Н К П С

ЦЕНТРАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ

КУРС ПАРОВОЗОВ

УСТРОЙСТВО И РАБОТА ПАРОВОЗОВ И ТЕХНИКА ИХ РЕМОНТА

II

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ — 1937

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Н К П С
ЦЕНТРАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ УЧЕБНЫМИ ЗАВЕДЕНИЯМИ

КУРС ПАРОВОЗОВ

УСТРОЙСТВО И РАБОТА ПАРОВОЗОВ И ТЕХНИКА ИХ РЕМОНТА

ТОМ II

МАШИНА, ЭКИПАЖ И ТЕНДЕР

СОСТАВЛЕНО КОЛЛЕКТИВОМ ПРЕПОДАВАТЕЛЕЙ МЭМИИТ
ПОД РЕДАКЦИЕЙ ДОКТОРА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК
ПРОФЕССОРА С. П. СЫРОМЯТНИКОВА

Утверждено Центральным управлением учебными заведениями Народного комиссариата путей сообщения в качестве стабильного учебника для втузов железнодорожного транспорта

[illegible]
[illegible] ИНСТИТУТ
[illegible]
20525

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ТРАНСПОРТНОЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Москва ★ ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ ★ 1937

Инв. 175

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Во втором томе книги подробно рассмотрены: устройство, конструкция и работа паровой машины, экипажа и тендера, а также приведены крепостной расчет и техника их ремонта.

Кроме того, здесь излагаются: динамика и парораспределение паровоза, тепловой расчет паровой машины и тендера-конденсатора.

Книга предназначается в качестве стабильного учебника для студентов втузов жел.-дор. транспорта.

Цена 11 р.
Переплет коленкоровый 1 р. 50 к.
Переплет 75 к.

Редакторы *В. А. Умнов и Л. Я. Дачук*
Техн. редактор *Н. Фомин*
Отв. корректор *Р. Б. Кацнельсон*
Сдано в набор 10/VII 1937 г.
Подписано к печати 21/X 1937 г.
Формат бумаги 72×105 1/16 д. л. Тираж 10 000 экз.
32 3/4 п. л. + 3 вклейки, 56 авт. л. 68912 зн. в п. л.
ЖДИЗ 3544 Ж 11 Заказ 18843
Уполномоч. Главлита Б-20598

1-я тип. Трансжелдориздата, Москва, Б. Переяславская, 46

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ПАРОВАЯ МАШИНА

ГЛАВА I

ОБЩИЕ ДАННЫЕ О ПАРОВЫХ МАШИНАХ

§ 1. Требования, предъявляемые к паровой машине

Паровая машина имеет назначение преобразовать (с максимальным к.п.д.) тепловую энергию подводимого к ней пара в механическую работу по передвижению поезда.

Паровая машина должна быть проста и, главное, надежна в эксплуатации, должна требовать несложного ухода, редкого и простого ремонта. Эти требования являются чрезвычайно важными и, стараясь их выполнить, приходится иногда поступаться требованиями экономичности в большей или меньшей степени.

Паровая машина должна вписываться в габарит подвижного состава. По условиям прочности рамы и получения наиболее спокойного хода паровоза (уменьшения виляния) паровые цилиндры должны быть расположены возможно ближе к раме. Приближение цилиндра к раме ограничивается возможностью размещения ведущего пальца и ступицы ведущего колеса.

Если паровые машины наших старых паровозов всегда удавалось без особых затруднений вписать в габарит, то этого нельзя сказать о машинах современных мощных паровозов. Здесь возникают наибольшие затруднения с вписыванием в габарит паровых цилиндров и ведущего пальца. Диаметр цилиндра, ход поршня, диаметр колеса и давление пара в котле комбинируются так, чтобы в габарит вписались все части машины.

При рассмотрении вопроса о выборе числа цилиндров нужно иметь в виду, что итти на увеличение числа цилиндров свыше двух следует лишь в крайнем случае, когда не удается разместить д в у х ц и л и н д р о в у ю машину. Здесь нужно подчеркнуть , что простейшей, наиболее надежной и достаточно экономичной в тепловом отношении машиной является двухцилиндровая простого расширения, работающая перегретым паром. При увеличении числа цилиндров свыше двух резко нарушается одно из главнейших требований, предъявляемых к машине, — ее простота.

Принцип компаунд, пользовавшийся 25—30 и более лет назад огромным распространением, в настоящее время уступил свое место принципу простого расширения, но при условии применения перегретого пара.

§ 2. Типы паровых машин

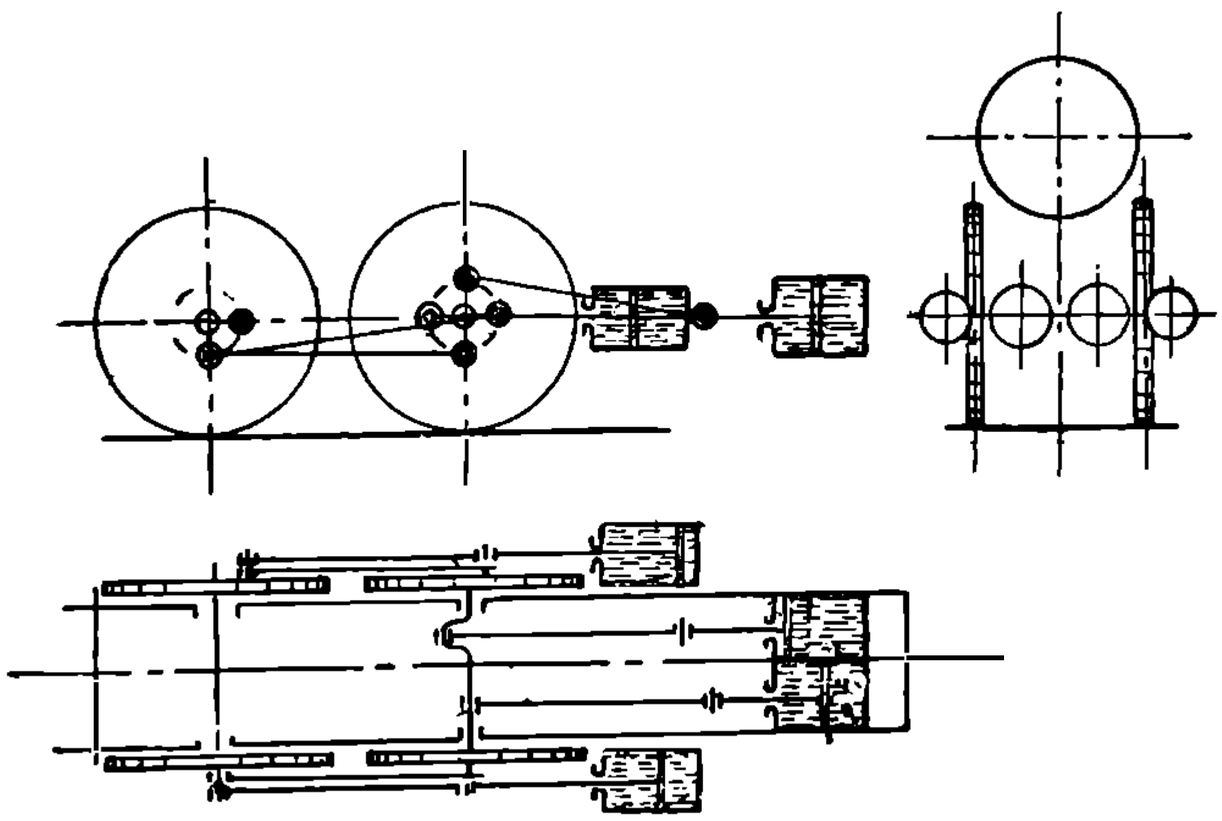
Наиболее распространенные старые паровозы имеют два цилиндра, укрепленные с боков рам, снаружи их.

Относительно неспокойный ход двухцилиндровых паровозов, в особенности паровозов-компаунд, неодинаковая величина работ в обоих цилиндрах, необходимость иметь особые приборы трогания с места, впускающие свежий пар в цилиндр низкого давления, — все эти причины обусловили в свое время появление у нас ч е т ы р е х ц и л и н д р о в ы х паровозов, сначала старинной системы тандем-ком-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

паунд (серия «Р»). У этих паровозов с каждой стороны укреплено по два цилиндра высокого и низкого давлений, последовательно один за другим. Оба поршня сидят на общем штоке, проходящем через оба цилиндра высокого и низкого давлений, последовательно один за другим. Такое расположение поршней значительно увеличивает вес возвратно-поступательно движущихся масс паровоза и ухудшает уравновешивание паровоза.

Значительно лучшей по своим динамическим свойствам является четырехцилиндровая машина-компаунд с коленчатой осью, где все четыре цилиндра расположены в ряд. Здесь могут быть или одна ведущая ось, или, лучше, две, как это сделано в машине де-Глена, изображенной на фиг. 296. Машина де-Глена применена в паровозах серий «У» и «У^{У}».



Фиг. 296.

Все более современные русские паровозы с числом цилиндров более двух имеют простые машины.

Паровозы-компаунд высокого давления, строящиеся за границей в виде отдельных экземпляров, чаще всего имеют три цилиндра: один высокого давления, расположенный между рамами, и два — низкого, снаружи рам.

Четырехцилиндровые паровозы простого расширения обычно имеют кривошипы обеих пар цилиндров (правой и левой сторон) паровоза насаженными под углом 180° и потому они хорошо уравновешены. Хотя динамика этих паровозов очень благоприятна, — последние не получили широкого распространения из-за своей сложности. У нас этот тип представлен паровозами серии «Л» типа 2-3-1. Ведущих осей у паровоза серии «Л» две. Вторая движущая колесная пара соединена наружным механизмом с поршнями наружных цилиндров, передняя движущая колесная пара, имеющая двухколенчатую ось, — с поршнями внутренних цилиндров. Паровоз серии «Л» — сложен, дорог, неудобен в эксплуатации, требует относительно частого ремонта.

Что касается крупнейших сочлененных и полусочлененных паровозов, то и здесь применявшийся в старину принцип компаунд уступил свое место простым машинам, все четыре цилиндра которых получают пар от котла.

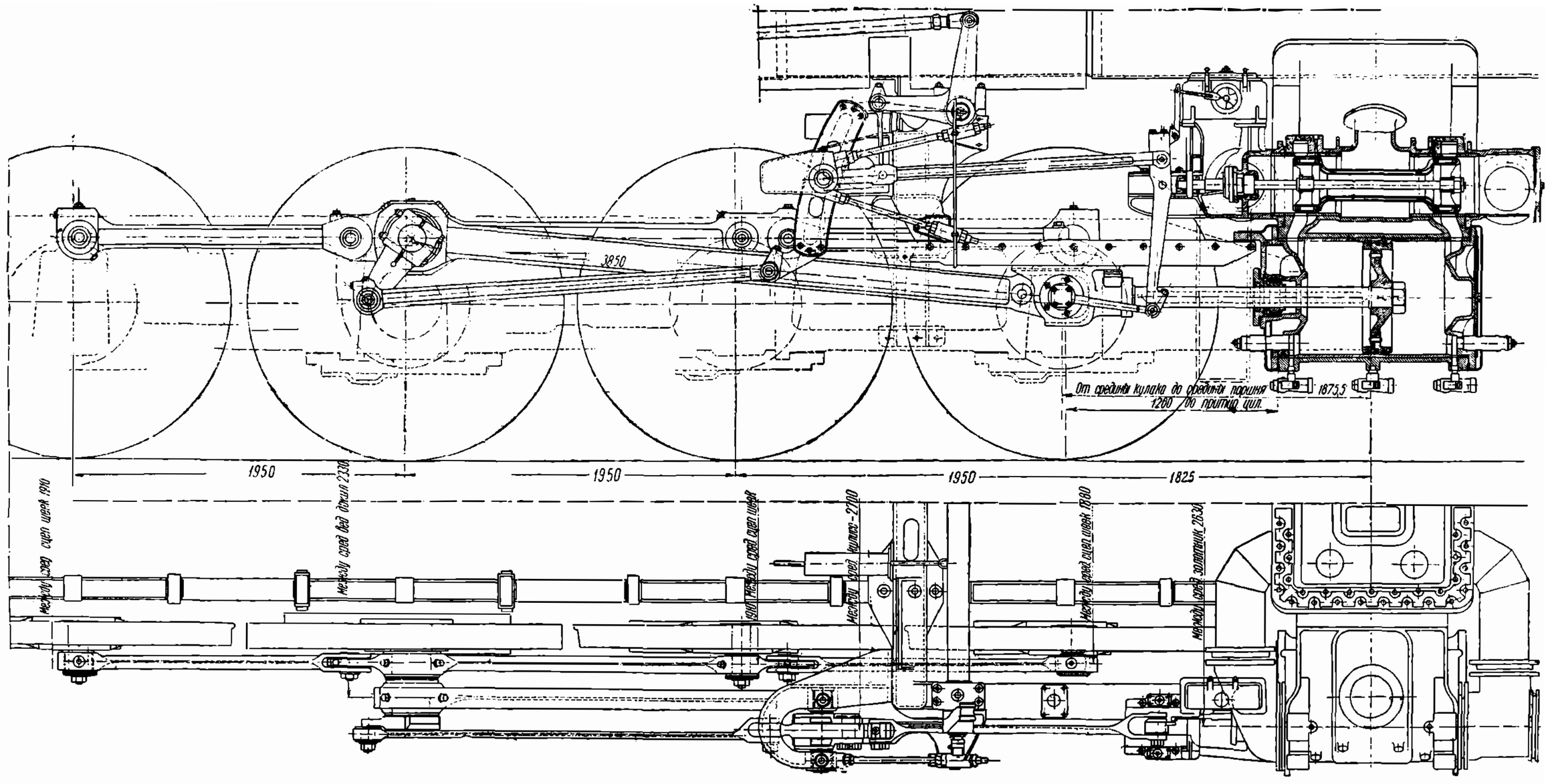
Во всем дальнейшем изложении рассматриваем в основном машины в их наиболее современном оформлении, лишь вкратце касаясь устройства машин отдельных старых паровозов.

§ 3. Общее устройство и работа машины

Паровозную паровую машину составляют три основных группы деталей: паровые цилиндры с принадлежностями и арматурой, движущий механизм и парораспределительный механизм с переводным устройством для изменения отсечки и хода паровоза. В виде примера на фиг. 297 показан общий вид паровой машины паровоза серии «ИС».

Паровые цилиндры отливаются за одно целое с золотниковыми коробками, из которых пар попеременно поступает в обе полости цилиндра. Принадлежностями цилиндров являются цилиндровые и золотниковые втулки, крышки и сальники. Арматуру паровых цилиндров составляют продувательные и предохранительные клапаны и приборы для облегчения беспарного хода паровоза (при закрытом регуляторе и движущемся паровозе паровая машина представляет собой мощный вакуум-насос). Несколько особняком стоят устройства для смазки цилиндров

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 297.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

(поршня и золотника): здесь применяются или несовершенные простые масленки и паровые лубрикаторы, или, лучше, смазочные прессы, осуществляющие принудительную подачу смазки.

Движущий механизм составляется поршнем (состоящим из диска и штока), непосредственно воспринимающим давление впущенного в цилиндр пара и приходящим в движение под влиянием этого давления, крейцкопфом (кулаком), движущимся по параллелям и обеспечивающим прямолинейное возвратно-поступательное движение штока, и, наконец, шатунным механизмом. Последний составляется поршневым дышлом и системой сцепных дышел (спарников), навешиваемых на пальцы сцепных колес.

Органы парораспределения — в свою очередь разделяются на две группы деталей: внутренние органы парораспределения — золотник и золотниковый шток и наружные (внешние) органы — механизм, приводящий в движение золотник.

Систем внешнего механизма — несколько. На наших паровозах применяются почти исключительно к у л и с н ы е механизмы: наиболее распространен кулисный механизм Вальсхерта (Гейзингера). В этом механизме, как видно по фиг. 297, кулиса получает качательное движение от эксцентриковой тяги («тяги от пальца»), задним концом навешенной на палец контркривошипа ведущего пальца колеса. По прорезу кулисы движется кулисный «камень», шарнирно связанный с кулисной (радиальной) тягой, управляющей движением золотника.

Для того чтобы осуществить парораспределение при переднем и заднем ходах паровоза с предварением впуска пара — единственно рациональное в условиях быстроходных паровозных машин, — кулисная тяга соединяется с золотниковым штоком не непосредственно, а через парораспределительный рычаг — маятник, нижний конец которого получает движение от крейцкопфа.

Изменяя положение камня в прорезе кулисы (посредством переводного устройства), машинист изменяет отсечку и переводит ход паровоза на обратный (реверсирование машины). Чем дальше расположен камень от центра качания кулисы, тем больше его размах, тем больше степень наполнения (отсечка). Переводя камень на другую половину кулисы, машинист дает обратный ход паровозу — то же с различными отсечками, в зависимости от положения камня.

Переводное устройство состоит из переводного вала, рычагов с подвесками, переводной тяги, идущей в будку машиниста, и переводного винта, гайка которого шарнирно соединена с задним концом переводной тяги. Вращая переводный винт, машинист перемещает кулисный камень по пазу кулисы и тем самым изменяет отсечку. Современные мощные паровозы частью имеют воздушный сервомотор реверса, облегчающий работу машиниста по передвижению кулисных камней и золотников.

В главе «Теория парораспределения» рассматриваются и другие, менее распространенные системы парораспределения.

ГЛАВА II

СИЛА ТЯГИ ПАРОВОЗА И СОПРОТИВЛЕНИЕ

§ 1. Сила тяги

Примем, что движущий механизм лежит в одной плоскости с кругом катания колеса. Пар, поступая в цилиндр, давит на поршень и крышку цилиндра с одинаковой силой (фиг. 298). Результирующее давление на поршень:

$$P_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_x,$$

где $p_x = p_п - p_з$ — мгновенное давление на поршень;
$p_п$ — давление на поршень со стороны рабочей полости;
$p_з$ — давление на поршень со стороны нерабочей полости;
d — диаметр цилиндра.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сила P_o, передаваясь на головку шатуна, уменьшается на величину трения поршневых колец о стенки цилиндра, штока о сальник и крейцкопфа о параллель.

На оси крейцкопфного валика сила $P = P_0 - \sum f$ разлагается на составляющие:

$$N = P \operatorname{tg} \beta \tag{235}$$

и

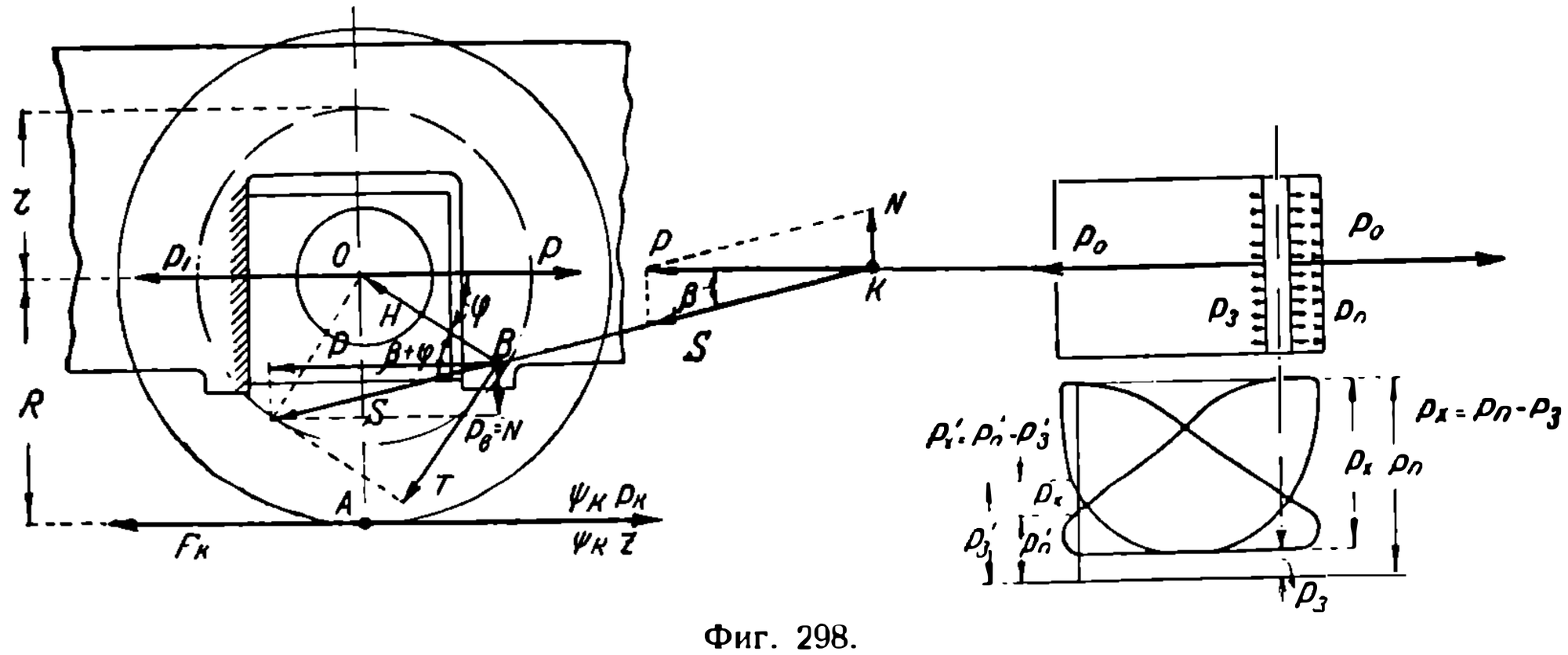
$$S = \frac{P}{\cos \beta} \tag{236}$$

Сила по шатуну, передаваясь на палец кривошипа, дает здесь составляющие

горизонтальную $$P_2 = S \cos \beta = P \tag{237}$$

и вертикальную $$P_в = S \sin \beta = P \operatorname{tg} \beta = N. \tag{238}$$

Сила пара, производящая давление на крышку цилиндра, передается через раму на буксу ведущей оси.



Фиг. 298.

Вертикальная сила $P_в$ изменяет нагрузку колеса на рельс; сила N вместе с $P_в$ дает пару с моментом $P_в \rho$, направленным против часовой стрелки. Этот момент, воздействуя на надрессорное строение, вызывает колебательные движения. Горизонтальная сила P распределяется по закону рычага на точки опоры колеса O— ось колеса и A — мгновенный центр вращения.

При переднем мертвом положении кривошипа задняя часть буксы и рамы прижаты друг к другу двумя равными и противоположными, взаимно уравновешивающимися силами P.

При повороте кривошипа на угол φ (фиг. 298) условия равновесия дают:

$$P_1 R + N r \cos \varphi - P (R - r \sin \varphi) = 0$$

и

$$F_k + P_1 - P = 0.$$

Подставляя $N = P \operatorname{tg} \beta$, найдем:

$$P_1 = P \left[1 - \frac{r}{R} \frac{\sin (\beta + \varphi)}{\cos \beta} \right]; \tag{239}$$

$$F_k = P \frac{r}{R} \frac{\sin (\beta + \varphi)}{\cos \beta}. \tag{240}$$

Давление пара на крышку P направлено от рамы к задней стороне буксы. От кривошипа же через буксу на раму передается сила P_1, меньшая, чем при мертвом положении. Избыток давления от рамы на буксу

$$P - P_1 = P \frac{r}{R} \frac{\sin (\beta + \varphi)}{\cos \beta} = F_k$$

направлен в сторону движения и равен величине силы тяги.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таким образом при повороте кривошипа от 0 до 180° движущее усилие, приводящее паровоз в движение, передается через раму на колеса.

Давление между буксой и рамой равно:

$$P_1 = P - P\frac{r}{R}\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta} = P - F_k$$

при угле, равном φ;

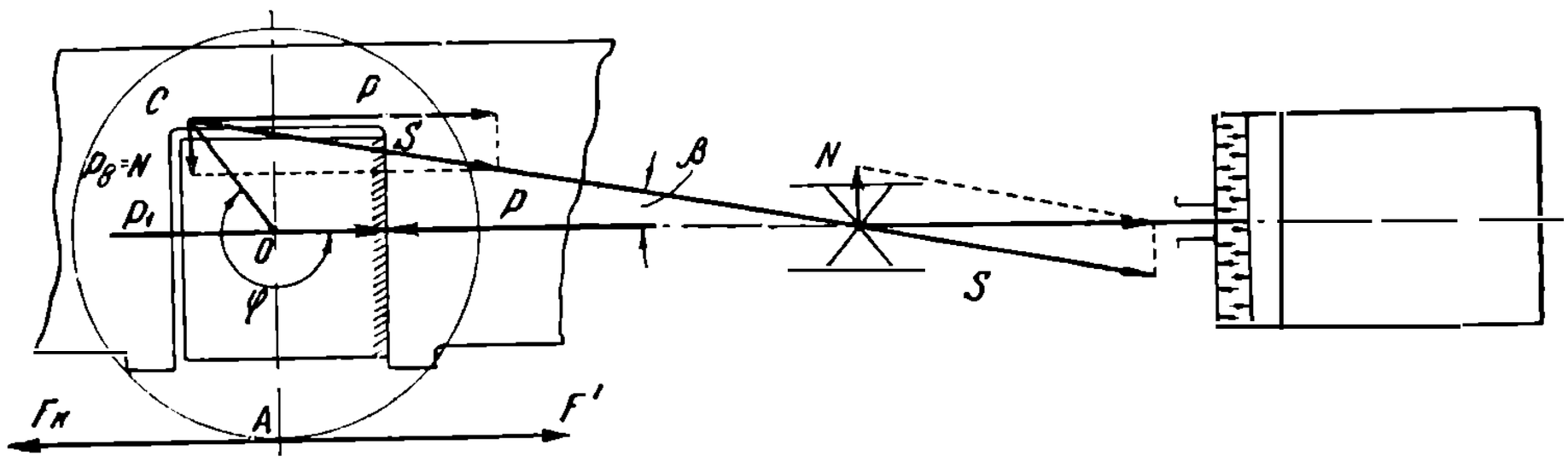
при $\varphi = 0$ и $(180°)$ $P_1 = P$.

Сила тяги изменяется от:

$F_к = 0$ при $\varphi = 0$ и $(180°)$

до $F_k = P\frac{r}{R}\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta}$ при угле φ.

При движении кривошипа по верхней полуокружности (от $\varphi = 180°$ до $\varphi = 360°$) (фиг. 299) сила от рамы на буксу направлена назад, а сила от буксы на раму вперед.



Фиг. 299.

Рассматривая опять условия равновесия колеса, найдем, что теперь бóльшая часть силы P передается на опору O, а меньшая на «неподвижную» опору A колеса, а именно:

усилие от буксы на раму $P_1 = P\left[1 + \frac{r}{R}\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta}\right]$; (239′)

сила тяги $F_k = P\frac{r}{R}\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta}$ (240′)

В этом случае сила, приложенная к буксе, больше, чем к раме, на величину:

$$P_1 - P = P\frac{r}{R}\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta} = F_k.$$

Этот избыток силы, приложенный от буксы к раме, направлен попрежнему в сторону движения и равен силе тяги. Следовательно: при повороте кривошипа от 180° до 360° усилие, приводящее паровоз в движение, приложено непосредственно к оси колеса и через буксу передается на раму.

Сила взаимодействия между передней частью буксы и рамой равна:

$$P_1 - P\frac{r}{R}\frac{\sin(\beta+\varphi)}{\cos\beta}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При боксовании паровоза «неподвижная» опора A уничтожается, поэтому при любом положении кривошипа давление рамы на буксу равно давлению буксы на раму. Эти силы как противоположно направленные не могут привести паровоз в движение.

Величину силы тяги можно определить, исходя из крутящего момента. Разложим силу S (фиг. 298) на две составляющие:

по направлению радиуса кривошипа нормальную

$$H = S\cos(\beta + \varphi) = P\frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos\beta}$$

и перпендикулярно к ней тангенциальную

$$T = S\sin(\beta + \varphi) = P\frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos\beta}$$

Момент, вращающий колесную пару:

$$M_e = Tr = Pr\frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos\beta}.$$

При положениях кривошипа, близких к мертвому, вращающий момент имеет незначительную величину, могущую оказаться недостаточной для трогания паровоза с места. Последнее служит причиной применения на паровозах не менее двух цилиндров с различным заклинением правого и левого кривошипов. Обычно правый кривошип опережает левый на 90° (при двухцилиндровой машине).

Выражение вращающего момента

$$M_в = Pr\cdot\frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos\beta} = Pr(\sin\varphi + \operatorname{tg}\beta\cos\varphi) \qquad (241)$$

после подстановки, ввиду малости угла β,

$$\operatorname{tg}\beta \cong \sin\beta = \frac{r}{L}\sin\varphi$$

принимает вид:

$$M_в = Pr\left(\sin\varphi + \frac{r}{L}\frac{\sin 2\varphi}{2}\right).$$

Для двухцилиндровой машины, учитывая угол заклинения кривошипов, имеем:

$$M_в = P_{пр}r\left[\sin\varphi + \frac{r}{L}\frac{\sin 2\varphi}{2}\right] + P_{лев}r\left[\sin(\varphi + 270) + \frac{r}{L}\frac{\sin(2\varphi + 540)}{2}\right] \qquad (242)$$

При заднем ходе поршня:

Для $\varphi = (0° \div 90°)$ сила $P_{пр}$ направлена назад, а $P_{лев}$ вперед (отрицательна):

$$M_в = P_{пр}r\left[\sin\varphi + \frac{r}{L}\frac{\sin 2\varphi}{2}\right] + P_{лев}r\left[\cos\varphi + \frac{r}{L}\frac{\sin 2\varphi}{2}\right]. \qquad (243)$$

В случае постоянного значения $P_{пр} = P_{лев} = P = \text{const}$

$$M_в = Pr\left[\sin\varphi + \cos\varphi + \frac{r}{L}\sin 2\varphi\right] \qquad (243')$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для $\varphi = (90° \div 180°)$ силы $P_{пр}$ и $P_{лев}$ направлены в одну сторону назад:

$$M_в = P_{пр} r \left[\sin\varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] - P_{лев} \cdot r \left[\cos\varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] \qquad (244)$$

и

$$M_в = P_{пр} r \, [\sin\varphi - \cos\varphi] \text{ для } P = \text{const.}$$

При переднем ходе поршня:

Для φ от 180° до 270° сила $P_{пр}$ направлена вперед, $P_{лев}$ — назад.

$$M_в = P_{пр} r \left[\sin\varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] + P_{лев} r \left[\cos\varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] \qquad (245)$$

и

$$M_в = Pr \left[\sin\varphi + \cos\varphi - \frac{r}{L} \sin 2\varphi \right] \text{ для } P = \text{const.}$$

Для φ от 270° до 360° силы $P_{пр}$ и $P_{лев}$ направлены вперед:

$$M_в = P_{пр} r \left[\sin\varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] - P_{лев} r \left[\cos\varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] \qquad (246)$$

и

$$M_в = Pr \; [\sin\varphi - \cos\varphi] \text{ для } P = \text{const.}$$

Среднее значение вращающего момента при ходе поршня назад:

$$M_в^{ср} = \int_0^{\pi} \frac{M d\varphi}{\pi} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_{пр} r \left(\sin\varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi +$$

$$+ \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_{лев} r \left(\cos\varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi +$$

$$+ \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} P_{пр} r \left(\sin\varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi - \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} P_{лев} r \left(\cos\varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi. \qquad (247)$$

При постоянном значении давления пара на поршень:

$$M_в^{ср} = \int_0^{\pi} \frac{M d\varphi}{\pi} = Pr \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} (\sin\varphi + \cos\varphi) \, d\varphi + \right.$$

$$\left. + \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} (\sin\varphi - \cos\varphi) \right] d\varphi + \frac{Pr^2}{L} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin 2\varphi d\varphi.$$

Интегрирование последнего выражения дает при ходе поршня назад:

$$M_в^{ср} = P \cdot r \left(\frac{4}{\pi} + \frac{r}{L} \right) \qquad (248)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Заменяя вращающий момент тангенциальных усилий равным ему моментом силы тяги $F_к$ на ободе движущих колес, найдем:

$$M_в = T \cdot r = F_k \cdot R,$$

откуда среднее значение силы тяги:

$$F_k^{ср} = P \frac{r}{R}\left(\frac{4}{\pi} + \frac{r}{L}\right) \qquad (249)$$

При ходе поршня вперед:

$$M_в^{ср} = P \cdot r \left(\frac{4}{\pi} - \frac{r}{L}\right)$$

и

$$F_к^{ср} = P \frac{r}{R}\left(\frac{4}{\pi} - \frac{r}{L}\right)$$

Таким образом общее выражение силы тяги:

$$F_k = \frac{M_в}{R} = \frac{T \cdot r}{R} = P \frac{r}{R} \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta}.$$

Следовательно, касательной силой тяги на ободе движущих колес называется сила, приложенная по кругу катания в месте соприкосновения бандажа и головки рельса. Величина этой силы определяется из условия, что ее работа на ободе за один оборот движущих колес равна работе силы пара в цилиндрах за вычетом работы сил сопротивления движущего и парораспределительного механизмов за тот же оборот колеса.

Максимум вращающего момента найдем из выражения:

$$\frac{dM}{d\varphi} = P \cdot r \left(\cos \varphi - \sin \varphi + 2 \frac{r}{L} \cos 2\varphi\right) d\varphi = 0,$$

откуда

$$\varphi = 45°.$$

Следовательно

$$M_в^{max} = P \cdot r \left(\sqrt{2} + \frac{r}{L}\right)$$

и

$$F_k^{max} = P \frac{r}{R}\left(\sqrt{2} + \frac{r}{L}\right)$$

Наименьшее значение вращающего момента получается при нахождении одного из кривошипов в передней мертвой точке, а другого—под углом 90°.

В этом случае:

$$M_в^{min} = Pr \quad \text{и} \quad F_k^{min} = P \frac{r}{R}$$

На фиг. 300, *а* приведена диаграмма изменений касательной силы тяги, которая, как видно, за оборот колеса четыре раза изменяется от максимума

$$F_к^{max} = P \frac{r}{R}\left(\sqrt{2} + \frac{r}{L}\right)$$

до минимума $F_к^{min} = P \frac{r}{R}$, колеблясь около среднего значения

$$F_к^{ср} = P \frac{r}{R}\left(\frac{4}{\pi} - \frac{r}{L}\right)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Характеристикой колебаний силы тяги (или вращающего момента) служит коэфициент неравномерности:

$$\mu = \frac{M_в^{max} - M_в^{ср}}{M_в^{ср}} = \frac{F_к^{max} - F_к^{ср}}{F_к^{ср}}. \qquad (250)$$

Подставляя найденные значения, имеем

$$\mu = \frac{\sqrt{2 - \frac{4}{\pi} + \frac{2r}{L}}}{\frac{4}{\pi}\frac{r}{L}}$$

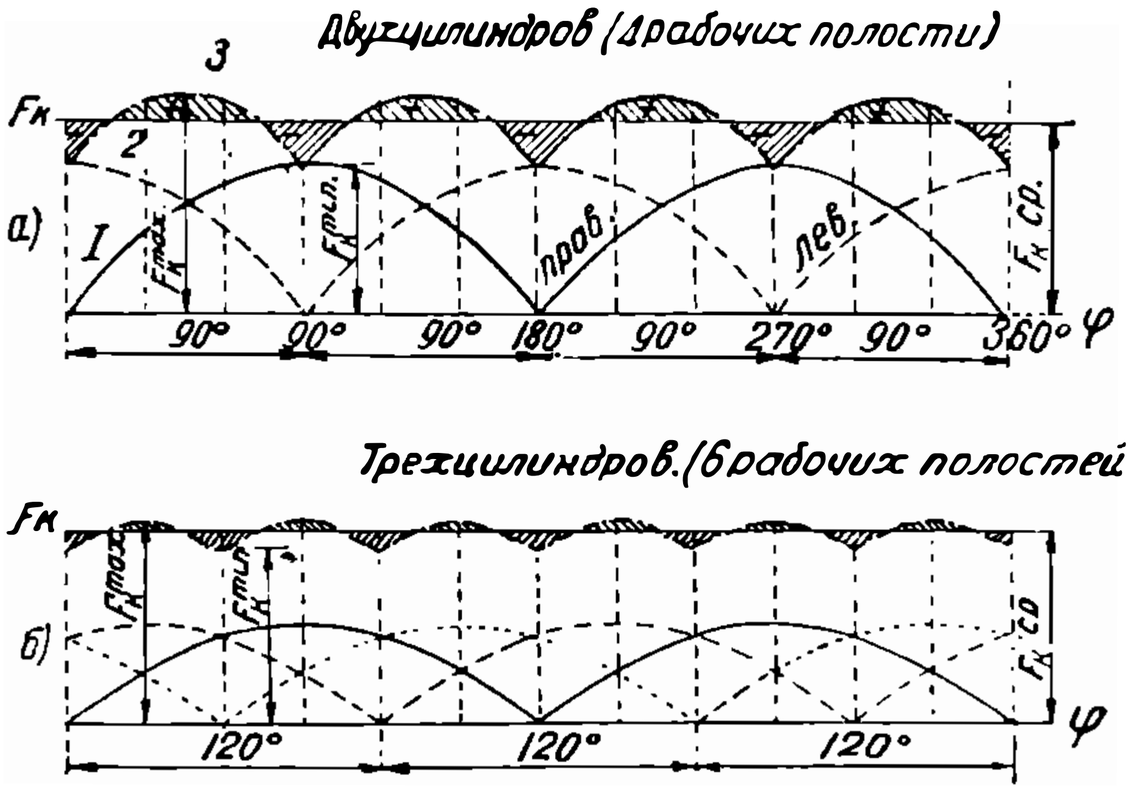
при

$$\frac{r}{L} = \frac{1}{8} \qquad \mu = 0{,}34;$$

при

$$\frac{r}{L} = \frac{1}{10} \qquad \mu = 0{,}29.$$

На фиг. 300,*б* показана диаграмма касательной силы тяги трехцилиндрового паровоза, из которой видно, что колебания касательной силы тяги от среднего значения меньше, чем у двухцилиндрового паровоза.



Фиг. 300.

В действительных условиях, при работе паровоза с расширением пара, благодаря переменному давлению на поршень, отклонения касательной силы тяги (вращающего момента) от среднего значения будут больше, чем в разобранном выше случае.

Выражение для средней касательной силы останется прежним. Однако здесь уже под силой P подразумевается давление пара на поршень при среднем индикаторном давлении. При числе цилиндров больше двух неравномерность силы тяги меньше. Так (фиг. 301,*а*, *б*) при $\varepsilon = 0{,}75$ на малой скорости имеем:

у двухцилиндрового паровоза $\mu = 0{,}22$,
а у трехцилиндрового всего лишь $\mu = 0{,}09$.

Неравномерность силы тяги имеет последствием неравномерную скорость движения. Однако изменение скорости благодаря большому весу поезда, действующему как маховик, невелико, и им можно пренебречь.

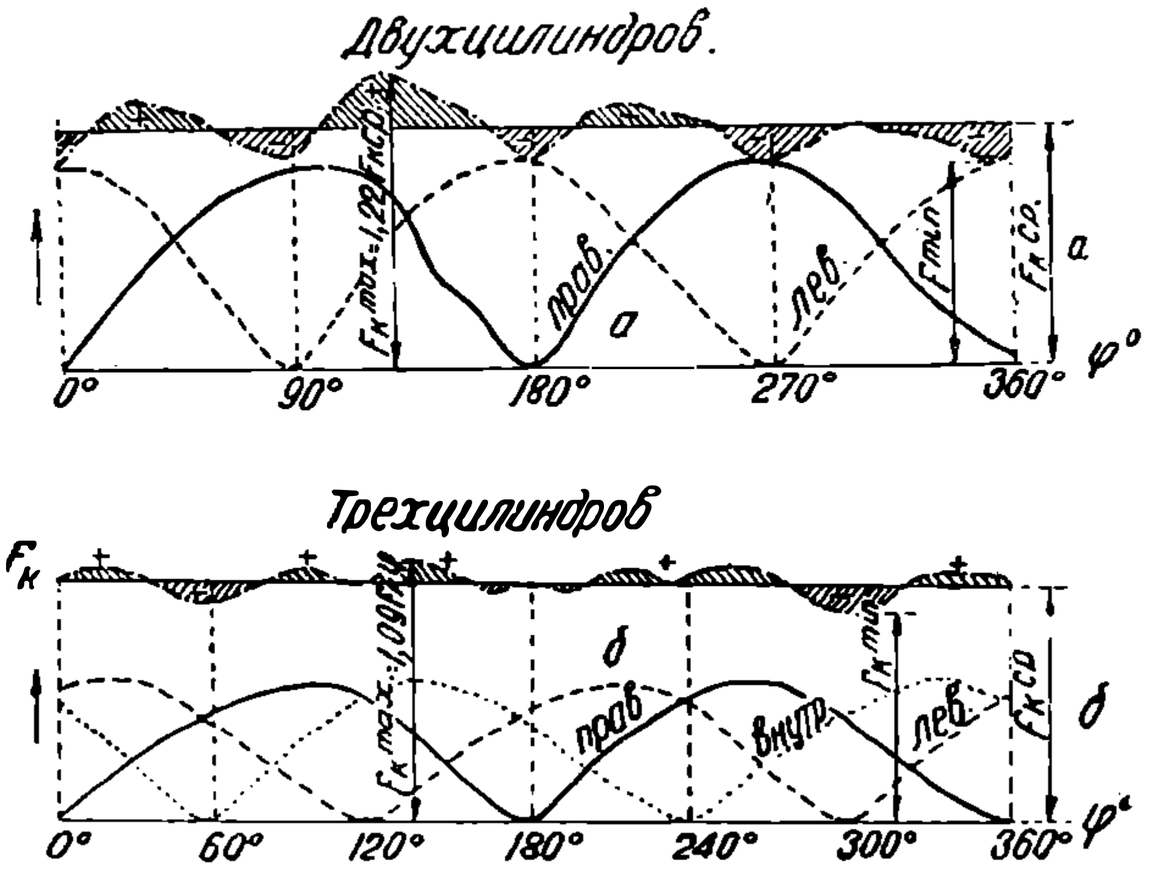
Другое, более вредное, последствие неравномерности силы тяги заключается в уменьшении сцепления колес с рельсами. При положении одного из кривошипов (например левого) в мертвом положении вращающий момент другого колеса реализуется за счет трения этого колеса о рельс, так как передачи вращающего момента на противоположное колесо нет ввиду большой жесткости оси, предотвращающей скручивание ее. При большом вращающем моменте правое колесо начнет скользить. При этом пробоксовывании будет передаваться вращающий момент и на колесо противоположной стороны, и здесь будет реализоваться сила тяги за счет сцепления колеса с рельсом. Этим объясняется то обстоятельство, что сильное боксование при медленном движении на подъеме, при увеличении скорости, а также

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при уменьшении силы тяги на подъеме прекращается. При отсутствии силы тяги, например на левом колесе, сила тяги правого колеса, будучи приложена на плече $\xi_к$ (от середины паровоза до круга катания колеса), создает момент $F_к\ \xi_к$, стремящийся поворачивать паровоз влево. Сила сопротивления состава и паровоза, приложенная к продольной оси паровоза, не может уравновесить момент от силы тяги $F_к\ \xi_к$.

Подобное же явление наблюдается и при других условиях, когда оба колеса развивают силу тяги. Ввиду того, что сила тяги, развиваемая обоими колесами, не всегда одинакова, точка приложения равнодействующей силы тяги все время перемещается от продольной оси то к одному, то к другому колесу.

Реализация движения паровоза, иначе говоря, движущей силы тяги, осуществляется за счет внешней, по отношению к паровозу, силы сцепления (трения) колес с рельсами. Для получения большой силы тяги вращающий момент реализуется не только за счет сцепления ведущих колес, но также и за счет силы сцепления с рельсами сцепных колес, соединяемых с ведущими при помощи сцепных дышел.



Фиг. 301.

Величина силы сцепления (реакции рельса) равна и противоположна силе тяги, развиваемой паровозной машиной, и не может быть больше силы трения колес о рельсы. Во избежание боксования:

$$F_k^{max} \leq 1000\, P_k \cdot f \qquad (251)$$

Нагрузка сцепных колес во время движения не остается постоянной. Поэтому наибольшая величина касательной силы тяги должна быть не больше силы трения колес при наименьших динамических нагрузках:

$$F_k^{max} \leq 1000\, f\, \Sigma\, Z_{min}. \qquad (252)$$

Но $\Sigma Z_{min} = (1 - \alpha)\, P_k$, где α—коэфициент разгруза, учитывающий отклонение наименьшей нагрузки колес от среднего ее значения, т. е. от статической величины (за счет вращения избыточного противовеса колесо давит на рельс с силой то меньшей статической нагрузки — при нахождении противовеса в верхней полуокружности, то с большей — при нахождении противовеса в нижней полуокружности):

$$\alpha = \frac{P_k - \Sigma Z_{min}}{P_k} \qquad (253)$$

Следовательно:

$$F_k^{max} = T\,\frac{r}{R} \leq f \Sigma Z_{min} \quad 1000 = f(1 - \alpha)\, P_k 1000.$$

Но

$$\frac{F_k^{max} - F_k^{cp}}{F_k^{cp}} = \mu,$$

почему

$$(1 + \mu)\, F_k^{cp} \leq f(1 - \alpha)\, P_k 1000.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда

$$F_к^{ср} \leq f \frac{1-\alpha}{1+\mu} P_к \, 1000,$$

или

$$F_к^{ср} \leq \psi_к \, P_к \, 1000. \tag{254}$$

Здесь $\psi_к = f\frac{(1-\alpha)}{(1+\mu)}$ — коэфициент сцепления. (255)

§ 2. Коэфициент сцепления

Сила тяги, реализуемая паровозом, зависит от коэфициента сцепления — условной величины, учитывающей, помимо трения первого рода между колесом и рельсом, неравномерность силы тяги, а также изменение нагрузок колес на рельсы.

Величина коэфициента трения зависит от состояния трущихся поверхностей бандажа и рельса и качества их. Кроме того, на величину коэфициента трения имеет большое влияние характер движения колеса. При чистом качении опорная точка A (мгновенный центр вращения) остается неподвижной, поэтому в точке A будет трение первого рода в покое. При подскальзывании колеса коэфициент трения первого рода уменьшается. Коэфициент трения может быть повышен при подсыпании песка на рельс.

Обычно принимают нижеследующие значения коэфициента трения f, приведенные в табл. 39.

Таблица 39

Состояние рельсов	Без применения песка	С песком
Сухие и чистые рельсы	0,25—0,3	0,35—0,40
Чистые, сильно влажные рельсы .	0,18—0,20	0,22—0,25
Масляный и влажный рельс .	0,15—0,18	0,22—0,25
Обледенелый рельс	0,15	0,20
Легкий снег на рельсах .	0,10	0,15

Коэфициент разгруза. Величина коэфициента разгруза зависит от изменения нагрузки колес как от сил, действующих в самом паровозе (влияние игры рессор, составляющих от пара, сил инерции и центробежной силы избыточного противовеса), так и от воздействия со стороны пути.

При малых скоростях коэфициент разгруза не превышает $\alpha = 0{,}2 - 0{,}25$.

На высоких скоростях он достигает величины $\alpha = 0{,}4—0{,}6$.

Коэфициент неравномерности. Величина коэфициента неравномерности зависит от типа машины. У многоцилиндровых машин бо́льшая равномерность вращающего момента, чем у двухцилиндровых.

У паровозов простого действия коэфициент неравномерности меньше, чем у компаунд при одинаковом числе цилиндров. Зависимость коэфициента неравномерности от отсечки и скорости приведена на фиг. 302 и 303.

В среднем можно принимать для рабочих условий коэфициенты неравномерности, приведенные в табл. 40.

Коэфициент сцепления мог бы достичь величины коэфициента трения лишь в случае, если бы:

1) нагрузка колес не менялась;
2) вращающий момент оставался постоянным;
3) между колесами и рельсами не имелось скольжения;
4) движение паровоза было равномерным.

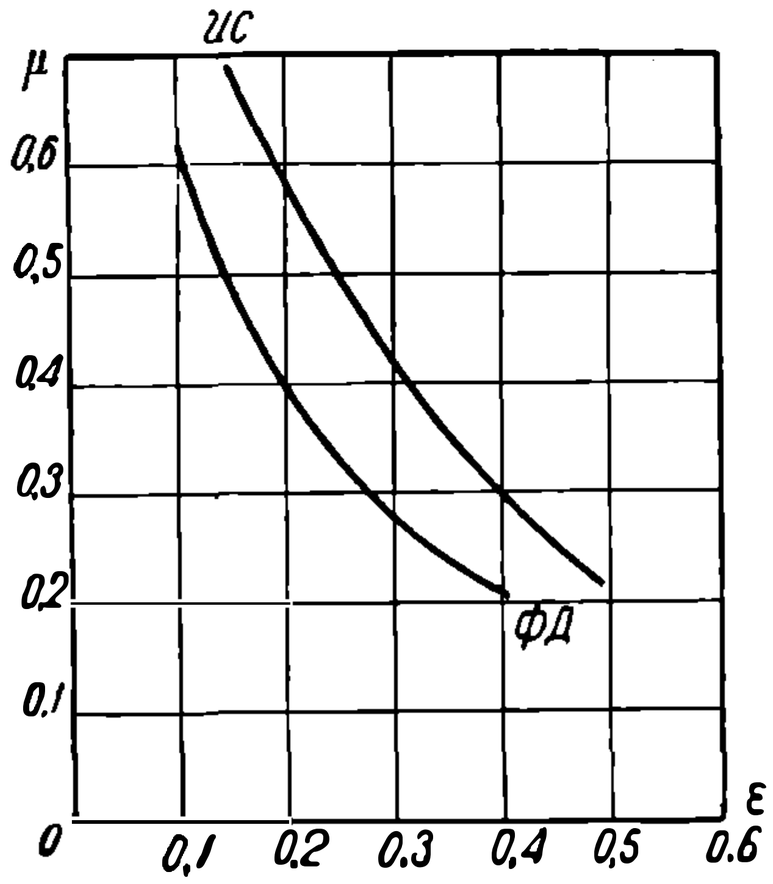
Ни одно из этих условий в паровозе невыполнимо в полной мере.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

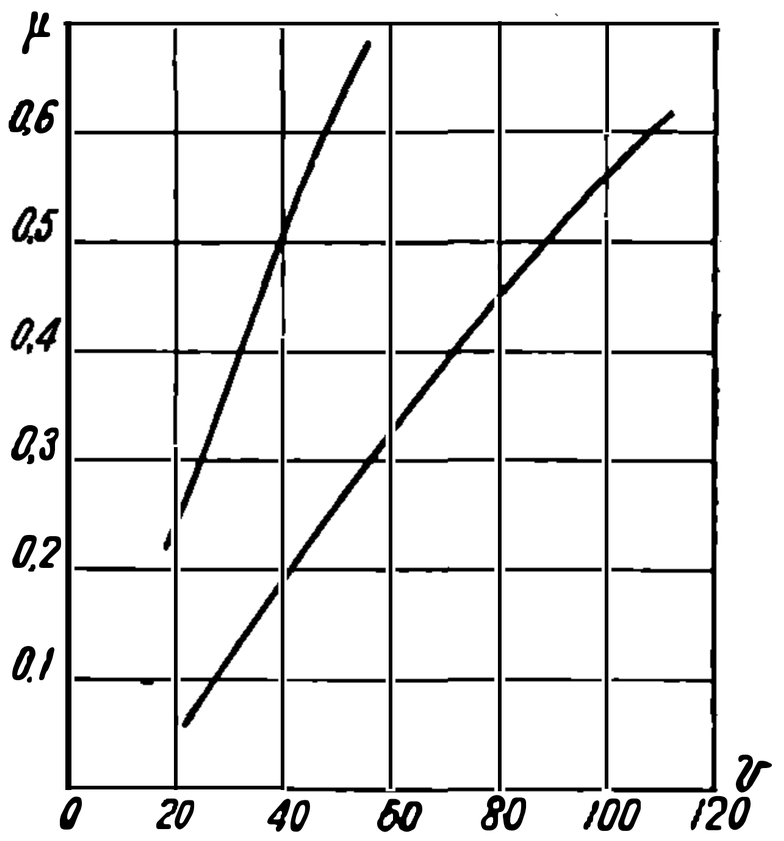
Таблица 40

Тип машины \ Тип паровоза	Коэфициент неравномерности μ	
	Товарный	Пассажирский
Двухцилиндровый, компаунд . . .	0,3	0,45
» простого действия	0,2	0,3
Трехцилиндровый с коленчатой осью .	0,15	0,2
Четырехцилиндровый с коленчатой осью	0,10	0,2
Электровозы, тепловозы при постоянном вращающем моменте .	0	0

Раньше коэфициент сцепления принимался равным 0,167—0,189 ($^1/_6$—$^1/_{5,3}$). Только после разгрома предельческих теорий кривоносовцами, под руководством Л. М. Кагановича, коэфициент сцепления был повышен.



Фиг. 302.



Фиг. 303.

Специальными опытами 1936 г. на паровозах серии «ФД» был реализован коэфициент сцепления $\psi_к = 0,24$—$0,26$, а на паровозах серии «Э» $\psi_к = 0,22$ при малых скоростях движения.

В настоящее время коэфициент сцепления предлагается определять по формуле:

$$\psi_к = \frac{1}{a+bv}.$$

Здесь коэфициенты a и b берутся из табл. 41 в зависимости от типа машины и верхнего строения.

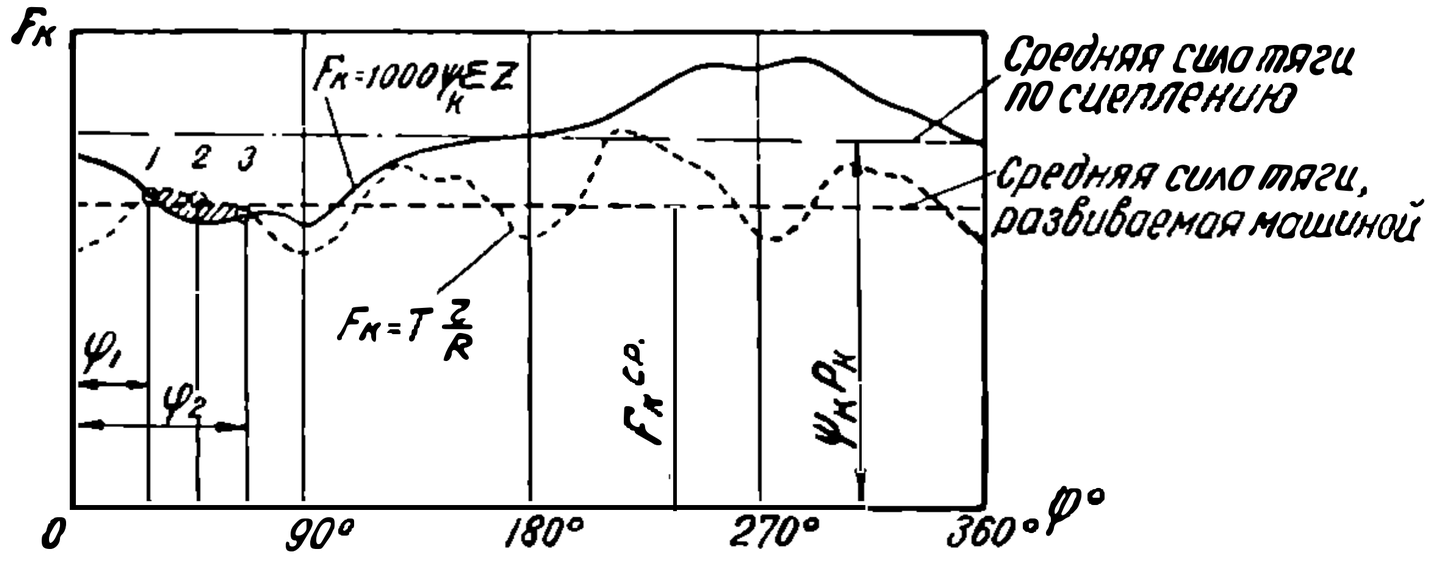
Таблица 41

Верхнее строение	Тип машин	Коэфициенты a	Коэфициенты b
Эксплуатируемые линии	Товарные с симметричной машиной .	3,8	0,035
	» с несимметричной » .	4,6	0,035
	Пассажирские с симметричной машиной	4,0	0,035
	Пассажирские с несимметричной »	4,8	0,035
Новостроящиеся и реконструируемые линии	Товарные с симметричной машиной . .	3,6	0,035
	» с несимметричной »	4,5	0,035
	Пассажирские с симметричной машиной	3,8	0,035
	» с несимметричной »	4,7	0,035

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В одинаковых условиях (скорость и отсечка) действительный коэфициент сцепления у пассажирских паровозов таков же, как и у товарных. Приведенные в таблице расчетные величины коэфициентов сцепления для пассажирских паровозов приняты несколько ниже, чем для товарных. Последнее обеспечивает надежное трогание с места сильно скрученного состава, быстрый разгон и повышенные скорости движения на подъемах.

На фиг. 304 приведена диаграмма изменения силы тяги $F_к = T \frac{r}{R}$, даваемой машиной. На этой же диаграмме нанесены значения возможной силы тяги по



Фиг. 304.

сцеплению, даваемой коэфициентом сцепления в зависимости от переменных динамических нагрузок колес: $F_к = \psi_к \ 1000 \ \Sigma Z_{min}$.

Там, где кривая $F_к = T \frac{r}{R}$ идет ниже значений $\psi_к \ 1000 \ \Sigma Z_{min}$, боксования нет.

На участке *1-2-3* сила тяги, развиваемая паровозом, превышает силу тяги по сцеплению. Поэтому при повороте кривошипа от угла Φ_1 до φ_2 будет пробоксовывание колес.

§ 3. Зависимость силы тяги от различных факторов

Зависимость силы тяги от паропроизводительности котла

Между потреблением пара машиной и приготовлением его в котле существует следующая зависимость:

$$B_m = u \frac{v}{} \frac{1000 \cdot 2 \cdot n}{\pi D} = z_m \quad H.$$

Лишь при этом условии паровоз будет развивать часовую работу $F_к \cdot v \cdot 1000$, т. е. будет давать мощность:

$$N_k = \frac{F_k \quad v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{F_k}{270} v$$

Отсюда

$$F_k = \frac{270 \cdot N_k}{v}.$$

Если на одну лошадиную силу затрачивается пара $\frac{B_m}{N_к}$ *кг/л. с. час*, то паровоз может развить мощность по котлу:

$$N_k = \frac{z_m \cdot H}{B_m} \qquad (256)$$

$$N_k$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

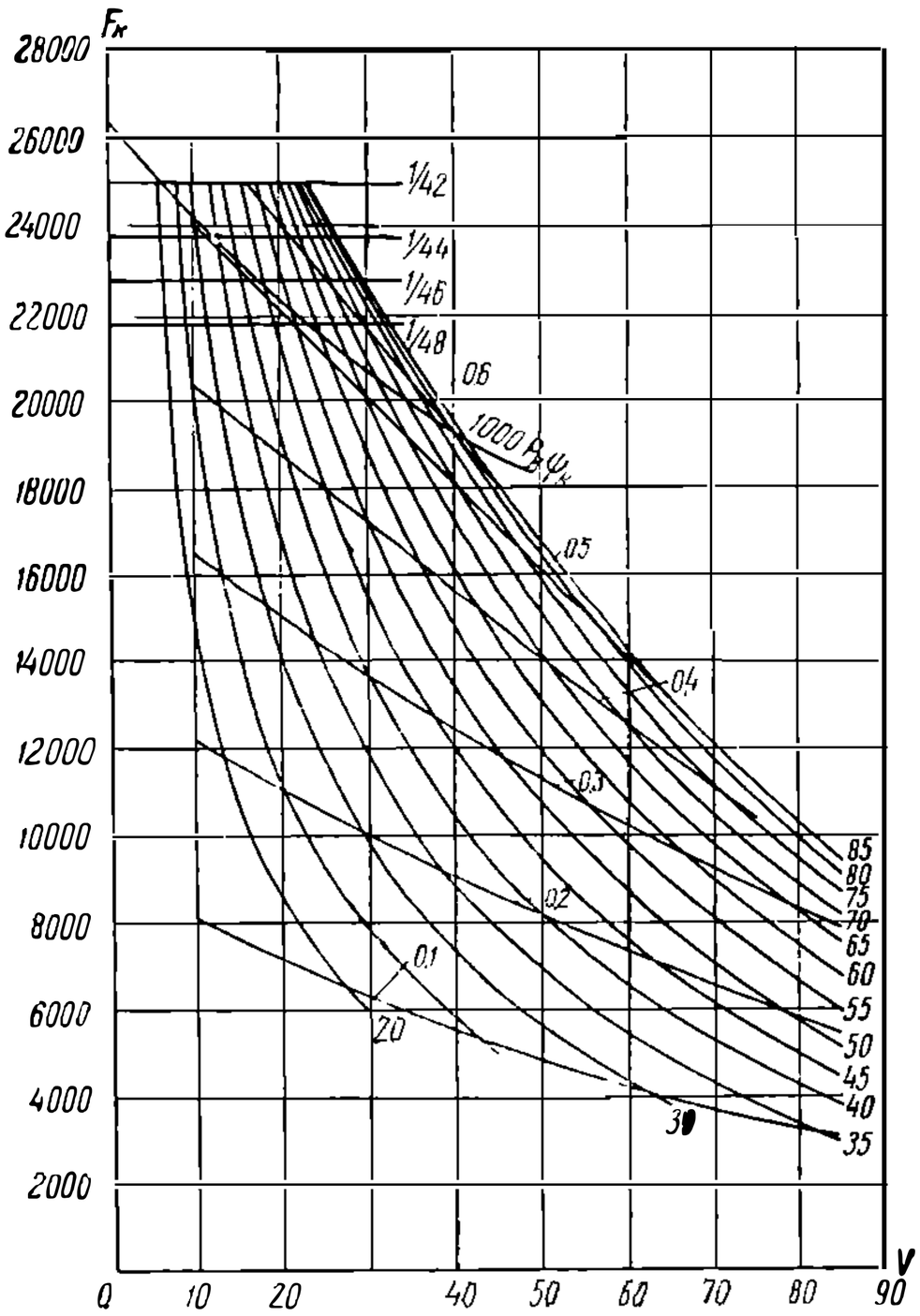
Следовательно, величина силы тяги в зависимости от котла:

$$F_k = \frac{270 \cdot z_m \quad H}{v\left(\frac{B_m}{N_k}\right)} \qquad (257)$$

Здесь z_m — форсировка котла по машине.

Входящие в эту формулу z_m и $\frac{B_m}{N_к}$ являются функцией скорости движения. Поэтому сила тяги в зависимости от форсировки котла приближается к гиперболе. Зависимость ее от скорости устанавливается опытным путем (фиг. 305).

Форсировка котла так же, как и коэфициент сцепления, занижалась предельщиками. В настоящее время установлены новые, более высокие форсировки котлов. Так, например для паровозов серий «ФД» и «ИС» вместо старых форсировок на угле z_m 48 — 45 *кг/м²час* теперь принимают не менее $z_m = 65$ *кг/м²час*.



Фиг. 305.

Зависимость силы тяги от размеров машины

Из условия равенства работы силы тяги на ободе и работы пара в цилиндрах за оборот колеса имеем:

$$F_k = 0{,}97 \frac{d^2 h}{2D} p_k \cdot n \cdot \eta_m \cdot \xi. \qquad (258)$$

Здесь: 0,97—коэфициент, учитывающий уменьшение площади поршня благодаря наличию штока и контрштока;

d — диаметр цилиндра в *см*;

D — диаметр колеса в *см*;

h — ход поршня в *см*;

p_k — давление в котле в *кг/см²*;

n — число цилиндров;

η_m — механический к. п. д., учитывающий потери трения в движущем и паропределительном механизмах;

$\xi = \frac{p_i}{p_к}$ — индикаторный коэфициент, т. е. отношение среднего индикаторного давления в цилиндрах к котловому.

На фиг. 305 приведены значения силы тяги по машине в зависимости от скорости и отсечки, устанавливаемые также опытным путем.

Индикаторный коэфициент оказывает значительное влияние на величину силы тяги. Этот коэфициент является сложной функцией скорости, отсечки и открытия регулятора и, кроме того, площади открытия окон, паровпускных каналов, средней скорости поршня и т. д. Индикаторный коэфициент является условной величиной, вводимой для удобства расчетов, и не представляет собой индикаторного коэфициента полезного действия машины.

Зависимость силы тяги от сцепления

Установленная нами зависимость $F_к = 1000\ P_к \cdot \psi_к$ является основным законом в локомотивах при реализации силы тяги за счет сцепления колес с рельсами.

Обычно размеры котла, машины и экипажной части паровоза увязываются

НБ УДУНТ (ДІІТ)
Инв 175

так, что их работа с экономической отсечкой соответствует друг другу. Однако такое сочетание не всегда имеет место. Часто встречаются паровозы «недоцилиндренные» или с малым котлом—«недокотленные».

§ 4. Виды силы тяги

В зависимости от места приложения различают:
силу тяги индикаторную F_i;
силу тяги касательную $F_к$;
силу тяги на крюке $F_п$
и силу тяги динамометрическую $F_д$.

Индикаторная сила тяги

При трогании с места максимально возможная сила тяги при полном котловом давлении:

$$M = 0{,}97\frac{d^2h}{2D}p_к n. \qquad (259)$$

Эта теоретическая (условная) величина называется модулем силы тяги и служит для сравнения различных паровозов.

Для двухцилиндрового паровоза-компаунд $n=1$:

$$M = 0{,}97\frac{d^2h}{2D}p_к$$

Для двухцилиндрового паровоза простого действия или 3-и 4-цилиндрового-компаунд $n=2$:

$$M = 0{,}97\frac{d^2h}{D}p_к .$$

Для трехцилиндрового паровоза простого действия $n=3$:

$$M = 0{,}97\frac{d^2h}{D}p_к 1{,}5.$$

Для четырехцилиндрового паровоза простого действия $n=4$:

$$M = 0{,}97\frac{d^2h}{D}p_к \cdot 2.$$

В действительных условиях, ввиду наличия целого ряда потерь при работе с расширением, давление пара меньше котлового и равно среднему индикаторному: $p_i = \xi p_к$.

Поэтому индикаторная сила тяги, условно отнесенная к ободу движущих колес, равна:

$$F_i = 0{,}97\frac{d^2h}{2D}\xi P_к n, \qquad (260)$$

т. е.

$$F_i = M\xi.$$

Касательная сила тяги

Касательная сила тяги, приложенная к ободу движущих колес:

$$F_k = F_i - W_m,$$

где W_m — сила, затрачиваемая на преодоление сопротивлений в машине паровоза:

$$F_k = \frac{F_i - W_m}{F_i}\cdot F_i = \eta_m F_i$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

или

$$F_k = \eta_m F_i = M\xi\eta_m = 0{,}97\,\frac{d^2h}{2D}\,p_к\,n\cdot\xi\eta_m = 0{,}97\frac{d^2h}{2D}\;n\alpha p_к\,. \qquad (261)$$

Здесь η_m — механический коэфициент полезного действия,

$\alpha = \xi\eta_m$ — коэфициент, учитывающий потери от котла до обода движущих колес.

При трогании с места и на малых скоростях для двухцилиндровых паровозов при

$$\varepsilon_{max} = 75 - 90\%;\ \alpha = 0{,}8 - 0{,}85 : F_k = 0{,}85\,\frac{d^2h}{D}\,p_к,$$

а для

$$\varepsilon_{max} = 50 - 60\%;\ \alpha = 0{,}75 : F_k = 0{,}75\frac{d^2h}{D}\,p_к\,.$$

Сила тяги на крюке

$$F_п = F_к - W_п = F_к - P\ (w'_o + i + w_r), \qquad (262)$$

где: $W_п$ — полное сопротивление движению паровоза;

P — вес паровоза;

w'_o — удельное сопротивление на прямом горизонтальном пути;

i — сопротивление от подъема;

w_r — сопротивление от кривой.

Динамометрическая сила тяги

Сила тяги, измеряемая динамометром на упряжном крюке при неустановившемся движении, расходуется не только на преодоление сопротивлений поезда, но и на увеличение его кинетической энергии (при ускоренном движении).

Поэтому:

$$F_д = F_п - 30\,\frac{v_1 - v_0}{t_1 - t_0}\cdot P, \qquad (263)$$

или

$$F_д = F_k\frac{Q}{P+Q} - \frac{P\cdot Q}{P+Q}(w'_0 - w''_0). \qquad (263')$$

Здесь: v_1 — конечная скорость, *км/час*,

v_o — начальная скорость, *км/час*,

t_1 — конечное время, сек.,

t_o — начальное время, сек.,

P — рабочий вес паровоза, *т*,

Q — вес состава, *т*,

w'_o — удельное сопротивление паровоза на прямом и горизонтальном пути, *кг/т*;

w''_o — удельное сопротивление состава на прямом и горизонтальном пути, *кг/т*.

§ 5. Сопротивление движению

При движении поезда или одиночного паровоза реализуемая последним сила тяги затрачивается на преодоление не только сопротивлений внутри самого паровоза, но и на преодоление внешних сопротивлений.

К числу последних относятся: трение колес по рельсам, сопротивление от неровностей, упругих и неупругих деформаций пути и самого подвижного состава, сопротивление внешней среды — воздуха, сил инерции, а также сопротивления, возникающие в особых местах профиля пути (на подъемах, уклонах, в кривых) и т. д.

В тяговых расчетах сопротивление, возникающее при движении паровоза, делится: на основное сопротивление, возникающее при движении по прямому и горизонтальному пути, и дополнительное сопро-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

т и в л е н и е, возникающее на подъеме (уклоне) в кривой или при движении с неравномерной скоростью. Ввиду затруднительности выполнения точных теоретических подсчетов оба вида сопротивлений определяются экспериментальным путем для каждого типа подвижного состава в отдельности. Опыты показывают, что на величину сопротивления влияют:

1) конструкция и состояние паровоза и его отдельных частей,
2) конструкция и состояние верхнего строения пути,
3) состояние погоды и
4) скорость движения.

Помимо этих естественных видов сопротивления, встречается еще искусственное сопротивление — торможение, вводимое в случае надобности в поездную систему.

О с н о в н о е с о п р о т и в л е н и е д в и ж е н и ю:

$$w'_0 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6.$$

Здесь: q_1 — трение в осевых шейках;
q_2 — трение качения между бандажами и рельсами;
q_3 — трение скольжения бандажей о рельсы;
q_4 — сопротивление от ударов колес на стыках и неровностях пути;
q_5 — сопротивление воздуха;
q_6 — силы трения в частях паровозной машины.

Т р е н и е в о с е в ы х ш е й к а х:

$$q_1 = f \cdot p \frac{r}{R} \qquad (264)$$

Здесь: f — коэфициент трения между подшипником и шейкой;
p — давление подшипника на шейку;
r — радиус шейки;
R — радиус колеса.

Т р е н и е к а ч е н и я м е ж д у б а н д а ж о м и р е л ь с о м:

$$q_2 = \mu \frac{П}{R}, \qquad (265)$$

где μ — коэфициент трения качения, $\mu = 0{,}005$,
$П$ — давление колеса на рельс.

Т р е н и е с к о л ь ж е н и я б а н д а ж е й о р е л ь с ы:

$$q_3 = k_1 + k_2 + k_3 + k_4.$$

Здесь: k_1 — трение при извилистом движении;
k_2 — трение от коничности бандажей;
k_3 — трение от неправильной сборки колесной пары;
k_4 — трение от неодинакового изнашивания бандажей.

$$k_1 = 0{,}64 \cdot f \cdot П \frac{\frac{y_{max}}{n}}{R} + av,$$

где: f — коэфициент трения, $f = 0{,}4$;
$П$ — нагрузка колеса на рельс;
y_{max} — наибольшее отклонение колесной пары от среднего положения, $y_{max} = 18$ *мм*;
$\frac{1}{n}$ — коничность бандажа, $\frac{1}{n} = \frac{1}{20}$;
R — средний радиус колеса по кругу катания;
a — коэфициент, учитывающий влияние скорости.

$$k_2 = f \quad П^{m}_{4R \cdot n},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где m — ширина опорной поверхности бандажа; $m \cong 20$ *мм*.

$$k_3 = f \cdot \Pi \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол между продольной осью колесной пары и продольной осью паровоза.

$$k_4 = f \quad \Pi \frac{D_1 - D_2}{D_1},$$

где D_1 — диаметр правого колеса;
D_2 — диаметр левого колеса;

$$q_3 = f\Pi \left(0{,}64 \frac{\frac{y_{max}}{n}}{R} + \frac{m}{4Rn} + \operatorname{tg} \beta + \frac{D_1 - D_2}{D_1} \right) + av \qquad (266)$$

Сопротивление от ударов колес на стыках и неровностях пути

По Вейсбаху:

$$q_4 = p \frac{a^2 \cdot v^2}{R^2 g^2} \cdot \qquad (267)$$

Здесь: p — вес колесной пары в *кг*;
a — зазор между стыками в *м*;
v — скорость движения в *м/сек*;
R — радиус круга катания в *м*;
g — ускорение силы тяжести в *м/сек²*.

Сопротивление воздуха:

$$q_5 = \alpha a \cdot v^2 + b \cdot v,$$

$$a = \frac{\gamma k F}{2g} \cdot$$

Здесь: α—коэфициент уменьшения, зависящий от формы лобовой поверхности: наименьшее значение α имеет у паровозов с обтекаемой формой, благодаря которой получается значительный выигрыш в мощности паровоза, доходящий на высоких скоростях до 300 — 400 *л. с.*;

a — коэфициент лобового сопротивления;
b — коэфициент бокового сопротивления;
a и b — определяются так же, как и α, опытным путем;
γ — удельный вес воздуха;
k — коэфициент пропорциональности;
F — площадь поперечного сечения;
v — скорость движения.

При наличии ветра, дующего со скоростью $v_в$ навстречу:

$$q_5 = \alpha a (v + v_в)^2 + b (v + v_в). \qquad (268)$$

Силы трения в частях паровозной машины

Эти потери возникают благодаря силам трения в движущихся частях паровозной машины. Они учитываются механическим коэфициентом полезного действия, и так как расчеты обычно производятся по касательной силе тяги, то сопротивление машины при открытом регуляторе при расчетах не учитывается:

$$q_6 = W_m \cdot \qquad (269)$$

Дополнительное сопротивление движению

В зависимости от профиля пути и особенностей движения возникают:
1) сопротивление от подъема, — W_i;
2) сопротивление от ускорения — W_j;
3) сопротивление от кривой — W_R.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сопротивление от подъема

При движении по подъему составляющая от веса по направлению подъема направлена назад и создает сопротивление, величина которого:

$$W_i = P\frac{h}{l_1} = Pi, \tag{270}$$

где i— сопротивление от подъема в *кг/т*, равное числу тысячных подъема.

Сопротивление от ускорения:

$$W_j = P\,\frac{v_2^2 - v_1^2}{s_2 - s_1}\,4{,}17 \tag{271}$$

или

$$W_j = P \cdot j \ \text{м/сек}^2.$$

Здесь: v_2 — скорость в конце ускорительного периода в *км/час*;
v_1 — скорость в начале ускорительного периода в *км/час*;
$s_2 - s_1$ — расстояние, пройденное в процессе ускорения в *м*;
j — сопротивление от ускорения в *кг/т*, равное ускорению в *м/сек²*.

Сопротивление от кривой

В кривой вследствие особенностей движения возникает скольжение колес по рельсам, а следовательно дополнительное сопротивление движению. Величина последнего зависит от радиуса кривой, скорости, расстояний между осями, нагрузок на ось, количества осей, зазоров между гребнями и головками рельсов, величин разбегов осей, возвращающих сил, величины силы тяги на крюке, состояния пути и паровоза и т. д.:

$$W_R = k'_R + k''_R = fP\left\{\frac{\sqrt{(2\xi_к)^2 + t^2}}{2R} + \frac{v^2}{gR}\,\frac{\sqrt{h(2r+h)}}{2r}\right\}, \tag{272}$$

где: k'_R — сопротивление от трения в кривой;
k''_R — сопротивление от трения гребней о головки рельсов под влиянием центробежной силы;
$2\xi_k$ — расстояние между кругами катания;
t — длина базы;
R — радиус кривой;
v — скорость движения в кривой;
g — ускорение силы тяжести;
h — высота площадки гребня, по которой происходит соприкосновение гребня с головкой рельса;
r — радиус колеса.

При наличии превышения b наружного рельса над внутренними составляющая от веса паровоза, направленная внутрь, уменьшает сопротивление в кривых на величину

$$P\,\frac{b}{\sqrt{(2\xi_k)^2 + b^2}}$$

ГЛАВА III

ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС МАШИНЫ

§ 1. Баланс тепла в паровом цилиндре. К. п. д. паровозной машины

Уравнение теплового баланса в паровозной паровой машине, работающей без конденсации, может быть написано в следующем общем виде:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \tag{273}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где: Q_0 — располагаемое тепло, вносимое свежим паром в цилиндр;
Q_1 — тепло, перешедшее в полезную индикаторную работу;
Q_2 — потеря тепла вследствие теплообмена между паром и стенками цилиндра;
Q_3 — тепло, уносимое отходящим паром в конус;
Q_4 — потеря тепла через обшивку цилиндра во внешнюю среду (наружное охлаждение);
Q_5 — потеря вледствие утечек пара через неплотности золотниковых и поршневых колец и сальников.

Уравнение (273) указывает на полную аналогию схемы распределения тепла в котле и в машине. Потере через неплотности пораспределительных органов в машине соответствуют потери в котле от провала части топлива в поддувало и уноса его в несгоревшем виде в дымовую трубу; потере вследствие обмена тепла со стенками — неполное сгорание топлива; потере с отходящим паром — такая же потеря с уходящими из котла газами; наконец, как там, так и здесь часть тепла теряется наружу через внешнюю обшивку котла или парового цилиндра; часть тепла переходит в полезную работу.

Так как количество пара, пропускаемое золотниками и поршнями, зависит не столько от типа машины и свойств рабочего тела, сколько от степени исправности машины и ухода за ней, мы условимся в дальнейшем для получения величины, характеризующей термические достоинства машины как типа, считать располагаемым теплом величину:

$$Q'_0 = Q_0 - Q_5,$$

устраняя, таким образом, влияние на конечные результаты исследования такого случайного и непостоянного фактора, как величина Q_5.

Все величины Q, входящие в уравнение теплового баланса машины, удобнее всего относить не к часу работы, как мы делали это в котле, а к одному рабочему ходу поршня.

Величина Q_0 может быть представлена в виде произведения:

$$Q_0 = \lambda' \cdot u, \qquad (274)$$

где λ' — теплосодержание пара в золотниковой коробке цилиндра, а u—расход пара в *кг* на 1 ход поршня.

Величина λ' всегда несколько отличается от теплосодержания пара в котле.

При работе насыщенным паром разница эта получается за счет изменения влажности пара при проходе через регуляторный золотник и пароподводящие трубы: при вполне открытом регуляторе имеет место увлажнение пара; при открытии на малый клапан — подсушивание. При перегретом паре наблюдается падение температуры при переходе его из второй камеры коллектора в золотниковую коробку. Для летнего времени величина этого падения может быть принята в среднем около 10°, несколько увеличиваясь с уменьшением форсировки; зимой — почти вдвое больше. Ввиду сказанного вполне очевидно, что при научно поставленных опытах необходимо определять величину λ' по непосредственным наблюдениям степени влажности или температуры пара в золотниковой коробке.

Величина u определяется из равенства:

$$B_m = u \cdot n,$$

где

$$B_m = \frac{(A_0 - A_1 - \Sigma a - \Sigma b) + (h_0 - h_1)}{t_x}$$

а n — число ходов поршня в течение 1 часа:

$$n = \frac{V \cdot 1000}{\pi D} \cdot \chi,$$

где: V — скорость поезда в *км/час*, D — диаметр движущих колес в *м*; χ — число тактов (ходов поршней) в течение 1 полного оборота движущих колес. При опытах n измеряется счетчиком.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Полезное тепло, т. е. перешедшее в полезную индикаторную работу, равно:

$$Q_1 = A \cdot L_i,$$

где L_i — индикаторная работа пара в цилиндре за 1 ход поршня, выраженная в *кгм*, A — тепловой эквивалент работы (величина, обратная механическому эквиваленту тепла), равный $\frac{1}{427}$ *кал/кгм*.

Если через p_i (*кг/см*^{2}) назовем величину среднего индикаторного давления в цилиндре, определяемую очертанием индикаторной диаграммы, а через d — диаметр цилиндра в *м*, то среднее усилие на поршень:

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p_i \; 10\,000 \; кг,$$

а работа этой силы за 1 ход поршня:

$$L_i = P \quad h = \frac{\pi}{4} d^2 \quad h \cdot p_i \, 10\,000 = v_ц \quad \cdot p_i \, 10\,000 \; кгм,$$

где h — ход поршня в *м*, а $v_ц$ — объем цилиндра в *м*^{3}. Таким образом

$$Q_1 = A \cdot v_ц \quad \cdot p_i \, 10\,000 \; кал. \tag{275}$$

Если мы имеем дело с машиной-компаунд, то, называя объемы цилиндров высокого и низкого давлений через $v'_ц$ и $v''_ц$, а средние индикаторные давления в них через p'_i и p_i'', имеем аналогично:

$$Q_1 = A(v'_ц \cdot p'_i + v''_ц \cdot p''_i) \, 10\,000 \; кал. \tag{276}$$

Сопоставляя между собой выражения (274) и (275), получаем выражение индикаторного коэфициента полезного действия паровозной машины:

$$\eta_m = \frac{A \quad \Sigma v_ц \quad \cdot p_i \cdot 10\,000}{u\lambda'} = 23{,}42 \, \frac{\Sigma(v_ц \quad \cdot p_i)}{u\lambda'}. \tag{277}$$

Между величиной среднего индикаторного давления и индикаторной силой тяги F_i существует соотношение, определяемое выражением равенства работ силы давления пара на поршень и силы тяги:

$$F_i \, \pi D = \Sigma \left(\frac{\pi}{4} d^2 \cdot h \quad p_i \right) 10\,000 \, \chi,$$

откуда

$$\sum v_ц \quad p_i = \frac{\pi D \cdot F_i}{10\,000 \, \chi},$$

и выражение для η_m получает следующий вид:

$$\eta_i = \frac{23{,}42 \, \pi}{10\,000} \cdot \frac{D \quad F_i}{\chi \cdot u \cdot \lambda'} = 0{,}00735 \; \cdot \frac{D \cdot F_i}{\chi \quad u \cdot \lambda}.$$

Степень совершенства паровой машины принято иногда характеризовать не коэфициентом полезного действия, а величиной расхода пара на индикаторную лошадиную силу, т. е. величиной:

$$\frac{B_m}{N_i} = \frac{u \cdot \frac{V \, 1000}{\pi D} \chi}{\frac{F_i \cdot V}{270}} = 86\,000 \frac{u \, \chi}{D \cdot F_i}$$

Подставляя величину $\frac{u\chi}{D \cdot F_i}$ в предыдущее выражение для η_i, получаем

$$\eta_i = \frac{0{,}00735 \cdot 86\,000}{\frac{B_m}{N_i} \cdot \lambda'} = \frac{632}{\lambda'} \quad \frac{1}{\frac{B_m}{N_i}}. \tag{278}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Полученное выражение показывает, что величина $\frac{B_m}{N_i}$ характеризует степень совершенства машины лишь в том случае, если

$$\lambda' = \text{const},$$

что близко к истине для машин, работающих насыщенным паром, где паросодержание, а следовательно и λ' (при данном котловом давлении) почти не меняются. Что же касается перегревных паровозов, то здесь λ' меняется в весьма широких пределах в зависимости от степени перегрева, а потому гораздо правильнее принимать в качестве мерила совершенства машины величину η_i.

Механические потери на трение поршневых и золотниковых колец, трение в сальниках, а также в частях движущего и внешнего пароораспределительного механизмов учитываются так называемым механическим к. п. д. машины η_m:

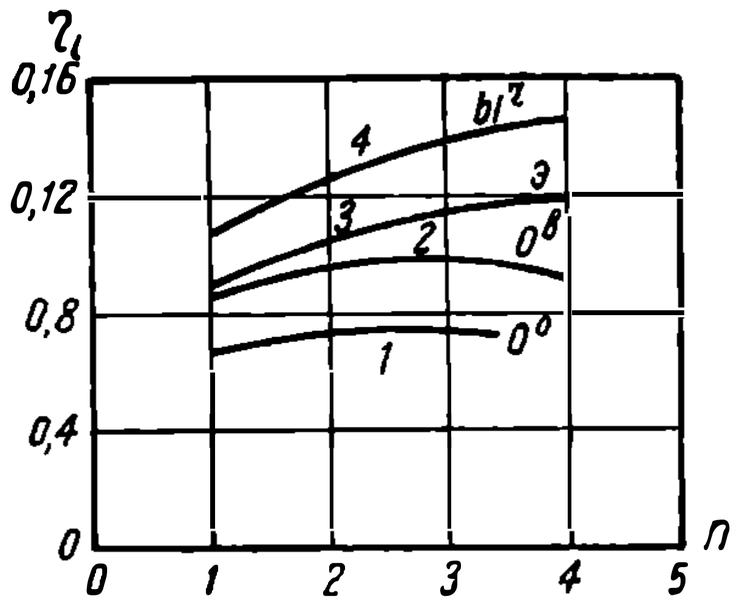
$$\eta_m = \frac{F_к}{F_i} = \frac{N_k}{N_i},$$

где $F_к$ и $N_к$ — сила тяги и мощность, отнесенные к окружности круга катания (обода) движущих колес.

Произведение коэфициентов η_i и η_m называют эффективным к. п. д. машины:

$$\eta_э = \eta_i \cdot \eta_m = \begin{matrix} 632 & 1 \\ \lambda' & \frac{B_m}{N_k} \end{matrix} \qquad (279)$$

На фиг. 306 приведены кривые изменения величины индикаторного к. п. д. паровозных машин. Кривые *1* и *2* — для паровозов бесперегревных, *3* и *4* — для перегревных с низким (до 300° в золотниковой коробке) и средним (350°) перегревом пара, кривые *1* и *3* относятся к машинам простого действия, *2* и *4* — к машинам-компаунд. Таким образом наибольшая величина индикаторного к. п. д. в современных паровозах не превосходит 12—14%, соответственно чему расход пара на индикаторную лошадиную силу-час в лучшем случае снижается до 6 *кг*.



Фиг. 306

§ 2. Утечка пара через неплотности пароораспределительных органов

Потери пара вследствие утечки его через неплотности пароораспределительных органов при золотниковом пароораспределении, почти исключительно применяемом на паровозах, достигают весьма значительной величины и игнорируемы ни в коем случае быть не могут.

Пусть мы имеем случай перетекания пара из камеры высокого давления p_1 в камеру с более низким давлением p_2 через отверстие или щель. Если отношение $\frac{p_1}{p_2}$ меньше некоторого критического коэфициента β, величина которого для пара может быть принята равной 0,6—0,7, то количество пара, перетекающего в единицу времени, может быть выражено формулой Непира:

$$u_y = A' \sqrt{\frac{p_2}{p_1}(p_1 - p_2)} \qquad (280)$$

В нашем случае p_1 есть давление в золотниковой коробке, которое всегда больше 10 *кг/см²*; давление p_2, в случае утечки через золотник непосредственно в конус, равно от 1,0 до 1,6 *кг/см²*. Поэтому $\frac{p_2}{p_1}$ всегда меньше 0,6, и формула Непира к рассматриваемому случаю вполне применима. Замечая, кроме того, что в современных паровозах p_1 изменяется в пределах 13 — 15 *ат*, а p_2 для нормальных условий работы не выходит из пределов 1,1 — 1,3 *ат*, можно

НБ УДУНТ (ДІІТ)

считать отношение $\frac{p_1}{p_2}$ приблизительно постоянным. Это дает возможность отнести множитель $\frac{p_1}{p_2}$ к составу постоянного коэфициента, что значительно упрощает формулу истечения.

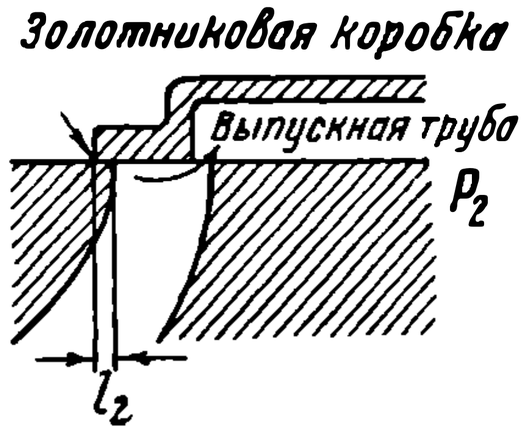
Итак, для случая утечки из золотниковой коробки в конус имеем:

$$u_y = A\sqrt{p_1 - p_2}. \qquad (281)$$

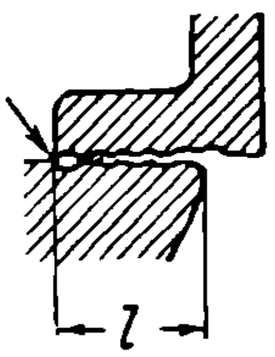
Принимая, далее, во внимание, что непосредственная утечка в конус имеет место в течение 75 — 85% всего рабочего времени и превалирует над утечкой при переменном давлении в камере вытекания, а также считаясь и с отсутствием специальных наблюдений над утечкой через узкие щели, — вполне допустимо распространять приведенную упрощенную формулу на случай утечки в течение всего хода поршня.

Кроме того, при утечке через золотник имеется еще один переменный фактор, безусловно влияющий на величину этой утечки, — это «длина перетекания».

Фиг. 307.



Фиг. 308.



Фиг. 309.

Так, в случае, представленном на фиг. 307, величина утечки в единицу времени будет, несомненно, меньше, чем при положении золотника по фиг. 308, при одних и тех же давлениях p_1 и p_2. Объясняется это большей в первом случае длиной перекрыши $l_1 > l_2$, благодаря чему давление просачивающегося пара падает сильнее. Кроме того, как бы ни были тщательны обработка и притирка трущихся поверхностей золотника и зеркала, они в разрезе представляют всегда ряд чередующихся выступов и впадин, представленных в утрированном виде на фиг. 309; при этом образуется ряд последовательных расширений и сужений, при переходе которых пар мнется вследствие внезапного изменения сечений. Чем больше размер l, названный нами д л и н о й п е р е т е к а н и я, тем, очевидно, больше будет число таких расширений и сужений, а следовательно и мятие пара. Чем больше мятие пара, тем теснее сближаются пределы давлений, разность которых и обусловливает в конечном итоге величину утечки. Новейшие опыты над протеканием пара через узкие щели вполне подтвердили правильность высказанных соображений и показали, что в большинстве случаев утечку можно считать при прочих равных условиях приблизительно обратно пропорциональной длине протекания.

Для определения коэфициента A, входящего в формулу (281), обычно пользуются эмпирическими данными, причем такой специальный опыт необходимо производить с той самой машиной, исследование работы которой предполагается в дальнейшем произвести. Необходимость эта обусловливается, главным образом, тем, что величина утечки зависит, помимо перечисленных, еще от целого ряда других чисто индивидуальных факторов, как-то: состояния и степени обработки и притирки трущихся поверхностей, смазки их, общего ухода за машиной и т. п.

В паровозах обстановка такого опыта следующая. При подтянутой к центру кулисе золотник устанавливается в среднее свое положение (фиг. 310); затем паровоз затормаживается, под колеса подкладываются башмаки, открывается регулятор, и свежий пар из котла устремляется по трубе B в золотниковую коробку C. Если в котле и паропроводе устранены все посторонние утечки, что вполне достижимо, то расход пара, измеряемый понижением уровня воды в водомерном стекле, вызывается в указанных условиях исключительно утечкой

НБ УДУНТ (ДІІТ)

через наружные полы a золотников, перекрывающие окна b на величину перекрыши впуска; пересачивающийся в цилиндры пар или утекает целиком через продувательные краны f, или же, в случае показанной на чертеже отрицательной перекрыши выпуска, частью уносится через выпускную трубу $Д$ в конус. Для поддержания давления поступающего в золотниковые коробки пара постоянным во все время опыта в сифон опытного паровоза пускается пар с другого паровоза. Величины утечек, определенные указанным способом для целого ряда паровозов различных серий, колеблются от 2 до 15 *кг* в 1 минуту на каждый золотник.

Если опыт на стоянке продолжается τ_0 секунд при разности давлений в котле и конусе Δp *кг/см*^{2} и перекрыша впуска, играющая в этом случае роль длины перетекания, была равна e *мм*, причем величина утечки определилась в размере $(u_y)_0$ *кг*, то мы имеем:

$$(u_y)_0 = \frac{A\,\tau_0}{e}\sqrt{\Delta p},$$

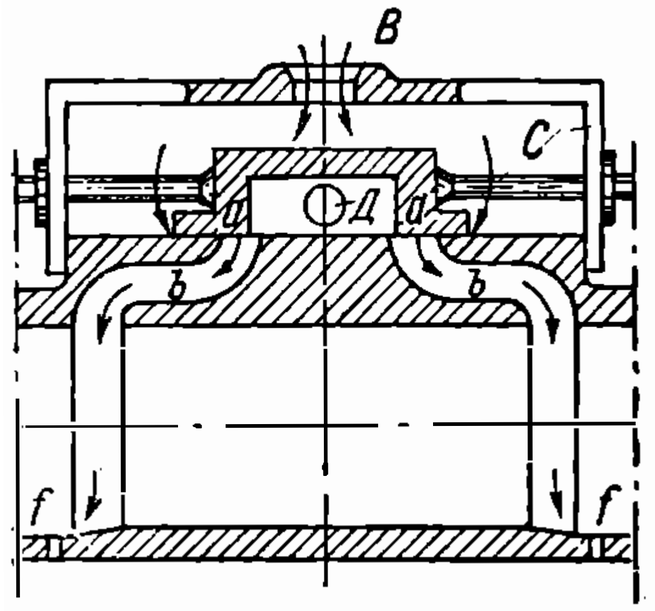
откуда

$$A = \frac{(u_y)_0 \quad e}{\tau_0 \quad \sqrt{\Delta p}}$$

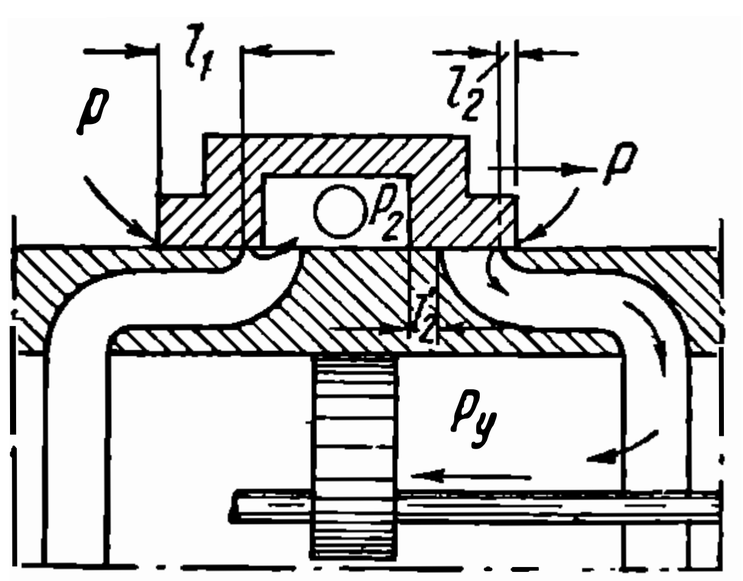
Для любых других условий, характеризуемых факторами τ, l, p_1 и p_2, находим:

$$u_y = \frac{A\tau}{l}\sqrt{p_1 - p_2} = \frac{(u_y)_0 \cdot e \quad \tau}{\tau_0\sqrt{\Delta p} \quad l}\sqrt{p_1 - p_2} = \frac{(u_y)_0}{\tau_0}\cdot\frac{e}{l}\cdot\tau\cdot\sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}} \qquad (282)$$

Наконец, в самом общем случае, когда просачивание пара происходит одновременно как через правую, так и через левую полу золотника, но при различных в обоих случаях условиях, необходимо составить два отдельных выражения для утечек, сумма которых и даст искомую полную потерю.



Фиг. 310.



Фиг. 311.

Рассмотрим например случай, представленный на фиг. 311, где через левый канал происходит выпуск пара в атмосферу, а по правую сторону поршня пар расширяется, имея в рассматриваемый момент давление p_y.

За некоторый короткий промежуток времени τ через левую полу золотника, перекрывающую окно на величину l_1 *мм*, просочится и утечет в атмосферу количество пара:

$$u'_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\cdot\frac{e}{l_1}\tau\sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}}, \qquad (283)$$

в то же время через правую полу перетечет в цилиндр:

$$u_y'' = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\cdot\frac{e}{l_2}\tau\sqrt{\frac{p_1 - p_y}{\Delta p}}, \qquad (284)$$

а утечет из него в атмосферу:

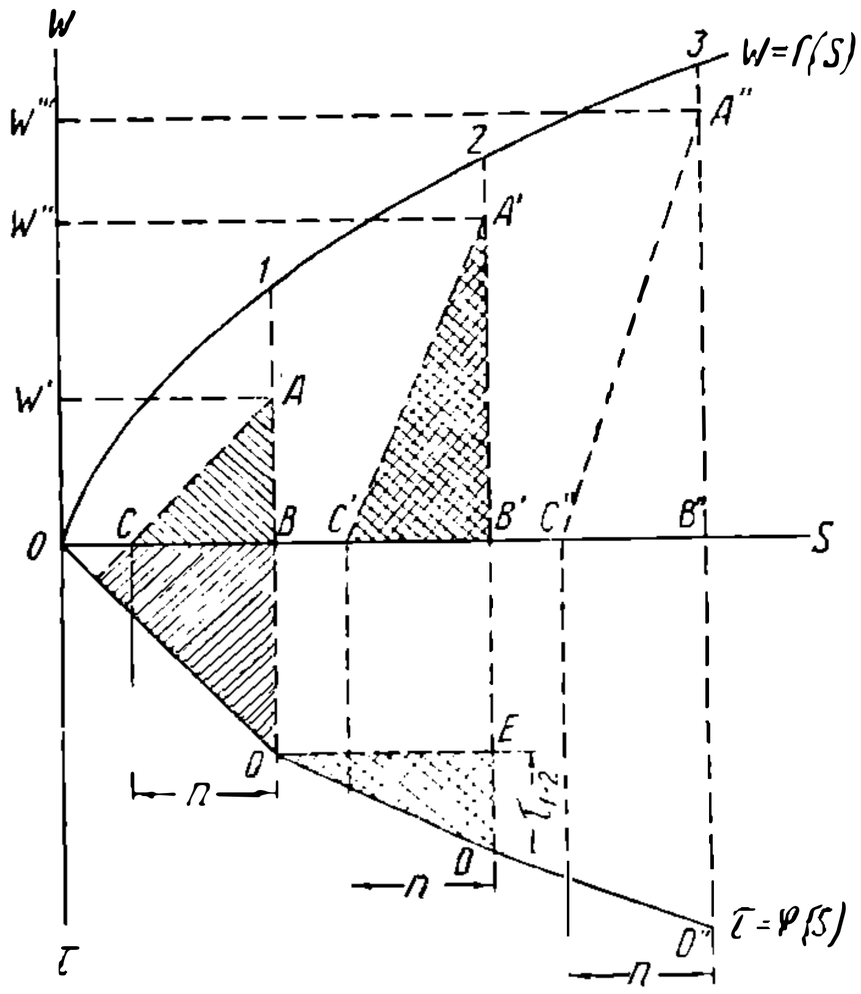
$$u_y''' = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0}\cdot\frac{e}{l'_2}\tau\sqrt{\frac{p_y - p_2}{\Delta p}}. \qquad (285)$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Полная утечка в атмосферу за рассматриваемый промежуток времени:

$$u_y = \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e}{l_1} \tau \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\Delta p}} + \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e}{l'_2} \tau \sqrt{\frac{p_y - p_2}{\Delta p}} =$$

$$= \frac{(u_y)_0}{2\tau_0} \cdot \frac{e\tau}{\sqrt{\Delta p}} \left\{ \frac{\sqrt{p_1 - p_2}}{l_1} + \frac{\sqrt{p_y - p_2}}{l} \right\} \qquad (286)$$



Фиг. 312.

При рассмотрении действительных условий просачивания пара во время работы паровоза, т. е. при движущемся золотнике, величины p_1 и p_2 будут постоянными, а p_y, l_1, l_2 и l_2' — переменными.

При подсчете суммарной утечки пара через неплотности золотниковых колец необходимо разбить время полного оборота движущих колес на отдельные периоды, соответствующие характерным фазам работы пара в цилиндре: впуску, расширению, выпуску и сжатию. Для подсчета продолжительности каждого из этих периодов удобнее всего воспользоваться графическим методом, применяемым в теории тяговых расчетов для определения времени хода поезда. Сущность этого метода заключается в следующем.

Пусть изменение скорости движения тела в плоскости изображается в функции от пройденного пути кривой: $W = f(S)$, представленной на фиг. 312. Разбивая эту кривую вертикальными ординатами на ряд участков, предполагаем скорость в пределах каждого участка постоянной и равной соответственному среднему ее значению (OW', OW'', OW''' и т. д.), определяемому, как средняя ордината кривой $W = f(S)$ в пределах данного участка. Откладываем затем от точки B влево по оси абсцисс отрезок BC, равный произвольному числу n миллиметров. Из начала координат проводим $OD \perp AC$ до пересечения с конечной ординатой участка $1BD$ в точке D.

Из подобия треугольников ABC и BDO имеем:

$$BD = \frac{BC \cdot OB}{AB};$$

замечая, что $OB = S' \cdot a$, где a — масштаб пройденного пути, а $AB = W'm$, где m — масштаб скоростей, перепишем предыдущее соотношение так:

$$BD = n \cdot \frac{S'}{W'} \cdot \frac{a}{m} = \frac{a}{m} \cdot n\tau_1,$$

где $\tau_1 = \frac{S'}{W'}$ есть, очевидно, время пробега телом участка OB.

Совершенно так же выводим из подобия треугольников $A'B'C'$ и $DD'E$, что время пробега участка BB' выражается отрезком ED' и т. д.; словом, ломаная $ODD\,D''$ представляет огибающую кривую накопления времени хода; при этом масштаб времени при постоянной для всех последовательных участков величине n равен:

$$1 \text{ сек} = \chi = \left(\frac{a}{m} n \right) \text{мм}.$$

Переходя теперь к частному случаю движения поршня паровой машины, мы легко убеждаемся в том, что закон изменения скорости поршня (при равномерном вращении кривошипа) изображается с достаточным для практических целей при-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

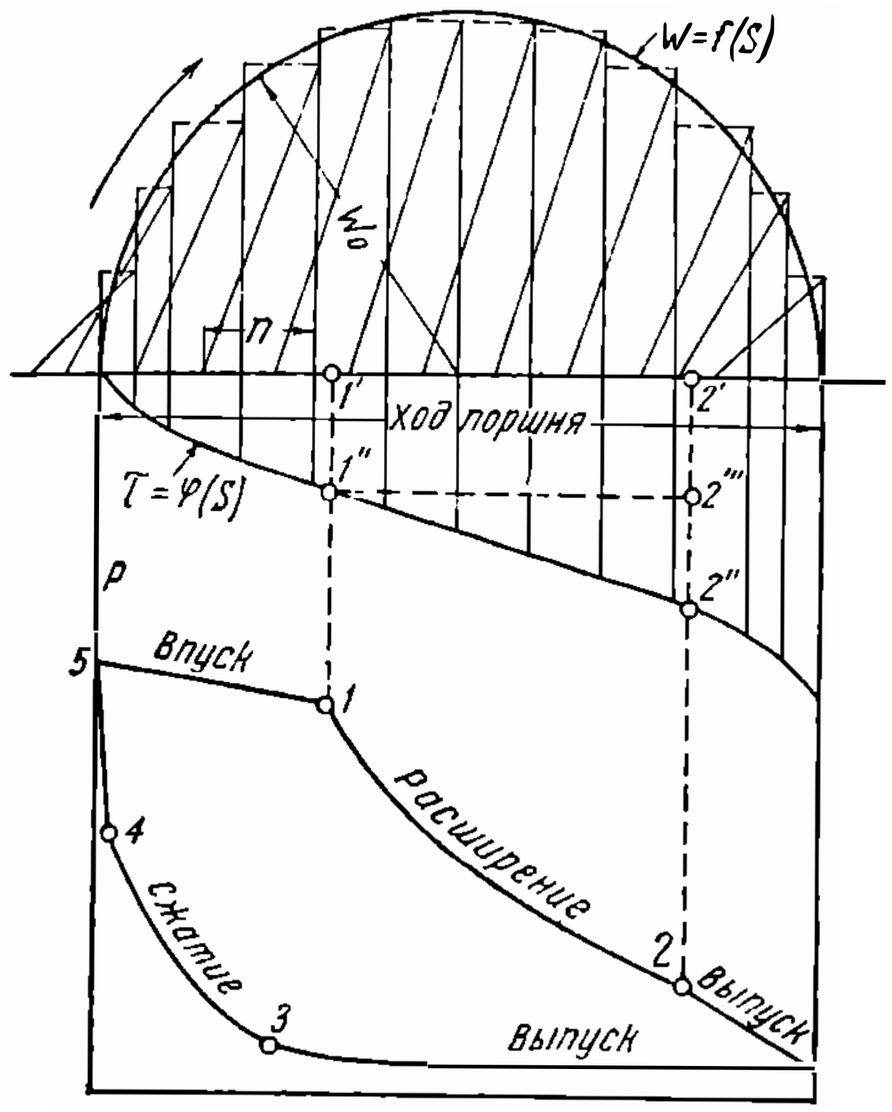
ближением в пределах каждого полного хода—полуокружностью, радиус которой равен скорости пальца кривошипа; а эта последняя величина может быть выражена через радиус кривошипа r, равный половине хода поршня h, и число оборотов колес в секунду n следующим образом:

$$W_0 = 2\pi r \cdot n = \pi \cdot h \cdot n.$$

После всего сказанного кривая времени строится без всяких затруднений (фиг. 313). Теперь и продолжительность любой фазы действия пара в цилиндре может быть легко найдена графически, как разность ординат кривой времени, проведенных через положения поршня, соответствующие началу и концу рассматриваемого периода. Например продолжительность расширения пара (*1—2*) изображается разностью ординат *2'' 2'* и *1'' 1'*:

$$\chi \cdot \tau_{1-2} = 2''2' - 1''1' = 2''2''',$$

$$\tau_{1-2} = \frac{2''2'''}{\chi}.$$



Фиг. 313.

Диаграмму скорости W_0 и времени τ нет надобности строить отдельно для разных машин и условий их работы: одна и та же диаграмма применима для всех случаев, если ввести соответствующий масштабный коэфициент. При массовых подсчетах подобная диаграмма дает громадную экономию времени, степень же точности получаемых результатов вполне достаточна даже для самых точных исследовательских работ.

Что касается перетекания пара из одной половины цилиндра в другую через неплотности поршневых колец, то таковая обычно наблюдается в гораздо меньших размерах, чем утечка через золотник, и при сколько-нибудь внимательном уходе легко может быть доведена почти до нуля. Кроме того, это явление далеко не так вредно, как золотниковая утечка: утечка пара в этом последнем случае происходит в течение всего хода поршня в пароисходящую трубу, в то время как пар, протекающий через поршень, уносится в конус только на части хода поршня, в период же предварения выпуска пар из выпускной полости цилиндра перетекает в рабочую, где происходит сжатие.

На фиг. 314 пунктиром показаны давления пара на правую и на левую стороны поршня, а сплошной линией — разность этих давлений, под влиянием которой и происходит утечка. На части *ab* хода поршня пар перетекает из полости расширения в полость сжатия, и утечка не является потерей; на части *bc* пар из полости выпуска перетекает в полость сжатия, каковое явление может быть даже и полезным. И только на остающейся части хода поршня (участки *cB* и *Aa*), просачивающейся через неплотности поршневых колец, пар утекает непосредственно в пароисходящую трубу. Величина p_2/p_1 почти на всем протяжении хода поршня меньше 0,6. Поэтому здесь вполне применимо уравнение Непира:

$$u_y'' = A'' \sqrt{\frac{p_2}{p_1}(p_1 - p_2)}.$$

Значение коэфициента A'' определяется из опыта:

$$(u''_y)_0 = \tau_0 A'' \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0 \cdot (p_1 - p_2)_0},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

$$A'' = \frac{(u''_y)_0}{\tau_0 \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0 \cdot (p_1 - p_2)_0}}$$

где τ_0 — продолжительность опыта.

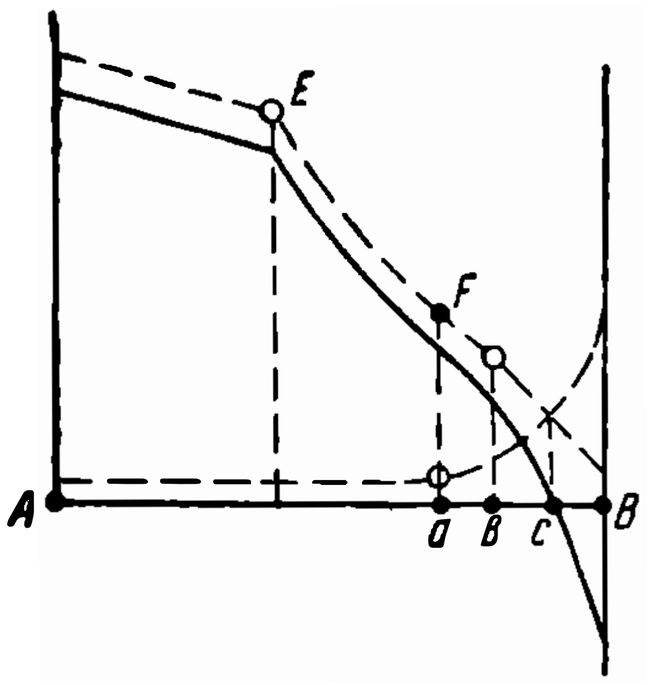
После этого для любого участка индикаторной диаграммы, например части *EF* линии расширения, находим:

$$(u_y'')_{EF} = A'' \cdot \tau \sqrt{\frac{p_2}{p_1}(p_1 - p_2)} = \frac{(u_y'')_0}{\tau_0} \cdot \tau \sqrt{\frac{\frac{p_2}{p_1}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_0} \cdot \frac{p_1 - p_2}{(p_1 - p_2)_0}}. \qquad (287)$$

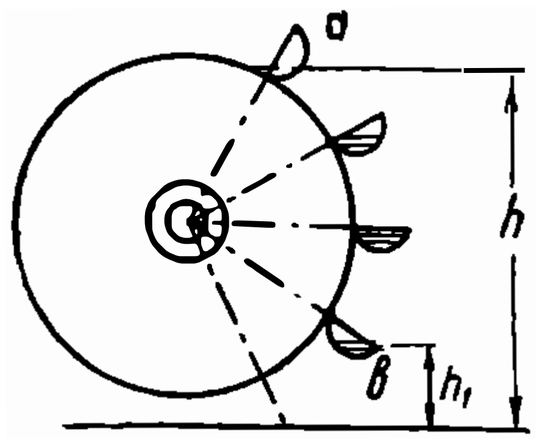
Что касается длины перетекания, то она при движении поршня все время остается постоянной, почему и не входит в формулу.

Наконец, утечка пара через сальники есть явление, которое легко заметить и устранить, почему в исправном паровозе эта величина не должна приниматься во внимание.

Опытные данные показывают, что суммарные потери вследствие утечек пара изменяются приблизительно обратно пропорционально корню квадратному из числа оборотов машины. По абсолютной своей величине утечка в данной машине не зависит от степени наполнения



Фиг. 314.



Фиг. 315

цилиндра паром (отсечки), в процентном же отношении к полному расходу пара утечка убывает с увеличением отсечки.

При достаточно внимательном уходе за машиной утечка не превышает 4—6%.

В машинах-компаунд утечки, вообще говоря, приносят значительно меньший вред, что объясняется следующими соображениями. В цилиндре высокого давления утекающий пар попадает не в конус, а в ресиверную трубу и оттуда в цилиндр низкого давления, где и совершает еще некоторую работу. Явление это может быть уподоблено следующей гидравлической схеме. В обыкновенном наливном водяном колесе (фиг. 315) часть воды утекает из верхнего ковша *a*, находящегося на уровне *h* от некоторого условного горизонта; на высоте h_1 эта утечка восполняется обратно ковшом *b*. Если вес утекающей воды будет *g кг*, то уменьшение потенциальной энергии рабочего тела выразится формулой:

$$\Delta u = g(h - h_1),$$

т. е. энергия утекающей воды теряется лишь частично.

Таким образом утечка пара из цилиндра высокого давления является лишь частичной потерей.

Утечка же через золотник цилиндра низкого давления, хотя и является полной потерей, но здесь она проявляется обычно в более слабой степени благодаря меньшей разности давлений пара в золотниковой коробке и выпускной трубе, чем в машинах простого действия.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 3. Теплообмен в паровом цилиндре

Основным источником тепловых потерь, возникающих в паровом цилиндре на почве теплообмена между паром и стенками цилиндра, является то обстоятельство, что впуск свежего и выпуск мятого пара происходят через одни и те же каналы и окна.

Порция свежего пара, попадая в цилиндр, встречает там металлические поверхности стенок, только что перед этим охлажденные током уходящего в конус отработавшего пара. Вследствие этого в период впуска пара происходит интенсивное отнятие от него тепла, вызывающее в случае насыщенного пара частичную его конденсацию, а при работе перегретым паром — контракцию, т. е. снижение температуры, сопровождающееся уменьшением удельного объема пара. И в том и в другом случае для осуществления в цилиндре заданной индикаторной работы приходится впускать в него большее количество пара, чем его требуется по теоретическому расчету для заполнения объема отсечки.

Отдача тепла холодным стенкам продолжается в течение всего периода впуска и на части периода расширения, пока быстро падающая при расширении температура пара не сделается ниже температуры стенок.

Начиная с этого момента, теплообмен меняет свое направление, — происходит обратная отдача тепла пару, особенно интенсивная в период предварения выпуска. К сожалению, эта запоздалая компенсация приносит мало пользы, так как в конце периода расширения тепло отдается пару при давлении его в цилиндре, гораздо более низком, чем в период получения тепла стенками; возвращаемое же пару тепло в период выпуска не приносит никакой пользы, так как целиком уносится в конус.

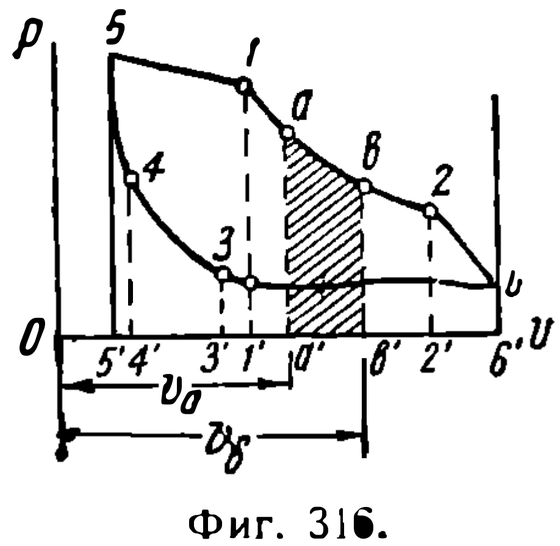
Анализ тепловых явлений в цилиндре впервые дан проф. Гирном и его учениками.

Если пренебречь влиянием живой силы работающего в цилиндре пара, то первый закон термодинамики может быть формулирован применительно к данному случаю следующим образом: при изменении состояния рабочего тела затрачиваемое тепло расходуется на приращение внутренней энергии посредствующей жидкости и на производство внешней работы:

$$\Delta Q = \Delta I + A \cdot \Delta L_i, \qquad (288)$$

где ΔI — приращение энергии, зафиксированное между двумя состояниями рабочего тела, ΔL_i — произведенная этим телом внешняя работа, A — термический эквивалент работы.

Применяя уравнение (288) к исследованию изменения состояния пара в период его расширения в цилиндре паровой машины, возьмем два последовательных момента этой фазы, изображаемые на индикаторной диаграмме фиг. 316 точками a и b. Предположим на время, что никаких утечек пара ни через поршень, ни через парораспределительный орган не существует. Тогда количество пара d *кг*, участвующее в процессе расширения, есть величина постоянная. Если известно состояние пара в точках a и b (в случае насыщенного пара — давление и паросодержание; в случае перегретого — давление и температура), то величина внутренней энергии в этих точках может быть подсчитана по формулам:



Фиг. 316.

$$I = ig = g(q + \rho x)$$

для насыщенного пара и

$$I = ig = g\left\{564{,}7 + 0{,}367 \cdot t - 78{,}1 \cdot 0{,}075 \left(\frac{273}{T}\right)^{\frac{10}{3}} p\right\}$$

для перегретого.

Что же касается величины внешней работы, произведенной паром на участке $a - b$, то она вполне определяется площадью $abb'a'$ и равна:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$(L_i)_{a-b} = \int_{v_a}^{v_b} p dv.$$

После этих замечаний уравнение (288) перепишется так:

$$Q_{a-b} = A \int_{v_a}^{v_b} p dv + I_b - I_a, \tag{289}$$

где Q_{a-b} и выражает эффект теплового взаимодействия между паром и стенками за рассматриваемый промежуток времени.

Если оказывается, что

$$A \int_{v_a}^{v_b} p dv > I_a - I_b,$$

то Q_{a-b} получается положительным, что указывает на переход тепла к пару; если

$$A \int_{v_a}^{v_b} p dv < I_a - I_b,$$

то Q_{a-b} отрицательно, т. е. тепло отдается стенкам, что и вызывает значительное уменьшение внутренней энергии пара. Наконец, когда:

$$A \int_{v_a}^{v_b} p dv = I_a - I_b,$$

получаем $Q_{a-b} = 0$, т. е. тепло не отдается и не получается, и процесс будет строго адиабатическим.

При неплотности парораспределительного органа некоторое количество u'_y пара перетечет за период a — b из золотниковой коробки в цилиндр, а количество u'_y утечет из цилиндра в конус.

Количество u''_y перетекшего пара внесет с собой тепло:

$$u'_y \lambda',$$

если λ' — теплосодержание весовой единицы пара в золотниковой коробке, утекающий же из цилиндра пар унесет с собой тепло:

$$u_y'' \lambda_{a-b},$$

где λ_{a-b} есть среднее за рассматриваемый период теплосодержание пара в цилиндре.

После этого имеем:

$$Q_{a-b} + u'_y \lambda' - u_y'' \lambda_{a-b} = A \int_{v_a}^{v_b} p dv + I_b - I_a;$$

причем полная энергия пара в конце процесса будет здесь иная, чем при отсутствии пропусков пара, так как вес пара в точке b будет отличаться от веса в a. Из предыдущего уравнения имеем:

$$Q_{a-b} = A \int_{v_a}^{v_b} p dv - (I_б - I_b) - u'_y \lambda' - u_y'' \lambda_{a-b}); \tag{290}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

относя предыдущее уравнение к интервалу 1—2, имеем для всего периода расширения:

$$Q_{1-2} = A \int_{v_1}^{v_2} pdv - (I_1 - I_2) - [(u_y)'_{1-2} \cdot \lambda' - (u_y)''_{1-2} \quad \lambda_{1-2}]. \qquad (291)$$

Точно так же для периода сжатия (фиг. 316):

$$Q_{3-4} = A \int_{v_3}^{v_4} pdv - (I_3 - I_4) - [(u_y)'_{3-4} \quad \lambda' - (u_x)''_{3-4} \cdot \lambda_{3-4}], \qquad (292)$$

причем конечно, весовое количество пара, входящее в выражения I_3 и I_4, будет здесь другое, чем в период расширения.

Момент начала сжатия (точка *3*) служит обычно отправным пунктом теплового исследования машины. При работе насыщенным паром по Гирну можно считать:

$$x_3 = 1{,}00;$$

при перегретом паре температура в начале сжатия принимается равной температуре в период выпуска, обязательно измеряемой термометром.

Для периода впуска (фиг. 316) свежего пара имеем:

$$Q_0 + Q_{4-1} = A \int_{v_4}^{v_1} pdv - (I_4 - I_1); \qquad (293)$$

здесь Q_0 есть тепло, вносимое в цилиндр свежим паром; называя через g вес пара, вносимого при каждом рабочем ходе поршня, а через λ'— теплосодержание весовой единицы этого пара, отнесенное к золотниковой коробке, будем иметь:

$$Q_0 = g\lambda'.$$

Интеграл внешней работы, входящий в уравнение теплового баланса периода впуска, определяется разностью площадей (фиг. 316):

$$\text{пл. } 511'5' - \text{пл. } 455'4',$$

из которых первая пропорциональна положительной работе впуска при прямом ходе, а вторая — отрицательной работе предварения впуска.

Что касается внутренней энергии пара в начале и конце впуска, то не надо забывать, что весовые количества пара в оба эти момента будут весьма различны: в точке *4* в цилиндре находится только вес пара g_4, возвращаемого вредным пространством; в точке же *1*, кроме того, и вес g впущенного из котла пара:

$$g_1 = g + g_4.$$

После этого из уравнения (293) имеем:

$$Q_{4-1} = A \int_{v_4}^{v_1} pdv - (I_4 - I_1) - Q_0. \qquad (294)$$

Переходя, наконец, к периоду выпуска и называя через Q_e тепло, уносимое паром из цилиндра в конус, мы по аналогии с предыдущим имели бы:

$$Q_{2-3} - Q_e = A \int_{v_2}^{v_3} pdv - (I_2 - I_3).$$

Это уравнение, имеющее для машин с охлаждением вполне реальное практическое значение, в паровозных машинах не может быть использовано в целях определения из него интересующего нас фактора Q_{2-3}, так как найти опытным путем величину уносимого тепла Q_e, или, вернее, среднюю величину теплосодержания выходящего из цилиндра пара, — крайне трудно.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ввиду этого для определения количества тепла, возвращаемого стенками в период выпуска, мы воспользуемся следующими очевидными соображениями. При установившейся длительной работе машины материал стенок цилиндра приобретает некоторую вполне определенную температуру, свидетельствующую о том, что в данном случае не происходит ни накопления, ни рассеивания тепла в материале стенок; иными словами, теплополучение стенок в течение каждого хода поршня равно теплоотдаче. Выражение этого условия в математической форме для паровозных машин, работающих без конденсации и без паровых рубашек, имеет следующий вид:

$$Q_{3-4} + Q_{4-1} + Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_p = 0 \qquad (295)$$

или

$$\Sigma Q + Q_p = 0,$$

где Q_p — количество калорий, отдаваемое стенками наружу за 1 ход поршня.

Определив из уравнений (291,) (292) и (294) первые три слагаемые левой части формулы (295) и из специального опыта величину Q_p, мы находим единственное неизвестное Q_{2-3}.

Проф. Гирн и исследователи его школы считали величину Q_{2-3} обмена тепла за период выпуска мерилом вредного влияния стенок, что не совсем правильно.

В этом предположении получается, что в случае, когда все отнятое у пара в предшествующие периоды работы тепло возвращается ему стенками к моменту конца расширения, — никакой потери тепла, а следовательно и работы не происходит.

На самом деле это, конечно, не так.

Каждая калория тепла, отнимаемая у пара в период впуска при высокой температуре, вызывает весьма значительное уменьшение потенциальной энергии пара; будучи же возвращена пару в конце расширения, т. е. при низкой температуре, та же калория внесет весьма незначительное приращение работоспособности пара. Докажем это.

Пусть средняя абсолютная температура, при которой происходит отдача тепла стенкам, будет T_0, а температура пара, при которой тепло возвращается стенками, — T_m; температуру холодного источника (т. е. среднюю температуру выхлопа) назовем через T_e.

Если в период впуска отдается стенкам Q *кал*, то наибольшая механическая работа, которая могла бы быть получена (при строго обратимом процессе) за счет этого тепла:

$$L_0 = \frac{Q}{A} \cdot \frac{T_0 - T_e}{T_0}. \qquad (296)$$

Когда же Q *кал* возвращаются стенками при температуре T_m, причем

$$T_m < T_0, \qquad (297)$$

то наибольшая работа, которая будет получена за счет этого теплополучения:

$$L_m = \frac{Q}{A} \cdot \frac{T_m - T_e}{T_m}. \qquad (298)$$

В случае необратимого процесса оба выражения для L_0 и L_m будут иметь меньшую величину, но соотношение между ними останется приблизительно тем же, что для наших целей и важно.

Сравнивая выражения (296) и (298), нетрудно доказать, что при наличии условий (297) всегда будем иметь:

$$L_m < L_0.$$

Действительно, из условия

$$T_m < T_0$$

следует

$$\frac{T_e}{T_m} > \frac{T_e}{T_0}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и далее

$$1-\frac{T_r}{T}<1-\frac{T_r}{T_0},$$

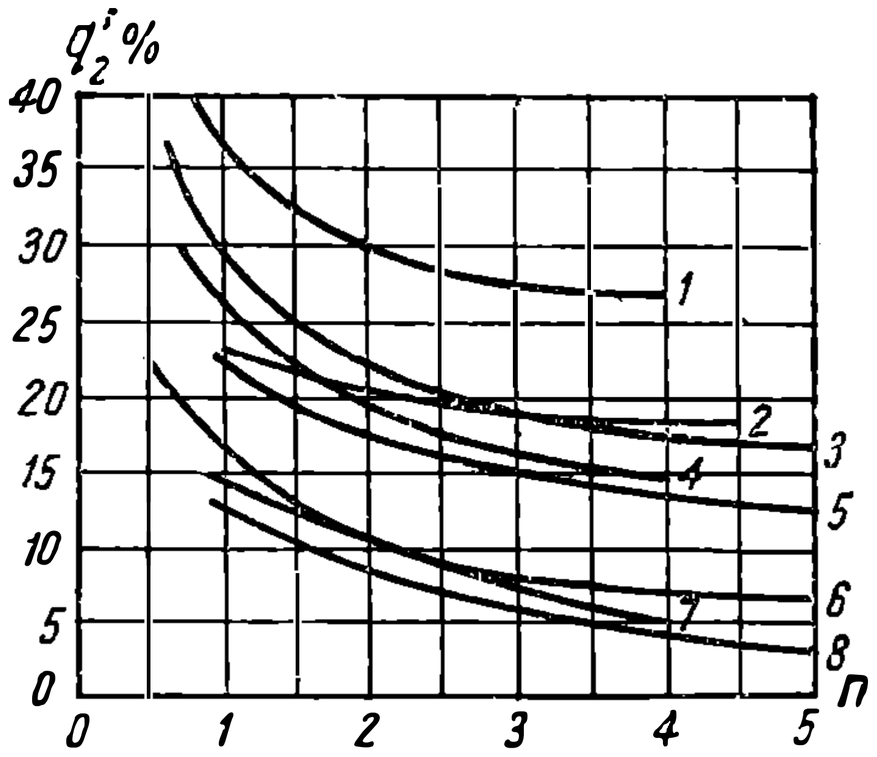
а отсюда непосредственно следует:

$$\frac{T_m-T_e}{T_m}<\frac{T_0-T_e}{T_0},$$

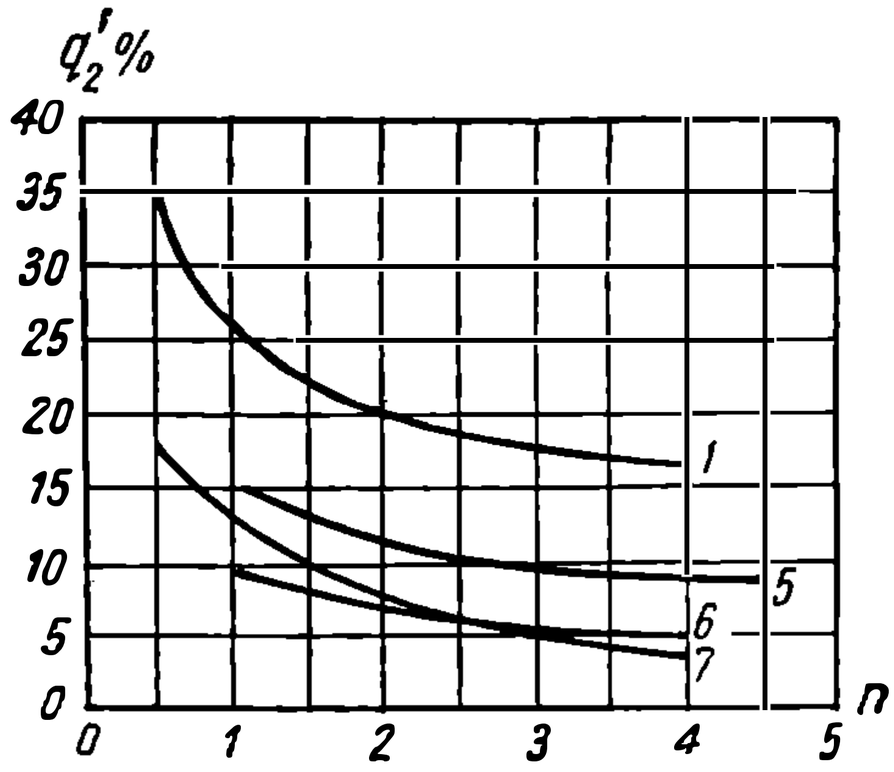
что и доказывает высказанное выше положение.

Исходя из того соображения, что получение тепла от стенок в период расширения приносит ничтожную сравнительно пользу, многие позднейшие авторитеты в противовес школе Гирна рекомендуют считать мерилом интенсивности конденсационных явлений в цилиндре величину конденсации при впуске и сжатии.

На фиг. 317 и 318 приведены величины тепловых потерь вследствие теплообмена между паром и стенками для различных паровозных машин в функции от



Фиг. 317.



Фиг. 318.

числа оборотов движущих колес в секунду. Данные эти получены путем термодинамической разработки опытов над типами паровозов железных дорог СССР по методу, изложенному в предыдущих главах. Фиг. 317 относится к степени наполнения в 20%, а фиг. 318 — 40% хода поршня (а для машины-компаунд — соответственно — 40 и 70%).

Кривая *1* относится к паровозу с машиной однократного расширения, работающей насыщенным паром.

Кривые *4* и *5* — для машины однократного расширения с умеренным и средним перегревом (степень перегрева в золотниковой коробке — 70 и 108°).

Кривая *6* — для машины однократного расширения с высоким перегревом (180°).

Кривая *2* — для машины-компаунд: пар насыщенный.

Кривая *7* — то же, но с перегревом (140°).

Кривые *3* и *8* — для прямоточной машины Штумпфа без перегрева и с высоким перегревом в 170°.

Рассматривая приведенные диаграммы, мы прежде всего видим, что для всех типов машины вредное влияние стенок уменьшается с увеличением числа оборотов, что находится в полном согласии с результатами многочисленных исследований стационарных паровых машин.

Влияние числа оборотов на интенсивность теплообмена объясняется следующим образом.

Тепловое взаимодействие между паром и стенками обусловливается, как мы знаем, закономерно чередующимся нагреванием и охлаждением материала цилиндра и поршня.

При большом числе оборотов, когда время соприкосновения пара со стенками становится почти мгновенным, эти температурные колебания не успевают прони-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

кать вглубь металла, у которого только тонкий слой, непосредственно соприкасающийся с паром, принимает участие в теплообмене, остальная же масса приобретает некоторую неизменную установившуюся температуру и не оказывает поэтому никакого влияния на тепловой процесс внутри цилиндра. В пределе, т. е. при бесконечно большом числе оборотов и чередовании фаз, интенсивность теплообмена сделалась бы равной нулю, т. е. явление протекало бы совершенно так же, как при абсолютно нетеплопроводных стенках.

Сравнивая далее величины тепловых потерь для одного и того же паровоза (фиг. 317 —318), мы видим, что с увеличением степени наполнения величина q'_2 уменьшается. Явление это не случайное — оно находит себе полное подтверждение и в практике стационарных паровых машин.

Дело в том, что процесс расширения пара сопровождается, как известно из теоретической термодинамики, уменьшением степени паросодержания смеси независимо от действия стенок; иными словами, даже в случае абсолютно нетеплопроводных стенок мы имели бы при расширении увеличение влажности пара; присутствие же воды в цилиндре к моменту начала выпуска способствует, как мы видели, значительно большему охлаждению стенок к моменту следующего впуска, а следовательно и большей конденсации поступающего в цилиндр свежего пара. Отсюда непосредственно вытекает, что чем с большей степенью расширения, т. е чем с меньшей отсечкой, работает машина, тем в более сильной степени скажется влияние стенок. Кроме того, при малых впусках средняя за один оборот температура пара, а следовательно и обуславливаемая ею средняя температура внутренней поверхности стенок цилиндра будет ниже; температура же втекающего в цилиндр свежего пара остается прежней. Это обстоятельство также ведет к некоторому увеличению теплоотдачи в период впуска.

Наконец, существует еще одно обстоятельство, характеризующее работу с малыми степенями впуска, как крайне неблагоприятную с точки зрения охлаждения свежего пара в период впуска: при переходе к малым впускам, когда объем впускаемого свежего пара уменьшается весьма значительно, охлаждающая поверхность тоже уменьшается, но в гораздо более слабой степени. В результате при малых впусках на объемную единицу пара будет приходиться большая поверхность холодных стенок, и теплообмен неминуемо возрастет.

По приведенным соображениям приходится признать, что уменьшение степени впуска, выгодное с точки зрения использования расширения пара, но, как мы знаем из элементарной теории паровых машин, с точки зрения наиболее полного использования энергии пара, оказывается невыгодным в термическом отношении. Этим и объясняется тот общеизвестный факт, что для каждой паровой машины, в том числе и для паровозной, всегда имеется некоторая наивыгоднейшая степень впуска, дающая наименьший расход пара на единицу получаемой индикаторной мощности, т. е. наибольший индикаторный коэфициент полезного действия.

В среднем для паровозных машин однократного расширения эта наивыгоднейшая (с точки зрения расхода топлива) отсечка составляет обычно 30—40% хода поршня; для машин-компаунд — 45—60%, что подтверждается результатами опытов как над стационарными, так и над паровозными машинами.

Кривая *1* (фиг. 317—318) указывает на крайнее несовершенство простой машины без перегрева, как теплового двигателя. Ныне машины этого типа являются уже архаизмом и, как упоминалось раньше, ни на одном паровозе не ставятся.

Тепловой баланс цилиндра такой машины, а также и отдельные тепловые потери представлены на фиг. 319 в функции от числа оборотов: величина к. п. д., как видим, не превосходит 6,5%, несмотря на хорошее состояние золотников, дающих пропуск пара всего 6—8%; влияние же стенок вызывает потерю тепла в среднем в 30%, т. е. в 5 раз больше того количества тепла, которое превращается в полезную работу.

Такая исключительная невыгодность теплового процесса рассматриваемого типа паровых машин объясняется наличием в них целого ряда условий, благоприятствующих увеличению интенсивности теплового взаимодействия между паром и стенками.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

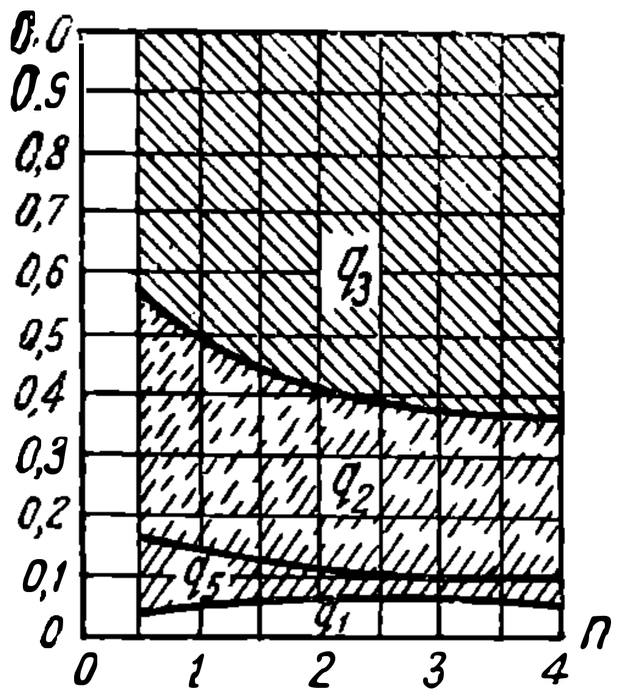
Главнейшими из этих условий являются следующие:

1. Значительные колебания температур пара в цилиндре в течение каждого хода поршня. В машинах однократного расширения, когда пар впускается в цилиндр под давлением, близким к котловому, а покидает его при давлении 1,1—1,3 *кг/см*² (в машинах без охлаждения), этот интервал достигает цифры 90° (190—200° при впуске и 105—110° при выпуске).

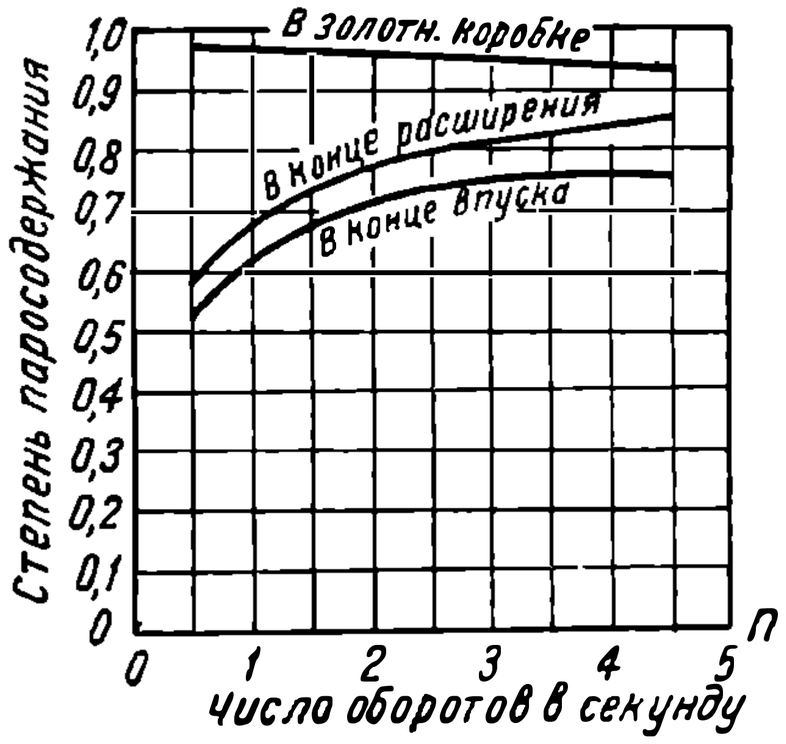
2. Впуск и выпуск пара производятся через одни и те же каналы и окна, стенки которых поэтому то чрезмерно охлаждаются, то жадно отнимают тепло от свежего пара.

3. Увеличение теплопроводности стенок конденсирующейся и осаждающейся на них водой. В машинах, работающих насыщенным паром, некоторое количество воды всегда вносится в цилиндр током пара; но затем этот процент влажности быстро увеличивается благодаря наличию условий 1 и 2.

Как велико бывает содержание воды в паре в различные моменты его работы,— показывает фиг. 320, относящаяся к той же самой бесперегревной машине одно-



Фиг. 319.



Фиг. 320.

кратного расширения, для которой мы имели на предыдущих планшетах кривые потерь на начальную конденсацию (теплообмен со стенками) и картину теплового баланса в цилиндре.

Диаграмма фиг. 320 показывает, что при $n = 1{,}5$, что соответствует скорости хода около 20 *км* в час (паровоз товарный), мы имеем в конце впуска 32% воды. К моменту же конца расширения вследствие возвращения пару части тепла стенками, процент воды понижается до 26,5. Из этих цифр ясно, какой громадный непроизводительный расход пара должен иметь место при работе такой машины на малых скоростях.

Переходя к вопросу о возможном повышении экономичности работы паровозной машины, мы должны сказать, что потеря q_3 (с уходящим паром) с трудом поддается уменьшению.

При данных параметрах пара эта потеря может быть снижена путем уменьшения отсечки, т. е. увеличения объема паровых цилиндров.

В стационарных машинах это тепло обыкновенно утилизируется для тех или иных вспомогательных целей, что, конечно, можно и должно делать и в паровозах, используя хотя бы часть отбрасываемого машиной тепла для подогрева питательной воды.

Уменьшение потери q_5 (пропуск пара) достигается рациональной конструкцией золотника, тщательным его изготовлением, сборкой и внимательным уходом за машиной.

Вопрос о наивыгоднейшей температуре перегрева пара для современного мощного паровоза находится в периоде разрешения. Примерно можно считать ее равной 400° в золотниковой коробке.

Выше мы указали на три основные причины, способствующие повышению тепловой потери Q_2. Соответственно этому и те усовершенствования, которые имеют целью бороться с указанной потерей, идут тремя путями:

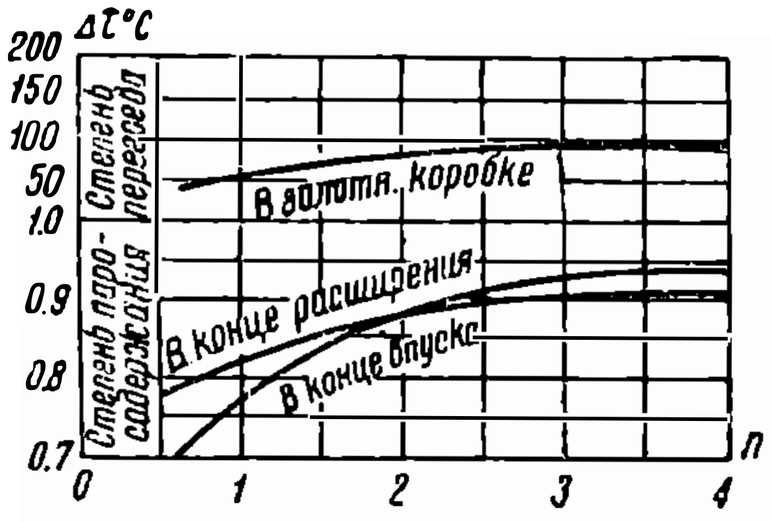
НБ УДУНТ (ДІІТ)

1) путем применения двукратного расширения пара (компаунд-машины),
2) разделения впускного канала от выпускного (прямоточная машина),
3) применения перегретого пара.

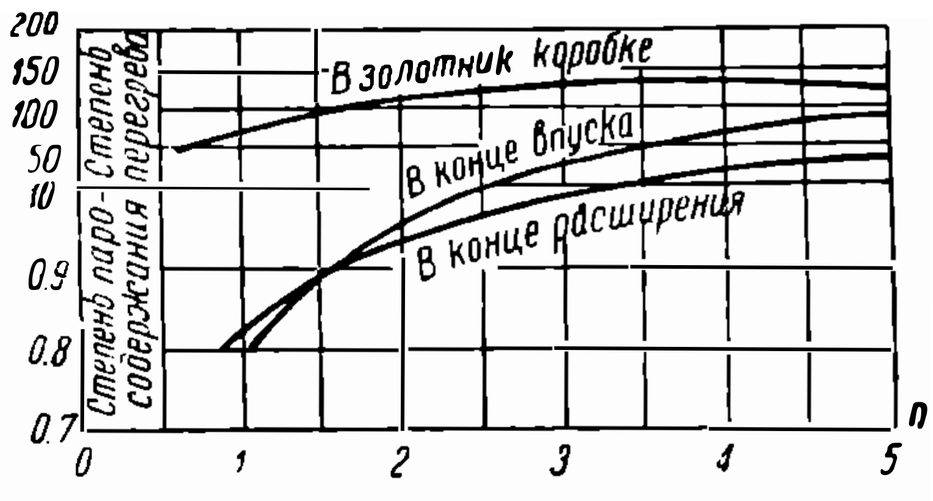
Указанные способы применяются на практике как в отдельности, так и во всевозможных комбинациях, причем каждый из них имеет, помимо своего прямого назначения, еще и другие выгоды.

Применение перегретого пара

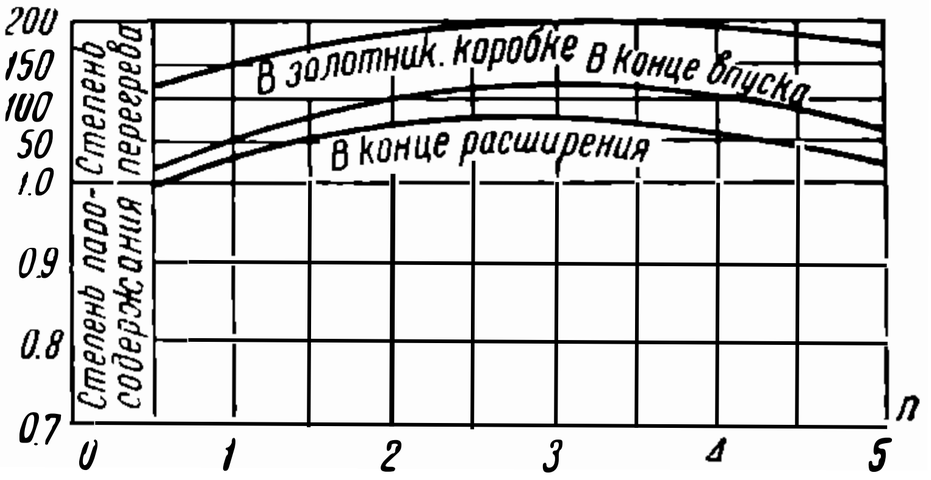
Распространяться подробно о значении перегрева после того, что было сказано по этому вопросу в первой части нашего курса, — совершенно излишне. Перегретый пар, имеющий бóльший удельный объем по сравнению с насыщенным паром того же давления и требующий для своего образования относительно небольшой дополнительной затраты тепла, позволяет иметь солидную экономию в расходах питательной воды и топлива; это главное и основное преимущество работы перегретым паром лежит, таким образом, вне сферы термического процесса котла или машины, исходя из чисто физических свойств перегретого пара как рабочего тела совершенно иного порядка, чем пар насыщенный.



Фиг. 321.



Фиг. 322.



Фиг. 323.

В настоящей главе мы коснемся лишь того повышения к. п. д. паровой машины, которое наблюдается при работе с перегревом за счет ослабления начальной конденсации поступающего в цилиндр свежего пара.

Из сказанного ранее ясно, что наибольшего ослабления вредного влияния стенок можно ожидать в том случае, когда пар остается в цилиндре все время перегретым, для достижения чего начальный перегрев должен быть не менее 360—400°. С целью дать наглядное представление о том, насколько поставленная задача полного уничтожения конденсации пара выполняется при различных степенях начального перегрева пара, на фиг. 321, 322, 323 приведены диаграммы состояния пара в характерные моменты его работы в цилиндре в функции от числа оборотов машины в секунду.

Как видим, при начальном перегреве пара в золотниковой коробке в 70—80° весь перегрев целиком теряется при выпуске, и к моменту начала расширения пар имеет от 6 до 25% влаги. Если принять, что рассматриваемый паровоз (товарный) работал в повседневной службе со средним числом оборотов $n \cong 1{,}5$, что соответствует скорости хода $V = 20$ *км/час*[1], то средняя влажность пара в момент отсечки будет согласно фиг. 321:

$$x_1 = 16\%,$$

а в конце расширения:

$$x_2 = 14\%.$$

[1] Речь идет о старых слабоперегревных паровозах периода 1905—1910 гг.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

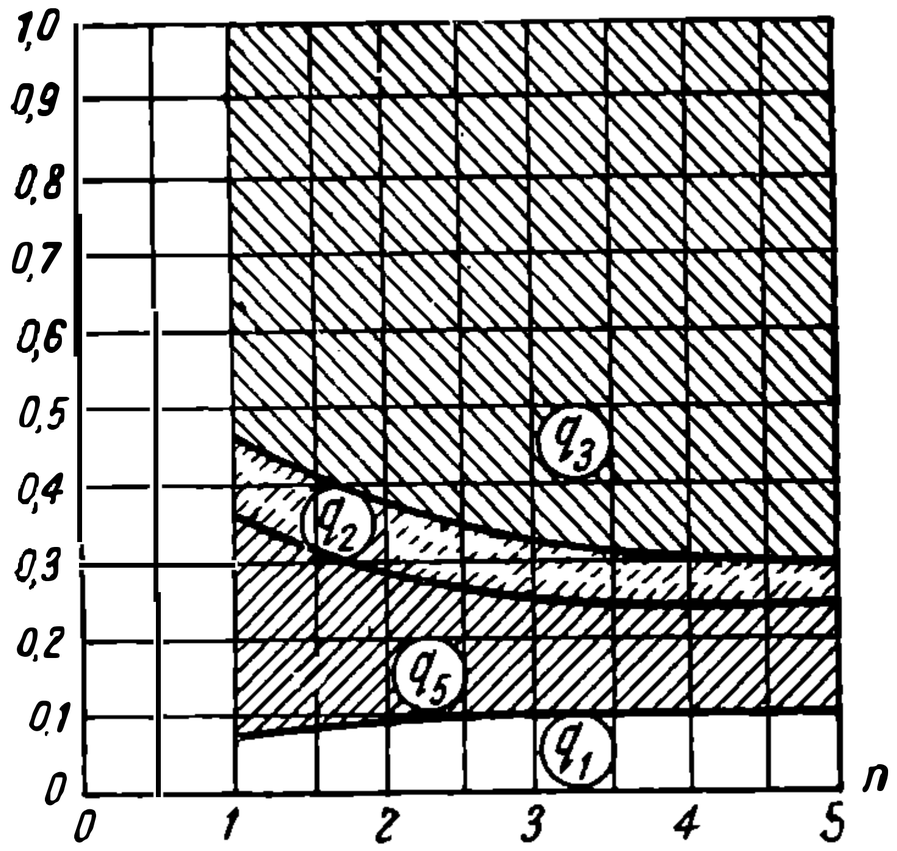
Данные фиг. 322 относятся, как видим, к паровозу со средней степенью перегрева пара (100—120° в золотниковой коробке). Принимая для этого паровоза (пассажирского) среднее рабочее число оборотов равным 2,5 (скорость 50 *км* в час), получаем для него в повседневной работе среднюю «поездную» влажность пара в момент отсечки:

$$x_1 = 1\%,$$

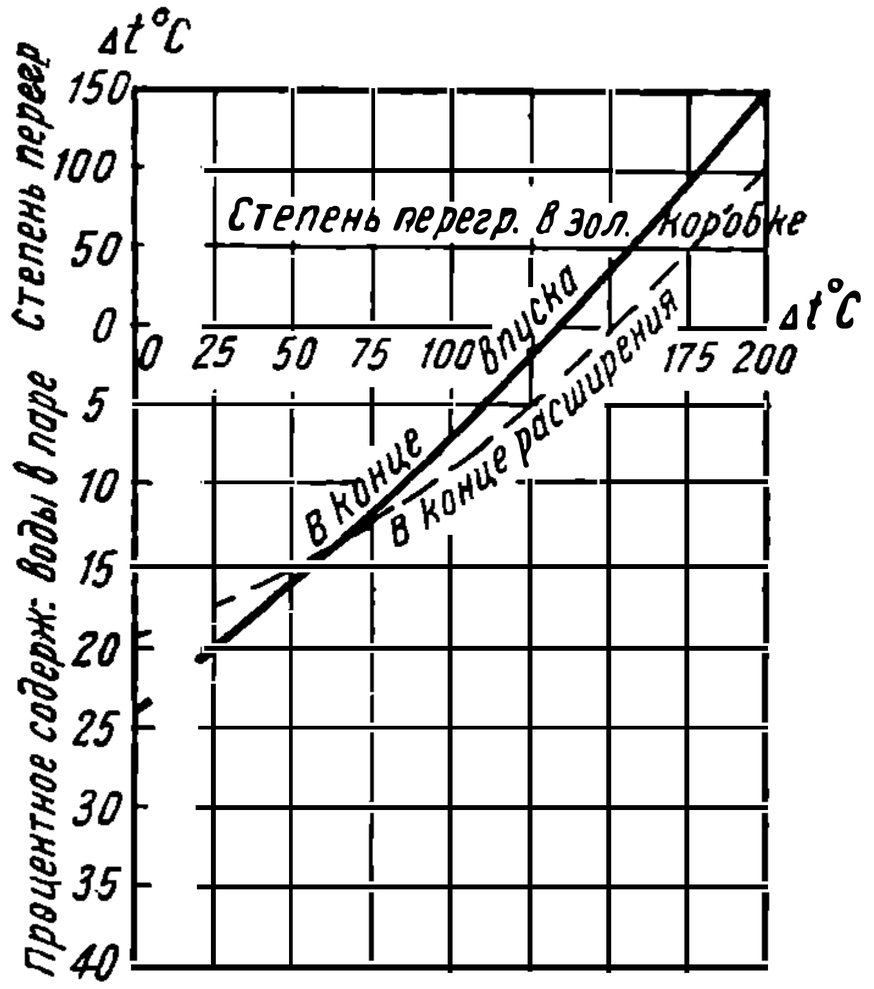
а в конце расширения:

$$x_2 = 4\%.$$

Другими словами, и здесь начальный перегрев недостаточно высок, так как не исключает возможности появления росы на стенках цилиндра и поршня. Только



Фиг. 324.



Фиг. 325.

при числе оборотов в секунду свыше 4—пар остается перегретым вплоть до конца расширения.

Потери вследствие теплообмена со стенками представлены для обеих рассмотренных машин на фиг. 317: для первого паровоза (с умеренным перегревом) — кривая *4*, для второго — кривая *5*.

Благодаря присутствию у обоих паровозов воды в цилиндре разница между ними с точки зрения потери на начальную конденсацию получается, как показывает фиг. 317, незначительная.

Сравнивая кривые *4*—*5* с кривой *1*, мы приходим к выводу, что при умеренном и среднем перегреве получается уменьшение теплообмена в среднем на 45—50%.

Таким образом, хотя с точки зрения борьбы с конденсацией перегрев у обоих рассмотренных паровозов и недостаточен, экономия по сравнению с бесперегревной машиной получается все же довольно значительная. Объясняется это тем, что при отсутствии перегрева пар содержит около 5% влаги уже при начале впуска, что сразу повышает темп дальнейшего теплообмена, так что поездная влажность пара в момент отсечки доходит здесь (при $n = 1{,}5$) до 30%, как показывает фиг. 320.

При высоком перегреве (150—200° в золотниковой коробке) пар остается перегретым в течение всего рабочего цикла даже при самых малых скоростях хода, как показывает фиг. 323; благодаря этому и отдача тепла стенкам уменьшается при таком высоком перегреве в среднем в 3 раза, что видно из сравнения кривых *1* и *6* фиг. 317.

Полный тепловой баланс в цилиндре представлен для рассматриваемого паровоза на фиг. 324.

Сравнивая эти данные с данными фиг. 319, относящимися к бесперегревной машине, мы видим, что несмотря на безобразно большую утечку пара, на

НБ УДУНТ (ДІІТ)

фиг. 324, к. п. д. высокоперегревной машины доходит до 11%, т. е. больше, чем на фиг. 319, на:

$$\frac{11-6{,}5}{6{,}5}\cdot 100 = 70\%.$$

Сопоставление высокоперегревной машины простого действия с бесперегревными или умеренно перегревными блестяще подтверждает то общераспространенное утверждение, что обмен тепла со стенками протекает особенно интенсивно в присутствии влаги: несмотря на быстрое возрастание амплитуды колебания температур в цилиндре при перегретом паре, потери вследствие теплообмена со стенками неуклонно понижаются по мере увеличения степени перегрева.

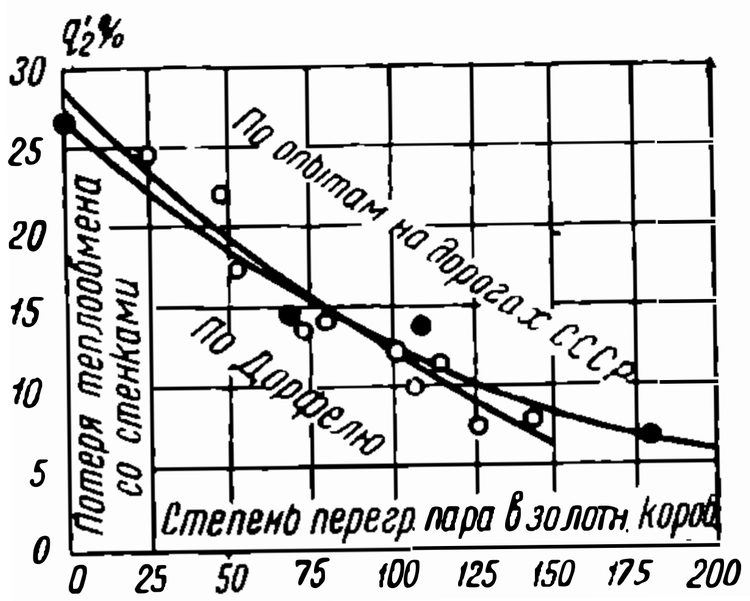
По данным фиг. 320 — 323 на фиг. 325 построена диаграмма состояния пара в конце впуска (сплошная кривая) и в конце расширения (пунктир) в зависимости от степени перегрева в золотниковой коробке при $n = 2$ *об/сек* (что соответствует для товарных паровозов скорости около 25 *км* в час, а для пассажирских — 40—45 *км* в час).

Приведенная диаграмма позволяет сделать весьма важное заключение: для полного уничтожения конденсации пара в цилиндре степень перегрева в золотниковой коробке не должна быть ниже 150°, что соответствует температуре перегретого пара в золотниковой коробке около:

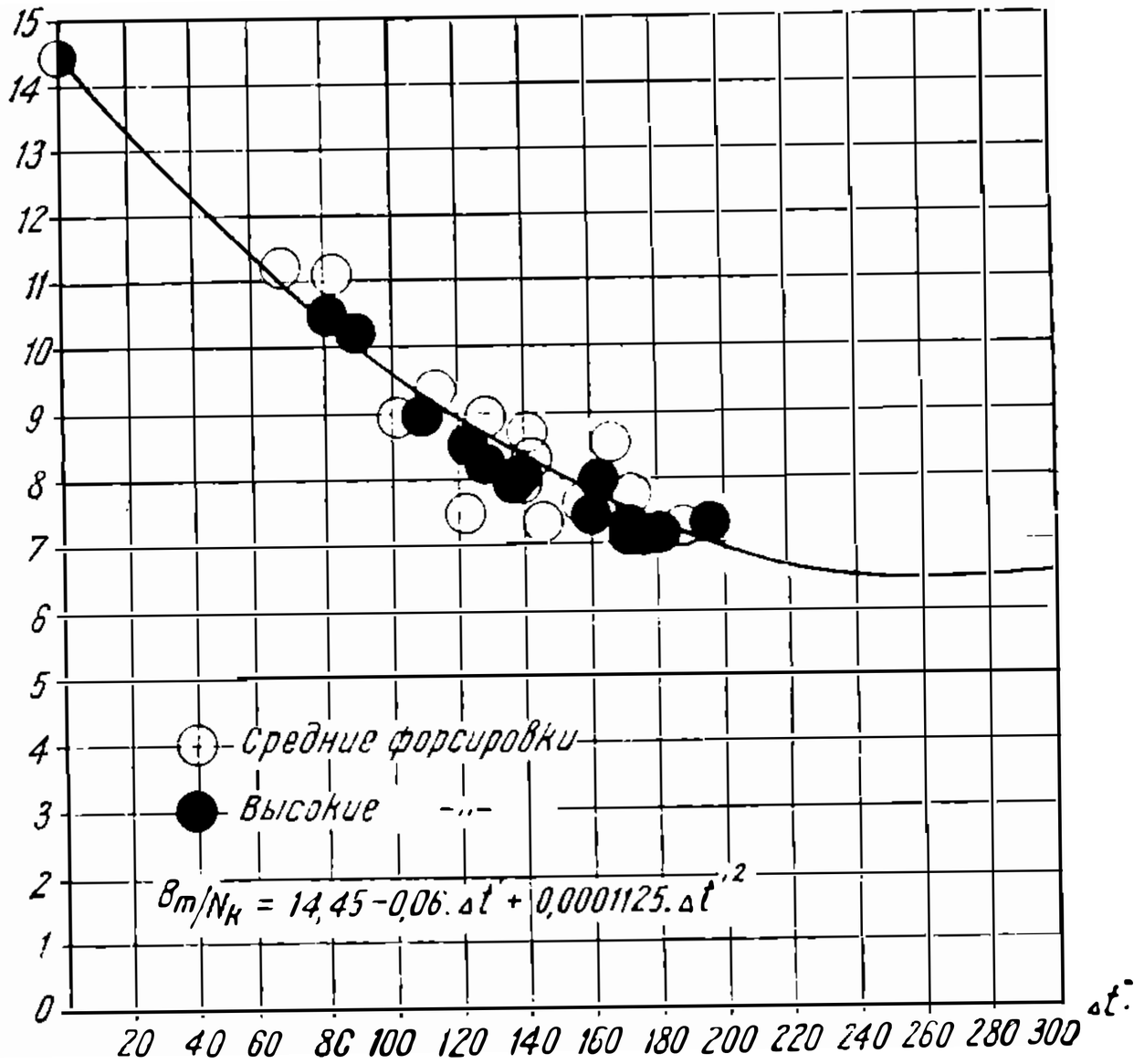
$$t' = 340 — 350°.$$

Принимая же во внимание влияние слишком высоких температур пара на цилиндровую смазку и на состояние трущихся поверхностей, а также и увеличивающуюся с температурой текучесть пара, пока доводят температуру пара до 400 — 430°.

Соединяя оба высказанные положения, мы приходим к заключению, что современные перегревные паровозы должны проектироваться с таким расчетом, чтобы при средних эксплуата-



Фиг. 326.



Фиг. 327.

ционных условиях работы был обеспечен перегрев пара от 350 до 380°, а при наибольшей форсировке — до 400 — 430°.

В заключение считаем нелишним привести сопоставление результатов исследования стационарных перегревных машин (проф. Дорфель) и паровозных (опыты над паровозами железных дорог СССР). На фиг. 326 приведены данные об уменьшении потери вследствие теплообмена со стенками, а на фиг. 327—влияние

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

степени первоначального перегрева на величину удельного расхода пара машиной (на касательную лошадиную силу).

На последней фигуре нанесены результаты научных опытов с паровозами следующих серий: «О^{о}», «О^{п}», «Щ^{п}», «Э», «Э^{у}», Э^{м}», «Е^{ф}», «СО», «ФД», «Б», «К^{у}», «С», «С^{у}», «М», «ИС», как для условий средней поездной работы (белые кружки), так и для условий наибольшей форсировки (черные кружки). Здесь же проведена кривая, имеющая уравнение:

$$\frac{B_m}{N_k} = 14{,}45 - 0{,}06\,\Delta t' + 0{,}0001125\,(\Delta t')^2.$$

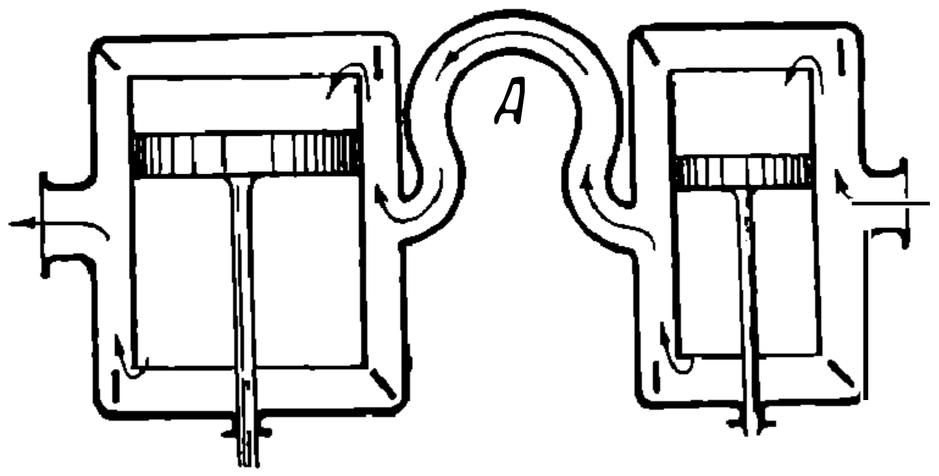
Применение принципа последовательного расширения пара

Колебания температуры пара в цилиндре в течение каждого оборота колес при одноцилиндровой (или сдвоенной двухцилиндровой) машине простого действия, где расширение пара начинается и заканчивется в одном и том же цилиндре, — выходят довольно велики. На самом деле, если принять, что котловое давление обычно доводится в современных паровозах до 13—15 *ат*, то температура пара в начале впуска будет равна 190—197°; температура же при выхлопе равна 102—110° соответственно колебаниям противодавления выпускаемого пара в пределах 1,1—1,2 *кг/см*^{2}.

Таким образом обычно наблюдаемая амплитуда колебаний температуры соприкасающегося со стенками пара:

$$\Delta t = 80 - 95°;$$

разница в температурах вызывает наряду с другими причинами значительное охлаждение стенок и конденсацию свежего пара; а так как потеря вследствие конденсации, абсолютная величина которой для данной машины зависит только от числа оборотов, становится особенно ощутимой при малых впусках, когда она распределяется на небольшое количество впускаемого свежего пара,—то от таковых в машине простого действия приходится поневоле отказаться, т. е. мириться с тем, что расширение пара будет использовано в весьма слабой степени.



Фиг. 328.

Чтобы несколько ослабить вредное влияние стенок и получить, таким образом, возможность работать с большими степенями расширения, более выгодными согласно общим принципам,—прибегают к применению принципа двойного расширения пара, сущность которого заключается в следующем.

Пар поступает из котла сначала только в один из цилиндров — правый (фиг. 328); закончив там свое расширение, он перебрасывается по ресиверной трубе *A* во второй цилиндр большого диаметра, в котором и продолжает расширяться далее; по окончании расширения в большом цилиндре — цилиндре низкого давления — пар выпускается в конус.

При таком рабочем цикле создаются как бы две ступени давления: в первом цилиндре — высокого давления— пар работает между давлением котловым и устанавливающимся в ресивере; во втором цилиндре — между ресиверным и выпускным. Таким образом первый цилиндр работает свежим паром, второй — мятым.

Если при этом оставить прежнюю степень впуска пара в первом цилиндре, то полная степень расширения[1], совершающегося последовательно в обоих цилиндрах, будет примерно вдвое больше, чем в одном первом.

Осуществление двух степеней давления в машине-компаунд оказывается весьма выгодным с точки зрения уменьшения тепловых потерь и утечек пара.

---

[1] Степенью расширения называется отношение объемов, занимаемых паром в цилиндре в конце расширения и в момент отсечки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если машина-компаунд работает при том же котловом давлении и при том же противодавлении на поршень большого цилиндра (т. е. давлении выпускаемого пара), что и машина однократного расширения, то в ресивере устанавливается некоторое промежуточное давление, подверженное небольшим колебаниям в зависимости от степени впуска в цилиндр высокого давления. Обычно это давление бывает 4—5 *кг/см*², что соответствует температуре пара 143—151° Благодаря этому амплитуда колебаний температур пара в малом цилиндре будет:

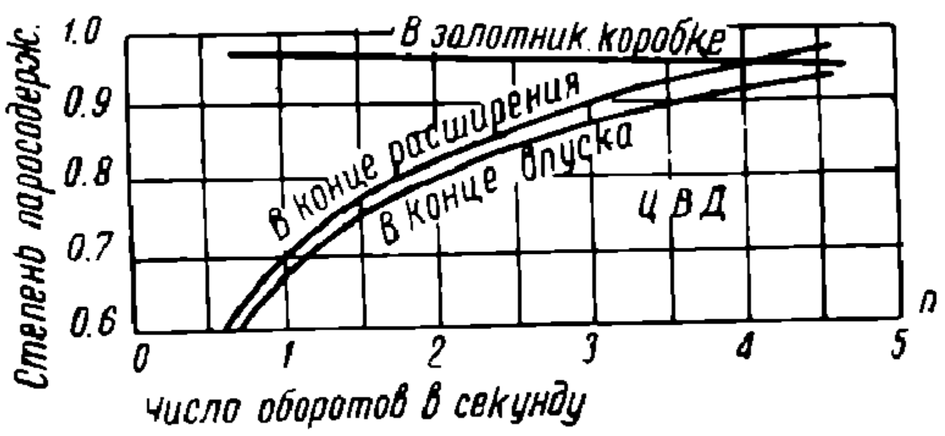
$$\Delta t' = 40 - 55°$$

и в большом:

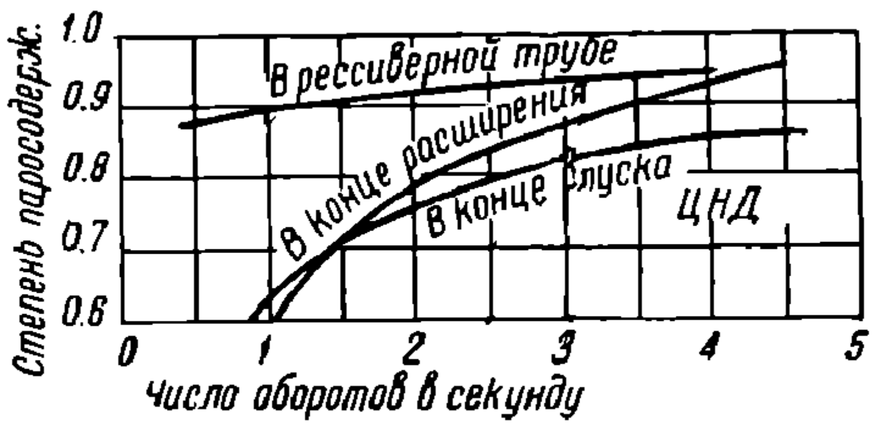
$$\Delta t'' = 35 - 50°$$

т. е. для каждого цилиндра вдвое меньше, чем при простой машине.

Кроме того, тепло, возвращаемое стенками в период выпуска из цилиндра высокого давления, не теряется целиком, как в простой машине, а, попадая в ресивер, вновь используется в цилиндре низкого давления. Таким образом прямой потерей является только конденсация в большом цилиндре.



Фиг. 329.



Фиг. 329а.

На фиг. 329 и 329а представлено состояние пара в обоих цилиндрах машины-компаунд при разных скоростях хода: диаграмма показывает, что благодаря значительному теплополучению от стенок выпускаемый из цилиндра высокого давления пар значительно подсушивается, и влажность его при поступлении в большой цилиндр лишь немногим больше, чем в золотниковой коробке цилиндра, работающего свежим паром.

Кривая *2* (фиг. 317) дает величину потерь от начальной конденсации в двухцилиндровой машине-компаунд без перегрева: по сравнению с простой машиной потеря q'_2 уменьшается в среднем на 35—40°, т. е. применение принципа компаунд оказывается с точки зрения борьбы с вредным влиянием стенок средством, несколько менее действительным, чем даже умеренный перегрев пара.

Что касается уменьшения утечек пара через золотники и поршни в машине-компаунд по сравнению с простой машиной (при одинаковом состоянии трущихся поверхностей и ухода за машиной в обоих случаях), то это явление обусловливается двумя ступенями давления, подобно тому, как уменьшение вредного влияния стенок зависит от разделения рабочих пределов колебания температур на две ступени. На самом деле, если разность давления пара в золотниковой коробке и в пароисходящей трубе, под влиянием которой происходит утечка через золотник, в машине однократного расширения равна для каждого цилиндра:

$$\Delta p = 12 \div 13{,}5 \text{ кг/см}^2,$$

то здесь мы будем иметь:

$$\Delta p' \cong 7 \div 8 \text{ кг/см}^2$$

в цилиндре высокого давления и

$$\Delta p'' \cong 4 \div 4{,}5 \text{ кг/см}^2$$

в большом цилиндре.

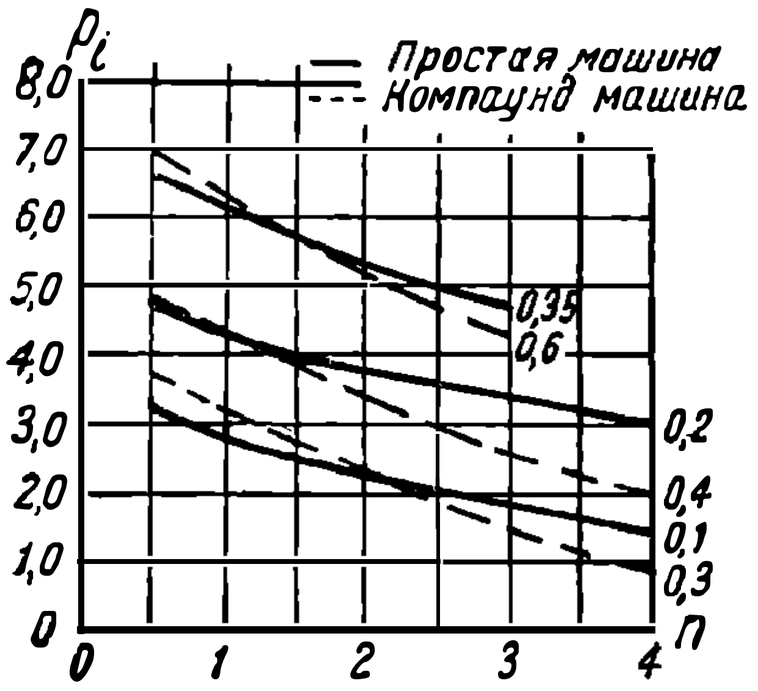
Кроме того, утекающий через золотник малого цилиндра пар попадает не в конус, а в ресивер и оттуда в большой цилиндр, ввиду чего прямой потерей является только пропуск через золотник цилиндра низкого давления.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

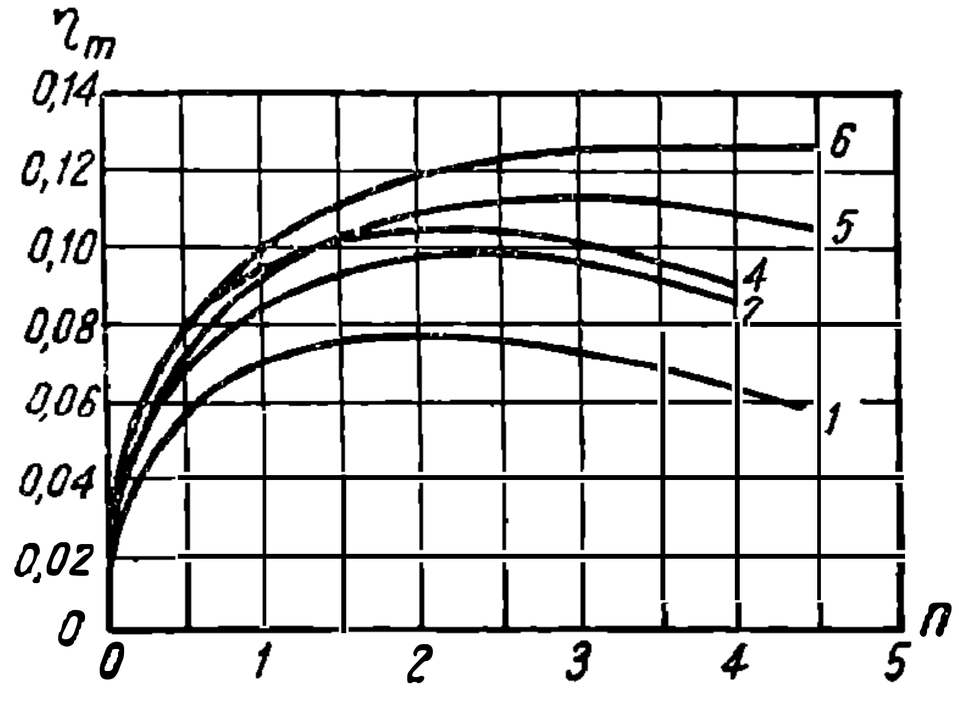
Ослабление вредного влияния стенок и пропусков пара через неплотности распределительных органов — является главным преимуществом системы компаунд, наряду с которым она обладает одним весьма существенным отрицательным свойством, значительно суживающим область ее практического применения.

Дело в том, что в машине-компаунд пару приходится совершать гораздо более длинный и извилистый путь и с бóльшими скоростями, чем в простой машине; вследствие этого мятие пара, обусловливающее уменьшение полезной площади индикаторной диаграммы и ведущее к потере работы, здесь значительно больше. Кроме того, в ресиверной трубе трудно избежать некоторого свободного необратимого расширения пара, вызывающего потерю давления.

На фиг. 330 приведены для сравнения диаграммы изменения среднего индикаторного давления в машинах простой и компаунд в функции от числа оборотов. Как видим, наклон пунктирных кривых для компаунд-машины значительно больше, чем для простой машины. Отсюда заключение: благодаря большому мятию пара и перепаду давлений в ресивере выгодность машины двукратного расширения уменьшается с увеличением числа оборотов.



Фиг. 330.



Фиг. 331.

Таким образом применение принципа компаунд оказывается рациональным лишь в тихоходных машинах, т. е. в товарных паровозах, в быстроходных же пассажирских и курьерских паровозах следует решительно предпочесть применение высокого перегрева и простых машин.

Даже и в товарных паровозах применение машины-компаунд оказывается мало действительным средством к уменьшению вредного влияния стенок, уступая в этом отношении даже умеренному перегреву (60—70° в золотниковой коробке), как это явствует из фиг. 331, где приведены величины индикаторных к. п. д. машины для паровоза-компаунд (кривая *2*) и для простой машины с умеренным средним и высоким перегревом (кривые *4*, *5*, *6*).

Кривая же *1* относится, как и на фиг. 317, к бесперегревной машине простого действия.

Применение принципа компаунд совместно с перегревом

Оба рассмотренные нами средства борьбы с начальной конденсацией пара — перегрев и двойное расширение — часто применяются и совместно как в паровозах, так и в стационарных машинах.

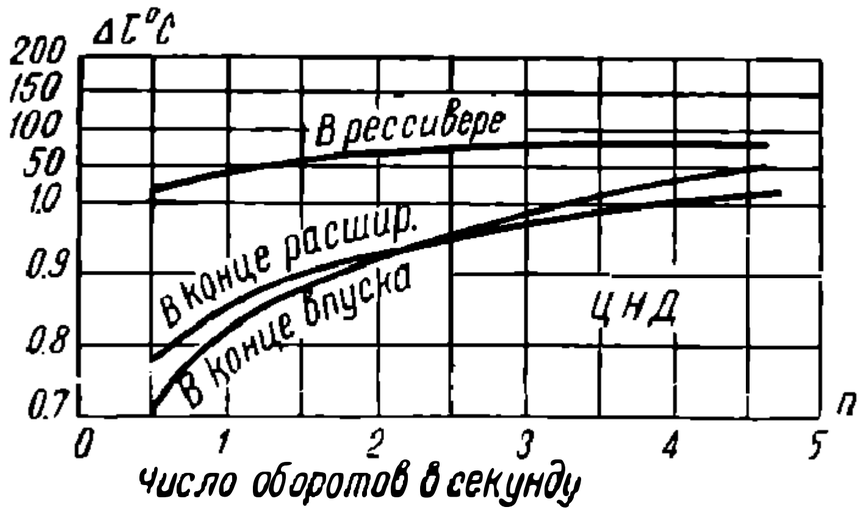
Диаграммы состояния пара в обоих цилиндрах высокоперегревного паровоза-компаунд приведены на фиг. 332, 333, а тепловой баланс — на фиг. 334.

Потери вследствие теплообмена со стенками (кривая *7*, фиг. 317) получаются в этом случае примерно такими же, как и для высокоперегревного паровоза с простой машиной (кривая *6*). Явление это на первый взгляд не совсем понятно, а потому остановимся на нем несколько подробнее.

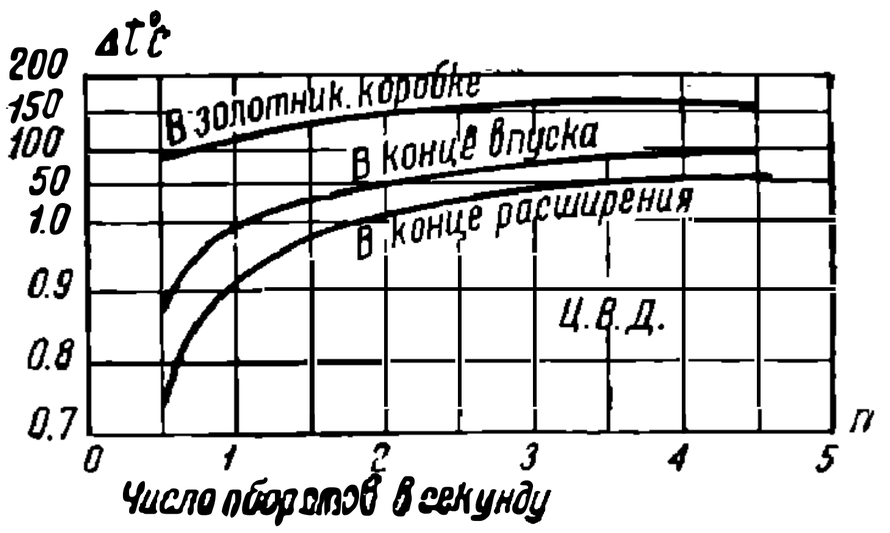
Дело в том, что несмотря на сравнительно малые амплитуды колебания температур в цилиндрах-компаунд и довольно высокий начальный перегрев,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

этот последний оказывается все-таки недостаточным, так как даже при довольно больших скоростях хода (до 3,5 оборота в секунду) в цилиндре низкого давления будет иметь место появление росы на стенках уже к концу впуска (фиг. 332), что, как мы знаем, неминуемо влечет за собой повышение интенсивности теплообмена, и только малый цилиндр может быть гарантирован от этого явления. Между тем теплообмен со стенками в цилиндре высокого давления приносит относительно мало вреда, так как отданное стенкам тепло, возвращаясь в пе-

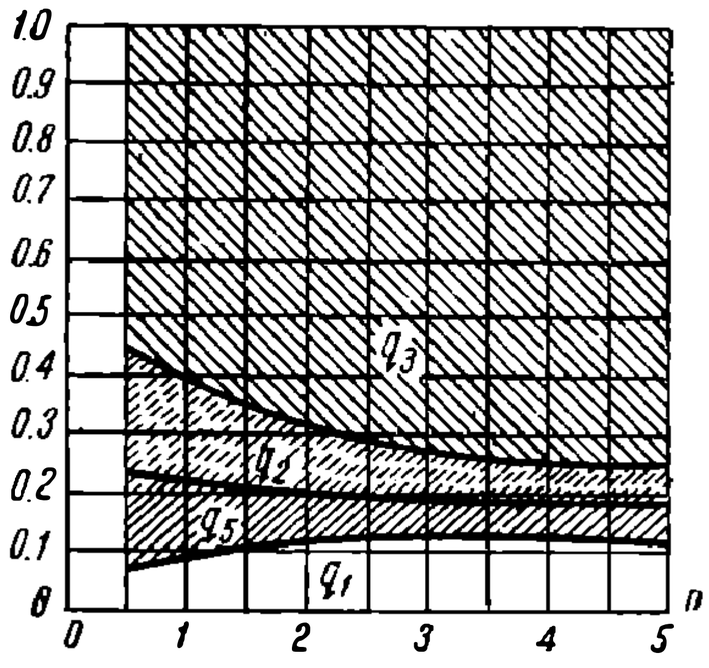


Фиг. 332.

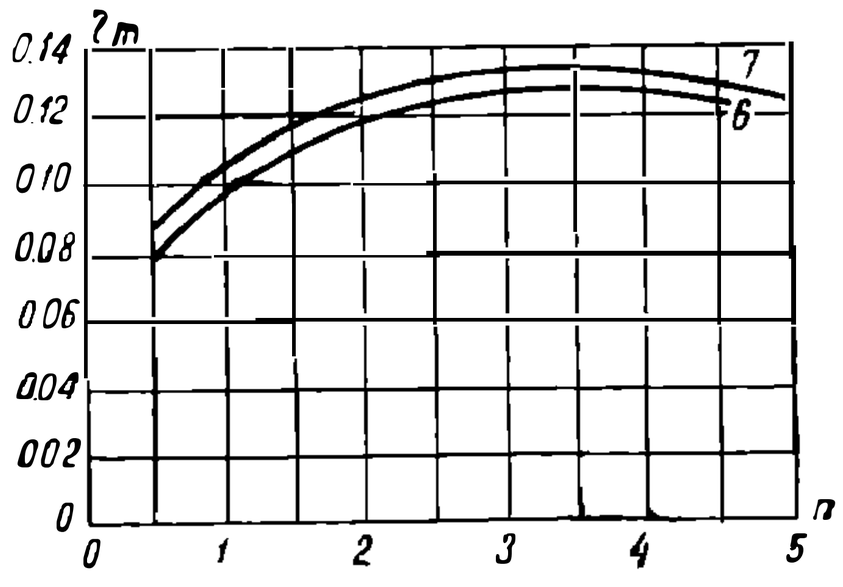


Фиг. 333.

риод выпуска в ресивер, поступает затем в следующий (большой цилиндр), где и производит полезную работу; конденсация же в цилиндре низкого давления является крайне нежелательной, так как отданное стенками тепло уносится прямо в конус и является уже прямой потерей. Так как значительно повысить перегрев сверх того предела, до которого он доведен у рассматриваемого паровоза (160° в золотниковой коробке), уже не представляется возможным во избежание горения смазки и порчи золотниковых втулок, а с другой стороны, необходимо, как мы только что убедились, иметь в большом цилиндре более высокую степень перегрева, — то с термической точки зрения было бы весьма целесообразно применять в паровозах-компаунд дополнительный перегрев пара в ресивере перед поступлением его в цилиндр низкого давления.



Фиг. 334.



Фиг. 335.

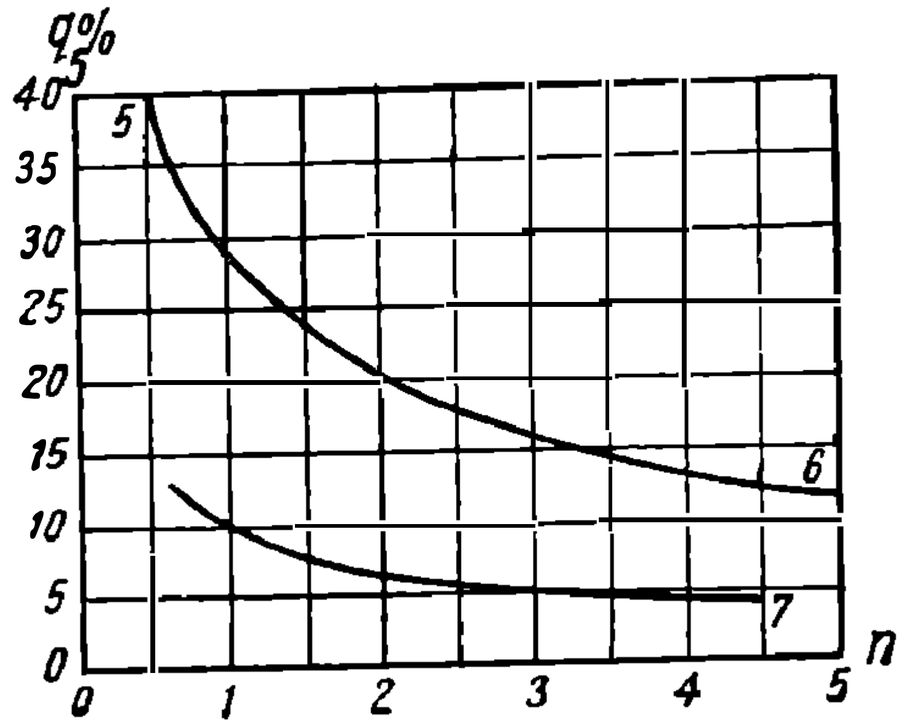
Рассматривая кривые индикаторного к. п. д., представленные на фиг. 331, мы видим, что при насыщенном паре компаунд-машина (кривая *2*) экономичнее простой (кривая *1*) примерно на 22%; при высоком же перегреве (фиг. 335) экономия выражается цифрой 4—5%.

Правда, перегрев у компаунд-паровоза несколько меньше (150°), чем у первого (180°), но независимо от этого необходимо по существу затронутого вопроса заметить следующее: применение принципа компаунд хотя и уменьшает начальную конденсацию, но зато дает и несколько меньшую индикаторную работу за счет большого мятия пара и неизбежного перепада давлений в ресивере. При высоком перегреве обмен тепла со стенками и при простой машине весьма незначи-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

телен и с трудом поддается дальнейшему уменьшению, в то время как указанный недостаток принципа последовательного расширения остается в полной силе.

Припоминая высказанные выше соображения о влиянии пропусков пара, сравним величины обусловливаемых ими тепловых потерь (q_5) для простых и компаунд-машин. Фиг. 336 показывает, что в первом случае потеря больше почти в 3 раза.



Фиг. 336.

Имея в общем случае две паровозные машины: одну системы компаунд и другую однократного расширения, — было бы, конечно, рискованно утверждать a priori, что меньшая потеря от пропусков пара в первом паровозе целиком обусловливается типом машины, так как возможно, что золотниковые кольца и втулки этого паровоза просто находятся в несколько лучшем состоянии, что и дает меньшую величину потери Q_5.

Но так как для сравниваемых нами двух паровозов утечки пара, полученные на стоянке в совершенно одинаковых условиях, оказались почти одинаковыми (20,6 *кг* в минуту для паровоза-компаунд и 20 *кг* для простой машины), мы в праве утверждать, что меньшие утечки в пути у первого паровоза объясняются в некоторой своей части преимуществами машины-компаунд.

ГЛАВА IV

ПАРОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ С ПРИНАДЛЕЖНОСТЯМИ

§ 1. Паровые цилиндры

Типы цилиндров

Все паровые цилиндры наших паровозов, в том числе и мощных, можно разбить на две основных группы: цилиндры, приваливающиеся сбоку к раме—старый европейский тип, и цилиндры, соединяющиеся один с другим в один мощный блок, ставящийся сверху на раму. Последние были впервые введены в США, где и получили почти исключительное распространение. Такие цилиндры называют блочными.

Каждый блочный цилиндр отливается за одно целое с половиной межцилиндрового рамного скрепления и половиной опоры под котел.

Что касается общего расположения цилиндров на раме, то наилучшим является такое, когда средняя продольная ось цилиндра совпадает с горизонтальной плоскостью, проходящей через оси движущих колесных пар (в рабочем состоянии паровоза). В товарных паровозах, с их малыми диаметрами движущих колес приходится устанавливать цилиндры или наклонно (наклон не больше $^1/_{20}$ —$^1/_{30}$), чтобы вписать в габарит продувательные клапаны цилиндров, или в тех же целях несколько «приподнимать» цилиндры (не больше 50—80 *мм*) относительно осей колесных пар, сохраняя при этом горизонтальное расположение цилиндров. Так, в паровозах серий «ФД» и «ИС» ось цилиндра расположена горизонтально, но выше оси ведущей колесной пары на 50 *мм*. Это позволило соответственно уменьшить глубину выемки в раме под постановку цилиндров и тем самым улучшить условия работы рамы, несколько приблизив форму всей передней рамной консоли, на которую устанавливаются цилиндры, к прямому брусу. Для паровоза серии «ФД» здесь отчасти была учтена желательность более свободного размещения цилиндровых продувательных клапанов.

Старые типы цилиндров, приваливающихся сбоку к раме, изготовляются из плотного однородного чугуна марки Чл.-1 (ОСТ 970) и должны удовлетворять стандарту (ОСТ 1456).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Новые типы блочных цилиндров, как правило, отливаются из мягкой стали Стл.-1 (ОСТ 791).

Для облегчения условий работы поршневых колец стальные цилиндры всегда снабжаются запрессованными чугунными втулками.

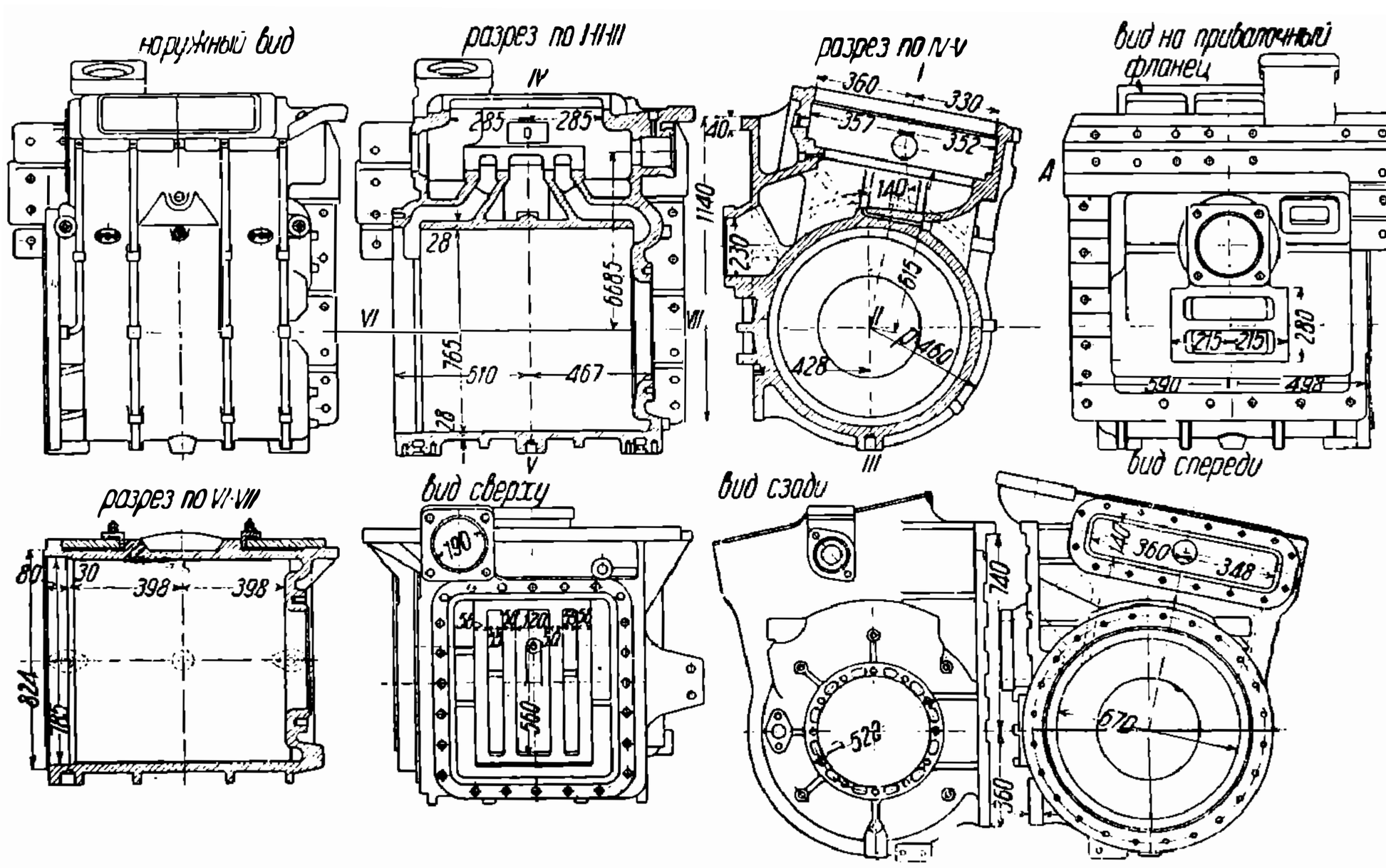
Цилиндры двухцилиндровых машин простого расширения выполняются таким образом, чтобы они были одинаковы для обеих сторон паровоза. Это упрощает модельное и формовочное хозяйство заводов, упрощает изготовление цилиндров, позволяет уменьшить вдвое количество запасных частей — цилиндров на паровозоремонтных заводах.

Правда, не всегда удается сделать цилиндры одинаковыми и в части станочной обработки, так как ряд поверхностей и, главное, патрубков цилиндров могут быть непарными (только на одном из цилиндров).

В современном паровозостроении объединение ответственных и сложных деталей паровозов проводится в широких масштабах везде, где это представляется возможным. Это объединение распространено на цилиндры паровозов серий «ФД» и «ИС»: цилиндры и большинство их основных деталей одинаковы.

Устройство цилиндров старого типа

Во всех более или менее современных паровозах золотниковая коробка располагается над цилиндром. В старину применялись плоские несовершенные золотники и золотниковая коробка самого цилиндра имела форму открытого



Фиг. 337.

сверху ящика. При круглых золотниках — золотниковая коробка имеет цилиндрическую форму.

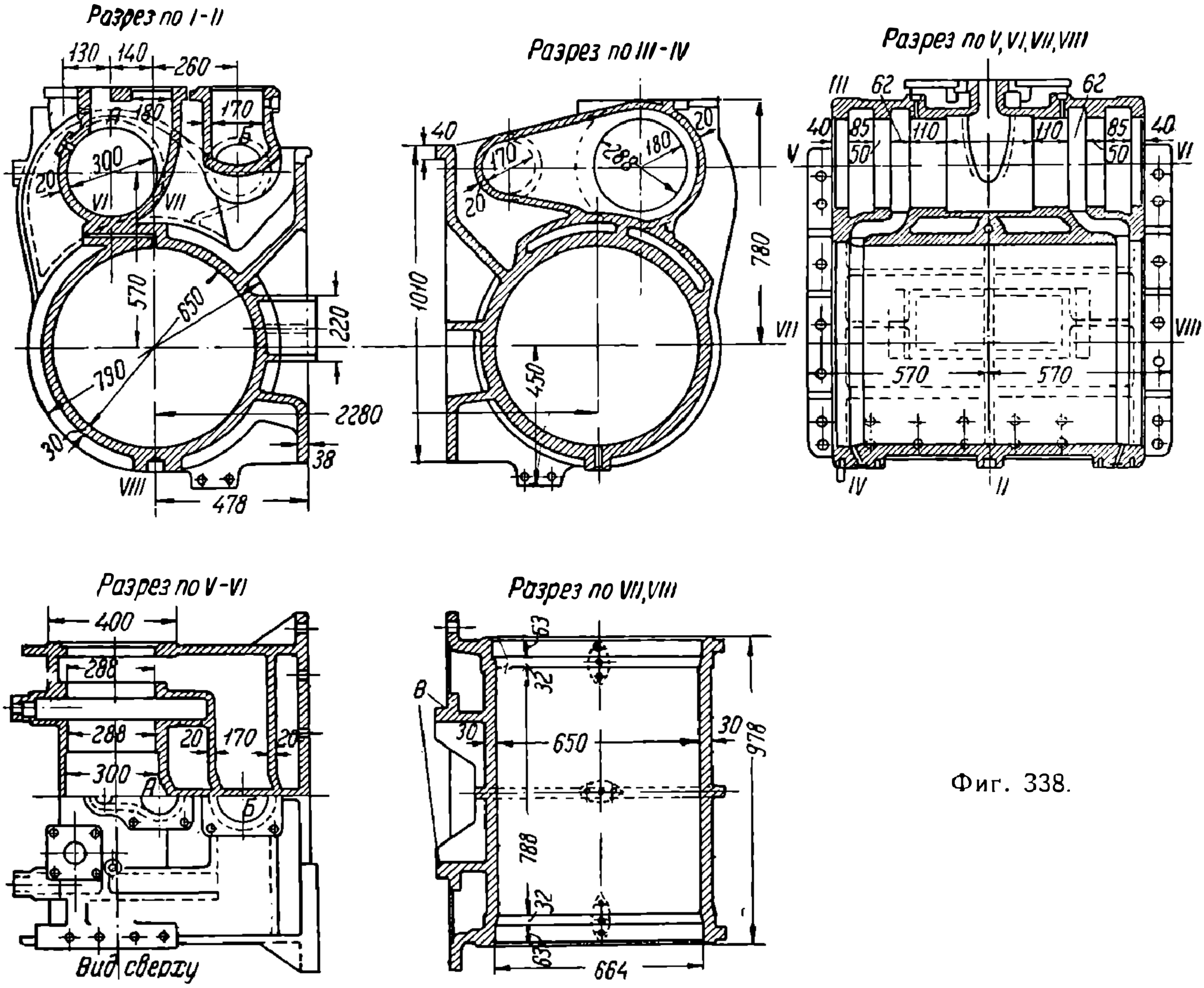
На фиг. 337 показаны паровые цилиндры старинного типа с золотниковыми коробками под плоские золотники. Это — цилиндры низкого давления паровоза серии «Щ». Цилиндр имеет довольно большой диаметр — 765 *мм*, вызвавший затруднения со вписыванием его в габарит. Ось золотника сдвинута наружу на 140 *мм*. Оси цилиндра и золотника у паровозов с механизмом Вальсхерта не находятся в одной вертикальной плоскости. Объясняется это тем, что и самый кулисный механизм не находится в одной вертикальной плоскости с движущим механизмом.

При плоских золотниках не удается сделать коротких паровых каналов; они всегда получаются длинными, как это и видно в продольном разрезе цилиндра.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Между тем объем паровых каналов является вредным пространством и должен быть наименьшим. При круглых золотниках оказывается возможным сделать большое расстояние между золотниковыми дисками, и каналы поэтому получаются более короткими.

Подвод свежего пара к золотниковой коробке производится через верхний патрубок (диаметром 190 *мм*), ясно видимый на плане цилиндра; выпуск отработавшего пара (из-под золотника) — в горизонтальный патрубок диаметром 230 *мм*, показанный на поперечном разрезе цилиндра.



Фиг. 338.

На фиг. 338 показан паровой цилиндр паровозов серии «Э» с круглыми золотниками. Этот цилиндр может считаться типовым и для других наших паровозов (серии «Б», «К», «С», «С^{У}» и т. д.) с разницей в размерах и расположении их. Аналогичные цилиндры имеют и паровозы серии «СО».

Паровпускной и паровыпускной патрубки *А* и *Б* ясно показаны на чертеже.

При круглых золотниках впуск пара обычно внутренний (при коробчатых золотниках — всегда наружный); это позволяет упростить сальники золотникового штока.

В золотниковый цилиндр запрессовываются втулки, имеющие паровые окна. Одним из достоинств цилиндрического золотника является, между прочим, кольцевой впуск и выпуск пара; паровые окна расположены по всей окружности втулки.

Сам паровой цилиндр имеет небольшие конические расточки по концам, необходимые для облегчения заведения поршня с уплотнительными пружинящими кольцами. Вставляя поршень в цилиндр, мы постепенно сжимаем уплотнительные кольца. Конические расточки цилиндра должны быть размещены таким образом, чтобы поршень в крайнем положении свешивался уплотнитель-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ным кольцом на 3—7 *мм* за пределы основной цилиндрической рабочей поверхности. Износ последней в этом случае будет равномерным по всей ее длине.

Укрепление цилиндра к раме должно быть очень прочным. Количество болтов, крепящих цилиндр к раме, делается в пределах от 18 (у некоторых старых паровозов) до 34 (серия «Э»), диаметром от 34 до 38 *мм* в гладкой части.

Тем не менее работа цилиндровых болтов всегда облегчается дополнительными устройствами, воспринимающими на себя огромные расшатывающие усилия пара, пытающегося сдвинуть цилиндр то в одну, то в другую сторону. Помимо этого, для упрощения сборки паровоза (в части привалки цилиндра к раме) привалочная плита имеет сверху особый выступ — бурт, опирающийся сверху на кромку рамы. Этот бурт показан на приведенных чертежах.

Для того чтобы разгрузить болты от срезывающих усилий за счет давления пара на переднюю и заднюю крышки цилиндров, всегда делается так называемая расклинка цилиндра. В привалочной плоскости цилиндра, примерно на уровне оси самого цилиндра (или немного выше ее), делаются два, друг за другом расположенных невысоких выступа *B*, задвигающиеся в окно, вырезанное в раме. Между этими выступами и ближайшими кромками окна рамы закладываются клинья, притягиваемые к цилиндру шпильками; цилиндр оказывается с точным фиксированным расположением относительно рамы. Клин прочно удерживает цилиндр на месте, разгружая тем самым цилиндровые болты от горизонтальных срезывающих усилий.

Блочные цилиндры

Паровой котел жестко укрепляется к раме в передней части паровоза, там, где расположены и цилиндры. Это скрепление ввиду большого веса котла должно быть очень надежным и, главное, жестким. К этому узлу присоединяются и укрепляются в одно целое и цилиндры с их огромными быстропеременными нагрузками, расшатывающими соединения частей. В итоге мы имеем крайне тяжелые условия работы этого узла отдельных частей, соединяемых одна с другой многочисленными болтами. Такая конструкция, состоящая из целого набора деталей, — недостаточно жестка, хотя может быть и вполне прочной. Недостаточная жесткость узла вызывает частое ослабление болтов и, следовательно, еще большее ухудшение условий работы узла.

Положительные результаты работы блочных цилиндров на паровозах США побудили применить в наших мощных паровозах именно такие цилиндры. Блочные цилиндры позволяют уменьшить число набираемых отдельных деталей.

Решение применить блочные цилиндры сейчас же повлекло за собой необходимость отказа от тонкой листовой рамы и применения брусковой рамы, имеющей значительно большую толщину.

Полотно брусковой рамы располагается под блочным цилиндром в виде длинной консоли небольшой высоты. Большая толщина рамы обусловливает достаточную прочность этой консоли.

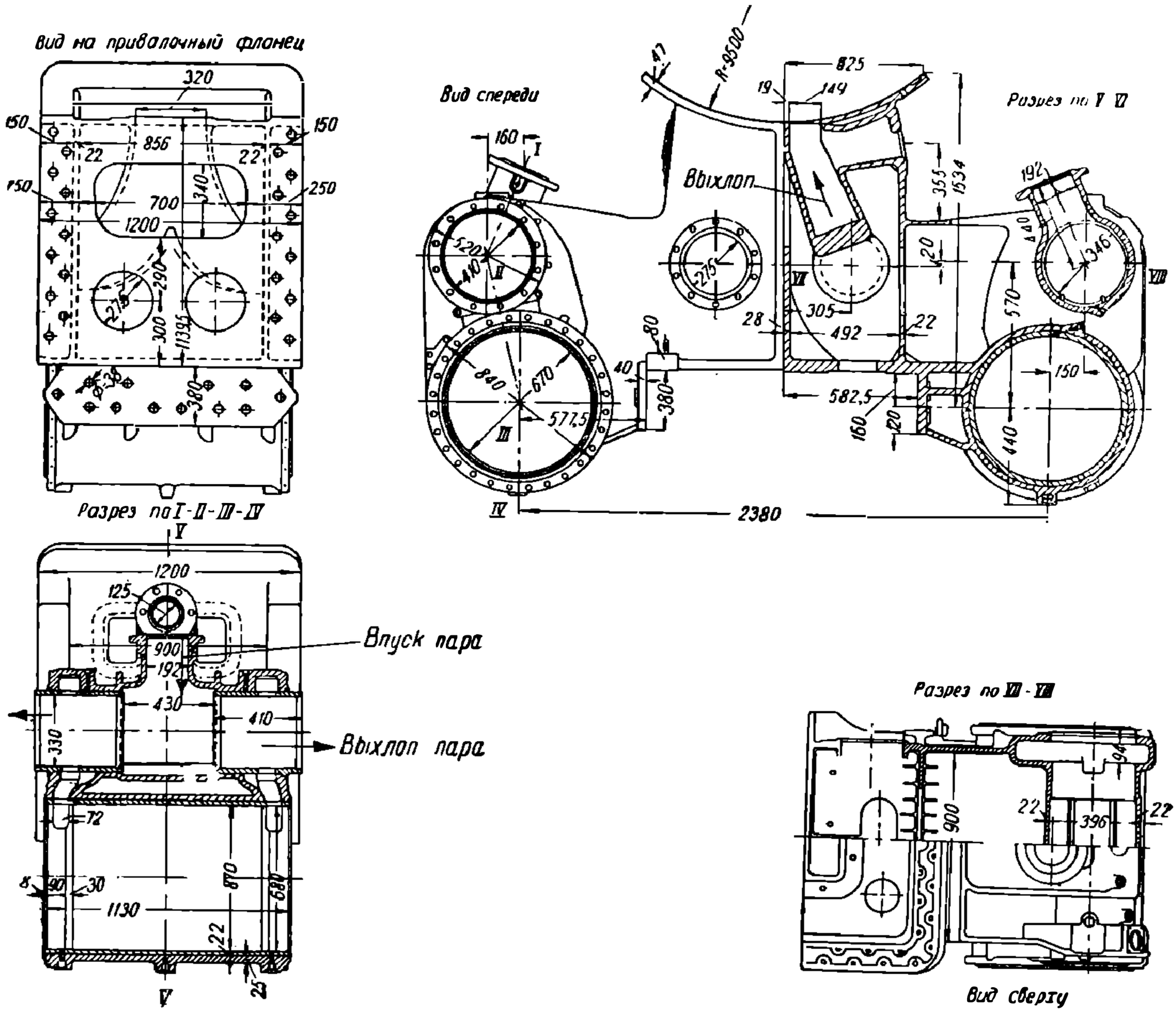
Типы блочных цилиндров для двухцилиндровых паровозов вполне установились.

На фиг. 339 показан чертеж цилиндров в применении к паровозам серий «ФД» и «ИС». Отработавший в цилиндрах пар выходит наружу золотникового цилиндра и направляется по отъемной выхлопной трубе к средней части опоры под дымовую коробку, снова входит внутрь отливки цилиндра и делает в ней простое колено, направляясь по изогнутому каналу вверх. В задней золотниковой крышке делается отверстие с сальником для пропуска золотникового штока.

Применение стали для отливки цилиндра обусловило постановку чугунной цилиндровой втулки, необходимой для получения долговечной работы поршневых колец.

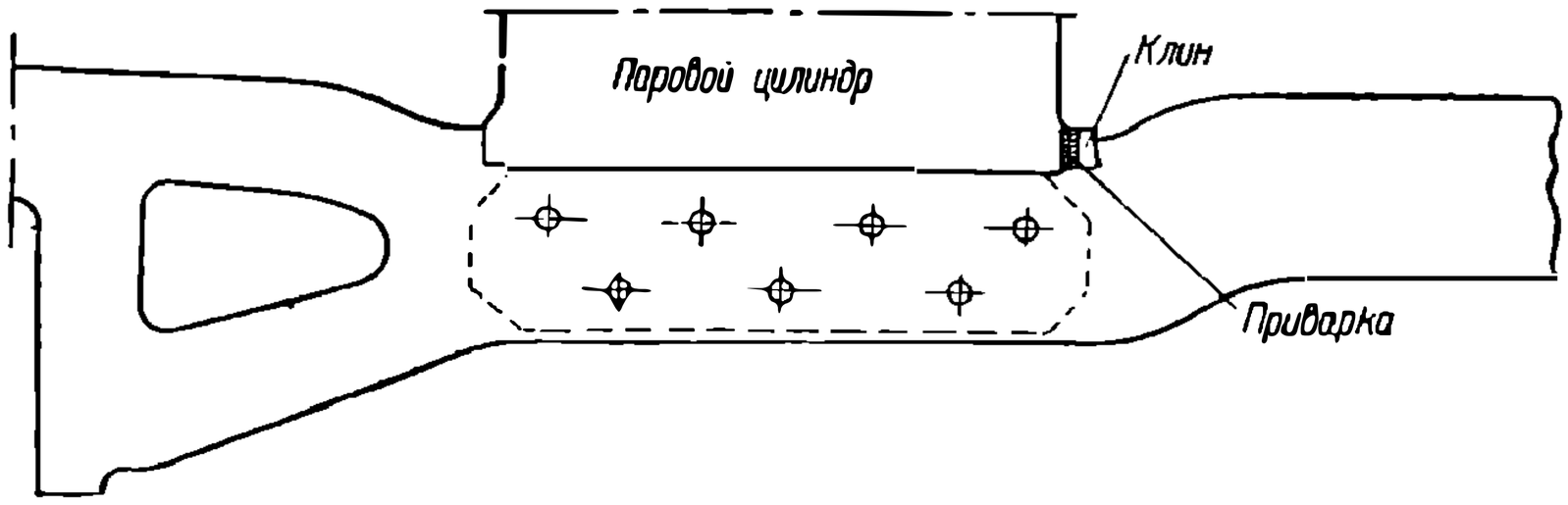
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Блочные цилиндры крепятся один с другим большим количеством крупных болтов, расположенных на переднем и заднем вертикальных фланцах стыковых поверхностей. В нижней части этой стыковой поверхности, расположенной непосредственно между цилиндрами, поставлены болты увеличенного диаметра, так



Фиг. 339.

как в этой части в болтах возникают бóльшие усилия как из-за усилий пара в цилиндрах, так отчасти и из-за распора цилиндрового блока весом котла. Внизу стыкового фланца цилиндров с обеих сторон расположены по 3 болта диаметром



Фиг. 340.

36 *мм*; остальные (верхние) болты сделаны диаметром 30 *мм* (16 болтов — по 8 с каждой стороны).

Привалочная плита цилиндра к раме делается узкой, и самое крепление его осуществляется всего 9—13 болтами диаметром 32—36 *мм*. Цилиндр, как видно по фиг. 340, устанавливается в выемке рамы глубиной в 65 *мм* (серии «ФД» и «ИС»)

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и расклинивается в передней части опорного фланца клином, загоняемым сбоку рамы. Увеличенные размеры опорных поверхностей выступов рамы обусловливают практическое отсутствие их смятия, а это в свою очередь позволяет наглухо фиксировать клин, делая его неподтягивающимся: клин приваривается к фланцу цилиндра, и таким образом блочный цилиндр оказывается точно и как бы наглухо фиксированным на раме.

Что касается расположения паровых каналов внутри цилиндра, то нужно указать, что паровыпускные каналы у цилиндров американских паровозов идут обычно внутри всей отливки блочного цилиндра и подводятся к средней части верхней кривой поверхности под дымовую коробку. В собранном блоке выхлопные отверстия оказываются расположенными рядом, и на них устанавливается колонка (основание) конуса.

Для упрощения очень сложной отливки блочных цилиндров паровозов серий «ФД» и «ИС» — выхлопные каналы на части своей длины выполняются в виде отъемных выхлопных труб, идущих снаружи цилиндра. Выпуск отработанного пара в этом случае производится через переднюю и заднюю крышки золотниковой коробки.

Размеры паровых цилиндров и расчет цилиндров на прочность

Диаметр цилиндра и ход поршня в наших и иностранных паровозах колеблятся в широких пределах.

Для получения наилучших, в смысле экономии, условий работы пара в цилиндрах отношение длины хода поршня к диаметру цилиндра, оправданное долголетней практикой паровозостроения, должно быть:

$$\frac{l}{d} = (1{,}08 \div 1{,}15). \qquad (299)$$

У пассажирских паровозов очень распространенными диаметрами являются 550 *мм* (паровозы серий «Б», «С») и 575 *мм* (паровозы серий «И», «К», «К^{у}», «С^{у}»); ход поршня всех этих паровозов колеблется в узких пределах 650 ÷ 700 *мм*. У паровозов серии «ИС» диаметр цилиндров равен 670 *мм*. У товарных паровозов диаметр цилиндров увеличивается до 650 *мм* (серии «Э», Э^{у}», «Э^{м}», «СО») и 670 у паровозов серии «ФД». Диаметр цилиндров низкого давления старых паровозов-компаунд колеблется в пределах 720—770 *мм*.

Что касается величины вредного пространства цилиндра, то эта величина у паровозов превышает нормы стационарных паровых машин. Так, у паровозов:

$$\frac{V_0}{V} = (0{,}12 \div 0{,}13) \cdot 100 = (12 \div 13)\,\%, \qquad (300)$$

где V_0 — объем вредного пространства,
V — рабочий объем цилиндра,
вместо употребительных 6—9% в стационарных машинах. Это увеличение объясняется главным образом тяжелым, резко переменным режимом работы паровозной машины и необходимостью не допускать чрезмерного сжатия при езде с малыми отсечками. Учитывая повышение качества сборки и хороший уход за паровозами, считаем целесообразным у новых паровозов уменьшить вредное пространство до 9—10%.

Заметим, что принятые у нас нормы вредного пространства вполне соответствуют западно-европейским и значительно превосходят американские (9—9,5%).

Чугунные цилиндры рассчитать на прочность по формулам, выведенным на основании законов сопротивления материалов, невозможно из-за хрупкости материала. Правда, для отливки цилиндров, как указано, выбирается самый мягкий, плотный, вязкий и однородный чугун (Чл.-I), но все же его хрупкость,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

из-за большого содержания углерода, велика, и это не позволяет предполагать, что растягиваемая давлением пара стенка цилиндра в о в с е х у ч а с т к а х своего сечения будет одинаково нагружена. Поэтому при расчете толщины стенок, имевших прежде исключительное распространение чугунных цилиндров, пользовались эмпирическими формулами:

$$\delta = \frac{d}{40} + 1{,}5, \tag{301}$$

$$\delta_{ц.н.д.} = \frac{d}{60} + 1{,}5, \tag{301'}$$

где δ — толщина стенки цилиндров простого расширения или ц. в. д. машин-компаунд (в *см*),

d — внутренний диаметр цилиндров в *см* и

$\delta_{ц.н.д.}$ — толщина стенки ц. н. д. машин-компаунд (в *см*). Слагаемое 1,5 *см* частично учитывает нужный запас толщины стенки на износ (расточки).

Стальные паровые цилиндры рассчитываются на прочность как толстостенные цилиндрические сосуды, подверженные внутреннему давлению (формулы Баха, см. «Детали машин»); напряжения на разрыв допускаются 250—280 *кг/см*^{2} (без учета распора втулкой).

§ 2. Цилиндровые и золотниковые втулки

Блочные стальные цилиндры еще при изготовлении их на заводе снабжаются чугунными втулками. Чугунные цилиндры снабжаются втулками лишь при ремонте, после ряда расточек.

Толщина стенки чугунной втулки блочных цилиндров делается обычно в 20 *мм*; эта толщина позволяет дать втулке ряд расточек при ремонте.

Вопрос о качестве чугуна для втулки имеет очень большое значение. Наиболее устойчивым чугуном, наименее подверженным истиранию, является специальный чугун, механические свойства которого: твердость по Бринелю — 190—240 (обязательное условие, чтобы разница в твердости втулок и соответствующих колец не превышала 15 единиц Бринеля); временное сопротивление изгибу— 40 *кг/мм*^{2}; стрела прогиба для образца диаметром 30 *мм* и длиной 600 *мм* — не менее 8 *мм*. Химический состав чугуна: углерод общий 2,9—3,2%; углерод связанный; 0,7—0,9%, фосфор 0,5—0,8%; кремний 1,2—1,8%; марганец 0,75—0,95%; сера не больше 0,15%; хром 0,4—0,8%; никель 0,10%. Заметим, что примесь хрома повышает твердость чугуна, никеля — вязкость, фосфора — дает устойчивость против истирания.

Укрепляется втулка в цилиндре в основном — запрессовкой, дополнительно — нажатием цилиндровых крышек. Торцы цилиндра под притирку окончательно обтачиваются после постановки втулки, причем длина последней делается одинаковой с длиной цилиндра. Обтачивающий торец цилиндра резец заодно обтачивает и торец втулки. Помимо этого, в боковую поверхность цилиндра и втулки ввертываются две стопорных пробки большого диаметра, предохраняющие втулку от повертывания (при расточке во время ремонта).

Натяг для запрессовки втулки определяется из расчета допускаемых напряжений материала цилиндра на растяжение, при учете, конечно, и естественного напряжения в стенке цилиндра на разрыв силой пара. Величина натяга колеблется в пределах 0,0002—0,00025 диаметра втулки. Давление запрессовки, вообще говоря, зависит от диаметра втулки. Например для втулок наружного диаметра 700 — 720 *мм* оно колеблется в пределах 40 — 45 *т*. Так, цилиндровые втулки паровозов серий «ФД» и «ИС» запрессовываются под давлением 35 — 45 *т*; расчетный натяг — 0,17 — 0,22 *мм*.

Стопорные пробки изготовляются из того же чугуна, что и втулки. Это гарантирует одинаковую величину износа как самой втулки, так и торца пробки, являющегося участком рабочей поверхности «бочки» цилиндра.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Что касается золотниковых втулок, то они удерживаются на месте в основном также запрессовкой (для диаметра 300 *мм* у паровозов серий «ФД» и «ИС» давление запрессовки равно 10 — 12 *т*). От провертывания втулки удерживаются дополнительными болтами, ввертывающимися в стенку втулки через стенку золотникового цилиндра.

Толщина золотниковой втулки выбирается обычно одинаковой с цилиндровыми втулками. Материал золотниковых втулок такой же, как и цилиндровых.

Паровые окна в золотниковых втулках делаются в количестве двух рядов в обычных конструкциях втулок, и в количестве только одного ряда для паровозов серий «ФД» и «ИС». Напомним, что у этих паровозов отработавший пар выбрасывается через торцы золотниковых коробок.

Контур окон должен быть в виде ромба — для достижения равномерного износа рабочих поверхностей кольца, соприкасающихся с золотниковой втулкой.

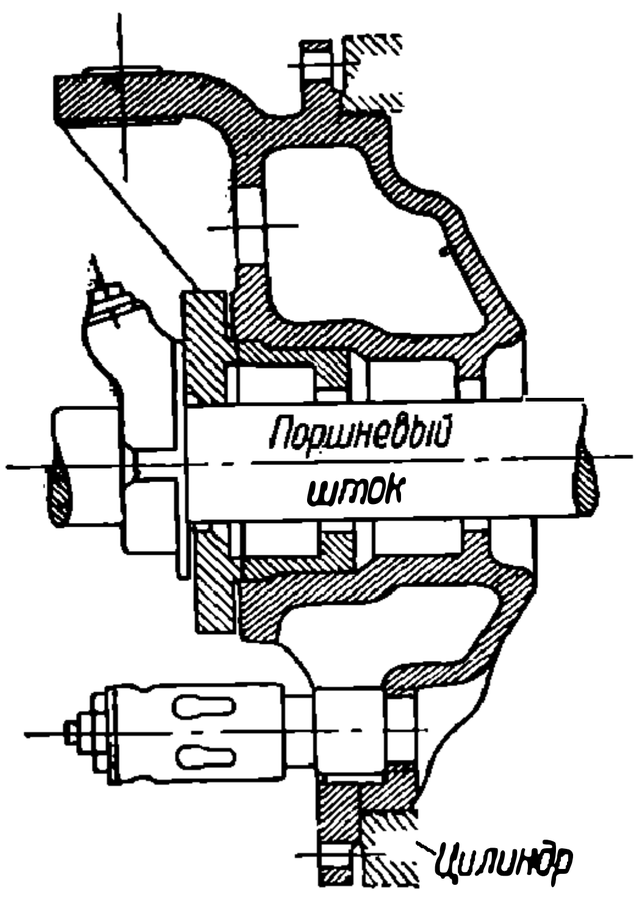
Во избежание поломок колец некоторые перешейки между окнами делают уширенными и прямыми; кольца на золотнике устанавливают так, чтобы замок пробегал по этому широкому прямому перешейку; иначе возможны поломки замков.

§ 3. Цилиндровые и золотниковые крышки с сальниками

Цилиндровые крышки

Цилиндровые передние и задние крышки паровых цилиндров как старого типа, так и блочных однотипны между собой.

Крышки цилиндров не имеют плоской формы диска из-за недостаточной сопротивляемости такой формы давлению пара. В связи с той или иной конфигурацией поршня крышкам придается соответствующий фасонный профиль. Усиливаемая, кроме того, ребрами крышка обычно работает вполне надежно и повреждается лишь ударами поршня при значительном скоплении воды в цилиндре.



Фиг. 341.

Материал, из которого изготовляются крышки цилиндров, — Чл.-2 или Стл.-1. Стальные крышки значительно прочнее и имеют исключительное распространение на мощных паровозах.

Для того чтобы крышка надежно центрировалась относительно цилиндра, она всегда имеет для этой цели выступ, несколько входящий в цилиндр. Диаметр этого выступа соответствует расточке цилиндра или втулки.

Уплотнение крышек достигается притиркой их к фланцу цилиндра.

На фиг. 341 показана задняя крышка цилиндров паровозов серий «ФД» и «ИС», на которой прилиты кронштейны для крепления передних концов параллелей. В нижней части крышек сделаны отверстия для предохранительных клапанов цилиндров. В средней части расточены стаканы для постановки сальников поршневых штоков.

Крышки цилиндров в их современном оформлении делаются следующей толщины: для диаметров цилиндров в пределах 600 — 700 *мм* — (24 — 25) *мм* для чугунных крышек и для стальных крышек цилиндров диаметром 600 — 800 *мм* — (22 — 24) *мм*.

Шпильки, крепящие крышку к цилиндру, рассчитываются на растяжение с затяжкой 25%; допускаемое напряжение в шпильках: $R_z > 600$ *кг/см²*.

Передние цилиндровые крышки имеют конструкцию, аналогичную задним.

Мощные паровозы не имеют контрштоков, проходящих через переднюю крышку. В этом случае передняя крышка имеет более простую «глухую» конструкцию, с фасонным очертанием для уменьшения вредного пространства и увеличения прочности.

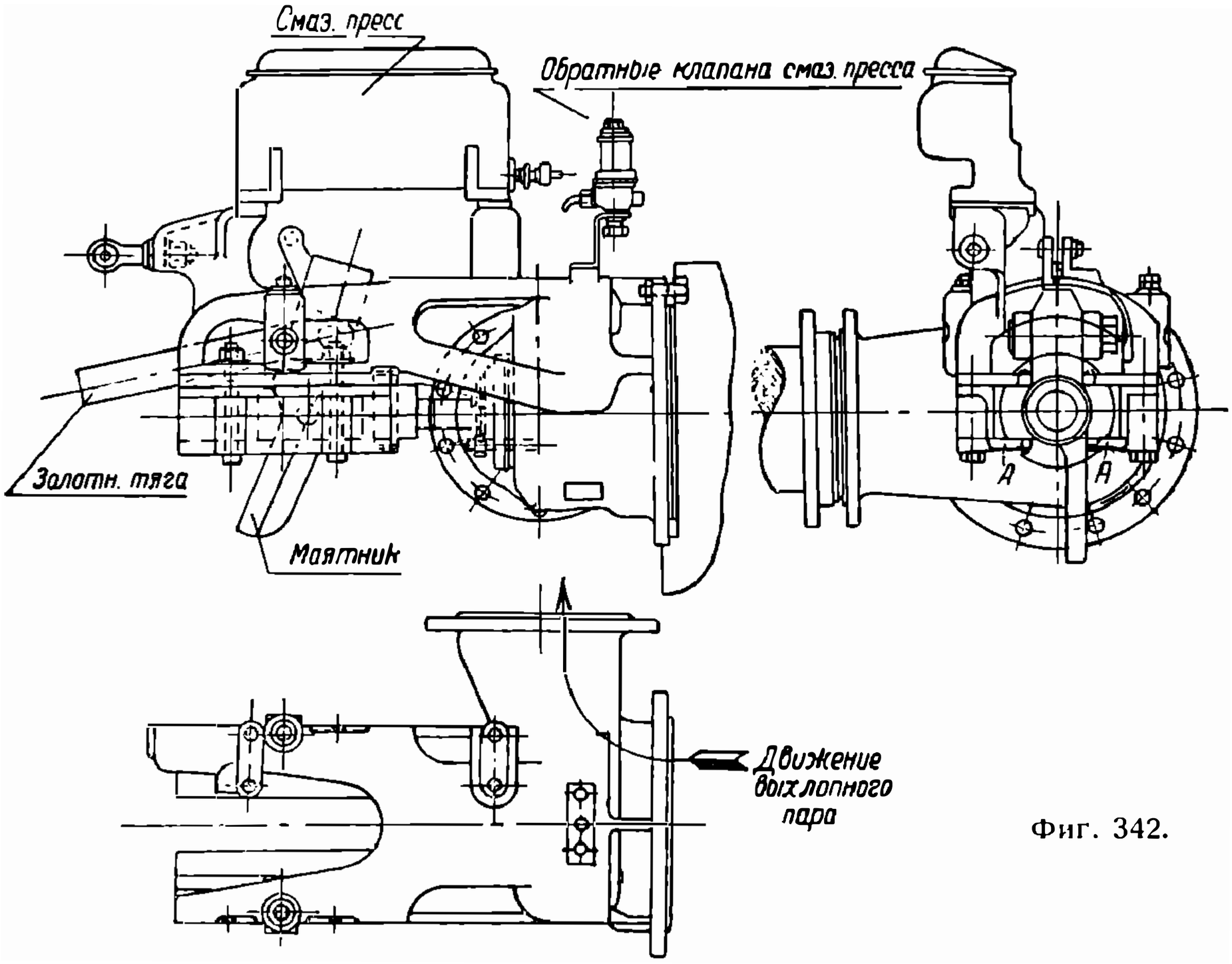
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Золотниковые крышки

Золотниковые крышки цилиндров с плоскими золотниками представляют собой массивные прямоугольные, обычно выпуклые чугунные плиты, укрепляемые к открытой сверху золотниковой коробке шпильками и гайками. Выпуклость крышки нужна в первую очередь для увеличения ее прочности.

Уплотнение крышки достигается пришабровкой. Крепящие крышку шпильки рассчитываются на растяжение с затяжкой 25%.

Золотниковые крышки цилиндров с цилиндрическими золотниками напоминают обычные цилиндровые, но выполняются в меньших размерах, конструкция их значительно проще.



Фиг. 342.

Если золотник имеет контршток, то крышка делается с глухой направляющей втулкой.

Если же в блочных цилиндрах паровыпускные каналы сделаны наружными отъемными, то передняя золотниковая крышка должна иметь такую конструкцию, чтобы можно было вынуть золотник, не разбирая выхлопной трубы. Крышка в этом случае выполняется из двух частей — обичайки-патрубка и собственно крышки. Такая крышка применена на цилиндрах паровозов серий «ФД» и «ИС».

Задние золотниковые крышки выполняются несколькими способами. Наиболее распространены (паровозы серий «Э», «СО», «ФД», «ИС» и др.) задние крышки, отлитые за одно целое с направляющими золотникового кулачка.

У паровозов серий «ФД» и «ИС» устройство задней золотниковой крышки имеет ряд особенностей. На фиг. 342 показана задняя золотниковая крышка паровоза серии «ФД». Здесь в виде одной отливки выполнены сама крышка с большим Г-образным (в плане) патрубком для присоединения выхлопной трубы, открытые направляющие для вильчатого кулачка золотникового штока, а также и стойка под постановку смазочного пресса вместе с кронштейнами под постановку обратных клананов смазочного пресса. Для пропуска золотникового штока через стенку выхлопного патрубка в ней сделано отверстие со стаканом для размещения сальника.

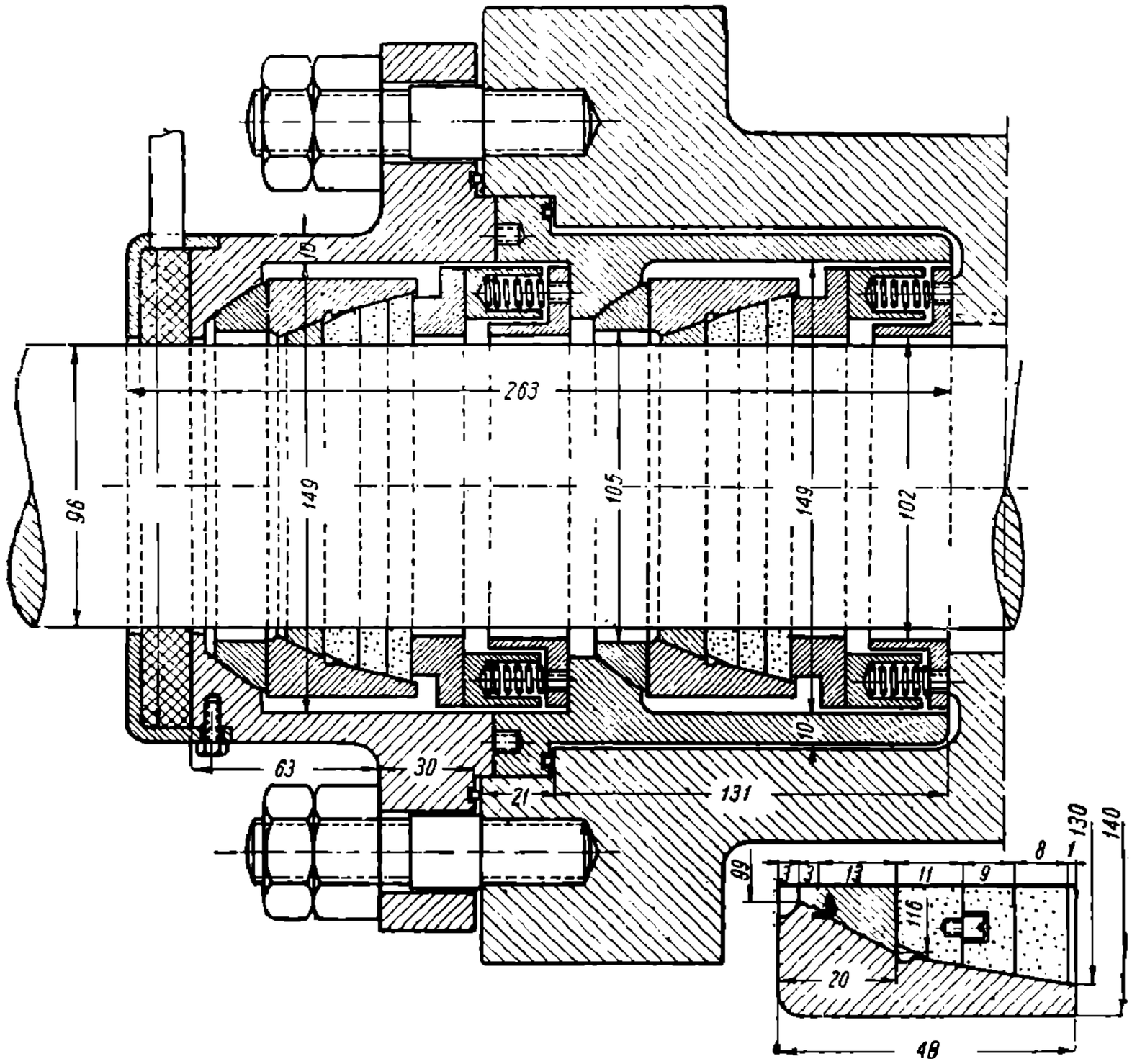
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сальники

Сальники цилиндровых крышек паровоза, работающего насыщенным паром, имеют простую асбестовую набивку, пропитанную маслом. Сам сальник обычно состоит из четырех частей — бронзовой грундбуксы, крышки сальника, вставленной в крышку бронзовой втулки, и набивки.

При перегретом паре такие сальники работают неудовлетворительно из-за затвердевания асбеста, начинающего царапать шток.

Сальники с металлической набивкой являются вполне пригодными при работе перегретым паром. Главным уплотняющим элементом сальника являются кольца, отлитые из баббита или, лучше, свинцовистой бронзы.



Фиг. 343.

На всем протяжении применения перегретого пара и даже до сих пор сальники являются одним из больных мест паровой машины. Парение сальников вызывает не только большие утечки пара, но и ухудшение видимости пути, в особенности в зимнее время. Сальники в перегревных паровозах работают в тяжелых температурных условиях, тем более что перегретый пар очень текуч.

Во многих конструкциях для задерживания пыли, оседающей на шток, предусматривается «пылевая шайба», изготовленная из асбестового шнура и расположенная снаружи сальника.

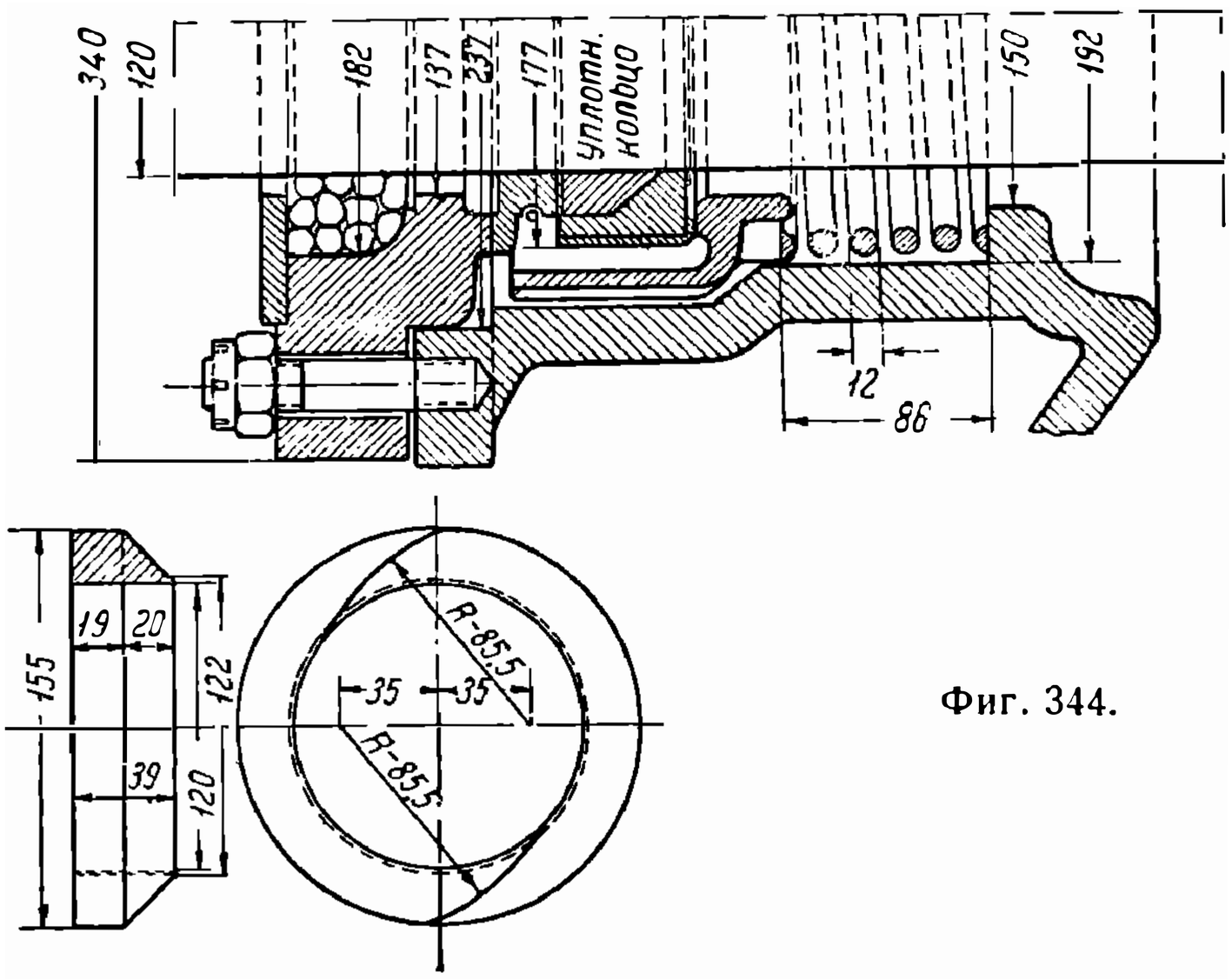
Тяжелые условия работы сальников заставляют обращать особое внимание как на тщательность обработки детали и сборки сальника, так и на состояние его в эксплуатации (смазка, ремонт).

Удовлетворительные результаты дает сальник, сконструированный Сормовским заводом, показанный на фиг. 343; сальник имеет сдвоенное уплотнительное приспособление. Уплотнительной частью, вынесенной на отдельную проекцию на чертеже, являются три обточенных на конус баббитовых разрезных кольца, опирающиеся на четвертое бронзовое (тоже разрезное) кольцо и заключенные в обойму. Обойма притирается к получечевичному кольцу, в свою очередь притертому к выступам стаканов сальника. Небольшие пружинки, ста-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

вящиеся в количестве 8 — 10 штук на каждое кольцо, «вжимают» баббитовые кольца в обойму, и развивающееся при этом радиальное усилие прижимает баббитовые кольца к штоку.

Недостатками конструкции являются ее сложность и высокая стоимость сальника. У мощных паровозов применены сальники системы «Кинг», значительно более простой конструкции, требующие значительно меньшего ремонта. Эти сальники работают вполне удовлетворительно. На фиг. 344 показан сальник, примененный на наших паровозах серий «ФД» и «ИС». Здесь основным уплотняющим элементом является одно кольцо, отлитое из свинцовистой бронзы, разрезанное по кривым поверхностям (показано на одной из нижних проекций), притертым затем одна к другой. Такой разрез позволяет по мере изнашивания баббитового кольца несколько провертываться его половинам друг относительно друга (за счет нажатия пружины); герметичность остается и при частично изношенных кольцах удовлетворительной.



Фиг. 344.

Уплотнительное кольцо имеет один из торцов обточенным на конус для создания радиального усилия, прижимающего половинки кольца к штоку. Нажатие осуществляется пружиной, передающей усилие через стакан и чугунную обойму, охватывающую уплотнительное кольцо. Для возможности сборки сальника чугунное кольцо делается составным из двух частей и заключенным в железную тонкостенную штампованную обойму.

Пружина прижимает баббитовое кольцо к опорному чугунному кольцу, также разрезанному и стягиваемому длинной спиральной пружинкой в 300 витков, концы которой соединены друг с другом. Эта пружинка является упругим хомутом.

Уплотнение баббитовых колец всех вообще систем сальников должно производиться частью пружиной и, главное, силой пара, пытающего вытолкнуть наружу уплотнительные кольца и плотно их прижимающего при этом к штоку.

Что касается золотниковых сальников, то при плоских золотниках, с их наружным впуском пара эти сальники работают в тех же условиях, что и поршневые, и имеют примерно то же устройство. Золотниковые сальники работают в относительно благоприятных условиях ввиду меньшего диаметра золотникового штока и, главное, из-за небольшой длины хода золотникового штока, движущегося к тому же с малыми скоростями.

При цилиндрических золотниках, когда применяется внутренний пуск пара, золотниковые сальники в крайнем случае могут делаться и в виде простых втулочных направляющих с лабиринтовыми канавками.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 4. Арматура паровых цилиндров

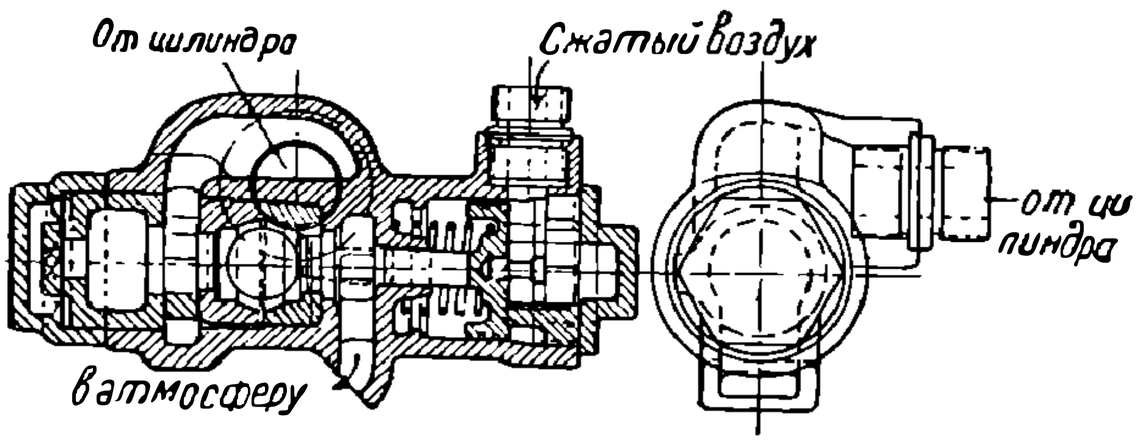
Продувательные клапаны

Для спуска конденсата из паровых цилиндров в низших точках их рабочих полостей у самых крышек всегда устанавливаются продувательные клапаны. Продувку цилиндров совершенно необходимо делать при трогании с места после длительной стоянки, так как иначе могут быть значительные повреждения в машине ударами скопившейся в цилиндрах воды.

Для надежного удаления воды на цилиндре ставятся или три (два из полостей парового цилиндра и один из полости золотника), или четыре (два из парового цилиндра и два из золотниковых полостей) продувательных клапана. Клапаны и седла их у наших паровозов старых типов отлиты из бронзы.

Привод клапанов, идущий в будку, — у наших паровозов старых типов составляется рядом тяг и рычагов. Подобный привод клапанов — громоздок, так как должен итти вдоль всего паровоза до будки машиниста.

У мощных паровозов применяются стальные шариковые клапаны, показанные на фиг. 345; седла этих клапанов изготовляются из твердой стали с последующей закалкой. Бронза отсутствует полностью, в работе клапаны долговечны и надежны.



Фиг. 345.

Эти клапаны имеют такое устройство, что при отсутствии давления пара в цилиндрах на стоянках — полости последних всегда сообщаются с атмосферой (шарики лежат на «дне» своих полостей); это почти полностью предохраняет цилиндр от размораживания.

При открытии регулятора шарик давлением пара прижимается к правому седлу и таким образом разобщает цилиндр от атмосферы. С другой стороны, при движении паровоза с закрытым регулятором, образующимся в цилиндре разрежением, шарик прижимается к левому гнезду и таким образом снова разобщает цилиндр от атмосферы и не позволяет холодному воздуху проникать в цилиндр.

Другим достоинством продувательных клапанов мощных паровозов является очень простой воздушный привод к ним, состоящий из трубки небольшого диаметра, идущей из будки машиниста к цилиндрам и разветвляющейся под ними на нужное количество отдельных трубок.

Для продувки цилиндра необходимо впустить сжатый воздух в правую полость корпуса, расточенную на цилиндр. Перемещающийся в ней поршенек нажмет хвостовичком своего штока на шарик и оттолкнет его от седла.

Впуск сжатого воздуха производится посредством трехходового крана, установленного в будке возле рабочего места машиниста.

Предохранительные клапаны

Если паровой цилиндр имеет плоские золотники, то при случайных повышениях давления в цилиндре (водяной удар) эти золотники отжимаются от золотникового «лица» и выпускают излишек воды в золотниковую коробку.

Цилиндрические же золотники отжиматься от золотникового «лица» и выпустить воду, естественно, не могут; поэтому во избежание повреждений цилиндра скопившейся в нем водой на крышках цилиндров с цилиндрическими золотниками устанавливаются предохранительные клапаны. Все устройство клапана напоминает котловой предохранительный клапан.

Предохранительные клапаны цилиндров открываются сравнительно редко и поэтому, если не проверять регулярно их исправность, они так «пригорают» к седлу, что не открываются в нужный момент; это вызывает подчас тяжелые

НБ УДУНТ (ДІІТ)

повреждения машины. Для проверки состояния притертых поверхностей клапана хвостовик его снабжен квадратом для повертывания. Конечно, и при исправных клапанах машинист должен принимать все меры к недопущению бросания воды котлом.

Приборы трогания с места паровозов-компаунд

В двухцилиндровых паровозах-компаунд пар из котла поступает в один лишь ц. в. д.; частично расширившись в нем, пар по ресиверной трубе переходит в ц. н. д., в котором и расширяется до выхлопного давления. Таким образом паровоз с места трогается лишь одним ц. в. д. (обычно правый цилиндр). Если движущий механизм правой стороны паровоза находится в мертвом или близком к нему положении, паровоз, естественно, с места не тронется. Поэтому двухцилиндровые паровозы-компаунд всегда снабжаются так называемыми «приборами трогания с места», тем или иным способом впускающими свежий пар непосредственно в ц. н. д. Пользуются приборами только при трогании паровоза с места; затем паровозную машину переводят на нормальный режим.

Систем приборов трогания с места имелся целый ряд. Некоторые отличались большой сложностью. В настоящее время на двухцилиндровых машинах-компаунд поставлены простые краны-добавители, впускающие свежий пар из котла в ц. н. д. Привод к крану-добавителю идет в будку машиниста.

Прибор для контрпара

В дополнение к воздушному тормозу на паровозе и тендере и ручному тормозу на тендере — паровозы оборудуются особым «краном Лешателье» для так называемого парового тормоза — контрпара. Впуская пар навстречу движущемуся поршню (например переводя кулисный механизм на задний ход при переднем ходе паровоза и открывши регулятор), машинист в ряде случаев имеет в руках последнее средство для быстрой остановки паровоза.

При контрпаре, включенном, как указано, машина паровоза должна засасывать газы из дымовой коробки и гнать их в котел. Для устранения этого вредного явления (загрязнение цилиндров и котла) и существует кран, точнее вентиль Лешателье. Вентиль Лешателье подает в цилиндры (к выхлопной их полости) охлаждающую цилиндры смесь пара и воды. Вентиль установлен в будке на кожухе топки возле машиниста. Пущенная в цилиндры перегретая вода из котла там испаряется и образует очень влажный пар небольшого давления. Поэтому засасывания горячих газов из дымовой коробки уже не происходит. Поршни высасывают из выхлопных труб мокрый пар и нагнетают его обратно в котел. Давление в котле не повышается (при нужном открытии крана Лешателье).

Клапаны беспарного хода паровоза

Для облегчения хода паровоза «без пара» необходимо тем или иным способом уничтожить или хотя бы значительно уменьшить большую разницу в давлениях передней и задней полости цилиндра.

Простейшим «прибором беспарного хода паровоза» является обратный клапан Рикура, устанавливаемый на золотниковой коробке так, чтобы он сообщался с полостью свежего пара. При открытом регуляторе клапан прижат к седлу, при закрытом же регуляторе за счет разрежения во впускной полости золотниковой коробки — клапан опускается и пропускает в цилиндры воздух, тем самым в значительной мере уменьшая разрежение. Основное достоинство клапана Рикура — чрезвычайная простота устройства.

Клапан Рикура имеет ряд существенных дефектов. Во-первых, холодный воздух, попадая в цилиндр, значительно охлаждает последний. Во-вторых, при наличии клапанов Рикура воздух большими массами выбрасывается в конус, и таким образом в дымовой коробке создается разрежение, усиливающее горение топлива (при закрытом регуляторе). В третьих, клапаны Рикура обусловливают

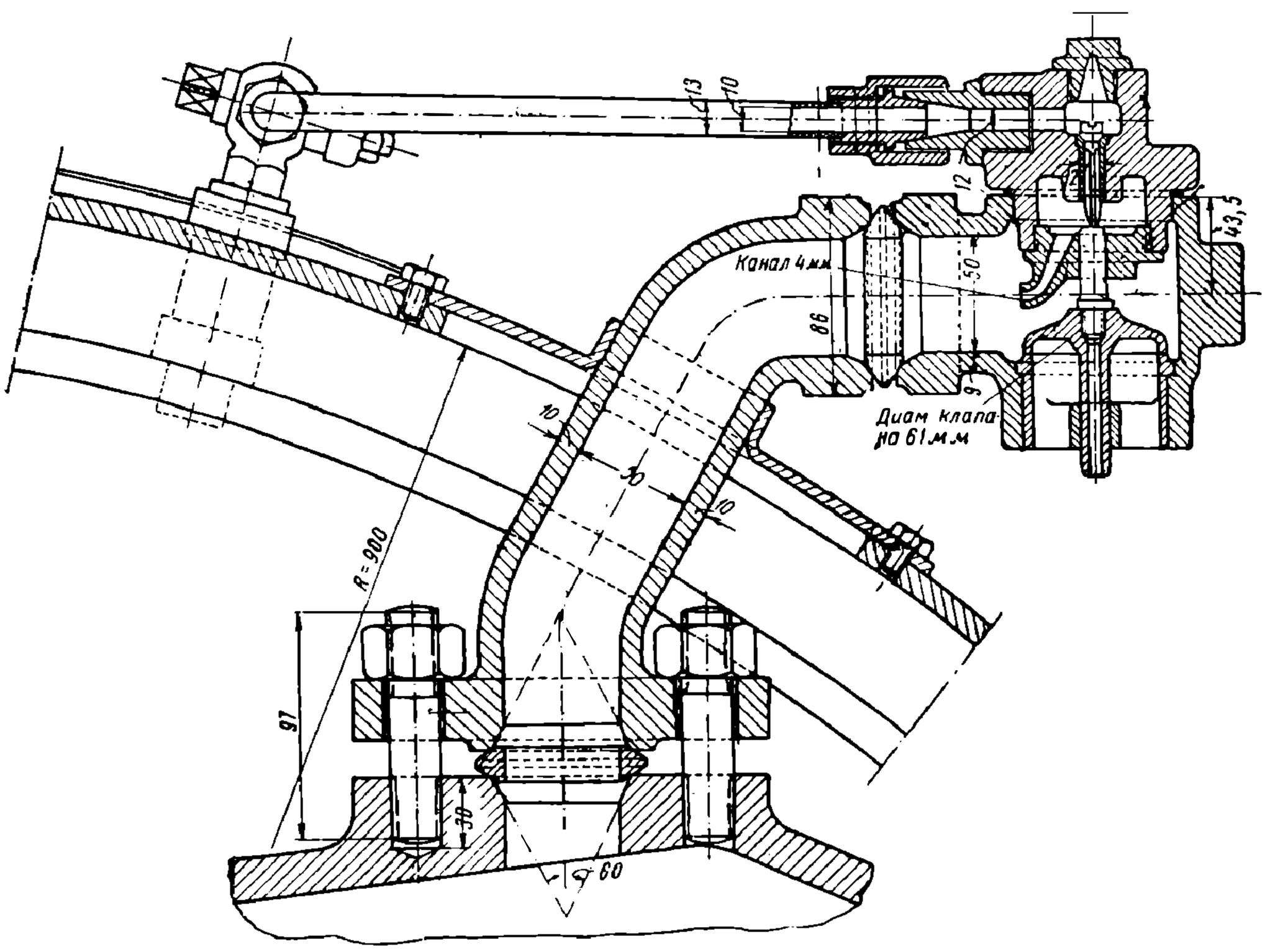
НБ УДУНТ (ДІІТ)

загрязнение и сравнительно быстрый износ рабочих поверхностей цилиндров и поршневых колец.

Недостатки клапанов Рикура давно уже заставили обратить внимание на необходимость создания более совершенного прибора.

По идее — весьма остроумным и радикальным способом разрешения вопроса явились байпассы. Схема работы всякого байпасса заключается в перепускании воздуха из одной полости цилиндра в другую и затем обратно — по трубе, сообщающей обе полости цилиндра (или впускные окна в золотниковых втулках). На этой трубе устраивается то или иное приспособление, разобщающее обе полости при открытом регуляторе и сообщающее их тотчас же после закрытия регулятора.

Основным и очень существенным недостатком всех существующих систем байпассов является лишь частичное (в особенности на больших скоростях движения) устранение разрежения в цилиндрах, тормозящего движение паровоза с закрытым регулятором; работа клапанов, разобщающих одну от другой полости цилиндра, в большинстве случаев не вполне надежна.



Фиг. 346.

Другим недостатком байпассов является чрезмерное нагревание воздуха, беспрерывно перегоняемого из одной полости цилиндра в другую во все время езды с закрытым регулятором. Нагревание это часто бывает столь значительным, что смазка в цилиндрах обугливается и дает твердый нагар, царапающий цилиндр и быстро изнашивающий поршневые кольца.

Появление на паровозах золотников-байпассов системы Трофимова, обеспечивающих при езде без пара совершенно свободное сообщение между собой полостей цилиндров через выхлопные трубы (внутри отливки цилиндра), разрешило вопрос о лучшем способе байпассирования. О золотниках Трофимова и их работе сказано ниже.

Почти независимо от байпассов, а отчасти в дополнение к ним на паровозах с цилиндрическими золотниками получили большое распространение усовер-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

шенствованные клапаны Рикура, которые вместе с воздухом впускают в цилиндры и небольшое количество н а с ы щ е н н о г о п а р а. Паровоздушные клапаны оказались вполне целесообразным прибором паровоза и применяются во многих современных паровозах.

Эти клапаны при разрежении в цилиндрах впускают в них смесь воздуха и пара. Охлаждение и загрязнение цилиндров резко уменьшаются. На фиг. 346 показана одна из наиболее рациональных систем — Лопушинского и Алешникова.

Корпус клапана (на паровоз ставятся два клапана) устанавливается на камере перегретого пара коллектора перегревателя.

Большой всасывающий воздушный клапан за счет разрежения в коллекторе (при езде с закрытым регулятором) поднимается и ввернутым в верхнюю часть клапана стерженьком открывает небольшой клапан в верхней части корпуса и таким образом открывают доступ для свежего пара из котла. При этом паровоздушный клапан пропускает в цилиндры смесь воздуха с паром.

Заметим, что менее рациональной является постановка паровоздушного клапана на камере насыщенного пара коллектора. Правда, здесь облегчается работа элементов (охлаждение их), но зато температура самой смеси настолько повышается, что смазка цилиндра начинает гореть (образуется нагар).

§ 5. Смазочные устройства

П р о с т ы е м а с л е н к и

Содержащий в себе влагу насыщенный пар является сам по себе относительно удовлетворительным смазывающим веществом для поршня, золотника и сальников. Большинство старых паровозов, работающих насыщенным паром, не имеют вовсе приспособлений для смазки цилиндров во время работы с паром и оборудованы масленками для смазки только при езде с закрытым регулятором.

В будке наших старых паровозов устанавливаются два (для двух цилиндров) небольших, открытых сверху резервуара с игольчатыми клапанами в дне этих резервуаров (простая «американская» масленка). П о с л е з а к р ы т и я р е г у л я т о р а, залив масленку, игольчатый клапан открывают, и смазка за счет разрежения в цилиндрах быстро засасывается по трубке в цилиндр. Этот способ очень несовершенен из-за невозможности пользоваться им не только при езде с паром, но и из-за нерегулярности подачи смазки, притом поступающей сразу в больших количествах.

П а р о в ы е л у б р и к а т о р ы

Несколько более совершенным прибором для смазки цилиндров являются паровые лубрикаторы — конденсационные масленки, постепенно и непрерывно «выдавливающие» смазку к месту подачи. Подача смазки регулируется вентилями. В США лубрикаторы еще в недавнее время имели широкое распространение. Недостатком их является, во-первых, сложность устройства и, во-вторых, органическая зависимость количества подаваемого масла от давления в той полости, куда подается масло. Для смазки цилиндров при перегретом паре, требующем равномерной подачи смазки, лубрикаторы оказываются неудовлетворительны и заменяются более совершенными смазочными прессами.

Мы вкратце все же рассмотрим устройство и работу лубрикатора, так как мощные паровозы также оборудуются ими, но для смазки не основной машины, а для вспомогательных устройств — стокерной паровой машины, насоса тормоза, а если на паровозе поставлен водоподогреватель, то и насоса последнего.

Систем лубрикаторов имеется несколько.

Рассмотрим схематически устройство и работу наиболее совершенного лубрикатора Натана последнего типа (фиг. 359) с 4 выходами.

Корпус, отлитый из мягкой бронзы, выполняется в виде горизонтально расположенного цилиндра, заполненного маслом; сверху имеется конденсационный

НЕ УДУНТ (ДІІТ)

резервуар *4*, в который поступает пар из пароразборной колонки. В этом резервуаре установлены не доходящие до верха трубки, сообщающиеся каналами, идущими к местам подачи смазки.

Пар конденсируется в воду, заполняющую до некоторого уровня верхний резервуар. В дне этого резервуара имеется небольшой канал, соединенный с вертикальной трубкой *16*, по которой конденсационная вода стекает в нижнюю часть основного резервуара. Удельный вес воды больше, чем масла; последнее начинает выдавливаться в вертикальные трубки *12*, показанные на левой основной проекции. Трубка *12* лишь на несколько миллиметров не доходит до верхней образующей резервуара, и в нее всегда выдавливается только масло. Последнее стекает вниз и поступает к игольчатым соплам *13*. Число последних равно числу выходов. Выходя по трубке в виде капелек в полости *10*, снабженные стеклами для наблюдения за подачей, масло уходит далее вверх по каналу *14*, захватывается струями пара, поступающего в трубки *20*, смешивается с ним и поступает к месту подачи.

Смазочные прессы

Смазочный пресс представляет собой комплект маленьких масляных прессов-насосиков, помещенных внутри общего резервуара — для принудительной подачи смазки к золотникам, поршням, сальникам и другим трущимся частям. Систем смазочных прессов имеется большое количество; все прессы, как правило, имеют привод от тех или иных частей движущего или пораспределительного механизма. Чаще всего привод делается от кулисы или от верхнего конца маятника. Чем больше скорость паровоза, т. е. чем больше число ходов поршня и золотника за единицу времени, тем больше и подача масла. В этой «саморегулируемости» заключается первое и основное достоинство смазки поршня и золотника от смазочного пресса по сравнению с подачей смазки от других приборов, например от лубрикаторов.

Другим достоинством смазочных прессов являются почти полная независимость подачи масла от давления в той среде, куда поступает смазка, и возможность регулировать подачу в самых широких пределах.

Положительные результаты эксплуатации смазочных прессов и стремление увеличить надежность смазки не только поршня, золотника и поршневого сальника, но и других ответственных частей движущего и пораспределительного механизмов, а также и экипажа побудили на наших мощных паровозах (а также и на паровозах серии «Л») ставить не один, а два смазочных пресса. Один из них заправляется высокосортным цилиндровым маслом с высокой температурой вспышки и обслуживает поршень, два золотниковых диска и поршневой сальник на каждой стороне паровоза; другой, заправляемый обычным машинным маслом, смазывает параллели, кулисы, золотниковые кулачки, а также и буксы, имеющие поперечное перемещение (у паровоза серии «ИС»).

Смазочные прессы различаются между собой не только конструкцией нагнетательных насосиков, но и количеством их («выходов») в корпусе пресса. На наших старых паровозах стоят прессы с шестью и восемью выходами, системы Фридмана (два типа) и Лысова; мощные паровозы снабжаются двумя прессами Натана.

На фиг. 347 показан распространенный на наших старых паровозах смазочный пресс Фридмана (шесть выходов) «с невидимой подачей» смазки.

Передаточный рычаг привода *1* помощью храпового колеса *2* приводит в очень медленное вращение эксцентриковый вал *3*; коромысла *4* начинают покачиваться и перемещать вниз и вверх поршеньки насосиков.

Каждый насосик составляется двумя длинными поршеньками — нагнетательным *5* и распределительным *6*. При подъеме первого второй опускается и наоборот.

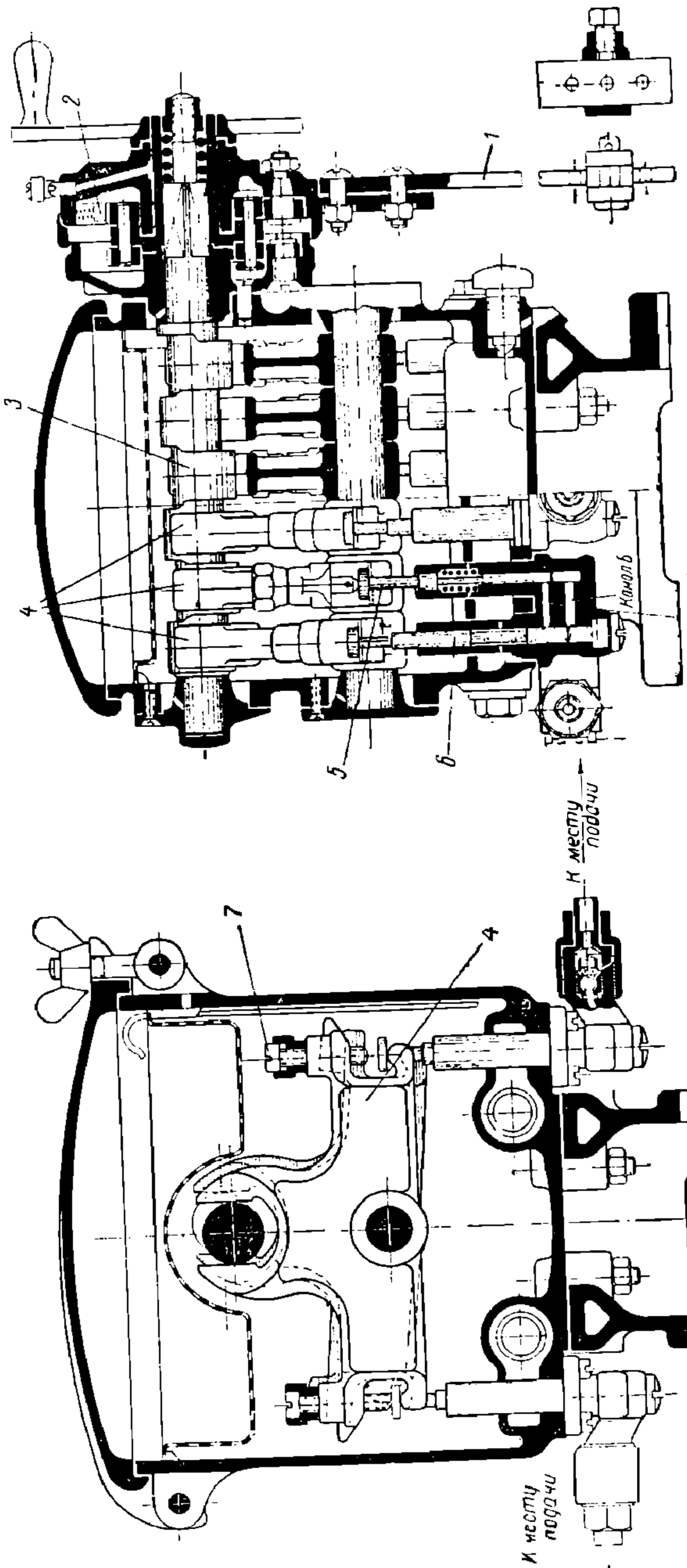
Работа насосика начинается с подъема поршенька *6*. Масло заполняет его кольцевую проточку через отверстия, сделанные в нижней маслоочистительной

НБ УДУНТ (ДІІТ)

камере. При последующем опускании этого поршенька масло по верхнему горизонтальному каналу *А* переходит под поршень *5*, в это время поднимающийся. Далее, при опускании этого поршенька масло выталкивается по нижнему горизонтальному каналу *Б* в нижнюю полость под поршенек *6* и , наконец, при следующем движении его вниз выжимается в маслопровод.

Установочные винты *7* регулируют подачу смазки изменением величины хода поршеньков.

У мест потребления на каждом маслопроводе устанавливаются шариковые обратные клапаны (фиг 348), которые не позволяют попасть пару в маслопровод. Направление движения масла по корпусу клапана показано стрелками. Отвернув игольчатый (верхний) клапан, по выходу масла можно проверить, работает ли данный насосик.



Фиг. 347.

Недостатком этого пресса являются неудобное наблюдение за подачей смазки в каждый отдельный маслопровод и некоторая затруднительность регулирования работы насосиков. Поэтому за последние годы на некоторых (например серия «С^{У}») наших вновь строящихся паровозах одно время получал распространение смазочный пресс Фридмана «с видимой подачей» смазки. Это название не вполне точно, так как самое движение масла и здесь наблюдать невозможно, но, установивши особым образом контрольное приспособление, можно наблюдать за постепенным убавлением масла, нагнетаемого любым отдельным насосиком. Этот пресс не имеет все же преимущества перед рассмотренным: он более сложен [1].

Некоторым распространением пользуется и пресс системы Лысова; у этого пресса устройство насосиков значительно проще. Наиболее простым по устройству и надежным в работе является смазочный пресс Натана. Здесь один поршенек производит и засасывание и нагнетание масла.

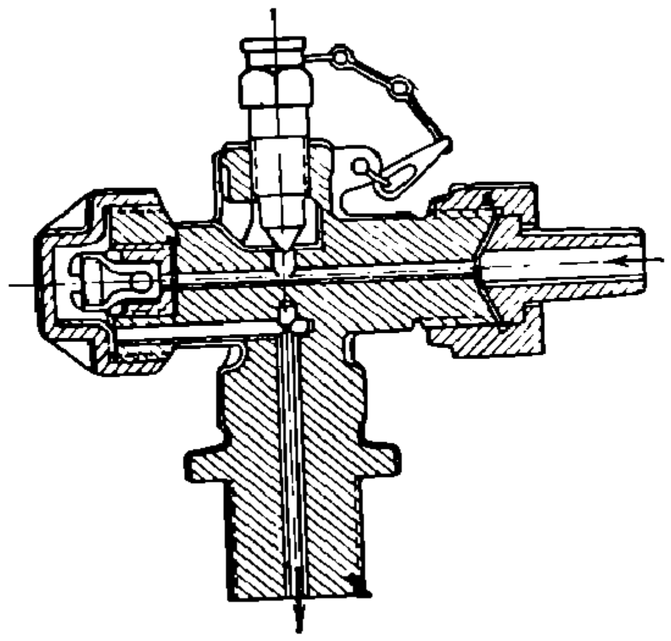
На фиг. 349 показан поперечный разрез смазочного пресса Натана. В торце

---

[1] Устройство и работу этого пресса см. И. М. Струженцов, Конструкции паровозов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

храпового вала сделано эксцентричное углубление, в которое входит ведомый большой кулачок кулачкового вала, проходящего вдоль всего корпуса. Кроме этого большого кулачка, вал снабжен рядом (по числу выходов) малых кулачков, вставленных в пазы верхних хвостовичков вертикальных поршеньков.



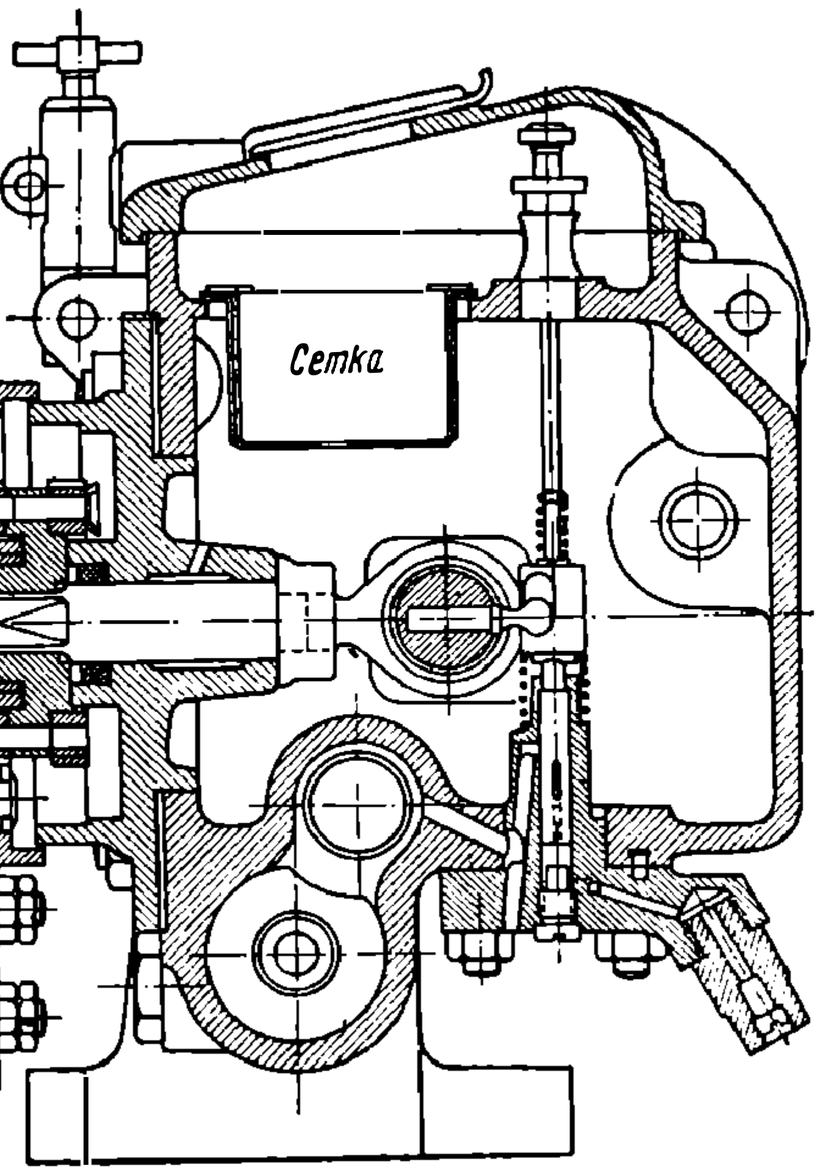
Фиг. 348.

При вращении храпового вала эксцентричное углубление на торце его описывает окружность, вследствие чего входящий в это углубление большой кулачок дает покачивание, а кроме того, и возвратно-поступательное движение вала; возможность последнего предусматривается удлиненными втулочными подшипниками вала.

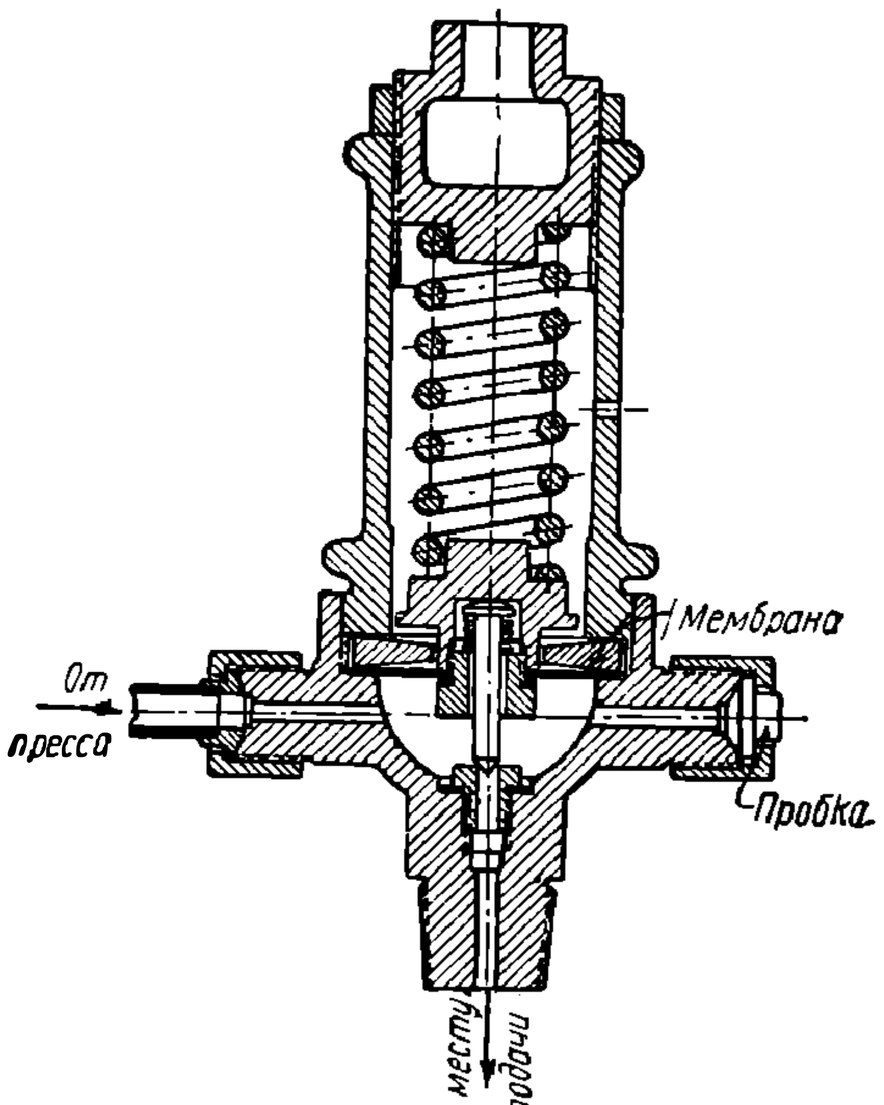
Это сложное движение вала передается и поршенькам (один из насосиков попал в разрез): последние имеют и подъем и повертывание на некоторый угол.

В теле поршенька имеется поперечное и соединяющееся с ним продольное центральное сверление, идущее к нижнему торцу поршенька. В боковой стенке цилиндрика сделано сверление для прохода масла из корпуса прибора к полости цилиндрика.

Отверстия насверлены так, что поршенек движется вверх в тот период, когда его поперечное сверление расположено напротив отверстия в стенке цилиндра. Масло засасывается под поршенек; когда последний, повернувшись и перекрыв канал для впуска масла, начинает двигаться вниз, масло выдавливается в маслопровод.



Фиг. 349.



Фиг. 350.

Одновременно с прессами Натана получают распространение на наших мощных паровозах и обратные клапаны Натана, показанные на фиг. 350. Масло входит в левый горизонтальный штуцер и уходит к месту подачи через вертикальный нижний канал. Существенной частью прибора является мембрана с нажатой на нее пружиной. Игольчатый клапан к месту подачи, соединенный с мембраной, как показано на чертеже, поднимается только в том случае, если давление масла под мембраной превысит на две атмосферы котловое давление пара. Воз-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

можность достаточно точной регулировки пружины является основным достоинством обратного клапана системы Натана.

На паровозах серий «ФД» и «ИС» эти обратные клапаны укрепляются на задних золотниковых крышках паровых цилиндров.

В заключение укажем, что маслопровод и камеры обратных клапанов перед поездкой необходимо заполнить маслом посредством вращения рукоятки, насаженной на наружный конец храпового вала. Эти рукоятки имеются на прессах всех систем. В холодное время масло в корпусе пресса необходимо прогревать, для чего в нижней части корпуса проложена паровая трубка. Во избежание загрязнения корпуса масло наливается через сетку: крышка корпуса должна быть всегда закрыта и завернута барашком.

§ 6. Ремонт цилиндров

Износ и повреждения цилиндров

Цилиндры при эксплуатации паровоза теряют первоначальные размеры своей рабочей части вследствие истирания поршневыми кольцами. Неравномерная плотность прилегания всеми участками поверхности кольца к цилиндру, неодинаковая скорость движения поршня в цилиндре и некоторое провисание его делают износ цилиндра неравномерным; кроме того, поршень в крайних положениях не доходит до крышки, вследствие чего по концам цилиндра образуются выступы. Характер износа внутренней рабочей поверхности зависит также от способа подвешивания поршня (в одном или двух сальниках, с контрштоком). Неоднородность литья оказывает в свою очередь влияние на износ. В местах прилегания цилиндровых и золотниковых крышек причиной износа являются плохая притирка крышек и пропуск пара. Внутренняя рабочая поверхность золотниковой коробки изнашивается по тем же причинам. Плоские золотниковые «лица» цилиндров изнашиваются более равномерно.

Результатами износа являются овальность и конусность внутренней рабочей поверхности цилиндров и неровности выработки по длине цилиндра в различных местах окружности. Овальность и конусность существующими правилами допускаются без исправления при капитальном ремонте не свыше 0,5 *мм*, при среднем не свыше 1 *мм*, текущем — 2 *мм*. Никакие задиры и риски на рабочей поверхности цилиндров и золотниковых втулок при капитальном ремонте не допускаются, при среднем — допускаются без ремонта отдельные риски глубиной до 1 *мм*, при текущем до 1,5 *мм*. Всякие сплошные задиры должны быть уничтожены расточкой цилиндра.

Частыми повреждениями цилиндров являются трещины внутри их, появляющиеся от ударов воды, скопившейся в цилиндре в период сжатия, от неравномерного нагревания их, плохого качества чугунного литья, остаточных внутренних напряжений и т. д. Кроме указанных трещин, появляются трещины и изломы цилиндра и его крышек как результат аварий.

Перед ремонтом цилиндра остукиваются все укрепляющие его к раме болты. Ослабшие должны быть заменены новыми. При наличии более 25% ослабших болтов цилиндры для ремонта отнимаются от рамы. Так же поступают при наличии ослабления межцилиндрового рамного скрепления. Все крышки должны быть сняты, поршни вынуты, после чего они подвергаются тщательному осмотру для обнаружения возможных трещин.

Исправление трещин

Трещины внутри цилиндра длиной не более 50 *мм* разрешается, как исключение при невозможности применения сварки, исправлять, засверливая их медными шурупами. Диаметр шурупов берут не менее 12,5 *мм*, изготовляют их с хорошей нарезкой для плотной постановки на место. Шурупы располагают таким образом, чтобы каждый следующий шуруп заходил частью диаметра в

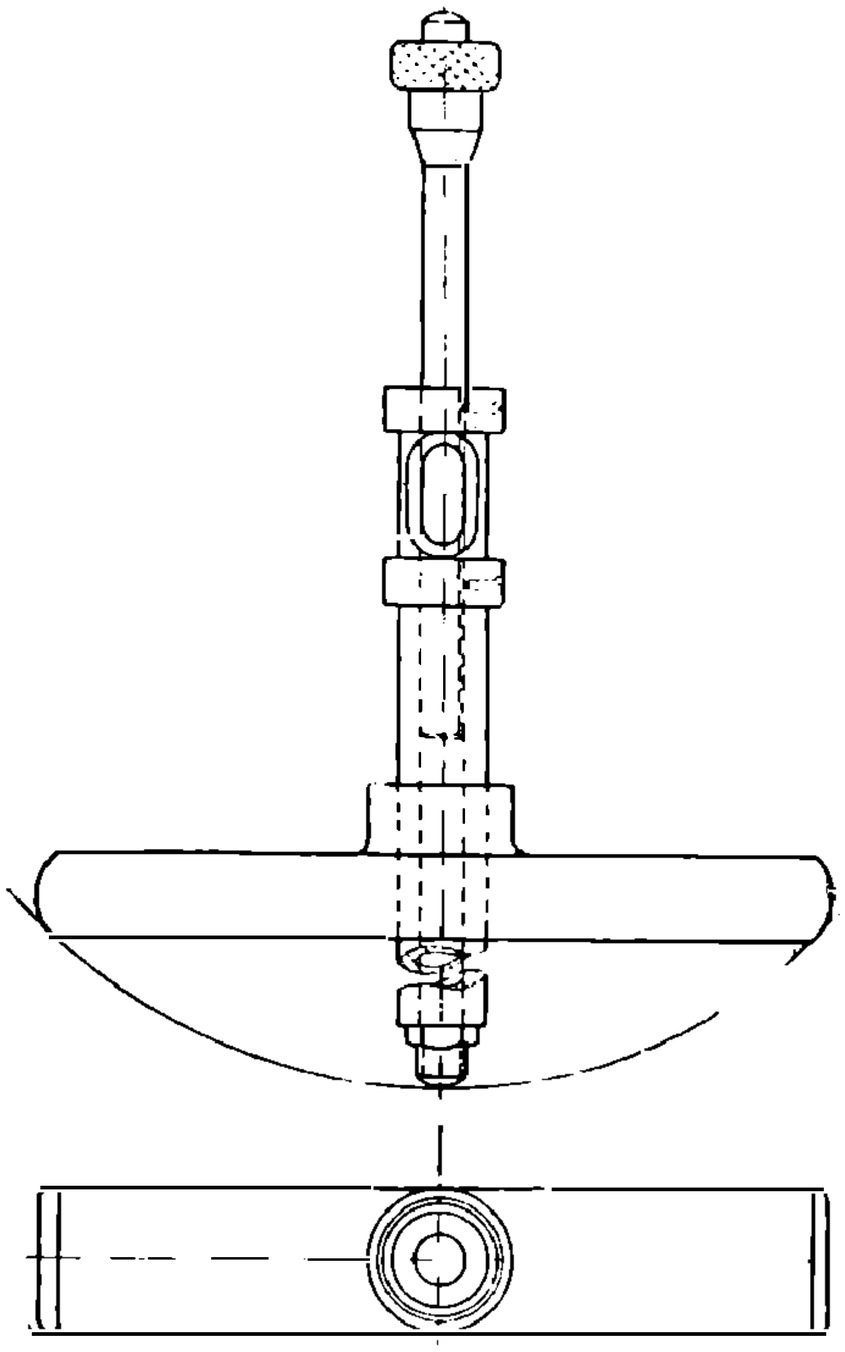
НБ УДУНТ (ДІІТ)

предыдущий; первый и последний шурупы должны, пересекая трещину, захватывать и здоровое место. В депо при отсутствии сварки во избежание преждевременной отправки паровоза на завод разрешается постановка медных заделок или латок.

Трещины в паропроводных каналах и в соединениях их с цилиндрической частью цилиндра особо трудно поддаются исправлению. В таких случаях на помощь приходит электрическая и газовая сварки. Допускаемые случаи сварки цилиндров электрической (горячим и холодным способом) и газовой приведены в $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} - \frac{7155}{57/3}$. С развитием электросварки в настоящее время вряд ли могут встретиться в практике изломы и трещины в цилиндрах, которые нельзя было бы исправить. Для заварки отломанных частей привалочного фланца цилиндров применяют иногда исправление литейным способом в чугуннолитейной.

После всякой заварки какой бы то ни было части цилиндра последний проверяется по всем рабочим плоскостям. Если заварке подвергался цилиндр с цилиндрическими золотниками, то необходимо убедиться, не повреждены ли при заварке их втулки и не ослабли ли они в постановке.

Выработки рабочей поверхности цилиндра исправляются при помощи специальных станков, без отвалки и с отвалкой в нужных случаях от рамы. Промер внутреннего диаметра цилиндра производится специальным штикмасом (фиг. 351). Точность его измерения 0,02 *мм*. Прежде чем приступить к расточке цилиндра на раме или снять его с рамы, необходимо проверить положение его по отношению к главной оси рамы, к оси ведущей колесной пары и расстояние осей цилиндров между собой. Это делается одновременно с проверкой буксовых направляющих.



Фиг. 351.

Проверка положения цилиндров

Проектное положение цилиндров при существующем на заводах способе проверки устанавливается при помощи нитей, протягиваемых вдоль горизонтально установленной рамы на проектных расстояниях от верхней кромки рамы и боковой ее плоскости впереди цилиндра и у сцепной оси.

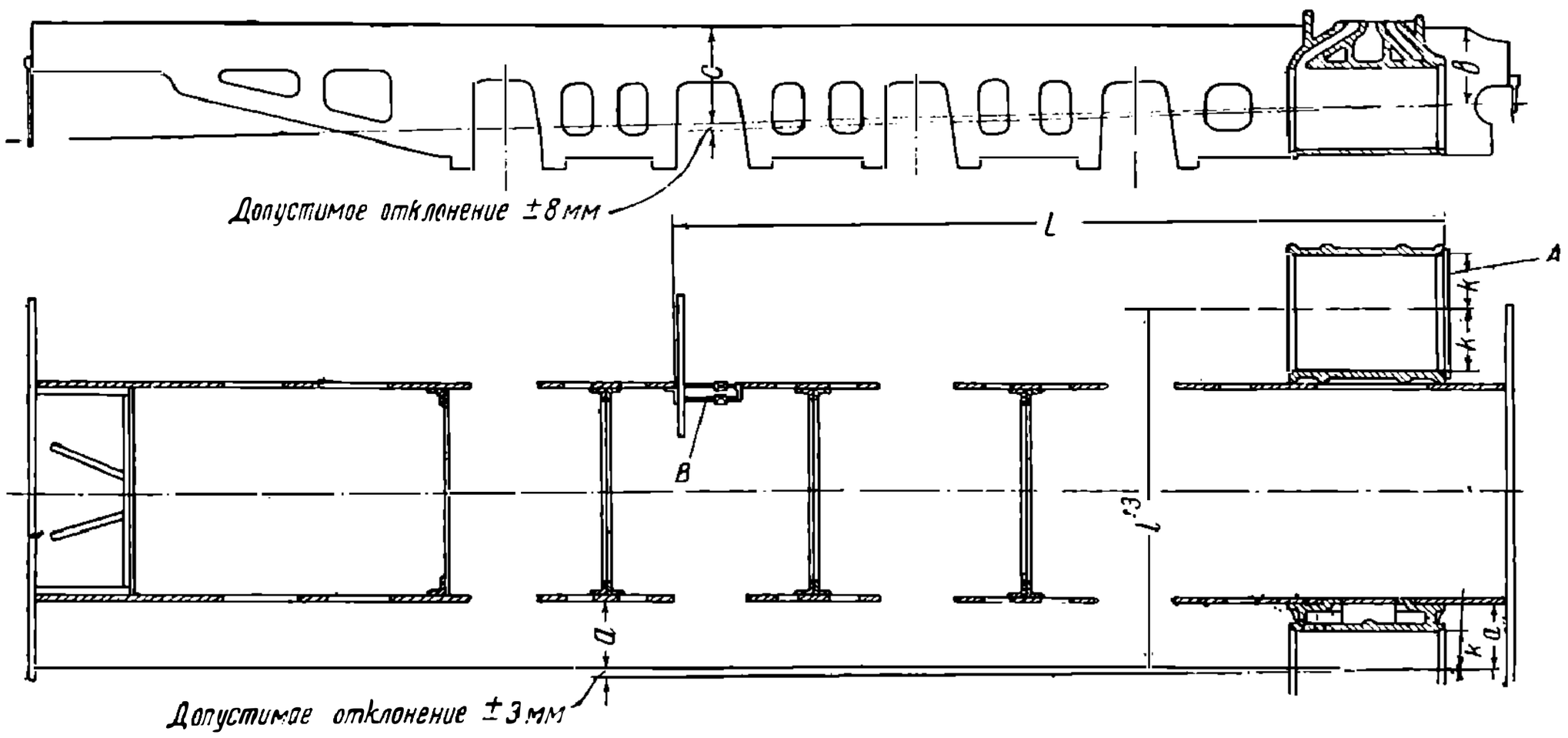
Для этого: 1) натягивают нити параллельно продольной оси рамы, причем регулируют положение их в вертикальной плоскости на высоте по размерам *в* и *с* (фиг. 352); 2) измеряют расстояние *l* между нитками в буксовых вырезах ведущей и передней осей; 3) измеряют расстояния *а* от нити до боковых граней лиц и до рамных листов у буксовых вырезов ведущей оси, регулируя их в установленных пределах; 4) определяют расстояние *L* от передней притирочной кромки цилиндра до вертикальной грани буксового выреза ведущей оси, для чего линейку *В* укрепляют в буксовом вырезе двумя распорками на высоте оси колесной пары, а на притирочные плоскости передней части цилиндра накладывают и укрепляют по диаметру раструба линейку *А*; расстояние между этими линейками измеряют металлической лентой. Производят измерение расстояний нити от поверхности расточки раструба впереди и сзади цилиндра, в горизонтальном и вертикальном направлениях и записывают результаты на раме.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Затем устанавливают нити по фактическому положению осей цилиндров (равенству расстояний *к*), измеряют и записывают расстояния *а* от струнки до нерабочих мест рамы у ведущей оси и *с* — до верхней кромки рамы.

Для расстояния *с* допускается отклонение ±8 *мм* (для паровозов серии «Э»), для *а* ± 3 *мм*.

Имея: 1) отклонения осей цилиндров от проектного в пределах длины цилиндров, 2) расстояния фактических осей цилиндров от плоскости рамы и боковых граней у ведущей оси, 3) допускаемые отклонения от проектных размеров *а*, *с*, *l* и *к*, — решают вопрос, можно ли цилиндры оставить в их фактическом положении, произведя лишь расточку с установкой шпинделя станка по расточке раструбов, или необходимо изменить положение цилиндров на раме. Последнее достигается посредством прострожки привалочных фланцев цилиндра в зависимости от намеченных изменений его положения. Существующими правилами ремонта [1] допускается постановка сплошной прокладки между рамой и привалочным фланцем цилиндра. После прострожки фланцев цилиндр приваливается к раме, а затем необходимо обязательно проверить отверстия для цилиндровых болтов разверткой.



Фиг. 352.

При способе проверки помощью шлифованных труб последние устанавливаются на альбомных расстояниях осей цилиндров от рамы. Имея установленные таким образом трубы, определяют отклонения от них фактических осей цилиндров, измеряя в передней и задней частях цилиндров по расточкам нерабочей части их по двум противоположным диаметрам расстояния от поверхности расточки до трубы. Чтобы определить необходимость изменения положения цилиндра и, следовательно, его отвалки и строжки фланцев, определив отклонения фактического положения осей цилиндров от проектного в пределах длины цилиндров, вычисляют фактическое отклонение у вырезов ведущей оси.

При оптико-механическом способе проверки рамы отклонения осей цилиндров от проектного определяются смещениями, наблюдаемыми непосредственно через смотровую трубу, установленную по оси цилиндра на шкале так называемого «коллиматора» (см. проверку рамы).

Устранение выработки расточкой

Расточка цилиндров без отъемки от рамы производится при помощи переносного станка, состоящего из полого стального вала, который имеет продоль-

[1] «Правила ремонта паровозов» изд. НКПС 1934 г. в настоящее время пересматриваются и по издании новых следует учесть установленные ими изменения.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ный паз, не доходящий до торца вала и служащий для перемещения по длине вала супорта для расточки цилиндра. Супорт надевается своей втулкой на вал и передвигается на нем по длине цилиндра при помощи винта, находящегося внутри полого вала, с которым супорт соединен при помощи гайки. Вал устанавливается по расточке нерабочей части цилиндра. Для укрепления его имеются особые лапы, надетые на полый вал с обоих концов, лапы имеют овальные отверстия для надевания и укрепления станка на шпильках цилиндра. Вращение происходит от мотора, иногда смонтированного вместе с зубчатой передачей.

Подобные же станки, но меньших размеров, применяются для расточки золотниковых втулок. Станки эти не дают вполне гладкой поверхности, которая необходима у цилиндра. Нужную точность обработки дают станки шлифовальные или станки для одновременной расточки и расшлифовки втулок и цилиндров.

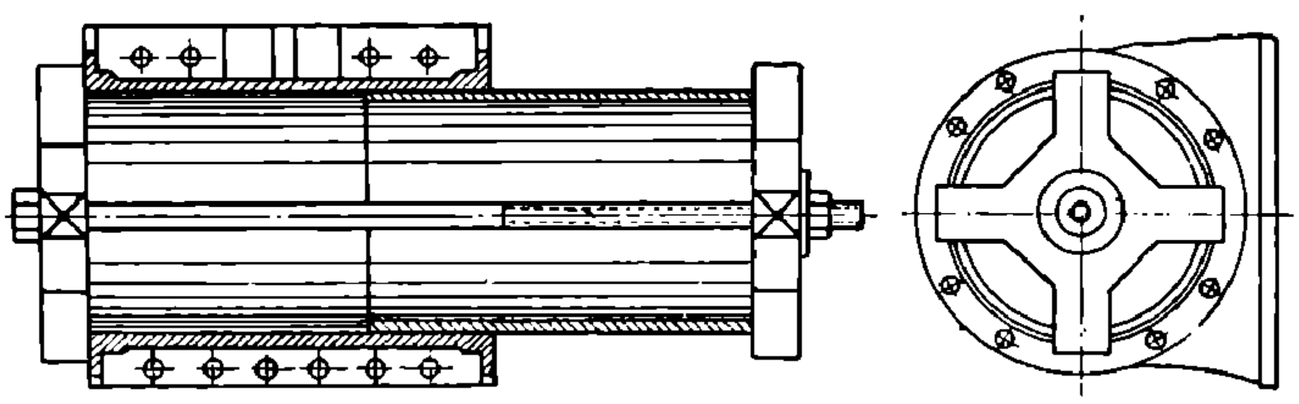
При расточке и расшлифовке цилиндров на раме не должно производиться никаких работ, вызывающих сотрясение рамы: клепки, рубки, забивки болтов и т. п.

По существующим правилам ремонта диаметр проверенного цилиндра не должен превышать проектного больше чем на 12 *мм* — при капитальном ремонте и 16 *мм* — при среднем, остающаяся после расточки толщина стенок цилиндра не должна быть соответственно менее 20 *мм* и 18 *мм*. Когда указанные размеры не могут быть соблюдены, в цилиндр должна быть поставлена втулка. Наименьшая толщина новой втулки допускается 10 *мм*, а толщина стенок расточенного для постановки втулки цилиндра должна быть не менее 14 *мм*. Наименьшая толщина старой втулки допускается 8 *мм*.

Постановка втулок в цилиндры и золотниковые полости

Втулка ставится чугунная посредством холодной запрессовки. Для изготовления ее отливается чугунный барабан, который затем растачивается. Расточка производится на специальном цилиндро-расточном или на токарном станке с надлежащей высотой центров.

Обточку втулки делают сначала грубо по наружному диаметру, а затем точно под запрессовку. Установку на станке производят при помощи специальных распорок, вставляемых внутрь втулки и центрируемых по внутренней расточке ее.



Фиг. 353.

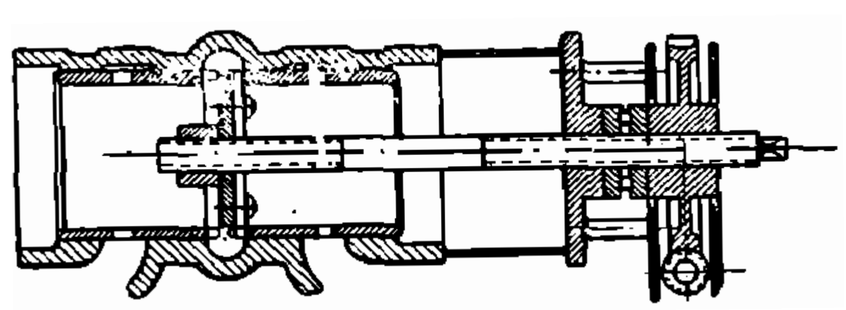
Цилиндровые и золотниковые втулки должны испытываться в трех местах по длине на твердость по Бринелю, каковая должна быть равна 220—270.

Для запрессовки втулки цилиндр должен быть расточен. На готовой для запрессовки втулке делаются риски, указывающие положение и ширину паровых окон цилиндра, а на раструбах цилиндра отмечается длина паровых окон. Запрессовка втулок производилась ранее горячим способом — посредством предварительного нагрева цилиндра и постановки в него холодной втулки. Этот способ вызывал недопустимые напряжения и теперь запрещается. Постановка втулок производится холодным способом при помощи нажимного винта (фиг. 353), приводимого во вращение от мотора или с помощью специальных

НБ УДУНТ (ДІІТ)

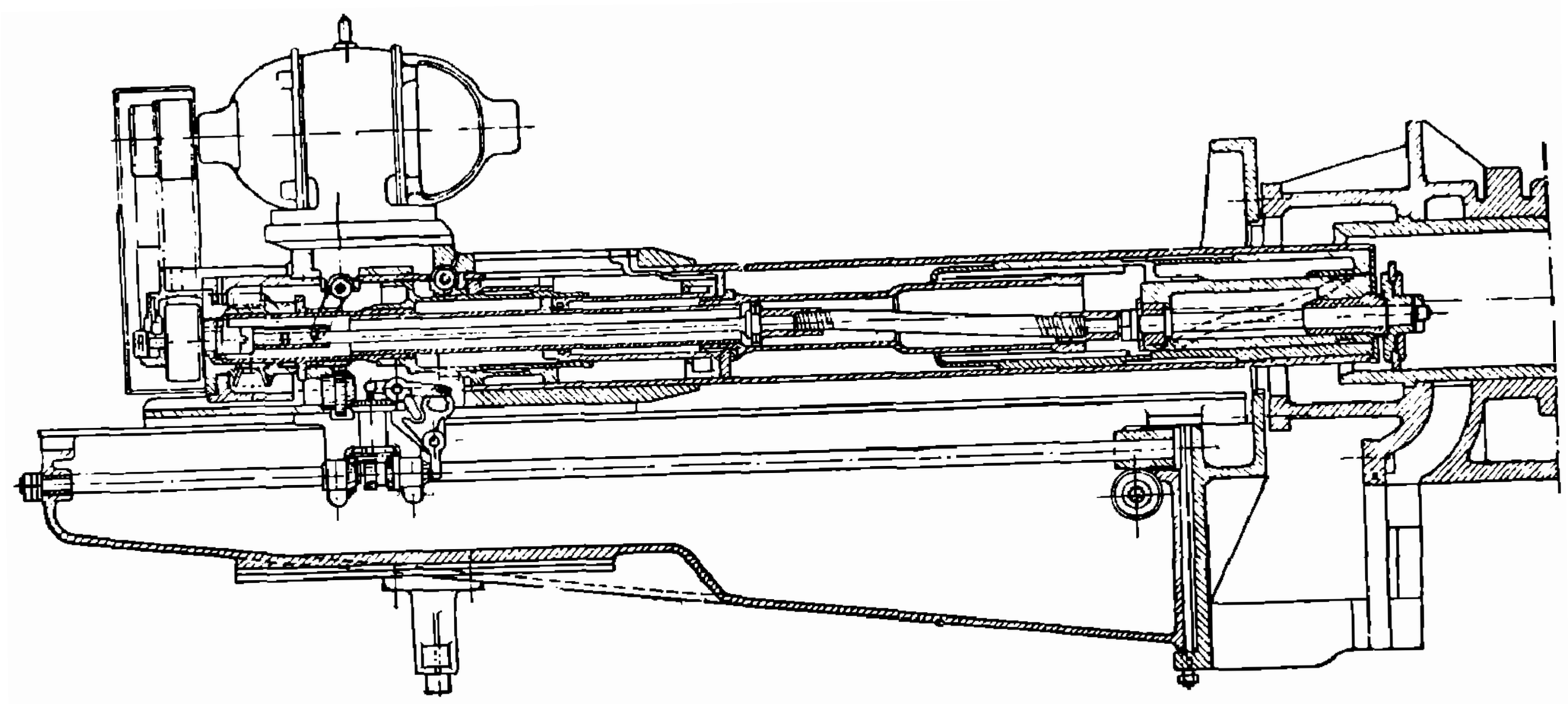
прессов. На ремонтных заводах постановка втулки, когда цилиндр снят с рамы, производится гидравлическим прессом. Гарантией прочной постановки втулки служит так называемый натяг по наружному диаметру ее, который, как указано раньше, принимается равным 0,00025 от диаметра цилиндра.

Наименьшее давление в конце запрессовки втулки принимается следующее: $P=18+0{,}035\ (D-200)\ m$, где D—наружный диаметр втулки в *мм*. Наибольшее давление может превышать найденное на 4 m. Для облегчения запрессовки цилиндровой втулки применяют ступенчатую обточку, т. е. обтачивают снаружи по двум диаметрам. Для облегчения постановки втулки наружная ее поверхность и внутренняя поверхность цилиндра смазываются.



Фиг. 354.

После постановки втулки она растачивается до проектного размера диаметра цилиндра, и делаются раструбы на концах расточки, затем во втулке сначала просверливаются, а затем прорубаются и зачищаются паровпускные окна. При замене старая втулка вырубается или вырезается. Продольные разрезы втулки делают при помощи электрической угольной дуги. При этом, чтобы не попортить стенки цилиндра, втулку не прожигают насквозь, а оставляют в местах перемычки



Фиг. 355.

стенку в 2—3 *мм*. Когда втулка ослабевает, ее выбивают ударами кувалды. Освобожденный от втулки цилиндр проверяется под постановку новой втулки, для чего снимается легкая чистовая стружка.

При осмотре золотниковых втулок следует обратить особое внимание на все простенки между окнами, где часто появляются трещины. При золотниках Трофимова необходимо тщательно просмотреть места втулок около средних окон. Овальность втулок в эксплуатации допускается не более 1 *мм*, а диаметр не должен превышать альбомный более чем на 4 *мм*.

Выемка и постановка золотниковых втулок производятся винтовым прессом (фиг. 354) или переносным гидравлическим. Золотниковые втулки должны быть в запасе кладовой, грубо обточенные по наружному диаметру и расточенные по установленным градациям ремонтных размеров по внутреннему диаметру. Перед запрессовкой они обтачиваются по наружному диаметру чистовым резцом с натягом, равным 0,00025 от диаметра. Обточка производится на карусельном или горизонтально-токарном станке; установка в обычных кулачках, а на токарном станке—в американском патроне.

После запрессовки обязательна расшлифовка, что производится переносным станком, устройство которого изображено на фиг. 355.

НВ УДУНТ (ДІТ)

Уничтожение выработки золотникового лица

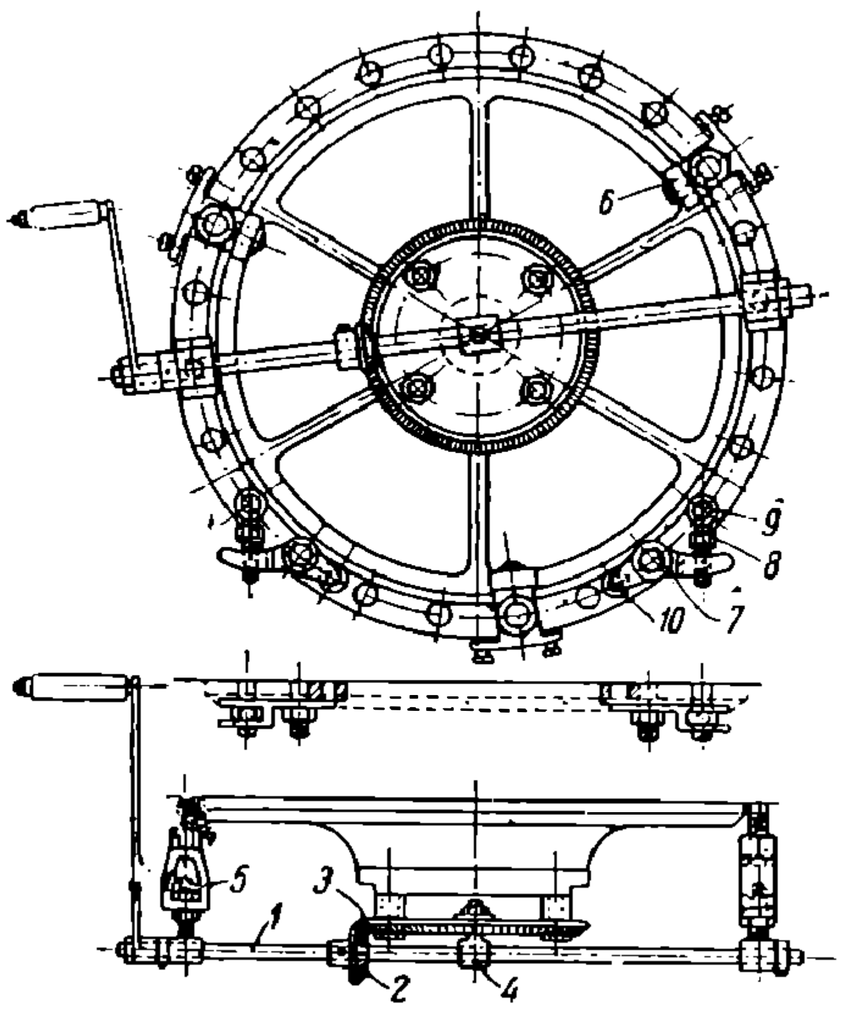
На паровозах с плоскими золотниками происходят частые износы и неравномерная выработка золотникового лица цилиндра. Эти износы уничтожаются при помощи переносного фрезерного станка.

Когда расстояние от оси золотниковой скалки до лица уменьшается на 12 *мм* и более против проектного, ставят на пришабровке сплошной, на все лицо чугунный, а при чугунных золотниках медный наделок, толщина которого берется не менее 18 *мм*. Шурупы, укрепляющие наделок, располагают на расстоянии 65—75 *мм* один от другого с утопленными коническими головками, которые в предупреждение отвертывания зашурупливаются в край головки или расклепываются. Старый наделок разрешается оставлять при капитальном ремонте толщиной не менее 15 *мм*, при текущем — не менее 12 *мм*.

Постановка наделка на золотниковое лицо производится также при неправильных размерах паровпускных окон или неправильном расположении их, не совпадающем с проектным, если указанные неисправности нельзя исправить подрубкой окон.

Износ и ремонт цилиндровых и золотниковых крышек

Цилиндровые и золотниковые крышки, имеющие трещины, должны при капитальном и среднем ремонтах заменяться новыми. При текущем ремонте разрешается: заварка трещин или раковин в приливах передних и задних цилиндровых и золотниковых крышек, наплавка фланца, заварка ребра, приварка отбитого фланца, заварка разработанных дыр. Заварка чугунных крышек должна производиться посредством ацетиленовых горелок чугуном или бронзой. Разность диаметров части крышки, входящей в цилиндр, и самого цилиндра не должна быть более 1 *мм*. В случае большей разницы разрешается насаживать на крышки железные бандажи, которые проверяются затем на токарном станке. Износ крышки по месту притирки допускается до предела, при котором высота места притирки должна быть не менее 2 *мм*. При большем износе разрешается наваривать места притирки. Все крышки во избежание пропусков пара при работе должны ставиться на пришабровке или притирке.



Фиг. 356.

Притирка круглых цилиндровых и золотниковых крышек совершается непосредственно самой крышкой по месту прилегания или при помощи специальных кольцеобразных рамок, по которым расшабриваются места прилегания как у цилиндров, так и у крышек. В первом случае применяется прибор, указанный на фиг. 356.

На валу *1*, установленном во втулках, в свою очередь укрепленных на шпильках цилиндра, укреплена шестерня *2*, передающая вращение шестерне *3*, укрепляемой на крышке к сальниковым болтам и сидящей на упорке *4*, надетой свободно на вал. На концах вала имеются передвижные болты, при помощи которых все устройство устанавливается посредством серег *5* и шпилек цилиндра на необходимом расстоянии от места притирки. Крышка удерживается на цилиндре в вертикальном направлении роликами *6*, в горизонтальном — роликами *7*, положение которых регулируется установочным болтом *8*, упирающимся одним концом в шпильку *9*, а другим, ввернутым в обойму ролика *10*. Прибор приводится в движение рукояткой или от мотора. В последнее время получили значительное применение переносные шлифовальные станки для шлифовки мест притирки на крышках и цилиндрах.

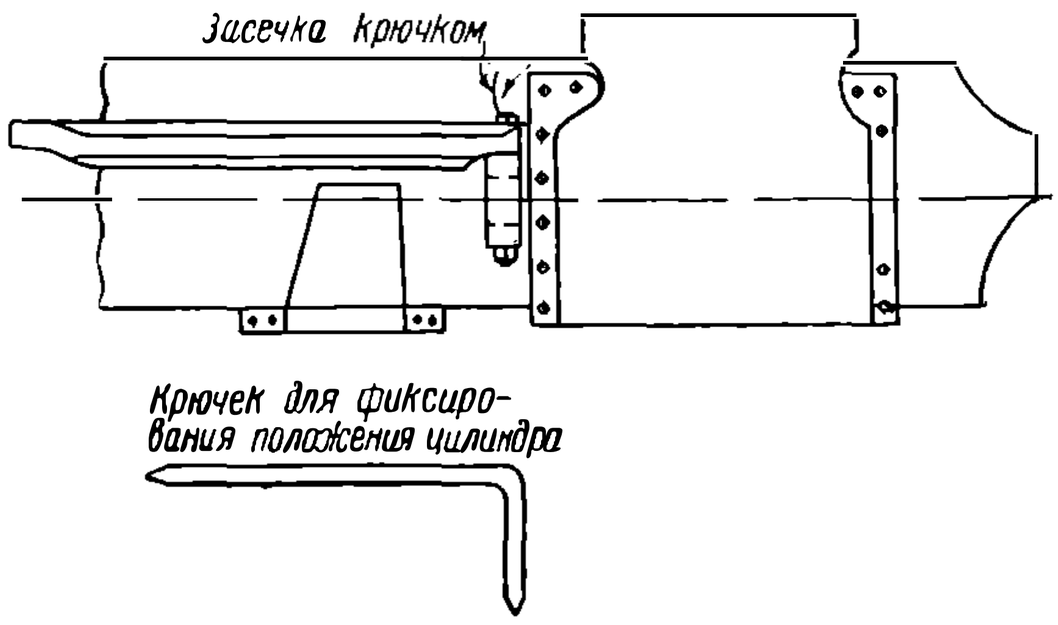
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Постановка шпилек

Все шпильки по цилиндру при ремонте осматриваются. Слабые, надломленные или сломанные заменяются новыми с предварительной проверкой резьбы в отверстиях. Новые нарезаются по диаметру проверенного гнезда. Новые шпильки будут таким образом ступенчатыми: с нормальным диаметром для наружной части и градационным для гнезда. При несовпадении шпилек с отверстиями крышек цилиндра несовпадающие отверстия последних завариваются и рассверливаются по разметке.

§ 7. Привалка нового цилиндра

Расточенный по диаметру поршня и золотника цилиндр с грубо обстроганной привалочной плоскостью приваливается к раме. Предварительно на раме в месте прилегания цилиндра и на верхней и нижней кромках проверяется и восстанавливается риска, отмечающая середину цилиндра (середина между местами притирки крышек). Отметка производится от широкой рабочей плоскости буксовой направляющей ведущей оси. На привалочной плоскости цилиндра и ее кромках также намечается указанная середина. Цилиндр предварительно приваливается к раме, выясняется плотность его прилегания к рамному листу, который до этого выправляется по линейке. Выяснив места, препятствующие плотному прилеганию, производят необходимую подрубку привалочной плоскости цилиндра в местах против заклепок, острых углов, входящих в вырез рамы, и т. д. Вторично приваливают цилиндр и укрепляют его на раме временно струбцинками. Окончательно убедившись с помощью щупа в плотности прилегания цилиндра, приступают к регулированию его положения. Положение цилиндра на раме фиксируют рисками и их накернивают; для этого на фланце цилиндра ставится керн и с помощью крючка произвольной длины засекается дуга на раме и закернивается несколькими кернами (фиг. 357). Проверку положения цилиндра производят одним из указанных способов, устанавливая проверочные приборы. Отклонение оси цилиндра по вертикали от верхней кромки рамы у буксового выреза ведущей оси для паровоза серии «Э» для нового цилиндра не следует допускать более 2—3 *мм* (для старого цилиндра до 8 *мм*). После проверки цилиндр отваливается от рамы. Прежде всего подрубается или простригивается гребень на установленную величину, затем простригивается вертикальная привальная плоскость. Затем цилиндр, предварительно закрасив мелом привальную плоскость, устанавливают в прежнее положение при помощи крючка так, чтобы риски середины цилиндра на привальном фланце и кромках рамы совпали, и вновь укрепляют на раме.



Фиг. 357.

Установив окончательно цилиндр, намечают чертилкой (по имеющимся в раме отверстиям) отверстия для болтов на привальной плоскости цилиндра в виде окружностей. Затем цилиндр отваливают от рамы, находят с помощью циркуля центры обведенных окружностей и, накернив эти центры, подают цилиндр к сверлильному станку для сверления отверстий в привальной плоскости.

После сверления этих отверстий цилиндр устанавливается вновь на раму, укрепляется временными болтами, снова проверяется положение фактической его оси. Затем все отверстия проходятся развертками, и забиваются цилиндровые болты.

ИНВ УДУНТ (ДІІТ)

Гидравлическое испытание цилиндров

По окончании разборки или ремонта с помощью сварки цилиндры испытывают гидравлическим давлением. Цилиндры высокого давления испытываются на 5 *ат* выше рабочего давления пара в котле, а цилиндры низкого давления — равным рабочему.

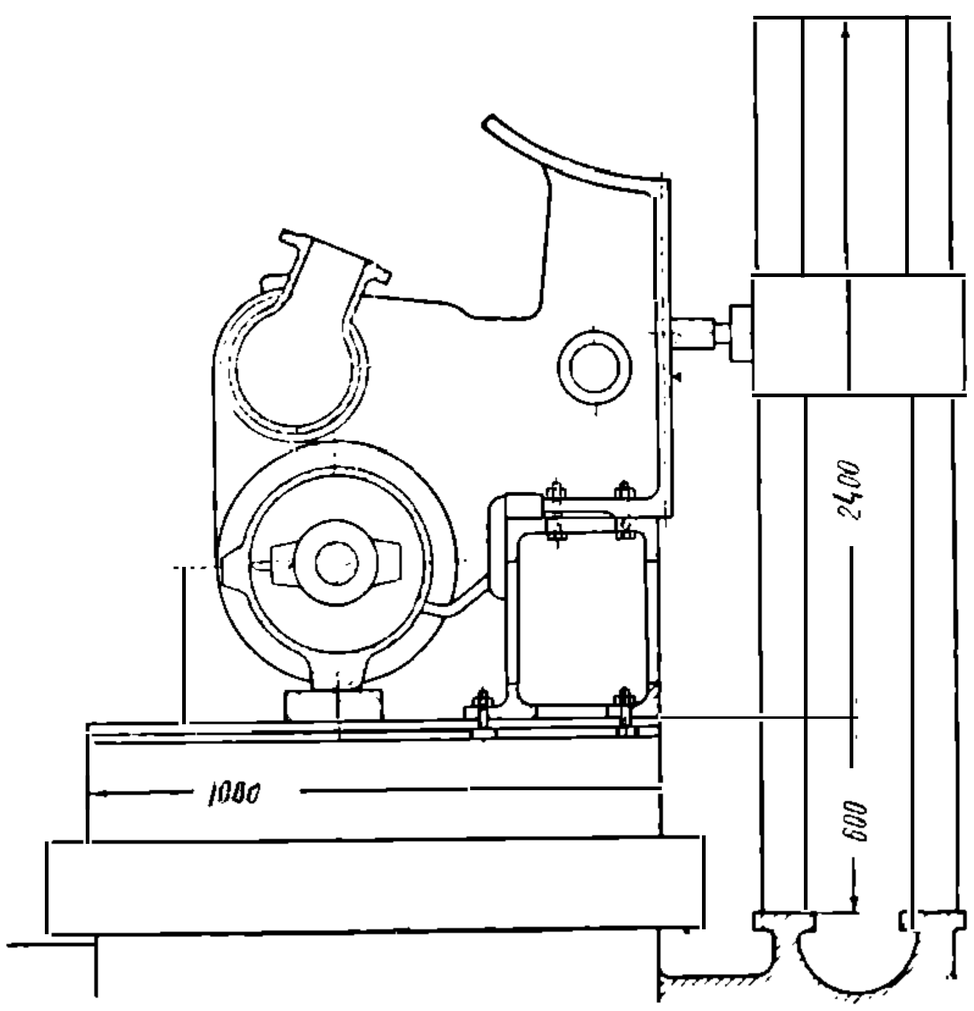
Цилиндры прессуют два раза. Первый раз полностью, закрыв все крышки и отверстия, чтобы убедиться, нет ли трещин по наружным стенкам цилиндра и крышкам. Затем открывают золотниковые крышки, закрывают паровпускные окна и прессуют, убеждаясь, нет ли течи в стенках золотниковой коробки. Свищи, обнаруженные при испытании, могут быть заделаны шурупами. Прессовку цилиндров следует производить с постановкой на цилиндрах их собственных крышек.

Ремонт и установка цилиндров паровозов серий «ФД» и «ИС»

Особенности конструкции этих цилиндров определяют отличие их ремонта.

Наиболее подверженными износу частями цилиндра являются поршневая и золотниковая чугунные втулки, поэтому частый ремонт будет заключаться в расточке или смене этих втулок. Порядок операции при максимальном объеме ремонта, т. е. смене втулки, состоит в следующем.

Цилиндр освобождается от изоляции, насухо вытирается. Производится осмотр с целью обнаружения раковин, трещин, ослабления болтов при помощи лупы и молотка. Обмер внутреннего диаметра цилиндра производится в пределах хода поршня на концах и посредине его в различных диаметральных плоскостях с целью определения характера износа втулки. Такие же измерения производят и внутри золотниковых втулок. При обмере пользуются штикмасом.



Фиг. 358.

Затем производят проверку положения осей цилиндров, употребляя при этом один из описанных способов. Если расстояние между осями цилиндров имеет отклонение от проектного более допускаемого, то предварительно убеждаются в отсутствии горизонтального прогиба рамы. В случае значительного отклонения привальная плоскость фрезеруется на горизонтальном фрезерно-расточном станке (фиг. 358).

Отвалка цилиндра от рамы производится обычным путем. Для удаления втулки употребляют один из способов, описанных ранее.

После удаления втулок цилиндр подвергают гидравлическому испытанию на давление в 20 *ат*, после чего цилиндр промывается водой и продувается из шланга сжатым воздухом.

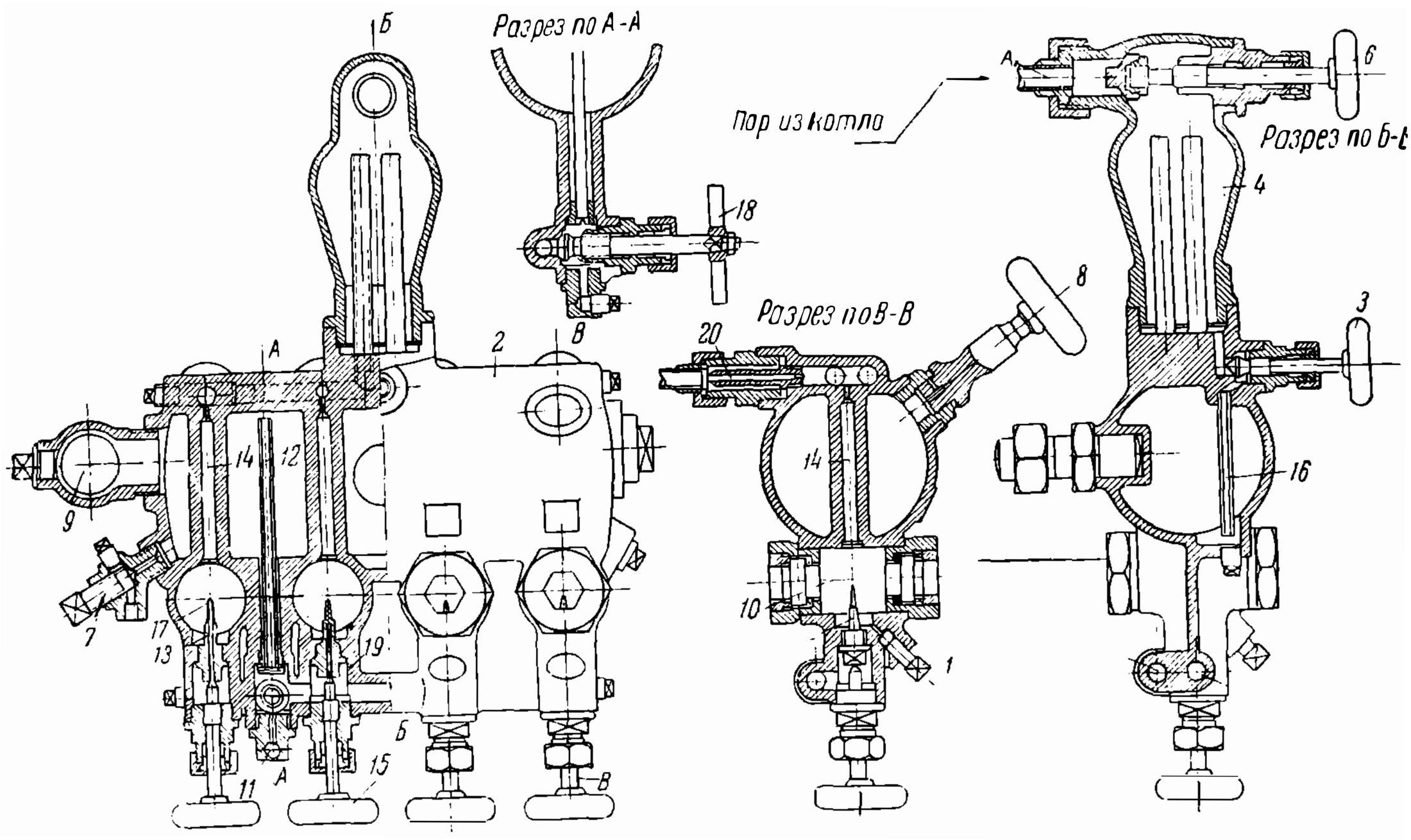
Обработка цилиндровых втулок и золотниковых производится, как описано ранее. Окончательная расточка цилиндровой втулки производится после запрессовки ее в цилиндр. Золотниковая втулка обрабатывается на станках, как описано выше. Наружный диаметр делают одинаковым по всей длине. Цилиндровая и золотниковая втулки запрессовываются гидравлическими или механическими прессами.

Места под золотниковые втулки растачиваются на том же расточном станке (фиг. 358). Измерение производится при помощи микрометрического штикмаса. Фрезеровка паровпускных окон втулок производится на том же станке, для чего используется шпиндель фрезерной стойки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 8. Смазка, ремонт и уход за смазочными приборами паровой машины

Своевременное и аккуратное смазывание всех трущихся деталей имеет исключительно важное значение для правильной эксплуатации паровоза. Нарушение правильного режима смазывания, несоответствие качества смазывающего материала техническим условиям, применение загрязненной песком, золой и грязью смазки способствуют не только увеличению износа трущихся деталей, но образованию задиров, усиленному нагреву буксовых и дышловых подшипников и других трущихся деталей, вызывая нередко сложный и дорогой ремонт, связанный с подъемкой паровоза или выкаткой отдельных колесных пар. Однако недостаток смазки может привести не только к нагреванию отдельных деталей паровоза и, как следствие, к опозданиям в пути и нарушению графика движения поездов, но и даже к авариям. Известны случаи излома шеек осей, заварки валиков кулисного механизма и т. д., вызванные допущением чрезмерного нагревания и заедания ответственных деталей паровоза. В силу сказанного прежде всего нужно, кроме ухода за смазочными приборами, уметь выбрать соответствующие сорта смазки. На паровозах применяется жидкая, твердая или полутвердая



Фиг. 359.

смазка. Для деталей, работающих в перегретом паре, применяются вапор марки Т и вискозин № 10, для остальных деталей, смазывание которых не требует твердой или полутвердой смазки, применяются машинное масло № 2 и смазочный мазут. Твердая смазка или твердый гриз применяется для смазывания дышловых и буксовых подшипников. Наконец, полутвердая смазка применяется при смазывании деталей парораспределительного механизма.

Твердый гриз дает значительную экономию по сравнению с расходом жидкой смазки. Так, например на смазку дышловых подшипников на 100 паровозокилометров твердой смазки расходуется 1,25 *кг*, тогда как жидкой—5—6 *кг*. Подчеркнем, что твердая смазка расходуется только во время хода поезда.

Уход за лубрикаторами системы Натана

Для безукоризненной работы лубрикатора необходимо его продувать паром с открытием всех клапанов. Перед каждой же поездкой следует спускать воду из капелеуказательных камер через пробки (пробки *1*, фиг. 359). При стоянке паровоза в охлажденном состоянии в зимнее время масляная камера *2* обяза-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

тельно опоражнивается. Для предупреждения засорения маслопроводных и паропроводных каналов лубрикатор периодически через 1—1,5 месяца должен быть осмотрен с разборкой всех его деталей, т. е. необходимо вынуть все смотровые стекла, вывернуть регулирующие и замыкающие вентили, а также водяной вентиль *3*, все спускные вентили и пробки. Затем нужно снять конденсатор *4* и вывернуть трубки. После разборки масляная камера промывается горячей водой, а трубочки отжигаются для удаления нагара. По окончании промывки все вентили и клапаны притираются, и осматриваются детали, скрытые от наблюдения во время работы индикатора.

Пуск лубрикатора

Перед заправкой лубрикатора он обязательно должен быть продут, для чего сначала открывается спускная пробка *7*, затем водяной вентиль *3* и паровой *6*. Под давлением пара остатки воды удаляются, затем последовательно закрываются паровой вентиль, пробка *7* и водяной вентиль. Наполнение камеры маслом производится через наливное отверстие после вывертывания пробки *8*. Наблюдение за наполнением резервуара ведется через контрольное стекло *9*. Для пуска же его в ход нужно приоткрыть паровой вентиль. После наполнения резервуара и наблюдательных камер *10* конденсационной водой нужно открыть сначала водяной, а затем регулирующий вентиль *11*. Во избежание могущих быть случаев разрыва масляного резервуара при нагревании необходимо водяной вентиль после открытия парового вентиля открывать немедленно. Как только масло начнет поступать по трубкам *12* в капельники *13*, нужно открыть запорный вентиль крайних капельников и регулирующий вентиль *15*, одновременно регулируя последним подачу масла от 3 до 5 капель в минуту; наблюдение за подачей масла ведется через контрольные стекла наблюдательной камеры *10*. При этом нужно иметь в виду, если через масляные сопла *17* будут выходить вместо капель масла пузырьки пара, то это служит признаком чрезмерного открытия парового вентиля, вследствие чего пар может попасть в масляный резервуар и смешаться с маслом. В подобных случаях лубрикатор нужно опорожнить, охладить, вновь наполнить маслом и снова пустить в ход. На продолжительных стоянках лубрикатор должен быть хотя бы временно выключен полностью, для чего достаточно закрыть паровой вентиль. Эта же цель достигается закрытием разобщающего вентиля *18*, прекращающего доступ масла к соплам *17*, без закрытия регулирующего вентиля. При постановке паровоза в депо лубрикатор выключается на продолжительное время. Для этого нужно через пробки спустить воду и масло и продуть лубрикатор паром. Об удалении остатков воды и масла можно судить по выходу сухого пара из спускного отверстия. Затем закрываются паровой и регулирующий вентили. В зимний период, во избежание замораживания лубрикатора, должно быть проверено открытие вентиля *3* и, кроме того, спущены конденсационная вода и остатки масла из наблюдательных камер *10*.

Ремонт лубрикатора

Ремонт лубрикатора заключается в детальной его разборке, очистке, смене отдельных деталей, сборке и проверке работы. При ремонте обыкновенно меняются: сопло, контрольное стекло, прокладные шайбы и капельники. Сопло меняется при износе отверстия, нормальный диаметр которого равен 1,2 *мм*; при предельном же износе он достигает 2 *мм*. Контрольные стекла меняются при наличии в них трещин или поломки. Шайбы под прокладные стекла меняются вследствие их разъедания, вызывая при этом пропуск воды. Что касается капельника, то он меняется по разработке выходного отверстия до 2 *мм* (альбомный разрез отверстия равен 1,2 *мм*). Кроме того, в корпусе лубрикатора могут быть трещины, при обнаружении которых они завариваются.

Порядок разборки и сборки лубрикаторов

При разборке прежде всего спускаются масло и вода, для чего отвертываются пробка *7* для спуска воды и масла из масляного резервуара, пробка *1* для спуска

НБ УДУНТ (ДІІТ)

воды из капелеуказательных камер и пробка для спуска масла из канала *19*. При очистке капелеуказательных (наблюдательных) камер удаляются вентили *15* и масляные сопла *17*. Для очистки масляного резервуара и канала нужно отнять пробки, контрольные стекла, конденсатор, трубки и эжекторные сопла *20*. Вентили *3*, *18* и пробка *8* вывертываются вместе с штуцерами. Прочистка, выемка и постановка трубки *16* делаются через отверстие, закрываемое пробкой, имеющейся внизу корпуса лубрикатора. Чтобы очистить конденсатор, необходимо отнять трубку, подающую в него пар, а затем снять его с масляного резервуара. При сборке отдельных его частей нужно обеспечить полную плотность всех его соединений.

Пресс-масленки, уход за ними и ремонт

Основным типом смазывающих приборов являются пресс-масленки. Общие требования, предъявляемые к уходу за пресс-масленками, в основном следующие: 1) Крышка корпуса должна быть всегда закрыта и запломбирована. 2) Перед выездом из депо после прогрева пресса (особенно в зимнее время) обязательно его прокачивать вручную. 3) Заправка пресс-масленок должна производиться смазкой только установленного сорта и обязательно чистой (не загрязненной), только через сетку. 4) После длительной стоянки пресс также прокачивается вручную до появления смазки в контрольных отверстиях штуцеров. 5) Каждые 2—3 месяца пресс-масленки должны быть разобраны, очищены и промыты. Промывка может быть сделана смесью из одной части машинного масла и шести частей керосина. Для очистки от грязи можно также выпарить пресс-масленку в специальной выварочной камере струей пара. 6) При движении паровоза следует обращать внимание на работу храповика. В тех случаях, когда рукоятка не вращается, или, вращаясь взад и вперед, не имеет прерывистого вращательного движения, — это указывает на то, что храповой механизм не в порядке и что пресс требует ремонта. Зазор между водилом и стенками углубления эксцентрикового валика во втулке фланца допускается не свыше 0,5 *мм*. 7) Валики храпового механизма должны быть поставлены плотно; в противном случае их ослабление может вызвать значительную боковую игру собачки и даже саморасцепку храпового механизма. 8) Обратные клапаны не должны пропускать пара, смазка же должна поступать непрерывно и равномерно. Исправное состояние обратного клапана контролируется прощупыванием маслопроводных трубок: нагрев их на расстоянии более 0,5 *м* от штуцера указывает на пропуск пара клапаном данной трубки. Признаком недостатка смазки служит появление черноты на поршневых и золотниковых штоках при вполне исправных не парящих сальниках. При недостатке смазки подача ее увеличивается перестановкой валика рычага привода в верхнее положение или же увеличением подачи смазки поршеньком пресс-масленки. 9) Все маслопроводы должны быть изолированы лентами и не иметь перегибов, местных вмятин; длина их должна соответствовать типу паровоза. 10) При прогревании масленок из прогревательной трубки должен итти пар, а не вода, иначе возможно замораживание трубок. 11) Особое внимание при работе пресс-масленок обращается на обратный клапан, пропуск которого может вызвать проникновение воды в коробку смазочного пресса и отстаивание ее в резервуаре. 12) Наконец, существенное значение имеют шариковые обратные клапаны. Необходимо следить за тем, чтобы диаметр шарикообразного клапана был больше внутреннего диаметра пружины, что исключает возможность продавливания его; в противном случае он может закупорить маслопроводную трубку, отчего давление в насосике повышается, а это в свою очередь вызовет поломку пресса. После осмотра пресс должен быть испытан и отрегулирован на количество подаваемой смазки и на давление каждого поршенька. Поршенек при наибольшем его ходе за один оборот рукоятки в прессах Натана должен давать около 0,3 *г* масла при давлении не менее 16 *ат*. Храповой механизм сообщает эксцентриковому валику один оборот за 22 оборота машины паровоза (данные относятся к паровозу серии «ФД»). Нужно иметь в виду, что недопустимы как недостаток смазки, который может вызвать задиры

НБ УДУНТ (ДІІТ)

так и излишняя подача ее, так как в этом случае на золотниках, поршневых кольцах и конусе образуется нагар, затрудняющий в некоторых случаях выемку золотников.

Ремонт пресс-масленок

При капитальном ремонте пресс-масленки детально разбираются, осматриваются и все негодные части заменяются новыми. При ремонте пресс-масленок в депо необходимо их заменять новыми или отремонтированными из запаса, а неисправные детально проверить и заменить в них негодные или изношенные части.

При ремонте пресс-масленок чаще всего встречаются следующие неисправности: 1) полное прекращение подачи смазки всеми трубочками, 2) частичная подача смазки несколькими трубочками, 3) недостаточная подача смазки (смазка поступает во все трубочки, но в недостаточном количестве) и 4) смазка поступает в одну или несколько трубочек, но в недостаточном количестве.

В первых двух случаях причиной неудовлетворительной работы являются неисправности самой пресс-масленки или механизма привода, включая и разъединение рычагов. В остальных двух случаях имеют место неисправности как в самой масленке, так и в маслопроводах, обратных клапанах, т. е. вне корпуса масленки. Общий метод установления причин неисправностей масленок заключается в том, чтобы вначале устранить более легкие и быстро устранимые неисправности и затем уже прибегать к детальной их разборке. Например причиной недостаточной подачи смазки может быть недостаточный размах рычага и хода поршенька или засорение маслопроводов. Более серьезной причиной, вызывающей неудовлетворительную работу пресс-масленок, может быть износ поршеньков и цилиндров насосов, а также и обратных клапанов (неплотное прилегание).

Весь ремонт пресс-масленок состоит из следующих последовательных операций: 1) очистки их от грязи, 2) смены деталей и притирки поршеньков и клапанов, 3) испытания поршеньков и цилиндриков и 4) сборки и испытания собранной пресс-масленки и ее механизмов. Очистка пресс-масленки может быть сделана или вручную, или путем ее обмывки паром, или, наконец, в специальной камере.

Кроме лубрикаторов и пресс-масленок, на паровозах применяются также фитильные и бесфитильные масленки для смазки сальников регулятора, крейцкопфного подшипника, эксцентриковой тяги и т. д. Ремонт их заключается исключительно в детальной разборке, очистке и смене негодных деталей. При этом особое внимание должно быть уделено постановке смазочных трубочек [1].

ГЛАВА V

ДВИЖУЩИЙ МЕХАНИЗМ

§ 1. Основные требования, предъявляемые к движущему механизму

Движущий механизм паровозной машины представляет собой группу ответственнейших деталей машины и паровоза в целом. На качество металла, качество обработки, сборки и ремонта механизма, на внимательный и квалифицированный уход за всеми деталями механизма нужно обращать самое серьезное внимание. Надежность и безаварийность работы паровоза зависят от исправного состояния движущего механизма не меньше, чем например от состояния парового котла и ходовых частей.

При движении паровоза в частях движущего механизма возникают огромные инерционные усилия, в особенности большие при повышенных скоростях движения. Уменьшение инерционных усилий, необходимое как для безопасной работы самого паровоза, так и в части уменьшения динамического воздействия

---

[1] Подробные сведения о смазке паровоза и смазочных приборах см. проспект «Руководство по уходу и ремонту за паровозом серии «ФД», изд. Ред. бюро Локомотивпроекта, № 13.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

на путь, — заставляет допускать в частях механизма значительные напряжения материала.

Основными важнейшими требованиями к движущему механизму паровоза являются: прочность деталей, надежность работы, малый вес деталей, простой уход и ремонт. Некоторые из этих требований как бы не увязываются друг с другом: например прочность и малый вес. Отвечать этим требованиям могут лишь детали, изготовленные из высококачественных материалов, что и практикуется в современных паровозах.

§ 2. Поршень со штоком

Устройство поршня и штока

Поршень отливается обычно из стали (Стл.-1), соответствующей ОСТ 791. Для уплотнения поршня в цилиндре делаются упругие кольца в количестве трех штук для перегретого и двух штук—для насыщенного пара.

Основными требованиями, предъявляемыми к поршню, являются минимальный вес, герметичное отделение одной полости цилиндра от другой и простота конструкции. Диск может быть плоским или, лучше, коническим; в последнем случае он оказывается более жестким.

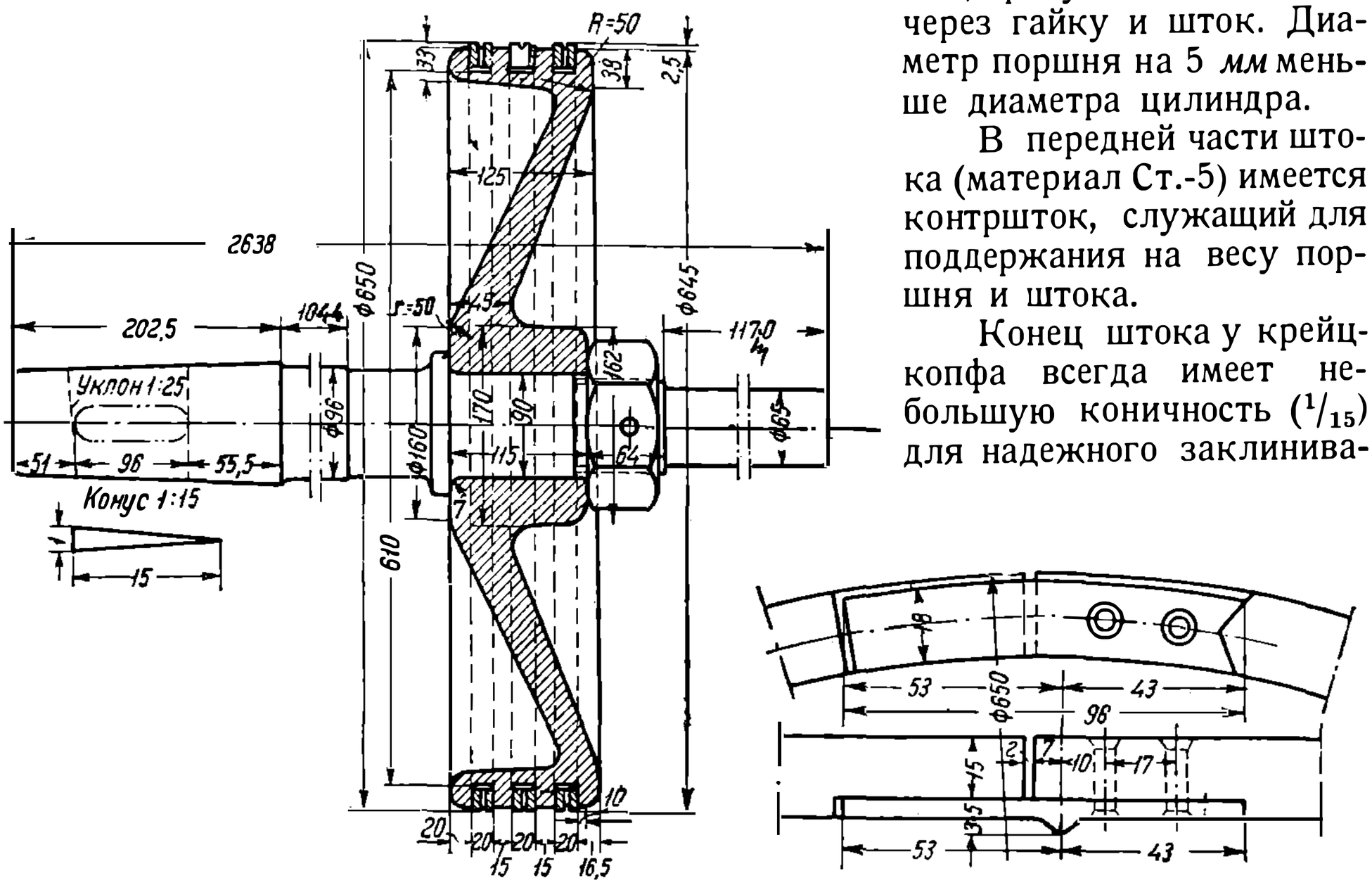
Закрепление диска на штоке должно быть очень надежным, так как усилие пара, действующее попеременно на обе стороны поршня, то стремится стащить диск со штока, то «глубже» насадить на него.

Диск насаживается на цилиндрическую или на коническую заточку штока (конус штока $^1/_{15}$). В обоих случаях посадка производится под прессом.

На фиг. 360 показано устройство поршня паровоза серии «Э^У». Диск удерживается на месте как трением за счет натяга при запрессовке, так и буртиком штока и гайкой, навернутой на выступающую за пределы диска нарезанную часть штока. От самоотвертывания гайка предохраняется заклепкой, пропущенной насквозь через гайку и шток. Диаметр поршня на 5 *мм* меньше диаметра цилиндра.

В передней части штока (материал Ст.-5) имеется контршток, служащий для поддержания на весу поршня и штока.

Конец штока у крейцкопфа всегда имеет небольшую коничность ($^1/_{15}$) для надежного заклинива-



Фиг. 360.

ния во втулке крейцкопфа. Удерживается шток в крейцкопфе клином, откованным из стали марки Ст.-5.

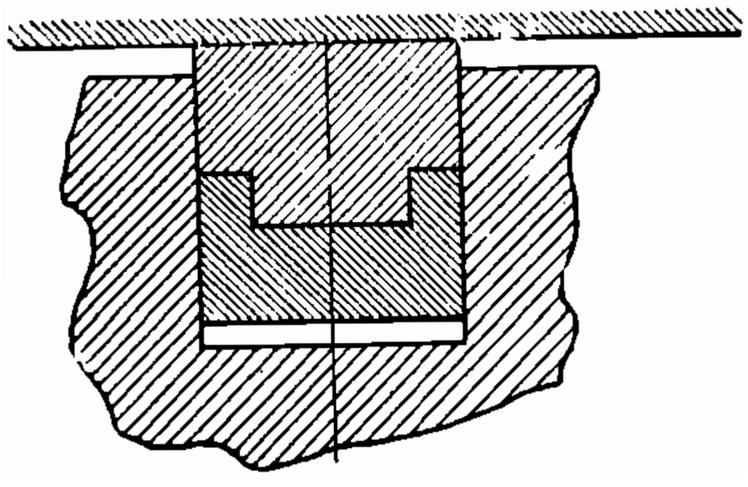
Поршневые кольца на наших старых паровозах применяются почти исключительно прямоугольного сечения. Замок кольца делается или простой Z-образ-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ный, или, лучше, с добавочной бронзовой пластинкой, как показано на отдельной проекции фиг. 360.

Значительно лучшими являются двойные кольца системы Штарева; сечение кольца показано на фиг. 361. Нижнее кольцо — стальное, являющееся п р у ж и н о й, верхнее — чугунное. Кольца Штарева очень эластичны, дают хорошую герметичность; они значительно долговечнее простых колец.

Мощные паровозы имеют поршни и штоки иного устройства. Необходимость упростить конструкцию узла «поршень со штоком» в целях увеличения надежности работы паровоза побудила отказаться от применения контрштоков. Это мероприятие в значительной степени изменило устройство не только, рассматриваемого узла, но и деталей самих цилиндров. Здесь передняя крышка выполняется глухой, т. е. получает очень простую форму; сальник крышки — деталь, причиняющая много хлопот в эксплуатации паровоза из-за пропуска пара,— оказывается ненужной, стоимость крышки значительно уменьшается.

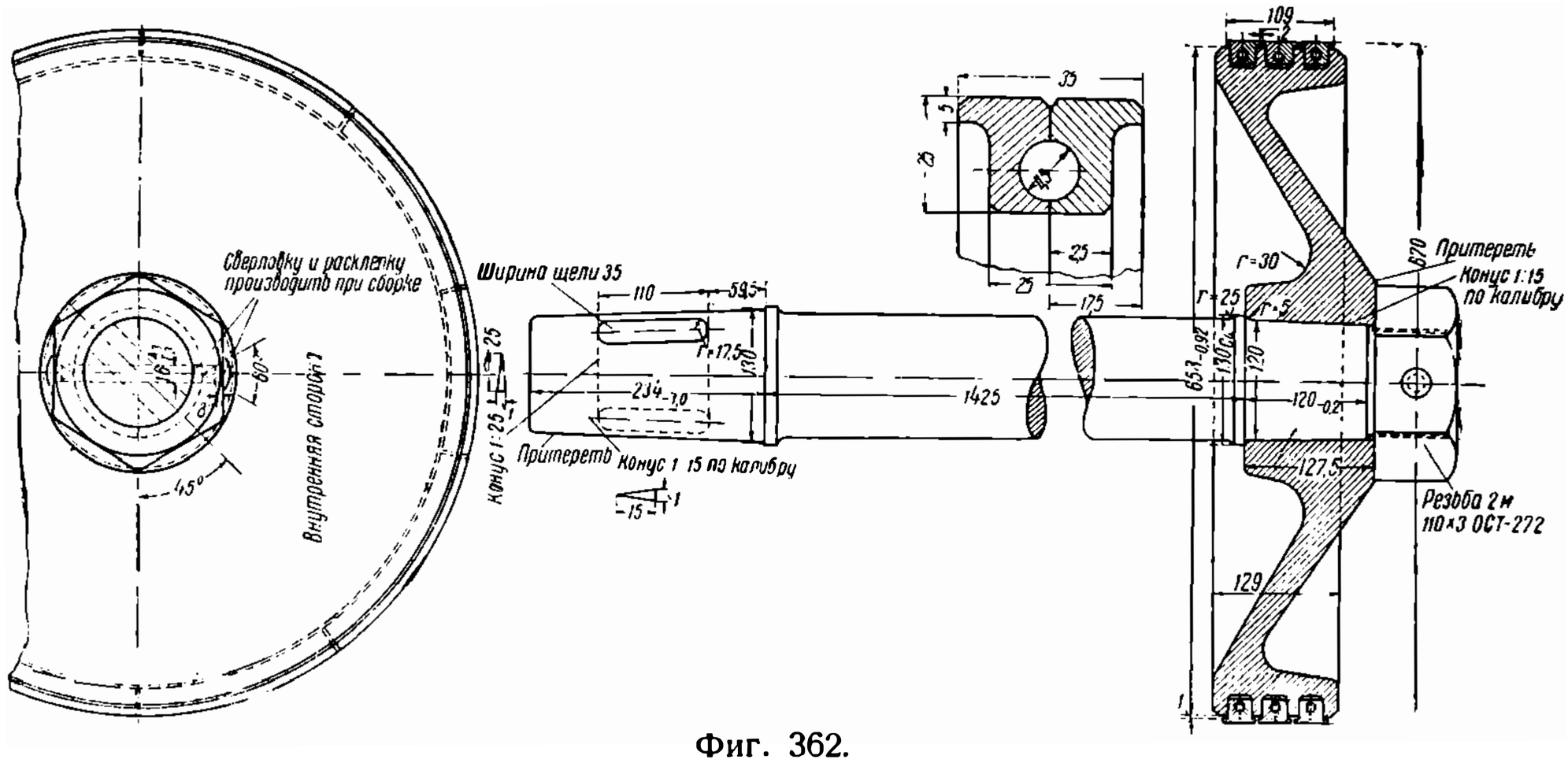


Фиг. 361.

Попутно отметим, что при отсутствии контрштока уменьшается вес возвратно-движущихся масс; это улучшает уравновешивание паровоза; наконец, шток значительно удешевляется.

При отсутствии контрштока и при наличии чугунных колец обычных систем (в том числе и системы Штарева) — диск изготовляется составным: к стальному диску поршня приклепывается чугунный венец увеличенной ширины. Глубина ручьев для колец делается при этом больше высоты колец. Венец воспринимает на себя вес поршня. Такие поршни применялись одно время для паровозов серии «ФД».

Недостатком таких поршней является значительный их вес.



Фиг. 362.

За последние годы в США и у нас на современных паровозах получают большое распространение так называемые «секционные» двойные кольца, имеющие увеличенную ширину по опорной поверхности на цилиндр и в о с п р и н и м а ю щ и е н а с е б я в е с п о р ш н я. Последний оказывается возможным изготовлять целиком из литой стали и иметь при этом значительную экономию в весе (до 50 *кг* для диаметров 650—700 *мм*). На фиг. 362 показан поршень со штоком паровозов серии «ФД». Кольца здесь — секционные; сечение кольца вынесено на отдельную проекцию.

Кольцо состоит из двух половин Г-образной формы, увеличивающей ширину кольца и значительно уменьшающей таким образом напряжение на износ (удель-

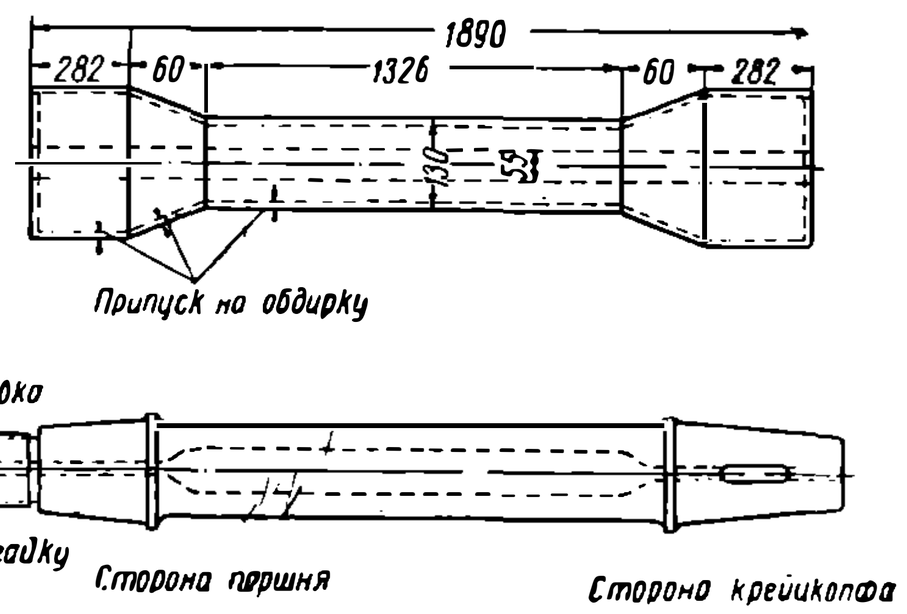
НБ УДУНТ (ДІІТ)

ное давление). Каждая из половин разрезана на пять частей-секций; таким образом кольцо собственной упругости, конечно, не имеет. В стыковых поверхностях смежных половин проточены канавки, в которые при сборке кольца закладывается стальной изогнутый прут, изготовленный из специальной (хромованадиевой) стали, работающий как пружина. Стремясь распрямиться, прут прижимает отдельные секции к стенке цилиндра. Нажатие секций небольшое, но оно сохраняется и (почти без уменьшения) при износе опорных поверхностей колец на стенку цилиндра; кольца оказываются долговечными.

Для устранения пропуска пара через стыки секций такого двойного кольца, а также для устранения случаев поломки секций пружиной (при совпадении замка пружины со стыками секций) все три элемента — две половины кольца и пружина — имеют фиксированное взаимное расположение стыков. Достигается это постановкой поперечного штырька пружины (у одного из ее концов) и пропуском этого штырька в отверстия, образованные в плоскости соприкосновения обеих половин кольца. Все детали располагаются так, чтобы замки отдельных секций были размещены в шахматном порядке, а гнезда для штырька пружины не совпадали со стыками секций. Собранное кольцо может поворачиваться в ручье поршня, но отдельные части кольца не могут иметь взаимных перемещений.

В целях значительного уменьшения веса штока в быстроходных пассажирских паровозах применяют вместо сплошных штоков, откованных, как обычно, из Ст.-5 или легированной (ванадиевая, никелевая сталь), — полые штоки с диаметром сверления, равным примерно половине наружного диаметра штока. Такие штоки поставлены и на паровозах серии «ИС». Материал — высокосортная никелевая сталь.

Технологический процесс изготовления полого штока значительно усложняется, так как по концам штока, где будут расположены ступица диска поршня и втулка крейцкопфа, необходимо иметь усиленное сечение штока.



Фиг. 363.

Поэтому приходится дважды посылать заготовку штока в кузницу и дважды в механическую мастерскую. На фиг. 363 показаны стадии изготовления штока. Сначала кузница дает полуфабрикат в виде вытянутой болванки с утолщениями на концах. Механическая мастерская грубо обтачивает болванку и просверливает ее пушечным сверлом, после чего в кузнице нагревают концы заготовки, осторожно обжимают их, постепенно уменьшая диаметр отверстия по концам и доводя его до 8—12 *мм*, необходимых для контроля. Наконец, в механической мастерской окончательно обтачивают шток.

Клин поршневого штока делается с наклоном в пределах $^1/_{20}$—$^1/_{25}$, так как такая величина наклона обеспечивает достаточное «самоторможение» клина, хотя отдельные случаи ослабления его все же изредка имеют место. Во избежание ослабления клина лучше наклон делать не больше $^1/_{25}$; от выскакивания клин следует предохранять разводной чекой, пропущенной через клин в узком его конце.

Для возможности постановки и выемки клина он располагается наклонно, под углом в 45—60° к горизонтали.

Расчет поршня

Напряжения, возникающие в теле фасонного («конического») диска поршня, подсчитать с достаточной степенью точности затруднительно, так как здесь упругие деформации диска значительно искажаются наличием венца и ступицы, а также и переходных радиусов к ним. Однако ряд авторов: Пфлейдерер, Рейманн

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и Энслин, в особенности вторые два, составили формулы для подсчета толщины диска, дающие удовлетворительные результаты.

При составлении формул был сделан ряд допущений, не позволяющих рассматривать эти формулы, как обоснованные теоретически.

Для подсчета напряжений в поршне Рейманн дает следующие формулы:

а) напряжение на растяжение в сечении, перпендикулярном образующей конуса поршня:

$$R_Z = \frac{p_k}{2\cos\alpha} \cdot \frac{r^2 - b^2}{b \cdot \delta_b} \leqslant (300 \div 350)\ кг/см^2; \qquad (302)$$

б) напряжение в ступице поршня:

$$R_Z = 0{,}85 \cdot \frac{p_k \sin^2\alpha (r^2 - r^2_{ступ})}{a \quad r_{ступ}\left[1 - \left(\frac{r_{ср}}{r_{ступ}}\right)^2\right]\sin\alpha \cdot \cos\alpha} \leqslant (350 \div 400)\ кг/см^2. \qquad (303)$$

Здесь α — угол наклона средней образующей конуса к горизонтали;
a — длина ступицы в *см*;
r — радиус цилиндра (поршня) в *см*;
b — расстояние от оси штока до рассчитываемого сечения в *см*;
$r_{ступ}$ — наружный радиус ступицы (наименьший) в *см*;
$r_{ср}$ — средний (внутренний) радиус ступицы в *см*;
δ_b — толщина диска в рассчитываемом сечении.

В заключение расчета поршня нужно указать, что необходимо проверить на смятие коническую поверхность соприкосновения ступицы поршня со штоком.

В этом чисто условном расчете принимаем, что усилия пара вместе с усилием затяжки (25%) основной поршневой гайки стремятся надвинуть поршень на шток. Величиной сопротивляющейся поверхности являются проекции F_1 поверхности усеченного конуса на плоскость, перпендикулярную направлению давления пара, и проекция F_2 на ту же плоскость бурта, который делается на штоке (для упора поршня):

$$R_{см} = \frac{1{,}25\,\frac{\pi \cdot d_ц^2}{4} \cdot p_k}{F_1 + F_2} \leqslant 1400\ кг/см^2. \qquad (304)$$

Расчет штока

Поршневый шток работает на целый комплекс отдельных нагрузок. Шток то растягивается, то сжимается усилием пара, причем в последнем случае нагружается и на продольный изгиб. Под собственным весом шток несколько изгибается. Шток, проходя через плотно охватывающие его уплотнительные кольца сальника, изнашивается. Последнее также должно быть учтено при расчете его.

Предварительной стадией выяснения прочных размеров является расчет на простое растяжение и сжатие силой пара. Учитывая, что штоки нагружаются на продольный изгиб и окончательный расчет должен быть произведен именно на этот наиболее невыгодный вид нагрузки, и также то, что нужно предусмотреть возможность ряда обточек штока при ремонте, напряжение на простое растяжение и сжатие выбирают:

$$R_Z = R_d \cong 600\ кг/см^2.$$

Применение легированных сталей позволяет увеличить это напряжение на 15—25%, в зависимости от сорта стали.

При расчете на разрыв и сжатие полых штоков можно принять для новых штоков:

$$R_Z = R_d = (700 \div 720)\ кг/см^2.$$

Рассчитав шток на растяжение и сжатие, получив приблизительный диаметр его, проверяем его на продольный прогиб по формуле Эйлера или Тетмайера.

Для проверки считаем, что мы имеем балку со свободными концами (второй случай нагружения по формуле Эйлера), так как хотя шток и заделан в пор-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

шень, но жесткого закрепления самого поршня относительно цилиндров и всего паровоза нет; поршень всегда имеет возможность вместе с заделанным в него концом штока несколько перекоситься в цилиндре. Другим концом колонны является центр крейцкопфного валика, а отнюдь не место закрепления штока во втулке крейцкопфа кулака, как это ошибочно часто полагают. Итак, расчетная длина штока равна расстоянию от середины длины ступицы поршня до центра крейцкопфного валика.

Несмотря на некоторое несоответствие формулы Эйлера условиям работы и конфигурации паровозных штоков, все же этой формулой пользовались во всех соответствующих расчетах. Считаем сравнение между собой результатов расчетов многих паровозов необходимым; поэтому полагаем возможным условно пользоваться этой формулой и впредь; но, рассчитав шток по формуле Эйлера и получив нужные запасы прочности, шток необходимо дополнительно проверить на продольный изгиб по формуле Тетмайера.

Запас прочности по формуле Тетмайера берется для новых штоков:

$$n_1 = (4{,}5 \div 5)$$

и для изношенных:

$$n_2 = (3{,}6 \div 4).$$

Ответственной частью штока является также его хвостовик, расположенный во втулке крейцкопфа (кулака). Для получения надежного соединения необходимо тщательно притереть хвостовик штока к отверстию втулки. Это соединение является еще более ответственным, чем соединение поршня со штоком, так как сравнительно часто разнимается при ремонте; поэтому здесь и необходима высшая точность пригонки поверхностей, позволяющая рассчитывать на нажатие всей поверхности конуса штока на всю поверхность гнезда.

Для устранения необходимости частого разъема крейцкопфа и штока в мощных паровозах серий «ФД» и «ИС» сделан удлиненный шток, позволяющий выдвинуть поршень наружу цилиндра (вперед) без разъема штока с крейцкопфом. Такая конструкция этого узла позволила предусмотреть запрессовку штока в крейцкопф (усилием 55 m) и тем самым получить очень надежное соединение этих ответственных деталей движущего механизма.

Первым опасным местом хвостовика штока является сечение по отверстию для клина.

Расчет производится на разрыв по формуле:

$$R_Z = \frac{P}{2 \cdot F_1} \leqslant (900 \div 950)\ кг/см^2, \qquad (305)$$

где F_1 — площадь одного сегментовидного участка сечения штока.

Затем шток проверяется на срез клином по двум плоскостям:

$$R_s = \frac{P}{2\ F_2} \leqslant (450 \div 500)\ кг/см^2, \qquad (306)$$

где F_2 — площадь срезываемого материала по одной поверхности.

Наконец, совершенно необходимой является проверка работающей на смятие опорной полуцилиндрической поверхности под клин.

Напряжение предполагается равномерно распределенным по всей проекции полуцилиндрической поверхности на диаметр, т. е. на ширину щели для клина:

$$R_{см} = \frac{P}{F} \leqslant 1600\ кг/см^2. \qquad (307)$$

§ 3. Крейпкопф

Устройство и работа крейцкопфа

Основные части крейцкопфа (кулака) — корпус с башмаками и поползушками (вкладышами) под параллели, крейцкопфный валик с деталями его укрепления и поводок для соединительной тяги маятника. Поводок у некоторых

НБ УДУНТ (ДІІТ)

паровозов (например серий «ФД» и «ИС») отсутствует, и соединительная тяга маятника навешивается на хвостовик крейцкопфного валика.

На всем протяжении развития паровоза крейцкопфы имели лишь две существенно отличающиеся одна от другой конструкции: для двух параллелей, расположенных одна сверху, а другая снизу крейцкопфа, и для одиночной параллели, которую крейцкопф охватывает и сверху и снизу своим составным корпусом. Второй тип, как дающий экономию веса, несколько выше по своим качествам.

Корпус крейцкопфа для обычной одиночной параллели имеет в своей верхней части корытообразную форму, закрывается крышкой (материал Стл.-1) и таким образом собранный крейцкопф в своей верхней части имеет трубчатую форму прямоугольного сечения, охватывающую параллель.

В нижней части корпуса имеются отростки для непосредственного шарнирного соединения крейцкопфа с соединительной тягой маятника.

Валик крейцкопфа изготовляется из стали марки Ст.-2 и цементируется. Он вставляется в крейцкопф снаружи и укрепляется на месте большой накладной шайбой и четырьмя шпильками; такое крепление очень удобно для разборки дышлового механизма при ремонте. Для удобства выемки валика отверстие его нарезано с наружного конца.

Конические поверхности валика здесь обточены так, что образующая обоих конусов — одна и та же. Такое расположение поверхностей оказывается очень удобным не только для обточки валика и расточки отверстия в щеках, но и для дальнейшей сборки крейцкопфа: валик должен быть притерт обоими своими концами к обеим щекам, и точное совпадение образующих обоих конусов значительно ускоряет притирку.

На крейцкопфе сбоку корпуса устанавливается масленка для смазки подшипника передней головки поршневого дышла.

Что касается бронзовых поползушек, то последние для уменьшения трения о параллели часто снабжаются баббитовой заливкой.

У мощных паровозов вертикальная слагающая давления пара на параллель получается очень большой. Для того чтобы не превысить допустимых величин удельных давлений (до 8,5 *кг/см*²) крейцкопфа на параллель, приходится поползушкам и, следовательно, крейцкопфу в целом давать громадные размеры, что неудобно и с конструктивной точки зрения и с точки зрения динамики. Стремясь увеличить опорную поверхность без увеличения одновременно размеров поползушек, в США пришли к конструкции так называемых многоплоскостных крейцкопфов и наборных параллелей (система Пенсильванской ж. д.). Такие многоплоскостные крейцкопфы и параллели оказались чрезвычайно удачными. Они установлены на всех паровозах серий «ФД» и «ИС».

Параллель пенсильванского типа — одиночная; нижняя часть корпуса крейцкопфа имеет очертания, очень похожие на обычный тип для одиночной параллели, и только верхняя часть корпуса резко отличается от наших старых конструкций.

На фиг. 364 показан крейцкопф паровозов серий «ФД» и «ИС». Горизонтальными полками крейцкопф опирается на соответствующие полки одиночной многоплоскостной параллели.

Для уменьшения трения между параллелью и крейцкопфом опорные поверхности последнего снабжены баббитовой заливкой, удерживаемой на месте как шипообразными выступами заливки, так и металлом, затекшим в сквозные отверстия полок крейцкопфа.

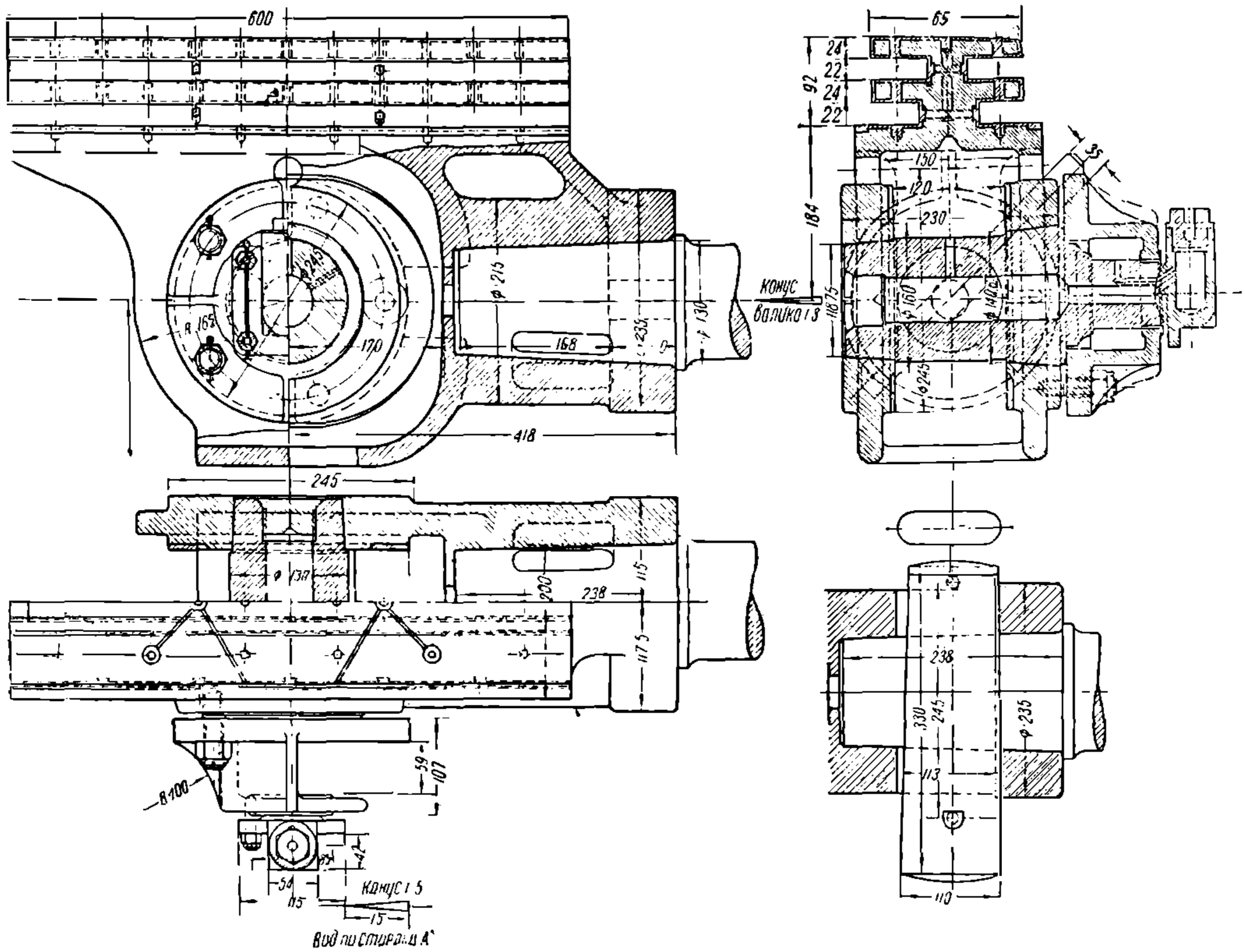
Многоплоскостные крейцкопфы и параллели имеют все шансы на распространение, но только в п о е з д н ы х паровозах, работающих преимущественно передним ходом. При переднем ходе паровоза вертикальная составляющая силы пара (т. е. давление на параллель) направлена вверх для обоих ходов поршня — вперед и назад.

Поездные паровозы большей частью работают передним ходом, и именно этим объясняется больший износ верхних параллелей при двухпараллельных конструкциях (или износ нижней поверхности однопараллельной конструкции).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При переднем ходе паровоза многоплоскостной крейцкопф опирается на параллель т р е м я плоскостями: нижней (из двух частей), средней (тоже из двух частей) и верхней (широкой). Общая площадь этих трех плоскостей очень велика, износ ничтожен, нагревание практически никогда не имеет места.

При обратном ходе работают только две поверхности (каждая составлена из двух половин); суммарная их поверхность сравнительно не велика.



Фиг. 364.

Вес пенсильванского крейцкопфа относительно не велик, что очень важно, как мы уже знаем, для быстроходных паровозов. Параллель, как дальше увидим, также имеет небольшой вес.

В работе паровоза такие крейцкопфы и параллели в значительной мере предохранены от попадания песка и пыли к трущимся поверхностям. Это также, безусловно, их достоинство.

Смазка поползушек крейцкопфа производится от смазочного пресса. Масло подводится к верхней горизонтальной плоскости корпуса параллели и по сверленым каналам в полках параллели, а также и по каналам в полках крейцкопфа растекается ко всем трущимся поверхностям.

Смазка передней головки поршневого дышла, а кстати и задней головки соединительной тяги производится от масленки, расположенной сбоку крейцкопфа и укрепленной к торцу хвостовика валика. Внутренняя полость валика таким образом служит объемом для масла. Смазка может быть или жидкой или, лучше, твердой — более надежной и экономичной.

Расчет деталей крейцкопфа

Основные элементы крейцкопфа, подлежащие расчету на прочность или износ: втулка (расчет на прочность), соединение крейцкопфа со штоком (расчет на прочность), опорные поверхности крейцкопфа на параллели (расчет на износ и грение) и валик (расчет на прочность).

Втулка рассчитывается на растяжение силой пара по отверстию для клина, на удельное давление опорной полуцилиндрической поверхности под клин,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

а также и на срез клином концевой части втулки — по четырем поверхностям. Напряжение втулки на растяжение подсчитывается по наиболее ослабленному ее сечению, т. е. по отверстию для клина, возле внешнего конца втулки.

Расчет на удельное давление (смятие) производится с допускаемым напряжением на смятие:

$$R_{см} = \frac{P}{2 \cdot F_2} \leqslant 1400 \ кг/см^2, \qquad (308)$$

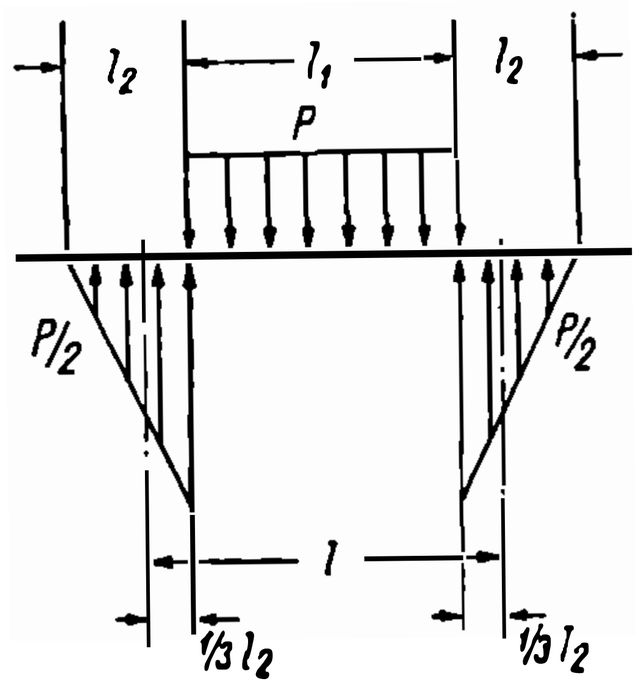
где F_2 — проекция на поперечную плоскость опорной полуцилиндрической щели под клин.

Напряжение на срез (клином) концевой части втулки не является обычно определяющим размеры самой втулки; желательно все же проверить это напряжение:

$$R_з = \frac{P}{2F_3 + 2F_4} \leqslant 450 \ кг/см^2, \qquad (309)$$

здесь F_3 и F_4 — срезываемые площадки в верхней и нижней частях втулки.

Клин изготовляется из твердой стали (Ст.-5). Расчет его на изгиб производят, как балки, лежащей на двух опорах, с равномерно распределенной нагрузкой на тело штока. Пролетом этой балки является, вообще говоря, расстояние между серединами опорных поверхностей. Ввиду больших нагрузок можно ожидать распределения реакций в опорах, изменяющихся по закону треугольника, как это показано на фиг. 365.



Фиг. 365.

Обозначая длину опорной поверхности через l_2, имеем, что точки опоры расположены на расстоянии $^2/_3 \cdot l_2$ от концов опорных поверхностей.

Напряжение клина на изгиб:

$$R_b = \frac{M}{W} = \frac{P\left(\frac{l_1}{4} + \frac{l_2}{3}\right)}{W} \leqslant 1500 \ кг/см^2, \qquad (310)$$

здесь W — момент сопротивления клина по меньшему сечению последнего (по стыку поверхностей хвостовика и втулки).

Это напряжение следует признать большим. В действительности оно хотя и может иметь место (на это мы и рассчитываем), но чрезвычайно редко, так как обычно хвостовик штока «заклинивается» в гнезде крейцкопфа, что, естественно, значительно облегчает работу клина.

Расчет размеров опорных поверхностей крейцкопфа на параллель производится на удельное давление и отсутствие нагревания.

Предварительно определяется наибольшая величина вертикальной составляющей силы пара. Если ось цилиндра пересекает ось ведущей колесной пары, то, как известно:

$$N_{max} = P \cdot \frac{r}{L}, \qquad (311)$$

где N_{max} — вертикальная составляющая,
r — радиус кривошипа ведущего колеса,
L — длина поршневого дышла.

Если ось цилиндра проходит выше оси ведущей колесной пары, как это делается у большинства мощных паровозов (например у паровозов серий «ФД» и «ИС» — на 50 *мм* выше), на величину a, то при переднем ходе паровоза и при перемещении поршня от передней крышки к задней приблизительно:

$$N_{max} = P\,\frac{r + a}{L}. \qquad (311')$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Площадь опорной поверхности определяется по формуле:

$$F = a \cdot b = \frac{N_{max}}{q}, \qquad (312)$$

где a и b — ширина и длина опорной поверхности, q — удельное давление. Величина удельного давления q в наших старых паровозах принималась:

$$q \leqslant (7 \div 8{,}5)\ кг/см^2.$$

Применение многоплоскостных конструкций позволяет примерно втрое уменьшить величину q и принимать

$$q = (2{,}2 \div 2{,}5)\ кг/см^2.$$

Именно это небольшое напряжение обусловливает совершенно ничтожный износ баббитовой заливки, достигающий 1 *мм* после пробега 25—30 тыс. *км*.

Для проверки опорных поверхностей на отсутствие нагревания вычисляем известным способом среднюю скорость поршня, которую при конструкционной скорости паровоза возможно доводить до величин

$$c \leqslant (6{,}5 \div 8{,}0)\ м/сек —$$

для товарных паровозов и

$$c \leqslant (8{,}0 \div 10{,}0)\ м/сек —$$

для пассажирских.

«Характеристика грения» опорной поверхности выражается формулой:

$$R = q \cdot c = \frac{N_{max}}{a \cdot b} \cdot \frac{n \cdot l}{30}\ кгм/см^2 \cdot сек. \qquad (313)$$

Здесь n — число оборотов колеса при конструкционной скорости паровоза в минуту и l — ход поршня в *м*.

Для товарных паровозов размеры опорных поверхностей крейцкопфа должны удовлетворять неравенству:

$$R \leqslant 55$$

и для пассажирских:

$$R \leqslant 65.$$

Некоторое увеличение величины R для пассажирских паровозов оказывается вполне возможным допустить без опасения нагрева поверхности крейцкопфа из-за ее сильного искусственного охлаждения встречным потоком воздуха.

Применение многоплоскостных крейцкопфов полностью устраняет возможность нагревания опорных поверхностей, и соответствующую проверку производить не имеет смысла.

Валик крейцкопфа (материал Ст.-2 с цементацией) рассчитывается на изгиб, срез и удельное давление (износ). Расчет на изгиб производят, как балки, лежащей на двух опорах с равномерно распределенной нагрузкой на участке, равном длине подшипника передней головки дышла (эпюру сил см. фиг. 365).

Напряжение валика на изгиб:

$$R_b = \frac{M}{W} = \frac{P}{2}\left(\frac{l_1}{4} + \frac{l_2}{3}\right) \cdot \frac{d}{0{,}1\,(d^4 - d_0^4)} = \frac{P \cdot d}{0{,}2\,(d^4 - d_0^4)} \cdot \left(\frac{l_1}{4} + \frac{l_2}{3}\right) \leqslant 900\ кг/см^2. \qquad (314)$$

Расчетная формула для среза:

$$R_s = \frac{P}{2 \cdot F} = \frac{2P}{\pi\,(d^2 - d_0^2)} \leqslant 350\ кг/см^2. \qquad (315)$$

Проверка размеров валика на величину удельного давления:

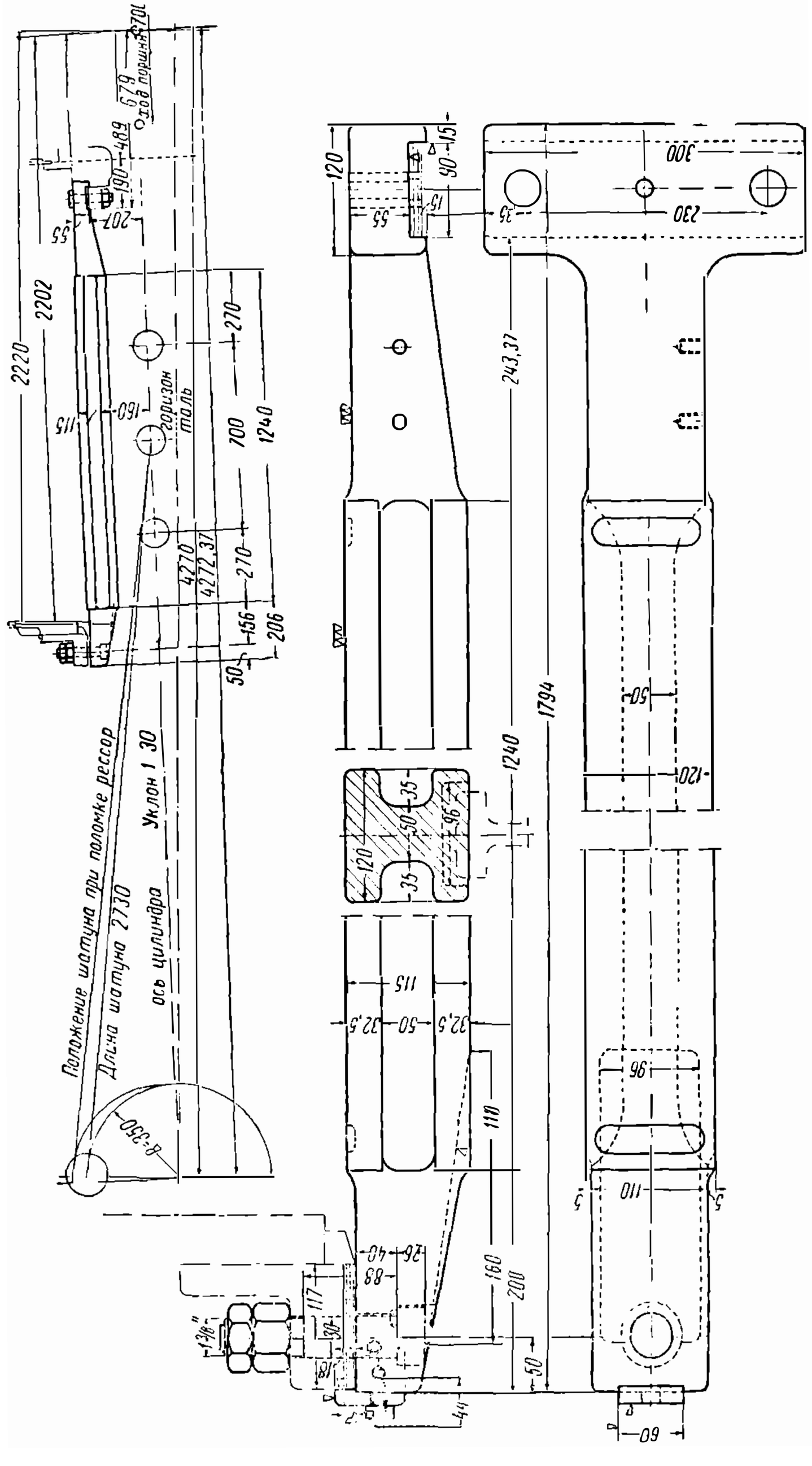
$$R_{см} = \frac{P}{d \quad l_1} \leqslant 400\ кг/см^2. \qquad (316)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 4. Параллели и параллельная рама

Конструкция параллелей

Параллели своими передними концами крепятся к выступам задней цилиндровой крышки, задними концами — к параллельной раме.



Фиг. 366.

Пример одиночной параллели дан на фиг. 366, изображающей параллель паровоза серии «ЭУ». Это очень распространенный тип параллели, применяющийся на огромном большинстве наших старых паровозов. На отдельной проекции показано общее расположение параллели, укрепляющейся двумя болтами к крышке цилиндра и одним — к фланцу параллельной рамы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сама параллель имеет сечение двутавровой формы, что сделано в целях уменьшения веса.

Обработка параллели производится со всех сторон. Наиболее тщательная обработка (строжка и шлифовка) производится по всему наружному контуру сечения бруса, так как крейцкопф охватывает своими пополузшками параллель сверху, снизу и с боков.

На фиг. 367 показана многоплоскостная параллель паровоза серии **«ИС»**. Заметим, что на этом чертеже нанесены и заводские допуски (обозначения по ОСТ) на ее изготовление — обработку и узловую сборку.

Параллель составляется из двух половин, каждая из которых имеет Е-образную форму. Уже одна такая форма сечения половинки дает коробчатое сечение многоплоскостной параллели и значительную ее прочность при относительно небольшом весе.

Обе половины параллели соединяются в одно целое посредством ряда болтов. К уже известным нам достоинствам многоплоскостных конструкций нужно добавить и еще одно существенное достоинство самих параллелей — возможность выемки крейцкопфа без всякой разборки параллелей.

Обработка пазов производится строжкой на продольно-строгальных станках, но может производиться и фрезеровкой на горизонтально-фрезерных (посредством наборных фрезеров).

При строжке параллели нужно обращать особое внимание на стык двух верхних половин рабочей (внутренней) плоскости, чтобы при узловой сборке параллели не получилось ступеньки в месте стыка. Эта ступенька будет вызывать неравномерный износ баббитовой заливки.

Параллели, соприкасаясь с мягким антифрикционным металлом, к тому же нагруженным небольшим удельным давлением, практически почти не изнашиваются. Ребра опорных частей крейцкопфа имеют зазор в пазах параллели в 0,5 *мм* (по вертикали).

Для смазки трущихся частей в теле параллели сделаны отверстия, как показано на фиг. 367.

Укрепление параллелей к крышке цилиндра и к параллельной рамке должно быть очень прочным и надежным. Если прочность обеспечивается соответствующим расчетом болтов, крепящих параллели, то для надежности укрепления болты снабжаются корончатыми контргайками, в свою очередь предохраняемыми от отвертывания разводными шплинтами (фиг. 367).

Расчет параллелей

Параллели рассчитываются на изгиб, как балки, лежащие на двух опорах, нагруженные сосредоточенной силой N_{max}.

Кроме усилия N_{max}, параллель нагружается на изгиб и силой Q — собственными весами крейцкопфа, половиной веса поршневого штока и $^2/_5$ ведущего дышла; остальные $^3/_5$ веса дышла относим к ведущему пальцу; собственным весом параллели пренебрегаем.

Сила Q вызываег дополнительно напряжение на изгиб при заднем ходе паровоза; результативная сила, изгибающая параллель, в этом случае равна:

$$N_{max} + Q;$$

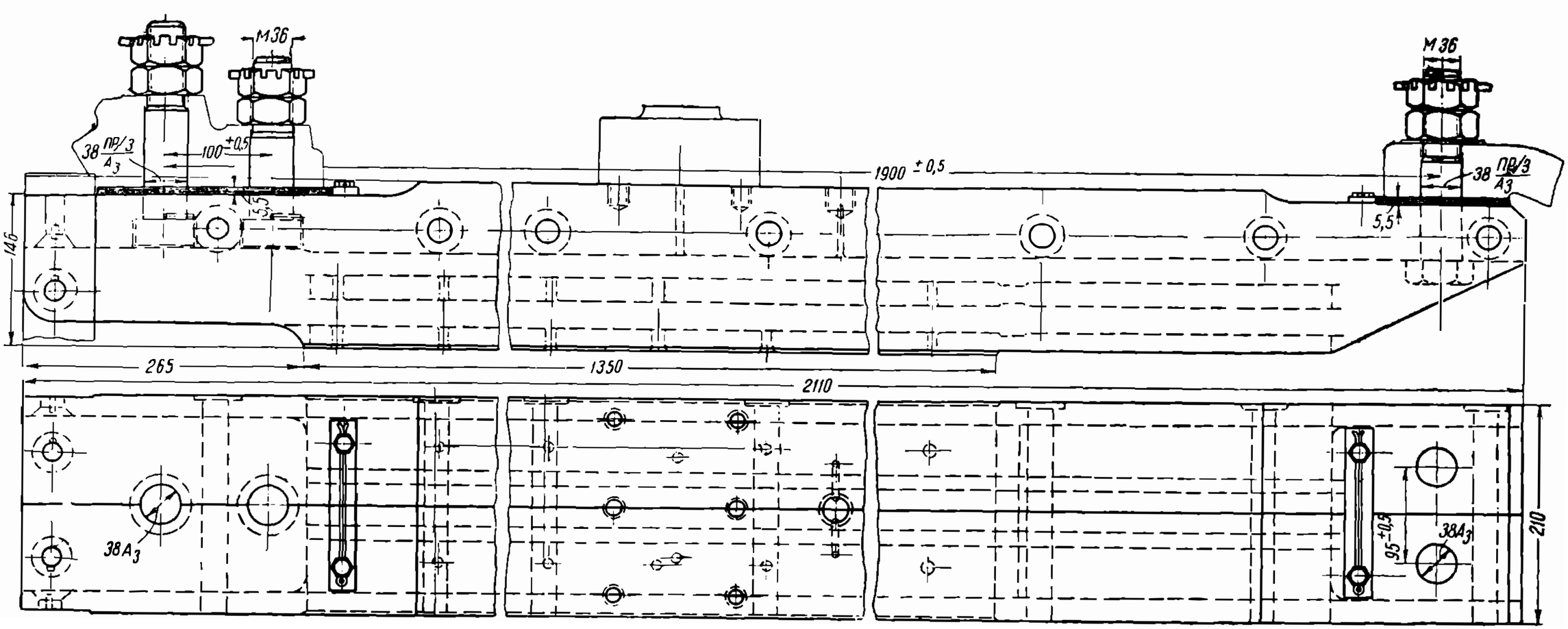
при переднем ходе паровоза эта сила равна:

$$N_{max} - Q.$$

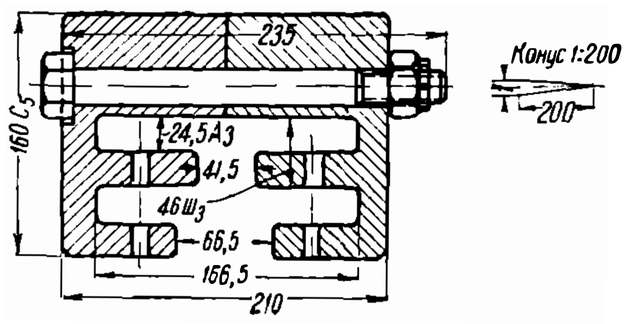
Если общая длина параллели, т. е. расстояние между болтами, крепящими ее к параллельной раме и крышке цилиндра, равна l, а расстояния от точек опоры до точек приложения силы N_{max} соответственно равны l_1 и l_2, то

$$M_{max} = (N_{max} + Q)\frac{l_1 \cdot l_2}{l} \qquad (317)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 367.



НБ УДУНТ (ДІІТ)

и напряжение:

$$R_b = \frac{M}{W} \leqslant 850 \text{ кг/см}^2. \quad (318)$$

Заметим, что в многоплоскостных параллелях без труда удается осуществить

$$R_b \leqslant 650 \text{ кг/см}^2.$$

После расчета на изгиб необходимо проверить величину стрелы прогиба под действием силы $N_{max} + Q$ по общеизвестной формуле:

$$f = (N_{max} + Q) \frac{l_1^3 \quad l_2^3}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}. \quad (319)$$

Здесь f — прогиб в *см*, E — модуль упругости; для стали марки Ст.-5 $E = 2\,200\,000$ *кг/см*², I — момент инерции сечения бруска параллели.

Величина прогиба параллели:

$$f \leqslant (0{,}1 - 0{,}15) \text{ см}.$$

Болты параллелей, изготовляющиеся из стали марки Ст. 5, рассчитываются на разрыв с предварительной затяжкой в 25%; допускаемое напряжение $R_z = 500$ *кг/см*².

Диаметр этих болтов у современных паровозов обычно находится в довольно узких пределах: 32—38 *мм*.

Параллельная рама

Параллельная рама имеет своим основным назначением жесткое и надежное укрепление задних концов параллелей. Рама обычно отливается из стали (марки Стл.-1), хотя у некоторых паровозов, как например серии «С^{У}», рама выполнена из листовой стали.

На всех современных паровозах, уже не говоря о мощных, параллельную раму используют для укрепления к ней целого ряда других деталей, расположенных в этом месте паровоза. Так, нанесенная на фиг. 297 литая стальная (Стл.-1) параллельная рама паровоза серии «ИС», выполненная в виде одной крупной отливки для обеих сторон паровоза, помимо своего основного назначения, имеет целый ряд дополнительных. Рама имеет трубчатую форму (в виде полой отливки) прямоугольного сечения. К этой раме крепятся: 1) задние концы параллелей, 2) подшипники кулисы, 3) втулки растяжек кулисных кронштейнов, 4) кронштейны переводного вала, 5) гибкие опоры котла, 6) оттягивающие пружины переводного вала, 7) подножки, 8) поручни и т. д. Кроме того, рама является мощным междурамным скреплением, соединяющим между собой не только верхние, но и нижние поясы брусковой рамы.

Такая цельная рама обеспечивает возможность высокой точности сборки ответственного парораспределительного механизма паровоза, обеспечивает надежную работу целого ряда важнейших частей паровоза.

§ 5. Шатунный механизм

Конструкции дышел

Каждое паровозное дышло составляется корпусом его (штанга или стебель с двумя головками по концам) и подшипниками со всеми их деталями и устройством для подтягивания изнашивающихся вкладышей. Последнее устройство у современных дышел отсутствует вовсе, и износившиеся вкладыши-втулки просто заменяются новыми.

На фиг. 297 показано в числе прочих деталей общее расположение дышел паровоза серии «ИС». Расположение дышел должно быть таково, чтобы при движении паровоза отдельные смежные спарники могли иметь некоторые отно-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

сительные колебания в вертикальной плоскости (неровности пути) и в горизонтальной, чтобы спарники, приводящие в движение спаренные оси с боковым перемещением, не задевали за смежные детали, например противовесы колес подвижных осей и колес соседних «жестких» (т. е. не имеющих поперечное перемещение под паровозом) осей, не задевали бы за крейцкопф и т. д.

Возможность относительных колебаний соседних дышел в вертикальной плоскости обеспечивается устройством шарниров между дышлами с горизонтально расположенными валиками этих шарниров.

Возможность относительных колебаний дышел в горизонтальной плоскости обеспечивается или зазорами между горизонтальными валиками и стенками отверстий, или постановкой шаровых втулок дышел.

Штанга или стебель является основной частью дышла. Расположенные по концам штанги головки надеваются или на пальцы, или на валики шарниров сцепных дышел. Наилучшим (наиболее прочным и надежным) является симметричное расположение в одной вертикальной плоскости обеих головок и самой штанги.

В спарниках часто приходится делать головки, с м е щ е н н ы е в г о р и з о н т а л ь н о й п л о с к о с т и — в тех случаях, когда имеется опасность задевания, например передней головки переднего сцепного дышла за корпус крейцкопфа.

Сечение штанги может быть или прямоугольным, или двутавровым. Прямоугольное сечение дышел пользуется большим распространением в спарниках товарных паровозов, двутавровое — в поршневых дышлах всех современных паровозов и в спарниках огромного большинства пассажирских паровозов. Дышла в числе прочих напряжений испытывают значительные напряжения на изгиб в вертикальной плоскости от сил инерции. Поэтому момент инерции сечения дышла I_x должен быть значительно больше, чем I_y. Именно это соображение и заставляет применять двутавровые или прямоугольные сечения.

Прямоугольное сечение дышел дает уменьшение стоимости станочной обработки, но вес дышел с прямоугольными сечениями стеблей больше, чем с двутавровыми, поэтому применять их в быстроходных паровозах не следует даже для спарников. Товарные паровозы серий «ФД», «СО» и «Э^{м}» имеют спарники прямоугольного сечения; пассажирские (серии «ИС», «С^{у}» и др.) — обычно двутаврового сечения.

Для получения минимального усложнения технологического процесса обработки поршневых дышел ширина штанги их (т. е. ширина полок в плане) делается постоянной по всей длине штанги. Но высота сечения делается переменной, так как силы инерции, нагружающие штангу на изгиб, не одинаковы по длине штанги. Они имеют максимальное значение у задней головки и близкое к нулю у передней.

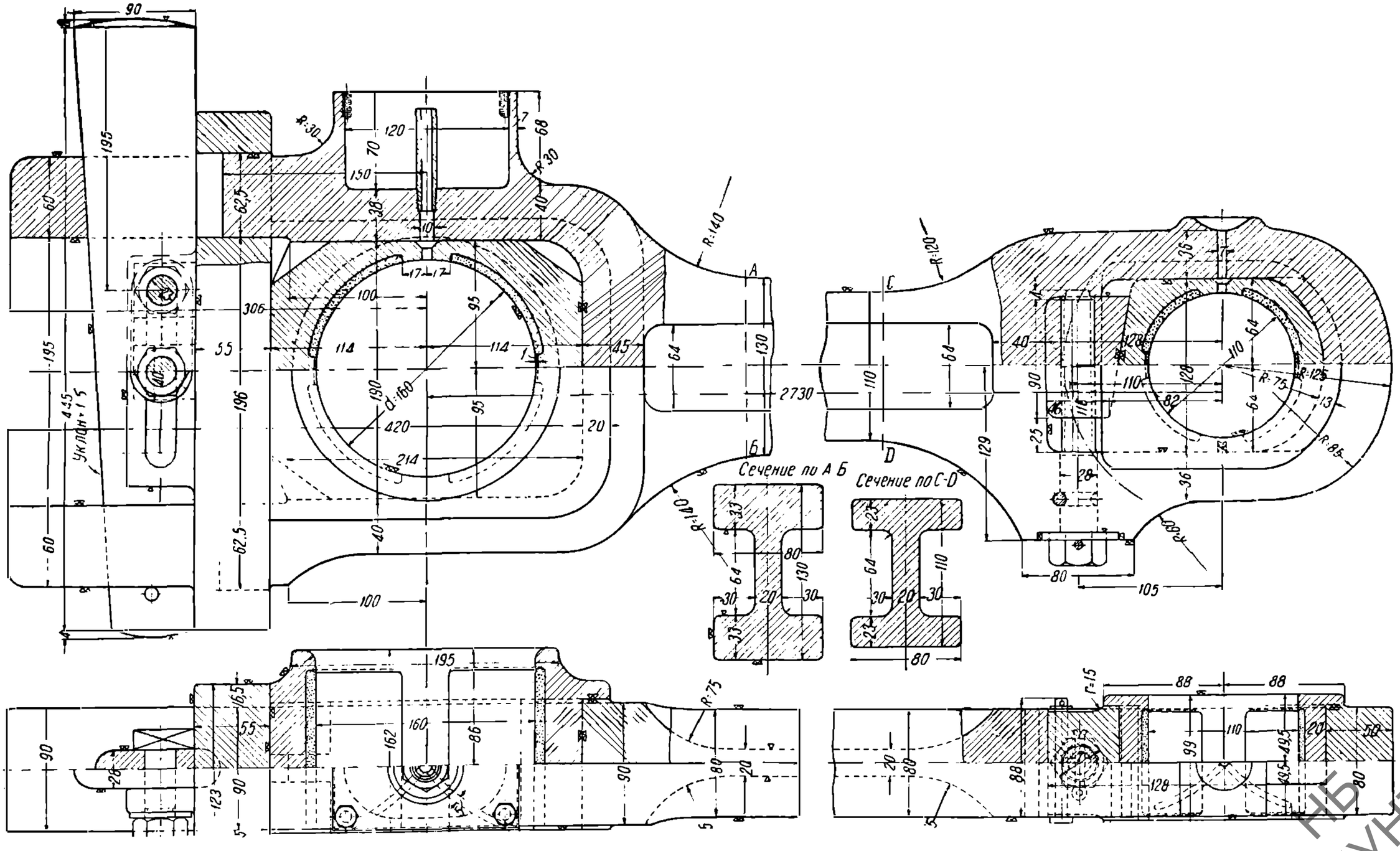
Наибольший изгибающий момент штанги возникает в сечении, несколько сдвинутом от середины к задней головке, находящемся примерно на расстоянии $^{2}/_{5}$ длины дышла.

Распространенная форма штанги — постоянное сечение на участке приблизительно 0,4 l от задней головки и затем постепенно уменьшающееся к передней головке. Это достаточно рациональная конструкция при сравнительно несложной обработке; такие дышла например применены в паровозах серий «Э», «Э^{у}», «Э^{м}», «СО», «С», «С^{у}», «ФД» и др.

Еще более совершенным, но и более дорогим является такой контур штанги (по длине), который образует выпуклую ломаную линию; у головок (в особенности у передней) высота штанги уменьшается. Такое поршневое дышло применено в паровозах серии «ИС».

Материал, из которого обычно отковывается дышло, — твердая сталь марки Ст.-5 повыш. Только при таком материале оказывается возможным допустить значительные напряжения в дышле и тем самым получить относительно небольшой вес его. В современных мощных пассажирских паровозах необходимо итти по пути дальнейшего увеличения допускаемых в дышле напряжений, применяя при этом высокосортную легированную сталь. В США часто поршневые

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

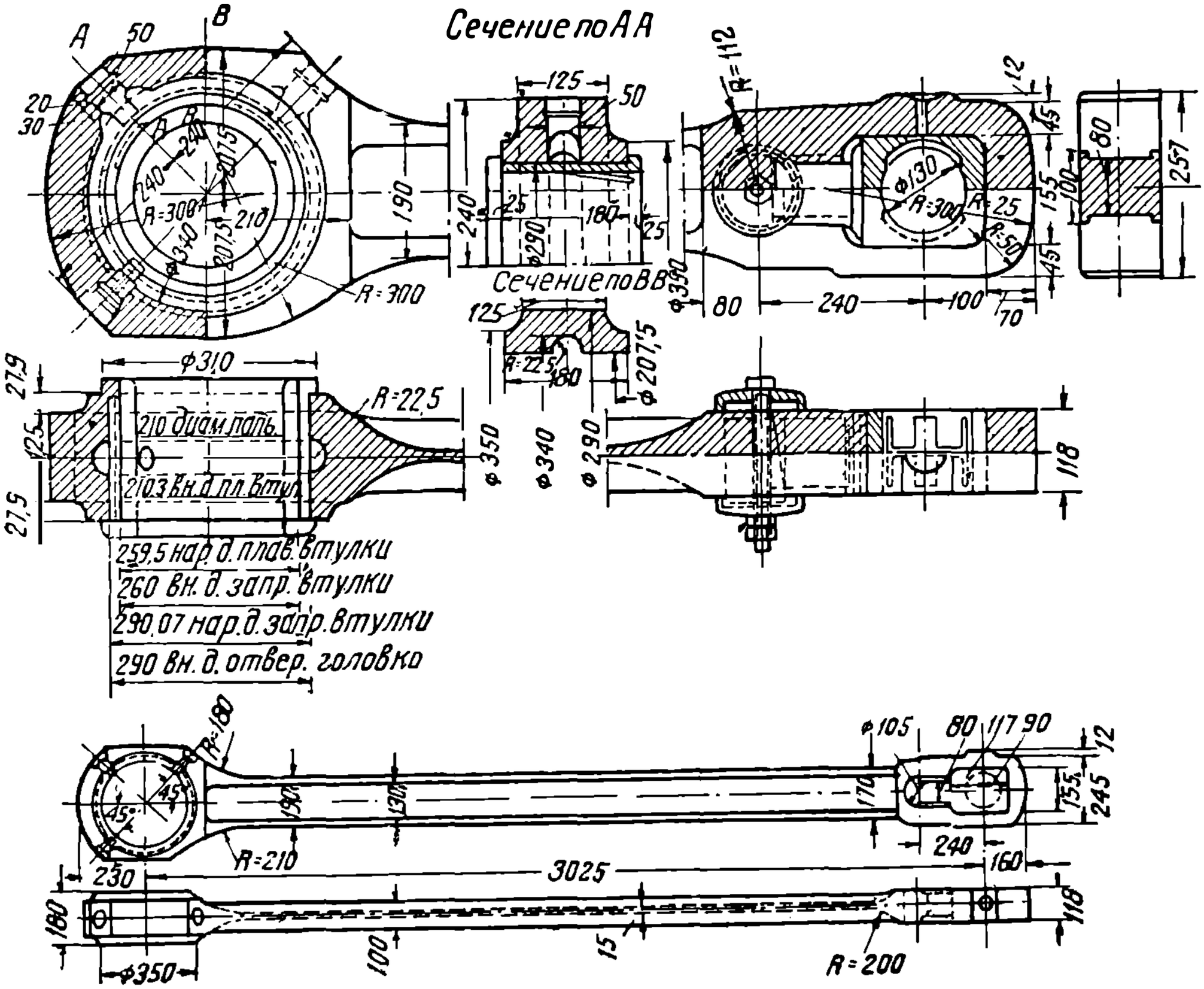


НБ УДУНТ (ДІІТ)

дышла куют из ванадиевой стали; в Англии и Германии — из стали с присадком никеля или хрома и никеля. Мы также встали на этот путь, применив для отковки поршневых дышел паровоза серии «ИС» легированную сталь (одно время применялась никелевая сталь).

Длина поршневых дышел достигает 3,0 — 3,9 *м* (у паровозов серий «ФД» — 3025 *мм*, у «ИС» — 3850 *мм*).

В виде типового примера выполнения дышла старого типа — с подтягивающимися подшипниками в задней и передней головках — на фиг. 368 дан чертеж поршневого дышла паровоза серии «Э^{У}». Сечение штанги, имеющее высоту 130 *мм* у задней головки, сделано неизменяющимся на расстоянии 1153 *мм* от этой головки, затем уменьшается и у передней головки имеет высоту 110 *мм*. Подтягивание подшипников осуществляется перемещением клиньев.



Фиг. 369.

На фиг. 369 показано поршневое дышло паровозов серии «ФД».

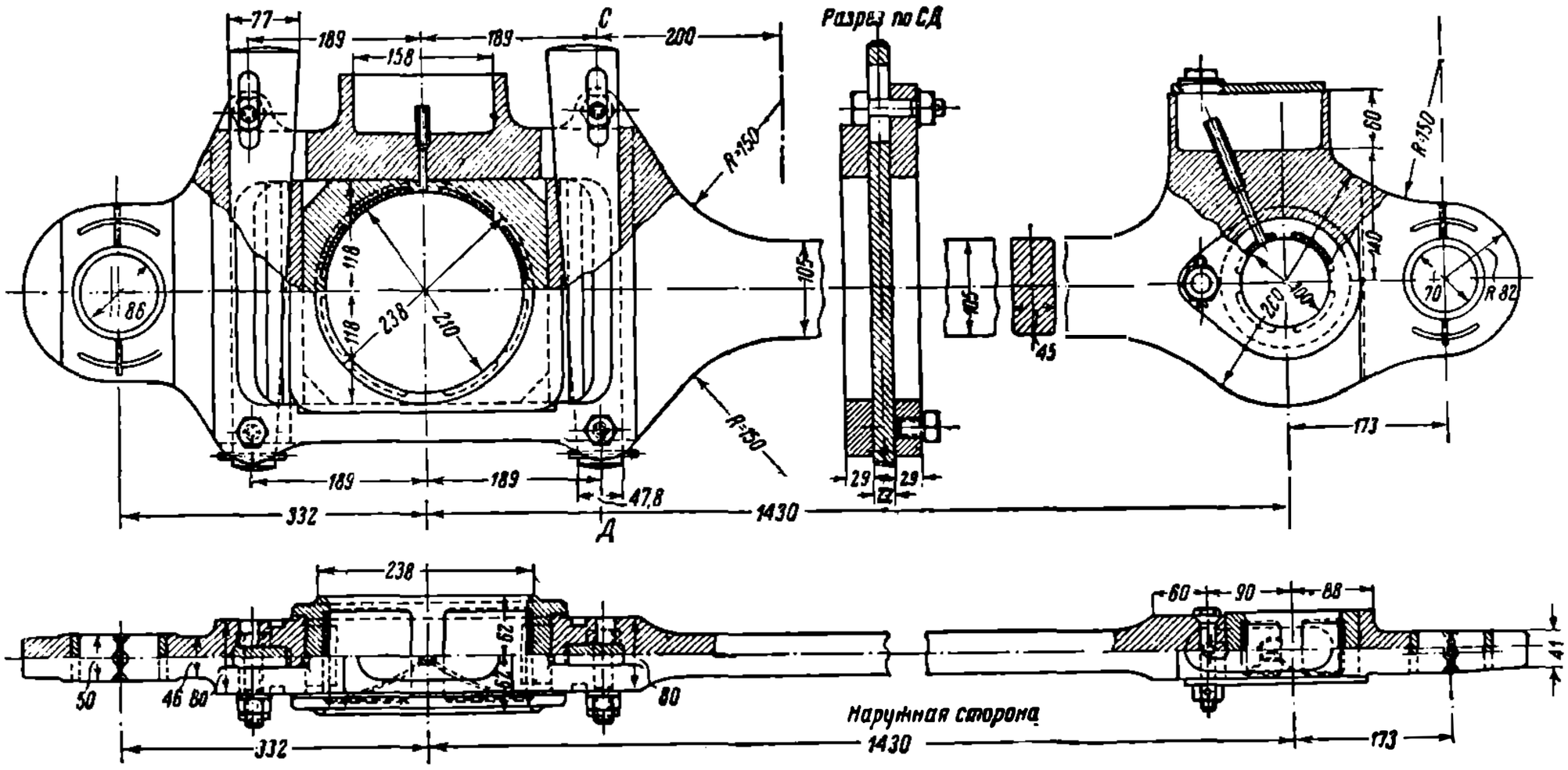
Штанга по типу аналогична с паровозом серии «Э». Задняя головка имеет втулочный подшипник, передняя по условиям сборки с крейцконфом имеет подтягивающийся подшипник. Это единственный подтягивающийся подшипник дышел паровоза серии «ФД», все остальные (в том числе и сцепных дышел) — втулочные.

На фиг. 370 и 371 показаны центровые (одна из головок надевается на сцепную — «центровую» шейку ведущего пальца) дышла паровозов серий «Э^{М}» и «ИС». У паровозов серии «Э^{М}» (также у «Э» и «Э^{У}») центровая головка — с подтягивающимся подшипником, другая головка — с неподвижным втулочным подшипником. Концевые части дышел имеют отверстия для валиков смежных сцепных дышел. Заметим, что у паровоза серии «ИС» передняя сцепная колесная пара имеет поперечное перемещение, и поэтому валик для переднего спарника помещен в шаровой втулке.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наконец, на фиг. 372 показано первое и четвертое сцепные дышла паровоза серии «ФД». Изготовленные по этому чертежу правые и левые дышла запроектированы для постановки на паровоз в количестве четырех штук. Изображенное на чертеже дышло является передним правым спарником. В точности такое же дышло является и левым задним. Дышло, откованное со смещением головок в другую сторону, является левым передним и одновременно правым задним. Такое объединение дышел упрощает и удешевляет процесс изготовления их.

Головки дышел бывают двух основных типов — открытые и закрытые. В паровозах, в особенности старых серий, применяются как те, так и другие. Современные мощные паровозы имеют дышла, как правило, с закрытыми головками. Открытые головки применяются на поршневых дышлах старых типов паровозов, в основном для удобства навески и съема поршневого дышла. Если ведущий палец откован за одно целое с контркривошипом, то открытая головка является совершенно необходимой.



Фиг. 370.

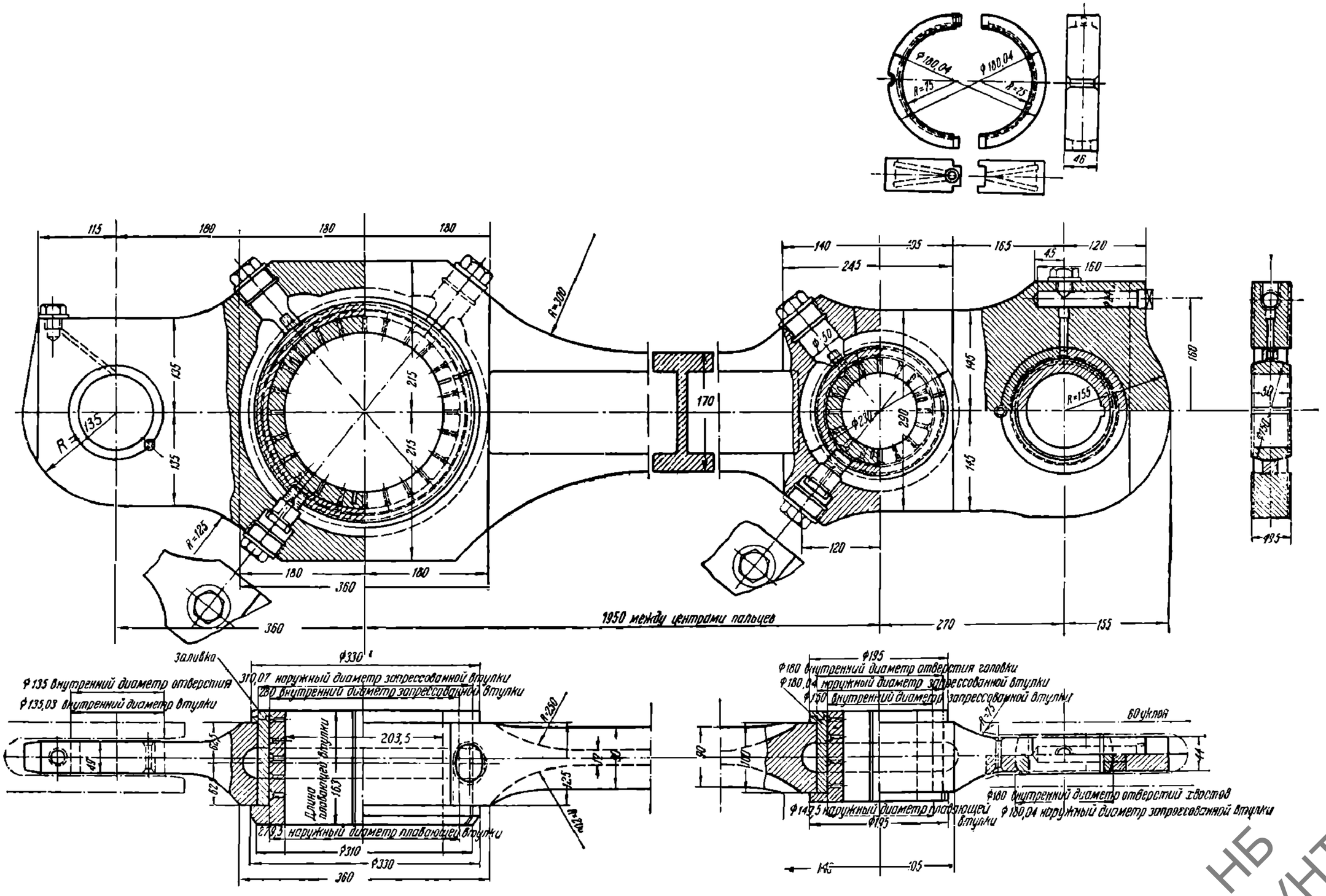
Применение втулочных бронзовых подшипников и съемных контркривошипов позволяет сделать задние головки поршневых дышел закрытыми. Сама головка при таких подшипниках оказывается значительно более компактной и легкой. В мощных паровозах втулочные подшипники всех дышел, в том числе и поршневого (задняя головка), получили огромное распространение. Только такие подшипники обеспечивают возможность вписать в габарит подвижного состава головку поршневого дышла мощного паровоза.

Головки сцепных дышел делаются всегда закрытыми. Соединения сцепных дышел одного с другим — шарнирное, на валиках, расположенных в непосредственной близости к пальцам. Валики изготовляются из Ст.-2, с последующей цементацией. Спарники делаются такими, чтобы из двух смежных один имел вилку, а другой, соединяющийся с первым, — хвостовик, входящий в эту вилку. Для устранения износа самих дышел у их хвостовиков в отверстия для валиков запрессовываются цилиндрические цельные втулки; отверстия валиков у вилок снабжаются коническими разрезными втулками.

Дышловые подшипники

Дышловые подшипники изготовляются из твердой бронзы, лучше специальной, состав которой указан в дальнейшем. Для уменьшения трения подшипники снабжаются баббитовой заливкой (при жидкой смазке). За последние годы получила большое распространение свинцовистая бронза (свинца до 17—

НБ УДУНТ (ДІІТ)



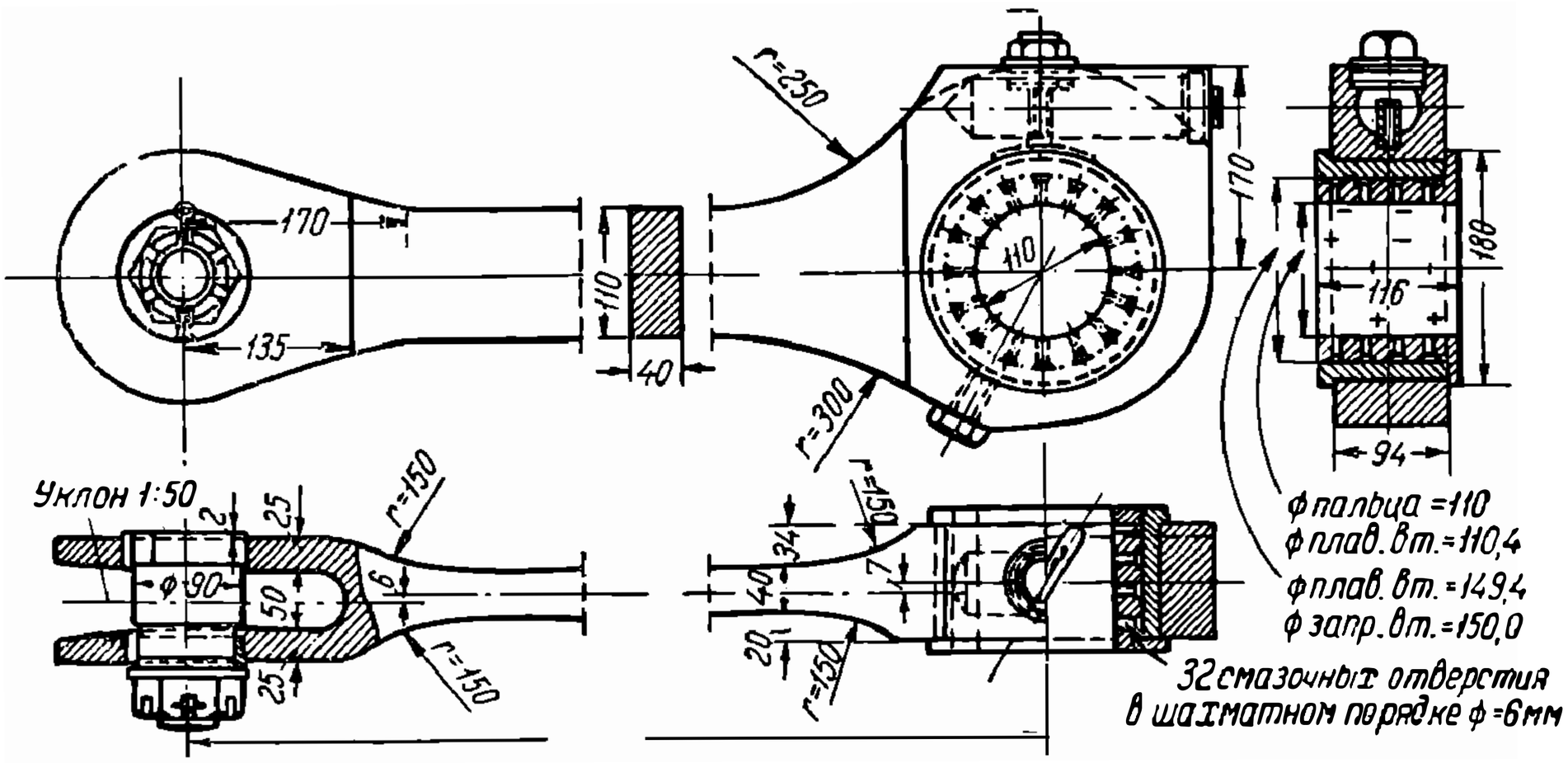
Фиг. 371.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

19%), обладающая достаточно хорошими антифрикционными свойствами. Последнее позволяет отказаться от баббитовой заливки и при жидкой смазке.

Пригонка подшипников к рамкам головок должна быть плотная; только в этом случае подшипник будет достаточно надежно сидеть на месте. «Слабая» пригонка вызывает небольшие, но постоянно имеющие место при движении паровоза перемещения подшипников в рамках и в итоге быстрое обминание поверхностей и даже разбивание подшипников.

Втулочные подшипники представляют собой бронзовые втулки с бортом с одной стороны (с внешней), вставляемые в расточенное отверстие головки. Такой подшипник-втулка или закрепляется неподвижно в корпусе головки посредством специального болта, как это применено во всех паровозах серий «Э», «Э^{У}», «Э^{М}», «СО», или же, лучше, вставляется свободно в отверстие головки, с зазором по диаметру, равным 0,4—0,5 *мм*. Внутренний диаметр такой втулки делается в свою очередь больше диаметра пальца на величину в 0,3—0,4 *мм*. Таким образом втулка может провертываться вместе с пальцем внутри корпуса головки или же вместе с корпусом головки быть относительно «неподвижной»,



Фиг. 372.

тогда палец будет вращаться внутри этой втулки. Такая втулка окружается и снаружи и изнутри слоем твердой смазки и как бы «плавает» в ней. Это — так называемые «плавающие» или «скользящие» втулки.

Плавающие втулки дали лучшие результаты в эксплуатации.

Стремление освободить машиниста от серьезной операции по проверке дышел обусловило применение в паровозах серии «Э» втулочных подшипников. Однако эти последние имеют существенный дефект — они ж е с т к о укреплены в головках. Поэтому большие горизонтальные продольные усилия в спарниках вызывают крайне неравномерный износ внутренней рабочей поверхности втулки: в то время, как боковые участки имеют значительный износ, верхние и нижние его почти не имеют. Дышла вскоре начинают стучать (в особенности при применяющейся на старых паровозах жидкой смазке), и за счет ударов втулки изнашиваются еще быстрее.

Износ же плавающих втулок крайне невелик, так как при постепенном провертывании втулок равномерно изнашивается в с я цилиндрическая поверхность. Налицо — определенная выгода: пробег паровоза без ремонта значительно возрастает, надежность работы паровоза увеличивается.

Срок службы плавающих втулок исчисляется десятками тысяч километров пробега паровоза. Применяя твердую смазку для плавающих втулок, мы практически уничтожаем ограничения безостановочных пробегов паровоза по условиям смазки механизма.

Применение плавающих втулок оказалось настолько рентабельным, что

НБ УДУНТ (ДІІТ)

дышловой механизм наших мощных паровозов целиком осуществлен на подшипниках с плавающими втулками, за исключением передней головки поршневого дышла, где приходится оставлять и у мощных паровозов разрезные подтягивающие подшипники.

Для того чтобы предохранить дорогостоящий корпус дышла от какого бы то ни было износа его трущейся плавающей втулкой, — в отверстие дышел запрессовываются стальные цементированные втулки (как это видно из фиг. 369, 371 и 372), изготовленные из стали марки Ст.-2. От случайных проворачиваний стальные втулки удерживаются стопорными болтами, пропущенными сквозь стенку головки и самой втулки, как это видно из чертежа. В эти запрессованные втулки вставляются плавающие втулки. Материал последних — специальная бронза. Состав бронзы для плавающих втулок берется следующий: олова 6,5—7,5%, свинца 17,0—19,0%; никеля 1,0—2,0%; остальное — медь. Примесей должно быть не больше: сурьмы 0,5%; железа 0,3%; алюминия 0,02%; кремния 0,02%; висмута 0,005%; цинка 0,5%; фосфора 0,2%.

Бурт плавающей втулки располагается с наружной стороны дышла, бурт стальной запрессованной — с внутренней стороны. Для устранения непосредственного соприкосновения ступицы пальца (Стл.-1) со стальной поверхностью бурта запрессованной втулки последний обычно снабжается бронзовой заливкой.

Заметим, что за последнее время проведены удачные опыты применения стальных подшипников с бронзовой заливкой. Налицо огромная экономия бронзы.

В верхней части корпуса головки располагается корпус масленки, при жидкой смазке снабженный фитильной трубкой. Смазка к плавающим втулкам подается от резервуара масленки к наружной поверхности плавающей втулки и затем по целому ряду (30—60) мелких радиальных отверстий диаметром 5—7 *мм*, насверленных по всей поверхности втулки, поступает и к внутренней поверхности втулки. Эти отверстия вместе с тем служат и дополнительным объемом для масла.

В заключение укажем, что большие шансы на распространение у быстроходных паровозов имеют роликовые подшипники дышел. Такие подшипники чрезвычайно надежны, требуют минимального ухода, редкого пополнения и смены смазки. На фиг. 373 показан проект поршневого дышла паровоза серии «СУ» с роликовым подшипником.

Смазка дышловых подшипников

Применяющаяся на наших старых паровозах смазка жидким маслом трущихся частей паровоза, и в частности подшипников дышел, имеет целый ряд крупнейших недостатков, считавшихся до последнего времени неизбежными, неустранимыми. Одним из главных недостатков является потеря на вытекание значительной доли смазки на путь: для смазывания непосредственно трущихся поверхностей расходуется не больше $^1/_6$—$^1/_5$ всего количества масла. Другим недостатком является опасность грения подшипников и даже расплавления баббитовой заливки. Нагрев может получиться не только из-за неправильной регулировки разрезных подшипников, но и из-за засаривания фитильной трубки, из-за попадания песка и пыли к трущимся поверхностям. Третьим существенным дефектом является необходимость применения только упомянутых разрезных подтягивающихся подшипников со всеми их неудобствами или, в лучшем случае, неподвижных втулочных подшипников (серия «Э»).

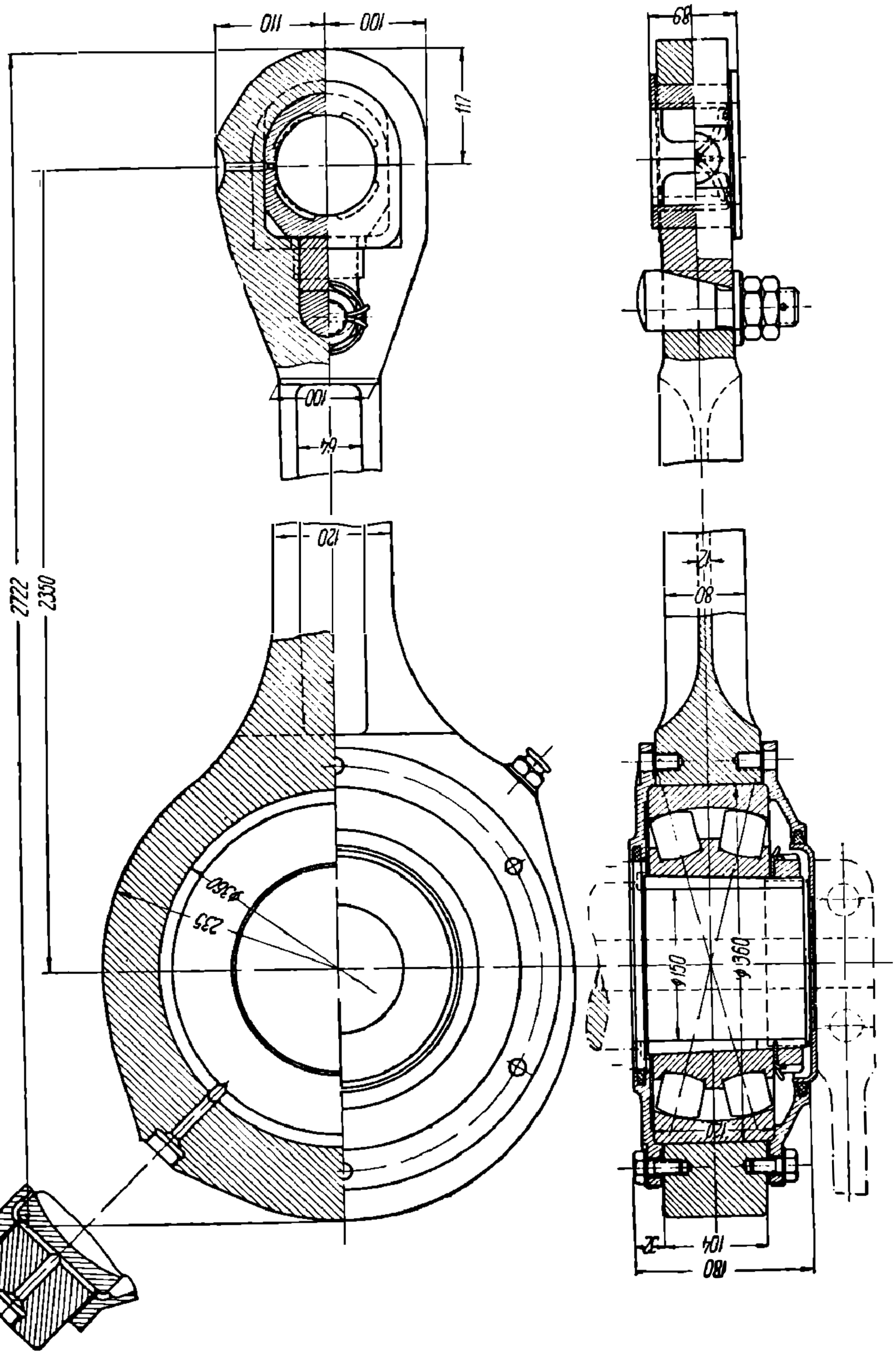
От всех этих недостатков свободны густая и твердая смазки трущихся частей. Эти виды смазки вполне заслуженно получают за последние годы большое распространение.

Достоинством твердой смазки является полная надежность работы трущихся частей. Твердая смазка изготовляется из животных жиров с примесью синтетических; при случайных повышениях температуры подшипника смазка несколько подплавляется, разжижается и хорошо растекается по всем участкам

НБ УДУНТ (ДІІТ)

трущейся поверхности; при этом не только прекращается дальнейшее нагревание, но, наоборот, температура нагревшихся участков начинает постепенно падать.

Другим достоинством твердой смазки является крайне экономичное ее расходование, так как никаких утечек и вообще потерь здесь быть не может.



Фиг. 373.

Это экономичное расходование смазки обеспечивает опрятный вид дышловых подшипников, что в свою очередь облегчает обнаруживание трещин в головках, иногда появляющихся как из-за неправильного процесса отковки и отжига дышел, так из-за случайных пороков или перенапряжений металла. Это обеспечивает еще бо̀льшую надежность работы движущего механизма.

Еще одним достоинством работы подшипников дышел на твердой смазке является возможность допустить сравнительно большие зазоры между трущи-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

мися поверхностями, не опасаясь при этом появления значительного стука дышел, неизбежного при жидкой смазке. Это объясняется значительной вязкостью твердой смазки. При твердой смазке можно делать суммарный зазор в головке (зазор между пальцем и плавающей втулкой плюс зазор между плавающей втулкой и запрессованной) до 0,8—1,2 *мм* в новых дышлах и не опасаться появления большого стука, даже при увеличении суммарного зазора до 2—3 *мм*.

Для заправки масленок, а также и для пополнения твердого масла применяется ручной переносный винтовой пресс, состоящий из цилиндра с вверты-ваемым в него штоком, на конце которого имеется поршень. Такой простейший пресс надевается на штуцер — пробку масленки — и поворотами рукоятки, насаженной на наружный конец нарезанного штока, подает в масленку твердое масло до тех пор, пока оно не покажется у кольцевых щелей между втулками.

Подшипники дышел на жидкой смазке могут с небольшими переделками быть переведены на твердую смазку: следует лишь увеличить боковые скосы у стыков половин подшипника («холодильники»), удалить фитильную трубку, прорубить крестообразную канавку для смазки в теле подшипника и заменить обычную пробку специальным фитингом с обратным клапаном.

§ 6. Расчет дышел на прочность

Расчет дышел распадается на две части — расчет штанг и головок.

Для расчета дышел необходимо иметь все соответствующие исходные данные — усилие по штоку, материал дышел (Ст.-5 повышенная или легированная), профиль сечения дышла, длину его, систему головки и подшипников.

Расчет штанги поршневого дышла

Расчет штанги производится на сложное (суммарное) напряжение — растяжение (или сжатие) усилием по штоку и изгиб в вертикальной плоскости силами инерции. Кроме того, дышла должны быть прочными и на продольный изгиб.

Расчет начинается с выяснения напряжений на простое растяжение и сжатие. Если расчет имеет проверочный характер (существующее дышло), то:

$$R_Z = R_d = \frac{P}{F},$$

где F — площадь сечения дышла в $см^2$,

P — усилие по штоку.

Изгиб силами инерции дает напряжение материала:

$$R_b = \frac{M_{ин}}{W},$$

где $M_{ин}$ — момент от действия сил инерции.

Заметим, что вдоль дышла действует сила, несколько большая, чем сила пара на поршень (за счет угла наклона дышла), но так как разница не превышает 2—3%, мы ею пренебрегаем.

Окончательное напряжение:

$$R_{сл} = R_Z + R_b = \frac{P}{F} + \frac{M_{ин}}{W} \leqslant 1150\ кг/см^2 \qquad (320)$$

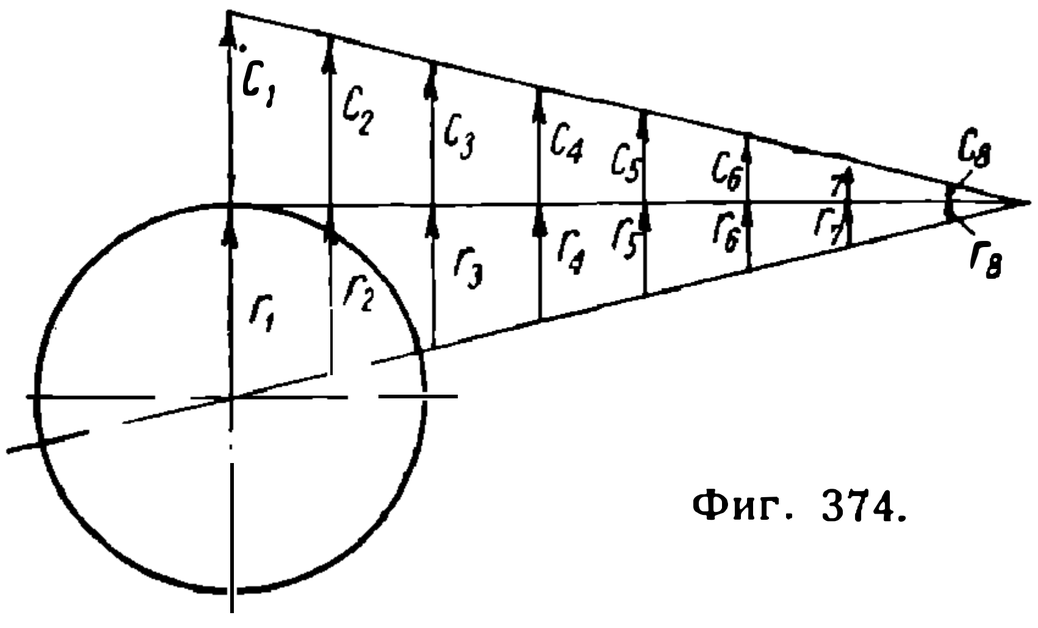
для Ст.-5 повышенной и

$$R_{сл} \leqslant (1250 — 1400)\ кг/см^2$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

для легированной, например никелевой стали. Никелевая сталь, примененная для отковки дышел паровоза серии «ИС», имеет следующие механические свойства: временное сопротивление 5700—6000 *кг/см²*; предел упругости 4000—4300 *кг/см²*; удлинение (на длине 50 *мм*) 28—33%; сужение площади поперечного сечения при разрыве не ниже 60%. Состав стали: углерод 0,20—0,27%; марганец 0,80—1,00%; фосфор — не более 0,045%; сера — не более 0,045%; кремний — 0,15—0,25%; никель—2,50—3,00%.

Если взять любую промежуточную точку дышла между задней и передней головками, то соответствующий участок, а стало-быть и его элементарная масса, движется по эллипсу. Приближенно можно считать, что точки дышла вращаются по окружностям, радиусы которых убывают от R (радиус кривошипа) до 0. Если принять такое допущение, то можно рассматривать силы инерции отдельных элементов дышла как центробежные. Наибольшее значение эти силы приобретают в задних элементах штанги и наименьшее — в передних. В соответствии с этим изменяются и напряжения от этих сил: передние участки дышла испытывают в основном лишь нагрузку от усилия пара, передаваемого вдоль штанги.



Фиг. 374.

Рассматривая только штангу дышла и отбрасывая головки, мы можем для любого участка написать выражение центробежной силы инерции элементарной массы:

$$c = m \cdot \omega^2 \cdot r,$$

где m — масса участка дышла,
ω — одинаковая для всех участков штанги дышла угловая скорость вращения колеса,
r — радиус вращения центра тяжести каждого участка дышла.

Из этого равенства видно, что величина силы инерции, развивающейся в каждом рассматриваемом участке дышла, зависит от радиуса вращения центра тяжести этого участка. Но последний изменяется, как упомянуто выше и показано на фиг. 374, по закону треугольника.

При постоянном сечении дышла по всей длине имеем:

$$c_1 = m \cdot \omega^2 \cdot r_1$$

$$c_2 = m \cdot \omega^2 \cdot r_2,$$

$$c_3 = m \cdot \omega^2 \cdot r_3,$$

где r_1, r_2, r_3,... — радиусы вращения центра тяжести отдельных элементов штанги.

Эти равенства показывают, что изменение сил инерции отдельных участков зависит только от изменения величины r, т. е. силы инерции убывают от задней головки дышла к передней также по закону треугольника (при постоянном сечении штанги по всей длине).

Силы инерции дышла нанесены на той же фигуре. Изгибающие моменты от сил инерции могут быть определены или аналитическим путем, или графоаналитическим. Изложим аналитический способ [1].

---

[1] Графоаналитический способ расчета дышел изложен в труде И. М. Струженцова, Конструкции паровозов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для подсчета сил инерции, развивающихся в дышле при вращении колеса, предположим, что штанга имеет постоянное сечение (наибольшее) по всей длине; получившееся при этом увеличение веса передней части штанги почти не отразится на правильности расчета из-за небольших значений сил инерции этой передней части штанги. Напишем выражение для массы дышла:

$$M = \frac{F \cdot l \cdot \gamma}{g}, \tag{321}$$

Здесь: F — площадь сечения дышла в $см^2$,
l — длина дышла в $см$,
$\gamma = 0{,}00785$ $кг/см^3$ (удельный вес стали),
$g = 981$ $см/сек^2$ (ускорение силы тяжести).

Зная массу дышла M и закон уменьшения (по прямоугольному треугольнику) радиусов вращения центра тяжести каждого участка штанги, пишем выражение для суммы всех сил инерции:

$$Q = M \cdot \omega^2 \cdot \frac{r}{2} = \frac{F \cdot l \cdot \gamma \cdot \omega^2 \cdot r}{2g} \ кг. \tag{322}$$

Здесь $\omega = \pi \cdot n/30$ (угловая скорость), причем n — максимальное число оборотов колеса в минуту при конструкционной скорости паровоза.

Итак, мы можем рассматривать дышло как балку, лежащую на двух опорах и по всей длине нагруженную постепенно убывающими по закону треугольника силами инерции. «Сопротивление материалов» дает выражение изгибающего момента для любого сечения, находящегося на расстоянии x от конца балки с нулевой нагрузкой (центра крейцкопфного валика):

$$M_x = \frac{Q \cdot x}{3}\left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) = \frac{F \quad l \cdot \gamma \cdot \omega^2 \cdot r \cdot x}{6g}\left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right). \tag{323}$$

Как известно, опасное сечение балки расположено на расстоянии:

$$x = \frac{l}{\sqrt{3}} = l\,\frac{\sqrt{3}}{3} \cong 0{,}578 \cdot l,$$

т. е. примерно на 0,6 длины всего дышла от конца балки с нулевой нагрузкой.

Наибольший изгибающий момент от сил инерции:

$$M_{ин} = \frac{2 \cdot l}{9 \cdot \sqrt{3}} Q = \frac{l^2 \cdot F \cdot \gamma \cdot \omega^2 \cdot r}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot g} \cong \frac{F \cdot l^2 \cdot \gamma \cdot \omega^2 \cdot r}{15\,300} \ кг \cdot см. \tag{323'}$$

Зная $M_{ин}$, находим R_b.

Что касается передней части дышла, то здесь оно всегда делается постепенно сужающимся. По формуле (323) подсчитываем моменты в любом сечении и определяем напряжения. Ведущие дышла делаются примерно равнопрочными по всей длине штанги.

Собственным весом дышла при расчете обычно пренебрегают, хотя напряжение на изгиб от собственного веса может достигать 3—5% от $R_{сл}$.

Подобрав нужные сечения дышла, проверив их на одновременное растяжение и изгиб, необходимо выяснить запас прочности дышла на продольный изгиб по формуле Эйлера (по второму случаю). Собственно говоря, по этой формуле проверить дышло можно только на продольный изгиб в горизонтальной плоскости, так как момент инерции дышла в горизонтальной плоскости невелик, и условие применимости в данном случае формулы Эйлера соблюдается.

Что касается продольного изгиба дышла в вертикальной плоскости, то здесь, вообще говоря, следует применять формулу Тетмайера, но обычно поль-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

зуются все же формулой Эйлера, дающей в данном случае запасы прочности, имеющие сравнительный характер с данными по другим существующим паровозам.

Запас прочности дышла в вертикальной плоскости должен быть:

$$n_x = (7 \div 11)$$

и в горизонтальной:

$$n_y = (1{,}7 \div 2{,}4).$$

По поводу этих данных нужно подчеркнуть, что величина n_y чрезвычайно мала; итти на такое уменьшение оказывается возможным главным образом из-за достаточной определенности усилий, действующих по дышлу. Опыт показывает, что поршневые дышла ломаются или гнутся очень редко, и то почти всегда от водяных ударов, об опасности и недопустимости которых говорилось раньше.

Расчет штанги сцепных дышел

Сцепные дышла работают в менее определенных условиях по сравнению с поршневыми, так как отдельные колесные пары могут забоксовать; величину всегда имеющихся зазоров между пальцами и подшипниками, а также и взаимное расположение этих зазоров в данный момент точно определить невозможно. Эти обстоятельства заставляют, во-первых, вести расчет сцепных дышел на несколько пониженное допускаемое напряжение по сравнению с поршневыми, а, во-вторых, исходить не из той доли усилия пара на поршень, которая является нормальной нагрузкой, а из условий сцепления с рельсами колес, приводящихся в движение данным сцепным дышлом.

В расчете принимают коэфициент сцепления колес с рельсами максимальным:

$$\psi_к = \frac{1}{3}.$$

При начинающемся боксовании какой-либо группы сцепных колесных пар спарник крайней сцепной колесной пары должен быть настолько прочным, чтобы вызвать и ее боксование. При этом предполагается, что шатунный механизм другой стороны паровоза находится в мертвом положении.

Усилие, сжимающее или растягивающее крайний спарник, приводящий в движение одну колесную пару, получается из уравнения моментов:

$$F_k \cdot R = P_1 \cdot r,$$

т. е.

$$\frac{Q}{3} \cdot R = P_1 \cdot r$$

и

$$P_1 = \frac{Q \cdot R}{3 \cdot r}. \qquad (324)$$

Здесь: P_1 — усилие по крайнему спарнику в *кг*,
$F_к$ — максимальная касательная сила тяги по сцеплению в *кг*,
R — радиус колеса в *см*,
r — радиус кривошипа в *см*,
Q — нагрузка на ось в *кг*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если рассматриваемый спарник приводит в движение не одну колесную пару, а m пар, то:

$$P_m = \frac{Q \cdot R \cdot m}{3 \cdot r} \qquad (324')$$

Штанги сцепных дышел рассчитываются тем же методом, что и поршневые, и на те же виды нагрузки.

Сечение штанги по длине у современных паровозов делается постоянным.

Все элементы спарника описывают круговращательное движение радиуса r, равного радиусу кривошипа, и поэтому нагрузка на изгиб силами инерции может быть представлена равномерно распределенной по всей длине l спарника, считая длину l между центрами пальцев или между центрами пальца и валика шарнира — в зависимости от системы дышел.

Наибольшее значение сил инерции будет иметь место при положении кривошипа, близком к вертикальному, когда угол между дышлом и кривошипом прямой. В этом случае силы инерции:

$$c = m \cdot \omega^2 \cdot r.$$

Так как

$$m = \frac{F \quad l \quad \gamma}{g},$$

то

$$c = \frac{F \cdot l \cdot \gamma \cdot \omega^2 \cdot r}{g} \qquad (325)$$

и

$$M = \frac{c \quad l}{8} = \frac{F \quad l^2 \quad \gamma \cdot \omega^2 \cdot r}{8g} \qquad (326)$$

Обозначения здесь те же, что и в расчете поршневого дышла. Суммарное напряжение на растяжение (или сжатие) и изгиб силами инерции допускается

$$R_{сл} \leqslant (950 \div 1050) \ кг/см^2.$$

Заметим, что расчет штанги дышла может быть произведен также графоаналитическим путем.

Имея согласно изложенному расчету сечение дышла, делаем проверку дышла на продольный изгиб по второму случаю формулы Эйлера. Запас прочности относительно оси X должен быть:

$$n_x = (11 \div 14)$$

и относительно оси Y:

$$n_y = (3 \div 4).$$

Если головки спарника смещены (в плане) относительно оси штанги, напряжение в штанге несколько увеличивается. Для ориентировочных расчетов [1] таких дышел можно написать выражение изгибающего момента в горизонтальной плоскости за счет наличия эксцентриситета (смещения головок делаются обычно одинаковыми):

$$M = P\frac{b}{2},$$

[1] Подробный расчет дышел с внецентренной нагрузкой дан в журнале «ZdVDJ за 1933 г. № 23.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где b — суммарный эксцентриситет обеих головок в *см*; напряжение на изгиб:

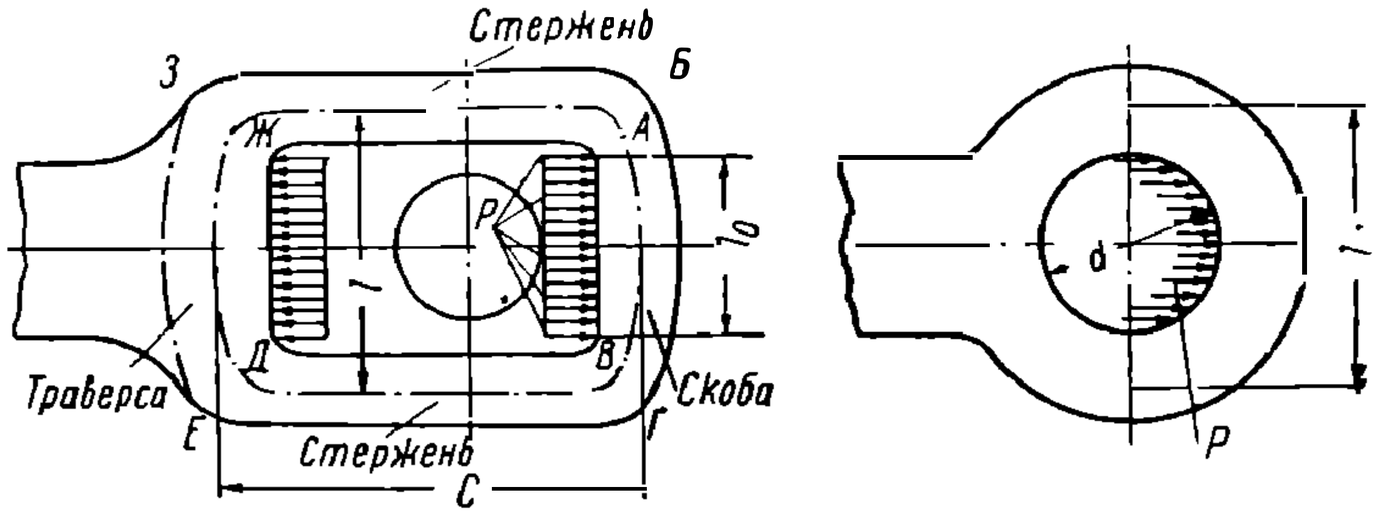
$$R_{экс} = \frac{M}{W} = \frac{P \quad b}{2 \cdot W}; \tag{327}$$

$$R_{сл} = R_Z + R_b + R_{экс} = \frac{P}{F} + \frac{M_{ин}}{W} + \frac{P \quad b}{2W_y}. \tag{328}$$

Расчеты головок дышел

Расчеты головок распадаются на две группы: расчет рамочных головок и расчет круглых головок.

В расчетах рамочных головок большим распространением пользуются формулы для определения прочных размеров замыкающей рамку стенки — независимо от выявления напряжений и упругой линии боковых (верхней и нижней) стенок головки. В этом случае рассматривают замыкающую стенку как балку, лежащую на двух опорах и с сосредоточенной или равномерно распределенной нагрузкой от подшипника. После этого рассчитывают на растяжение верхнюю и нижнюю горизонтальные стержни головки.



Фиг. 375.

Такой расчет очень неточен, так как, во-первых, замыкающая стенка головки не лежит на двух опорах, а заделана в них; кроме того, сами опоры отнюдь не являются жесткими, так как верхняя и нижняя стенки имеют упругие деформации. Наиболее опасным местом являются сечения головки в углах *А—Б* и *В—Г* (фиг. 375, слева). Между тем напряжения в этих углах по применявшимся прежде формулам считались близкими нулю. Этой недооценкой напряжений в углах и назначением в связи с этим недостаточных сечений головки в этих местах и объясняются относительно частые обрывы рамочной головки по углам (у старинных паровозов). Обозначим через:

$I_{ск}$ — момент инерции скобы (замыкающей стенки);
$I_{ст}$ — момент инерции верхнего и нижнего стержней (боковых стенок);
$I_{тр}$ — момент инерции «траверсы» (основания рамки);
C — расстояние между нейтральными линиями (центрами тяжести) траверсы и скобы;
l — то же между верхними и нижними нейтральными стержневыми линиями;
l_0 — расстояние, на котором подшипник входит в соприкосновение и нажимает на внутреннюю сторону скобы силой.

Тогда моменты в сечениях *А—Б* и *В—Г* [1]:

$$M_{А;В} = \frac{P}{8} \cdot \frac{\left(l^2 - \frac{l_0^2}{3}\right) \quad [C\,(2I_{тр} - I_{ск}) + 3 \cdot l \cdot I_{ст}] \quad I_{ст}}{C^2 \cdot I_{ск} \quad I_{тр} + 2l \cdot C \cdot I_{ст} \cdot (I_{ск} + I_{тр}) + 3l^2 \cdot I_{ст}^2} \tag{329}$$

и моменты в сечениях *Д—Е* и *Ж—З*:

$$M_{Д;Ж} = \frac{P}{8} \cdot \frac{\left(l^2 - \frac{l_0^2}{3}\right) \quad [C\,(2I_{ск} - I_{тр}) + 3 \cdot l \cdot I_{ст}] \cdot I_{ст}}{C^2 \cdot I_{ск} \cdot I_{тр} + 2 \quad l \cdot C \cdot I_{тр}\,(I_{ск} + I_{тр}) + 3l^2 \cdot I_{ст}^2}. \tag{330}$$

[1] См. Рётшер, Детали машин, том II, изд. 1933 г., стр. 146.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Стержни головки рассчитываются на суммарную нагрузку на растяжение усилием по дышлу и изгиб под действием моментов $M_{А;В}$ и $M_{Д;Ж}$.

Если обозначим:

$F_{ст}$ — сечение одного стержня головки,

h — расстояние от наиболее нагруженных (наружных) волокон до нейтрального слоя, то:

$$R_{сл} = R_Z + R_b = \frac{P}{2\ F_{ст}} + \frac{M_{А;В} \cdot h}{I_{ст}} \leq 1800\ кг/см^2, \tag{331}$$

или

$$R_{сл} = \frac{P}{2 \cdot F_{ст}} + \frac{M_{Д;Ж} \cdot h}{I_{ст}} \tag{332}$$

где R_Z принимается около 600 $кг/см^2$.

Для середины скобы — наиболее опасного ее сечения:

$$M = \frac{P}{8}(2l - l_0) - M_{А;В}. \tag{333}$$

Что касается круглых головок дышла, то достаточно точный способ их расчета недавно дан Бернгардтом. Расчет сложен и очень громоздок.

Чисто сравнительные результаты дают методы расчета круглых головок как балки, свободно лежащей на двух опорах и с равномерно распределенной нагрузкой втулочного подшипника. При ориентировочных или сравнительных проверочных расчетах этим можно удовлетвориться.

Если обозначим диаметр пальца или валика через d, расстояние между центрами тяжести двух противоположных сечений головки, находящихся в вертикальной плоскости, через l, то, условно предполагая нагруженную равномерно распределенным усилием P балку как прямую, имеем:

$$M = \frac{P}{2}\left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4}\right)$$

и напряжение на изгиб:

$$R_b = \frac{P}{2 \cdot W}\left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4}\right) \leq 2000\ кг/см^2. \tag{334}$$

Заметим, что размеры сечения головки, удовлетворяющие уравнению, будут достаточными и в части сопротивления растягивающим усилиям, — мы говорим о сечении головки по плоскости вертикального диаметра.

В этом условном расчете допускаются такие большие напряжения из-за искусственного ухудшения условий расчета головки. На самом деле кривая, «изогнутая» форма корпуса головки, будет испытывать меньшие напряжения.

Следует иметь в виду, что сечение головки дышла по масленке является наиболее опасным у многих дышел старых паровозов, когда не было достаточно оценено ухудшение условий работы головки из-за резкого изменения сечения, что вызывало неравномерность в распределении напряжений. Нужно заметить, что подробные исследования распределения напряжений в круглых головках показали, что наименее нагруженными сечениями головки являются наклонные примерно под углом 45°, так как в этих участках головки кривая моментов переходит через 0. Учитывая это, и размещают отверстия для смазки и под стопорные пробки запрессованных втулок под углом 45°, тем более что и обслуживать таким образом расположенные масленки удобнее.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА VI

РЕМОНТ ДВИЖУЩЕГО МЕХАНИЗМА

§ 1. Ремонт параллелей

Износ параллелей

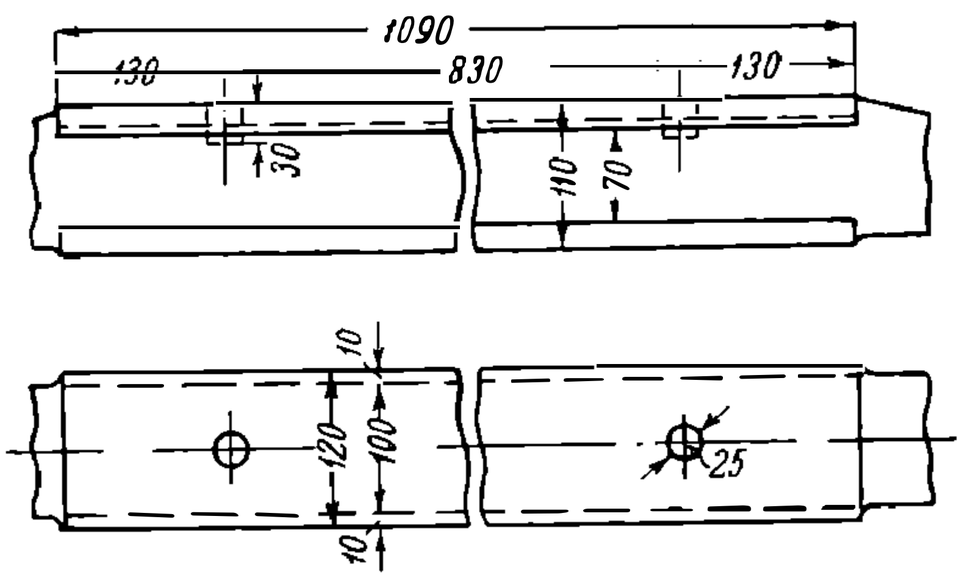
Сила, действующая на параллель, достигает наибольшей величины, когда крейцкопф находится вблизи от середины параллели, поэтому выработка параллели происходит всегда больше посередине, нежели по концам. Но при неправильных сборке и содержании износ увеличивается, что влечет за собой иногда и преждевременный износ цилиндров.

Условия правильной работы крейцкопфа по параллели

Для достижения правильной работы крейцкопфа по параллели и, следовательно, правильной работы поршня необходимо, чтобы: 1) рабочие плоскости параллели были тщательно обработаны и параллельны между собой, 2) рабочие плоскости и боковые грани были параллельны оси цилиндра и отстояли от нее на одинаковых расстояниях по всей длине, 3) ось втулки крейцкопфа для головки поршневого штока при всех положениях крейцкопфа на параллели совпадала с осью цилиндра, 4) ось отверстия для крейцкопфного валика при горизонтально установленной раме была горизонтальна и находилась под прямым углом к оси цилиндра, 5) рабочие плоскости параллелей в поперечном направлении при горизонтально установленной раме были горизонтальны.

Способы ремонта параллелей

Снятая с паровоза параллель очищается и проверяется посредством линейки. Затем устраняют имеющиеся прогибы и проверяют рабочие и боковые поверхности ее вручную при помощи напильника, линейки и угольника или на плоскошлифовальном станке. В том случае, когда на параллели имеется значительный местный износ, ее простругивают на продольно-строгальном станке и затем шлифуют. Предельные размеры параллелей по толщине указаны в «Правилах капитального ремонта паровоза» (1934 г., НКПС, § 119) [1]. Износ параллелей по ширине допускается при капитальном ремонте с каждой стороны по 1 *мм*, а для одинарных — до 5 *мм* по всей ширине, при среднем ремонте соответственные износы—2 *мм* и 8 *мм*. При текущем ремонте допускается выработка в средней части до 1 *мм* для двойных, 0,5 *мм* — для одинарных параллелей и неправильность боковых сторон — до 1 *мм*. По достижении предельного износа параллель должна быть восстановлена по рабочим плоскостям при помощи постановки наделка или путем наплавки.



Фиг. 376.

При постановке наделка параллель должна быть предварительно простругана, причем толщина простроганной параллели не должна быть меньше предельной по износу. Наделок простругивается и пригоняется до плотного прилегания к параллели, размечается для сверления отверстий под электрозаклепки, после чего наделок приваривается (фиг. 376).

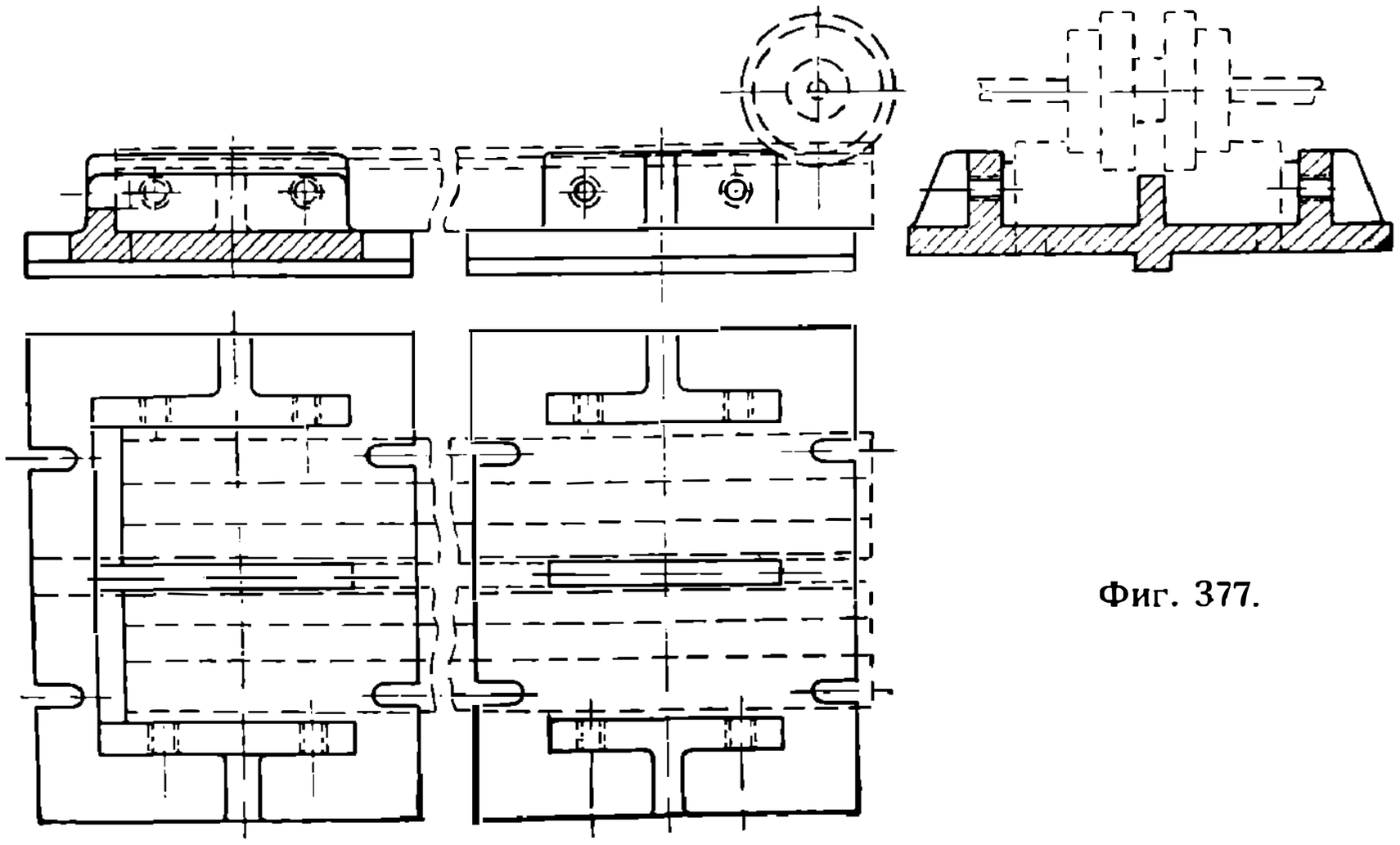
[1] Правила ремонта в настоящее время пересматриваются и по издании новых следует учесть установленные ими изменения.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

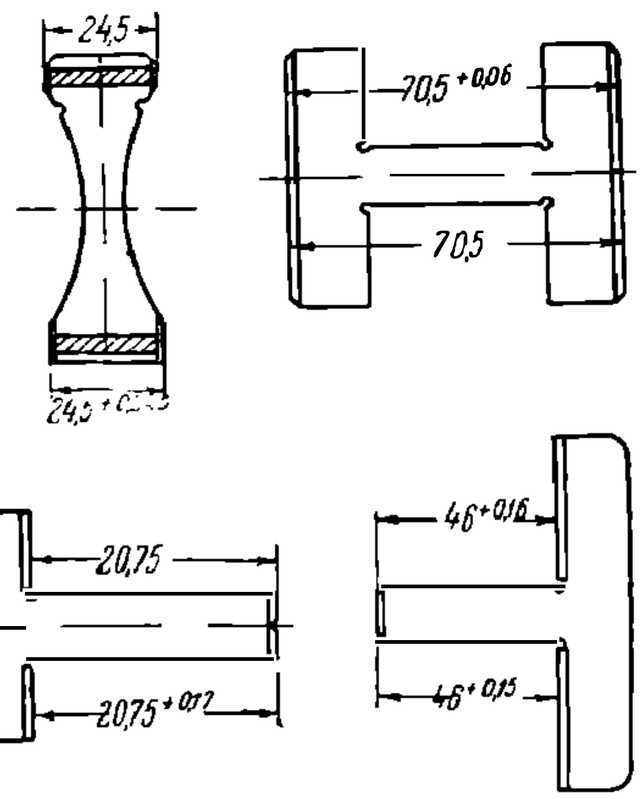
Вследствие значительной стоимости параллели принимают меры к уменьшению ее износа путем термической обработки и наплавки твердых сплавов. Отверстия параллелей для скрепляющих болтов должны быть проверены и размечены после окончательной установки и проверки цилиндров.

Ремонт параллелей «пенсильванского» типа по допускам

Износ рабочих поверхностей этих параллелей незначителен. Ремонт их заключается главным образом в исправлении изношенных рабочих плоскостей,

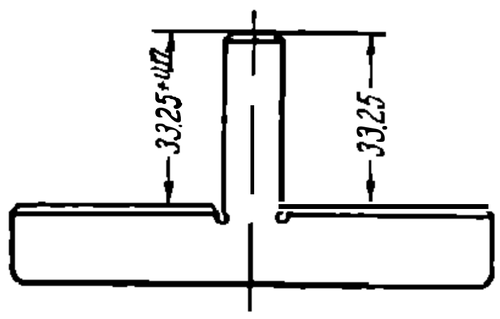


Фиг. 377.

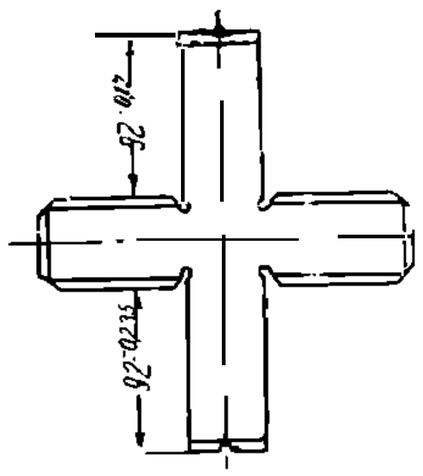


Фиг. 378.

Фиг. 379.



Фиг. 380.



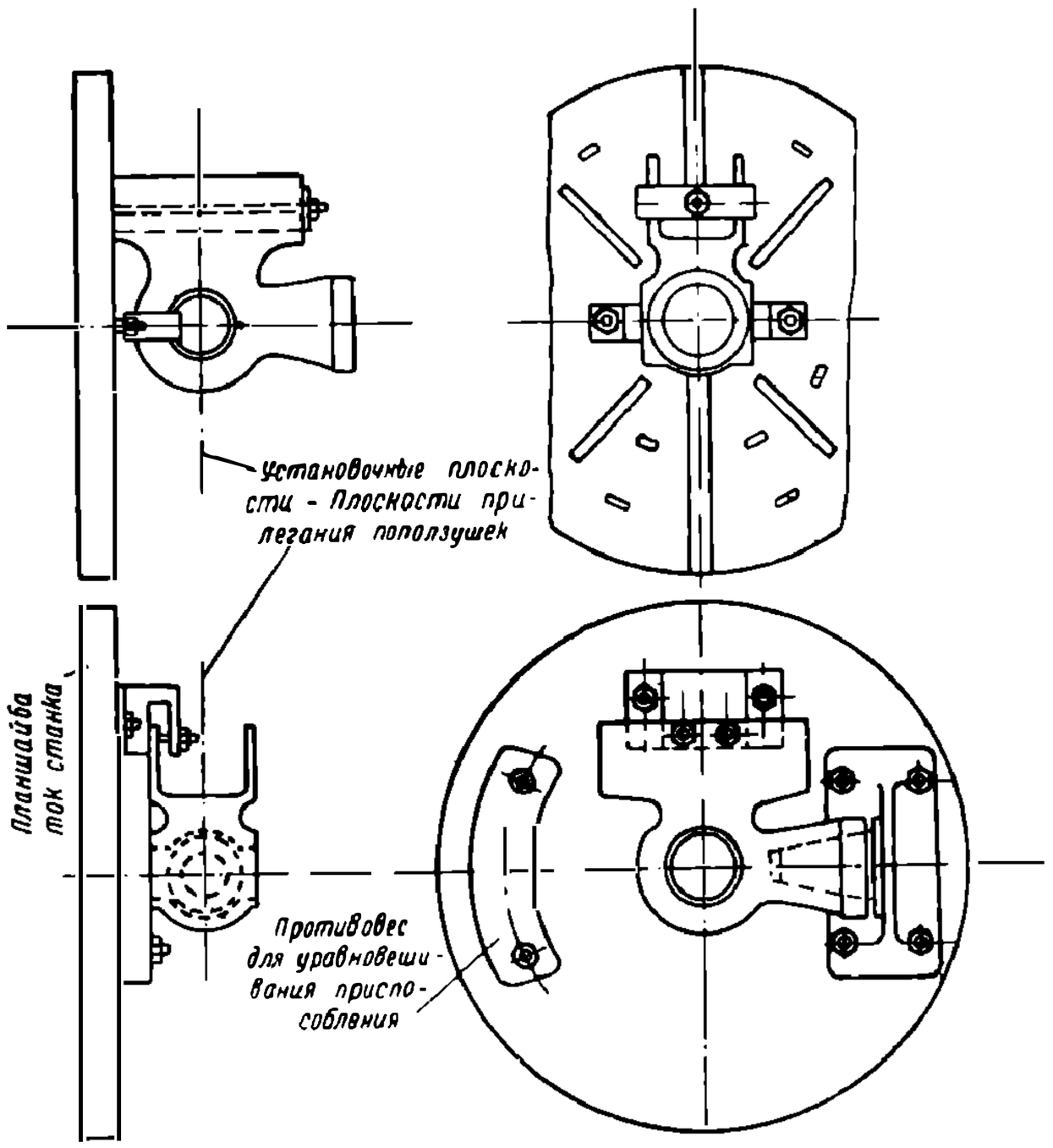
Фиг. 381.

что достигается шлифовкой. Шлифовку производят для каждой половины параллели отдельно на продольно-строгальном станке со шлифовальным кругом в специальном приспособлении (фиг. 377). Контрольные измерения производят раздвижными инструментами и предельными шаблонами (фиг. 378—381). Номинальные размеры предельных шаблонов должны соответствовать установленным градационным размерам.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 2. Износ и ремонт крейцкопфов

В процессе работы изнашиваются поползушки крейцкопфа (наличники), отверстия под крейцкопфный валик, отверстия под коническую головку штока и под клин. Вследствие неравномерных усилий, воспринимаемых крейцкопфом, износы и повреждения его бывают значительными. В крейцкопфах слабых конструкций появляются трещины у отверстия под клин и валик и в углах у скользящих плоскостей. Постановка заплат, наделок и зашуруплива-ние трещин не допускаются. Лишь при текущем ремонте разрешается исправление трещин по отверстиям для шпилек путем постановки наделок на шурупах с последующей приваркой. При среднем и текущем ремонтах разрешается заваривать трещины по клиновому отверстию с последующей постановкой в горячем состоянии скрепляющего кольца толщиной не менее 20 *мм* и приваркой его. При капитальном и среднем ремонтах разрешается постановка втулок толщиной в 6 *мм* в отверстие под головку штока с приваркой их концов, или делается наварка внутренней поверхности отверстия с обязательным последующим отжигом.



Фиг. 382.

При ремонте крейцкопфа обязательно проверяются на станке отверстия втулок под головку штока и под крейцкопфный валик. Оси этих отверстий должны быть взаимно перпендикулярны, поэтому расточка отверстий на станке делается после тщательной установки. На обыкновенном токарном станке это делается при помощи специального приспособления (фиг. 382).

Вкладыши крейцкопфа обрабатываются соответственно параллели; при капитальном и среднем ремонтах зазор между параллелью и вкладышем допускается в поперечном направлении до 0,8 *мм*, а по вертикали — до 0,6 *мм*. При текущем ремонте этот зазор в поперечном направлении допускается соответственно 3 *мм* и 1,5 *мм*.

Крейцкопфные валики при капитальном ремонте заменяются новыми, при среднем ремонте они исправляются проточкой.

Изготовление крейцкопфа «пенсильванского» типа по допускам

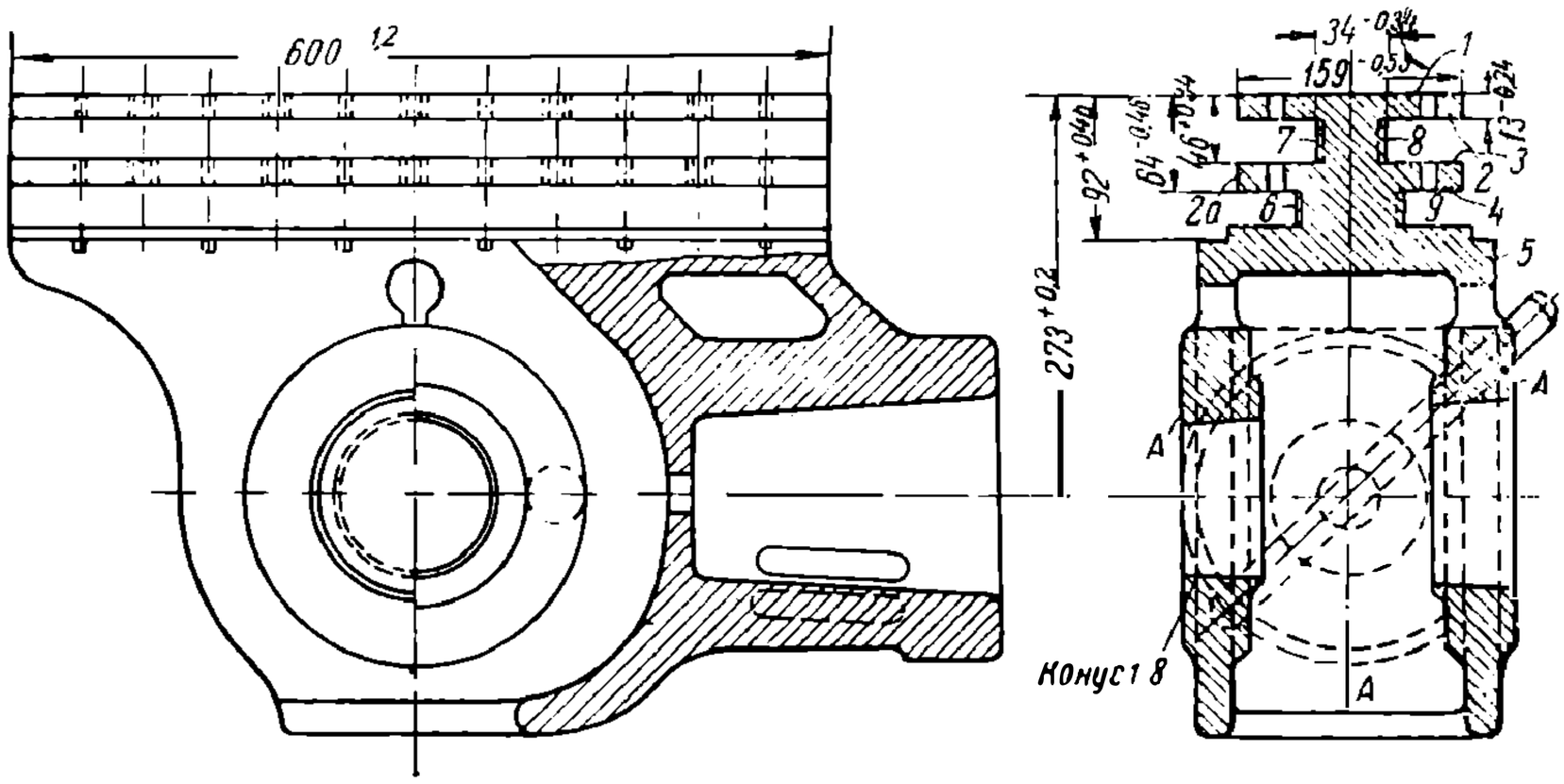
Для характеристики технологического процесса при изготовлении и ремонте крейцкопфов с осуществлением установленных допусков рассмотрим операции изготовления и ремонта крейцкопфов паровозов серий «ФД» и «ИС», как наиболее характерных по конструкции.

Обработка крейцкопфа, переданного в механический цех в виде стальной отливки, производится в следующем порядке:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

1) На плите намечают осевые линии крейцкопфа.

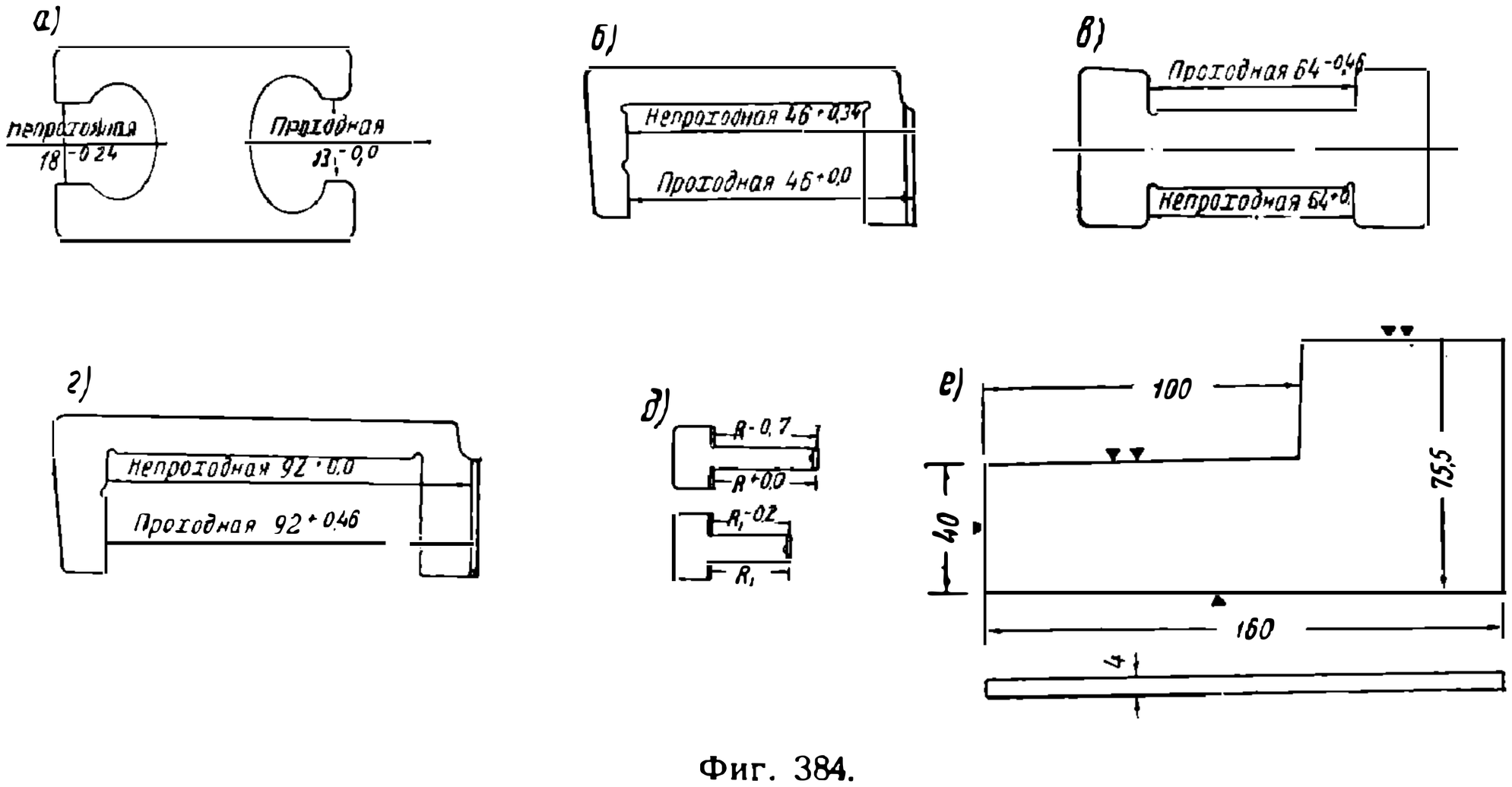
2) Простругивают на продольно-строгальном станке плоскости скольжения с точностью $\pm 0{,}1$ *мм*. При этом соблюдают следующий порядок: простругивают



Фиг. 383.

плоскость *1* (фиг. 383, где цифрами от *1* до *9* обозначены обрабатываемые плоскости), которая в дальнейшем служит базой для измерения и обработки. Ширина верхней плоскости выполняется с точностью $\pm 0{,}5$ *мм* и контролируется штангенциркулем.

3) Наносят контрольную окружность и растачивают отверстие под валик крейцкопфа на карусельном станке. Для этого применяют специальное приспо-



Фиг. 384.

собление (фиг. 385), которое устанавливается на стол станка своим шипом; базой для установки детали в приспособление служит обработанная поверхность *1* (фиг. 383). Расстояние между осью шипа и плоскостью угольника в приспособлении, по которому ведется установка плоскости *1* крейцкопфа, выполнено с точностью $\pm 0{,}1$ *мм*. Отверстие под валик растачивается на конус с припуском на развертку. При развертывании измерение наибольшего диаметра следует вести при помощи конусного лекала.

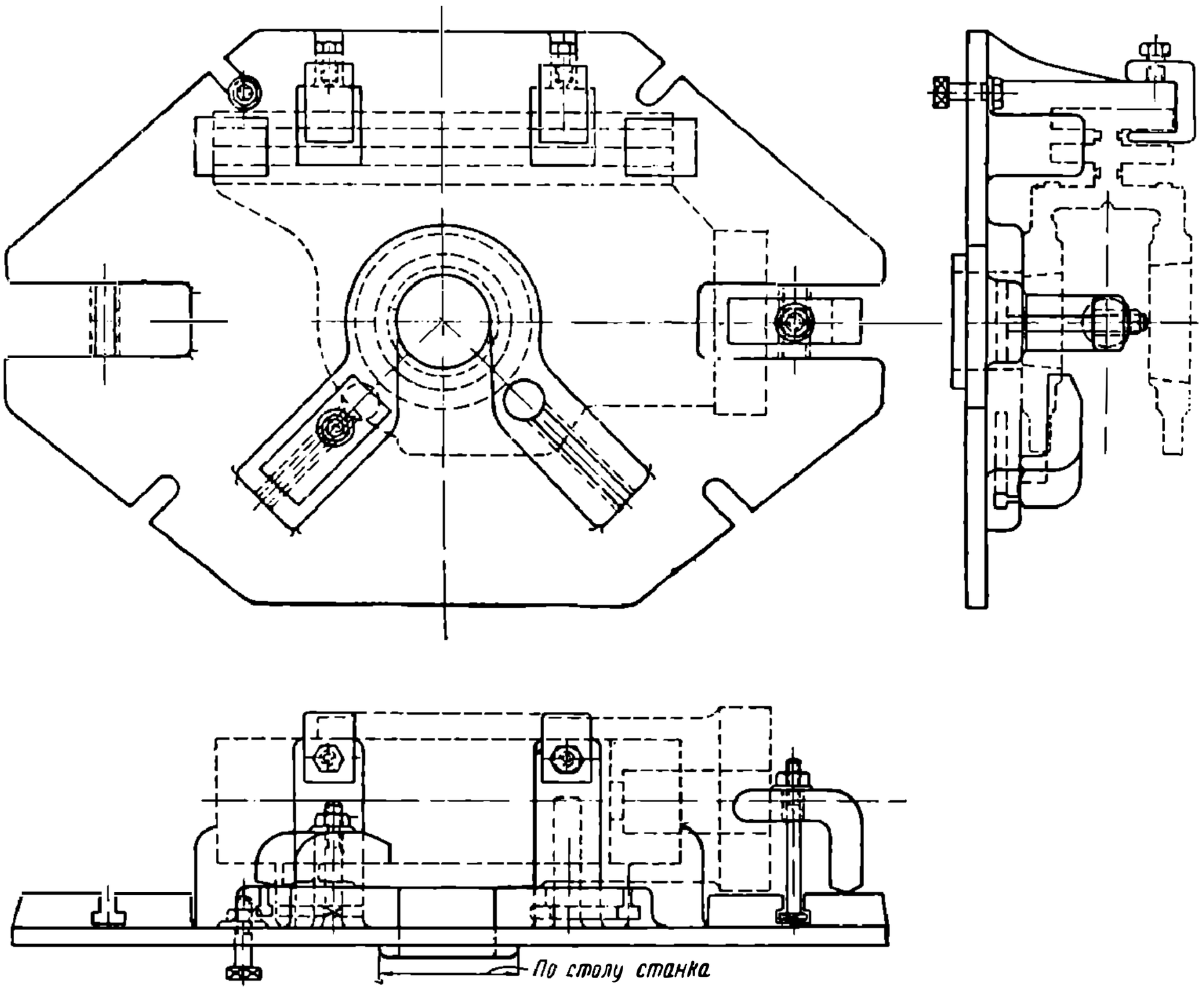
4) Растачивается конусное отверстие под головку штока. Расточка ведется на том же карусельном станке в новом приспособлении, которое состоит из стойки с валиком, воспроизводящей переднюю головку поршневого дышла, и угольника,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

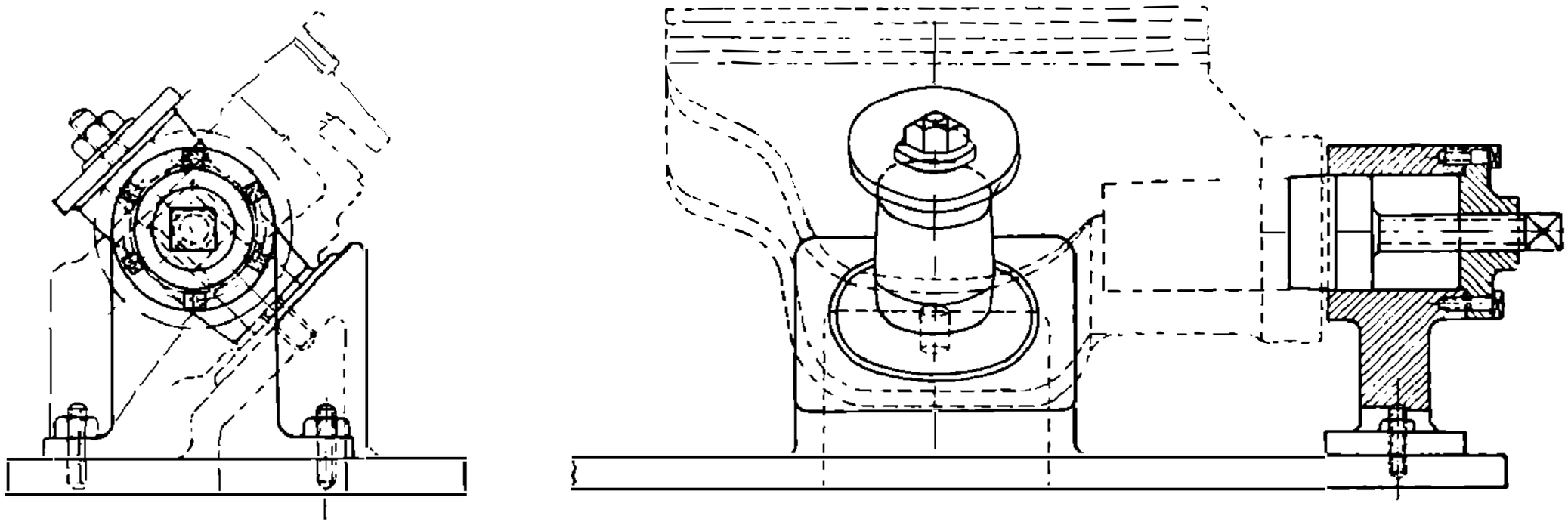
служащего установочной базой для плоскости *1*. Установка в этом приспособлении обеспечивает необходимую взаимную перпендикулярность осей отверстий крейцкопфа под валик и головку штока. Расстояние от оси крейцкопфного валика до торца втулки под поршневую головку выполняется с точностью до —0,1 *мм*.

5) Строгают пазы под заливку.

6) Фрезеруют отверстия для клина.



Фиг 385.



Фиг. 386.

7) Выдалбливают шпоночную канавку.

8) Сверлят отверстия для шпилек под резьбу.

Строжка производится на продольно-строгальном станке, устанавливая крейцкопф на столе станка, причем расстояния между плоскостями *1—2*, *1—3*,

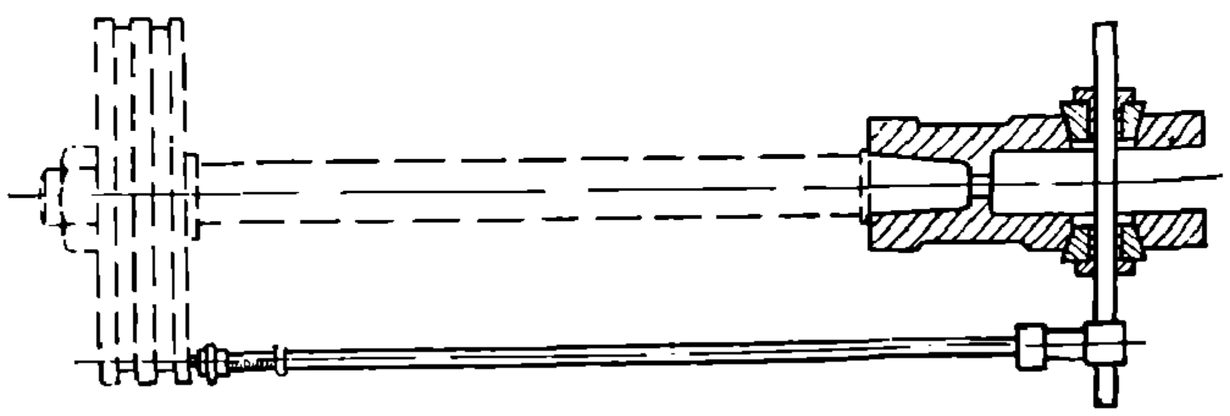
НБ УДУНТ (ДІІТ)

1—4 и *1—5* контролируют шаблонами *а*, *б*, *в* и *г* (фиг. 384), расстояния между плоскостями *2—а* и *7—6*, *2—а* и *9—8* — шаблонами *д*, а положение плоскости *2—а* по отношению простроганных плоскостей *А—А* — по шаблону *е*. Фрезеровка отверстия для клина после его разметки производится на вертикально-фрезерном станке с установкой в приспособление (фиг. 386).

Отверстия под головку штока и валик исправляются посредством электросварки. Затем на карусельном станке эти отверстия растачиваются. Обработка отверстия под конусную головку штока может быть произведена расшлифовкой на токарном станке.

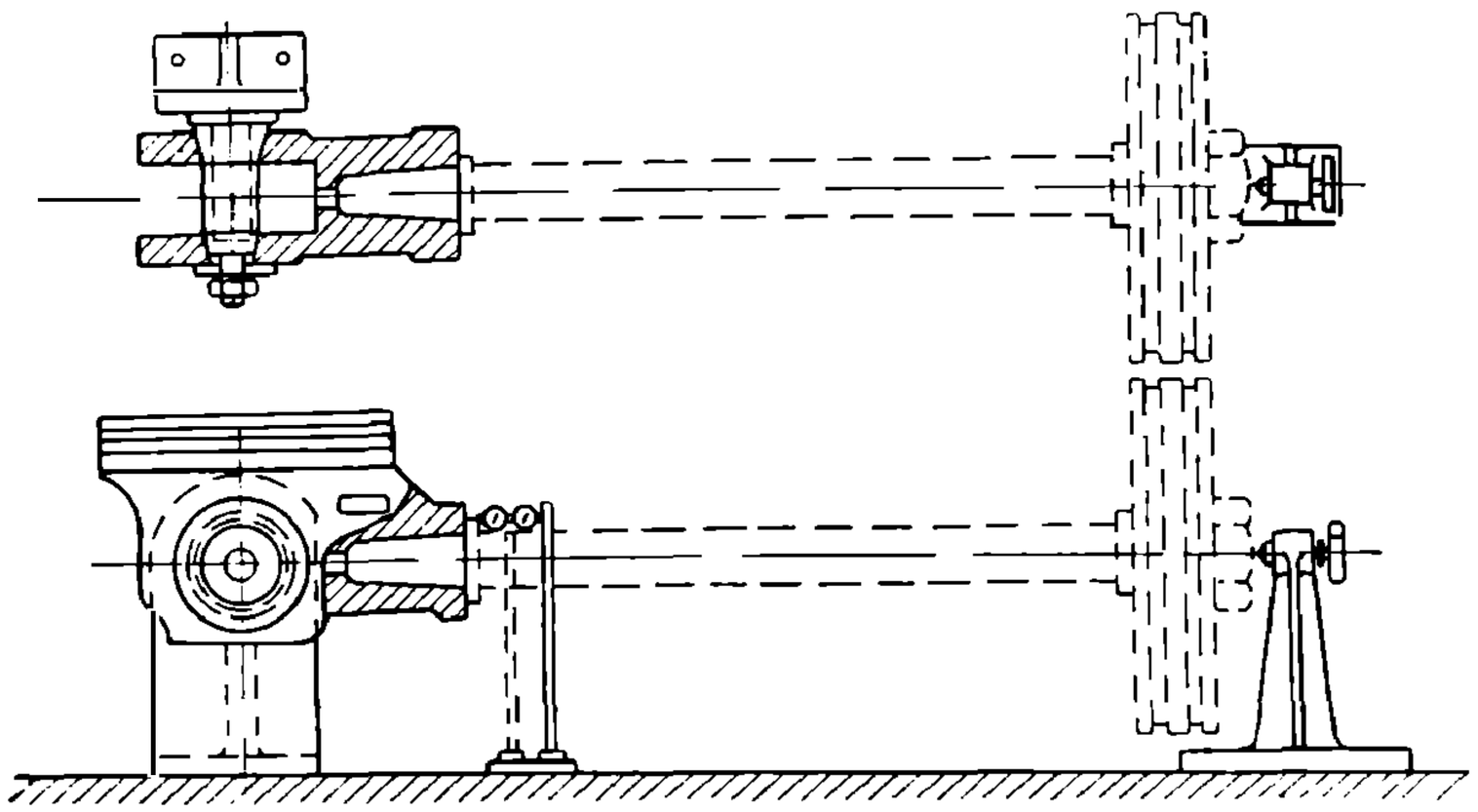
Проверка обработки крейцкопфа и разметка плоскостей скольжения

Для проверки обработки крейцкопф запрессовывается на головку штока под давлением 50—60 *т*. Собранный комплект проверяется специальным прибо-



Фиг. 387.

ром (фиг. 387 и 388), причем производится проверка расстояния от центра крейцкопфного валика до торца диска и совпадения осей штока и втулки крейцкопфа под шток. В первом случае допускаемое отклонение не должно превы-



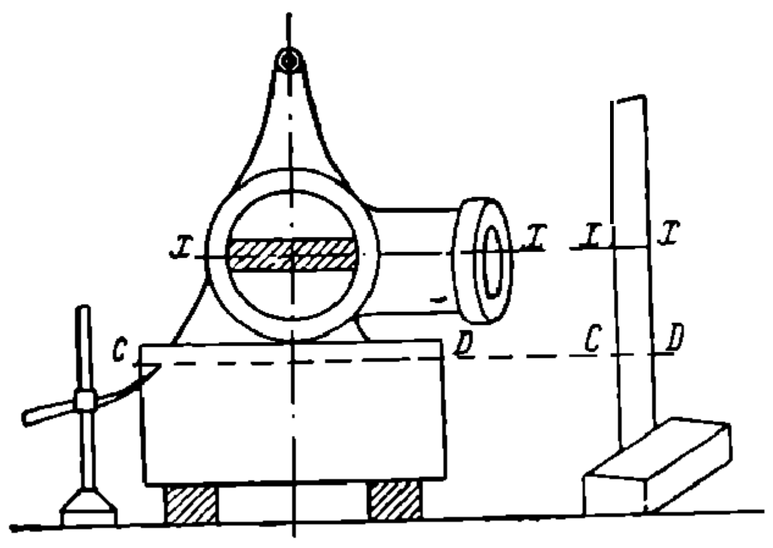
Фиг. 388.

шать ±0,6 *мм*, во втором ±0,001 *мм*. Первое измерение производится специальным штикмасом с точностью ±0,1 *мм*, а второе — при помощи стоек с индикаторами.

Отверстие для клина в поршневом штоке по ширине должно быть выполнено по допуску A_4, толщина клина—по допуску $Ш_4$;

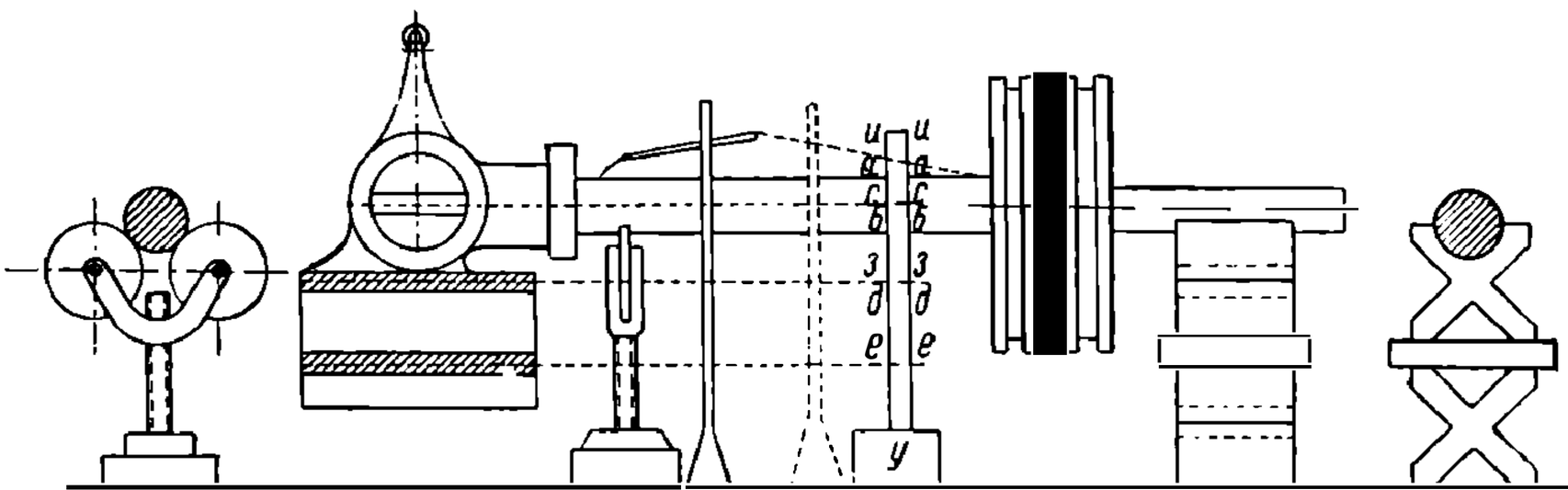
НБ УДУНТ (ДІІТ)

На крейцкопфе до его ремонта должны быть рисками и кернами намечены положения основных его осей: оси, проходящей через центр отверстия под конусную головку штока и совпадающей с осью штока, и перпендикулярной к ней оси, проходящей через отверстия под крейцкопфный валик. Эти положения определяются: плоскостью, проходящей через две указанные оси, и ей перпендикулярной, проходящей через ось отверстий под крейцкопфный валик. На плите крейцкопф устанавливается по горизонтальной поверхности *CD*, положение которой переносится на угольник (фиг. 389), стоящий на плите. От этой риски на угольнике откладывается рейсмусом альбомное расстояние до оси *X—X*. Затем эта ось переносится на планки, поставленные в отверстия крейцкопфного валика и под конусную головку штока, и дается риска со всех сторон крейцкопфа.



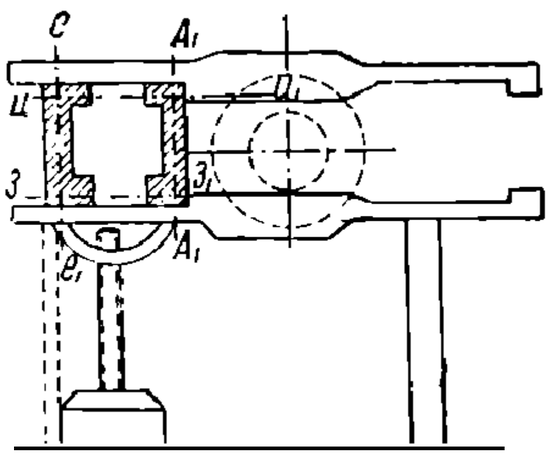
Фиг. 389.

Потом находятся при помощи нутромера центры отверстия расточки под головку штока и отверстия под валик и намечаются контрольные окружности, после чего



Фиг. 390а.

крейцкопф поворачивается и устанавливается на плите по угольнику по поверхности *CD* под прямым углом к прежнему положению, и рейсмусом прочерчивается кругом по крейцкопфу и зачерчивается риска через центр отверстия под валик.



Фиг. 390б.

Для разметки бронзовых поползушек крейцкопф насаживается на шток в нормальное положение. Поршень кладут одним концом на ролики, а другим — на опору, в виде крестовины так, чтобы крейцкопф был расположен вертикально (фиг. 390а). Затем устанавливают при помощи рейсмуса шток поршня горизонтально, для чего посредством винта поднимают или опускают ролики до тех пор, пока острие рейсмуса не коснется всех верхних точек по длине штока. Положение оси установленного таким образом штока отмечают на угольнике рисками *а—а* и *б—б*. Потом устанавливают ось отверстия для крейцкопфного валика в горизонтальное положение. Для этого с обеих сторон в отверстие под валик вставляют свинцовые планки, на которых отмечают центры отверстий, ориентируясь по ранее намеченным контрольным окружностям.

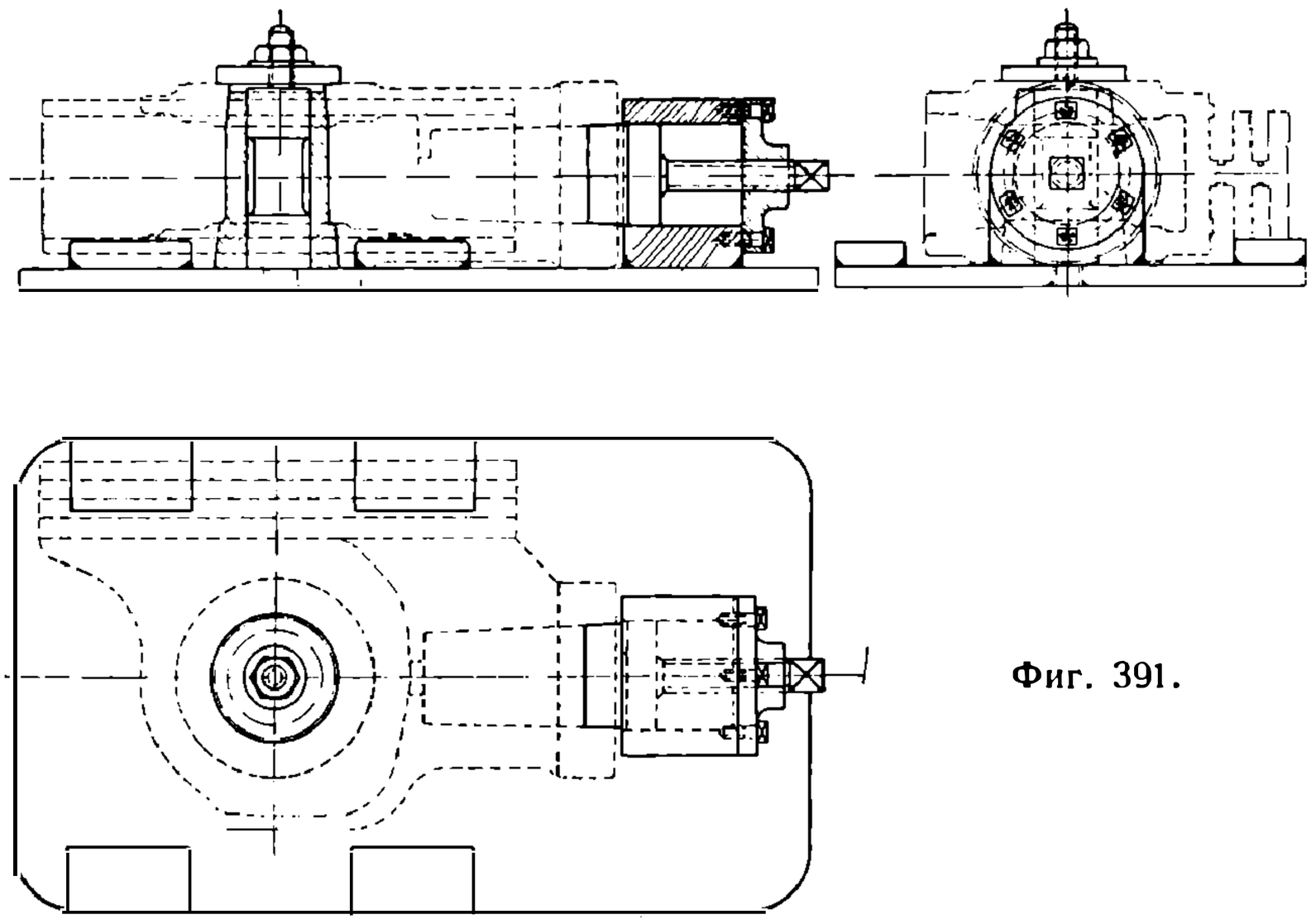
Затем высоту центров переносят на угольник *у*, отмечая ее риской *с—с*, которая должна быть на одинаковых расстояниях от рисок *а—а* и *б—б*. От полученной риски *с—с* откладывают расстояние *с—д*, соответствующее расстоянию от оси штока до рабочей плоскости параллели, полученному при проверке параллели. От полученной таким образом риски *д—д* откладывают толщину параллели *д—е*, взятую с натуры, и при помощи рейсмуса дают риску *е—е*, а риски

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

д—д и *е—е* переносят с угольника на вкладыши крейцкопфа, делая соответственно риски $д_1$—$д_1$ и $е_1$—$е_1$. Далее, поворачивая крейцкопф на угол 90° (фиг. 390б) и устанавливая риски *д—д* по вертикальной полке угольника, устанавливают его горизонтально. Затем от риски *с—с* на угольнике откладывают вверх и вниз половину измеренной в натуре ширины параллели и рейсмусом дают риски *и—и* и *з—з*. Эти риски переносят с угольника на вкладыши и дают риски $и_1$—$и_1$ и $з_1$—$з_1$.

Обработка плоскостей скольжения

Обработка поползушек одностороннего крейцкопфа производится на продольно-строгальном или фрезерном станке. Вкладыш, укрепленный в крышке крейцкопфа, обрабатывается отдельно. Двусторонний крейцкопф размечается



Фиг. 391.

аналогичным порядком. После проверки и установки параллелей и обработки вкладышей крейцкопфа необходимо проверить их в собранном виде.

Рабочие поверхности крейцкопфа серий «ФД» и «ИС» заливаются баббитом, для чего башмак его очищается и погружается в паяльную ванну с подкисленной водой при температуре 325—350°. Заливка башмака производится за одну операцию. Залитый башмак не вынимается из формы, пока температура баббита не понизится до 120°. После заливки обрабатывают рабочие поверхности крейцкопфа.

Обработка рабочих поверхностей крейцкопфа с необходимыми допусками и обеспечение необходимых зазоров между поверхностями скольжения его и параллели, ввиду их сложности, помощью разметки затруднительны. Поэтому обработку следует контролировать предельными шаблонами, плоскости же обрабатывать на поперечно-строгальном станке, но при особой тщательности. Иначе нужно применить обработку на том же станке с припуском на дальнейшую шабровку.

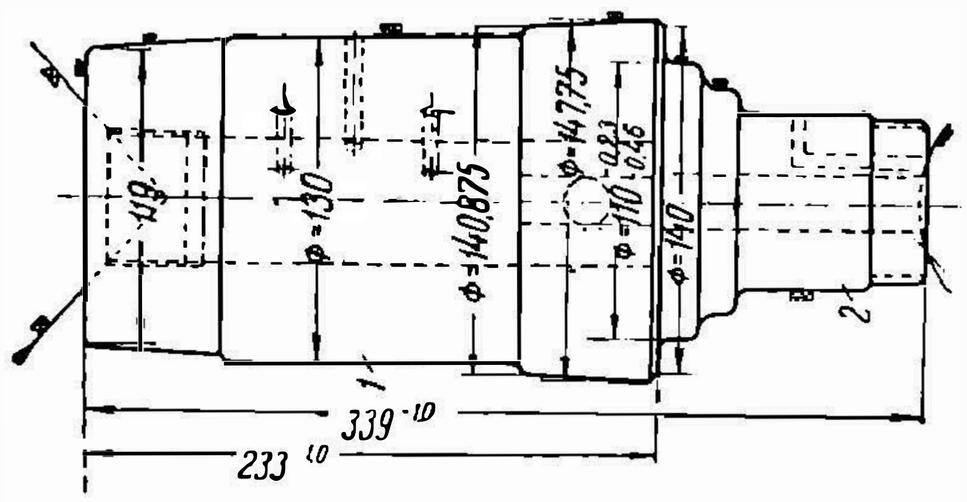
При строжке крейцкопф устанавливают в приспособление (фиг. 391), которое обеспечивает параллельность плоскостей скольжения осям валика и штока. Предельными шаблонами (фиг. 384) контролируют расстояние между плоскостями *1—2*, *1—3*, *1—4*, *1—5* и *1—6* (фиг. 383). Шаблоны должны быть нескольких размеров, соответственно установленным градациям через 0,25 *мм*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

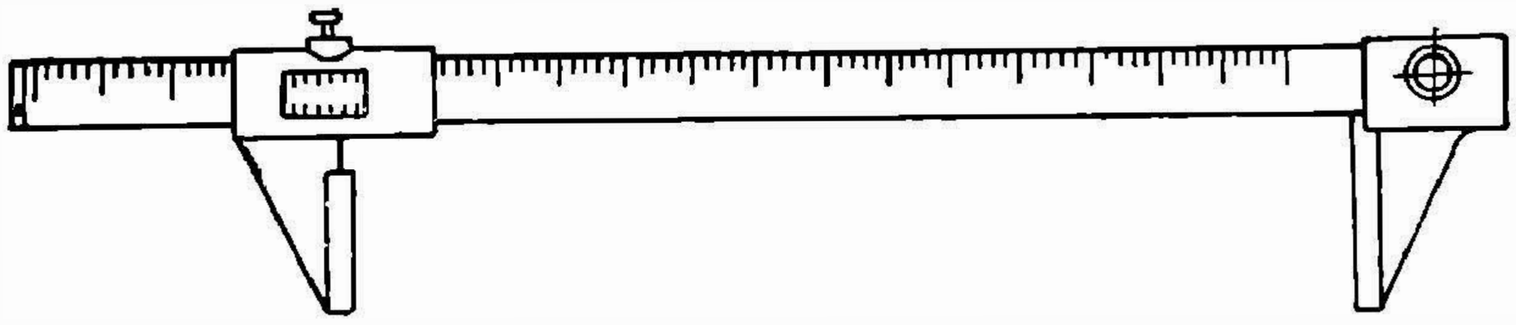
Обработка крейцкопфного валика паровоза серии «ФД»

Эта обработка состоит из обточки валика, цементации поверхности *1*, шлифовки поверхностей *1* и *2* (фиг. 392).

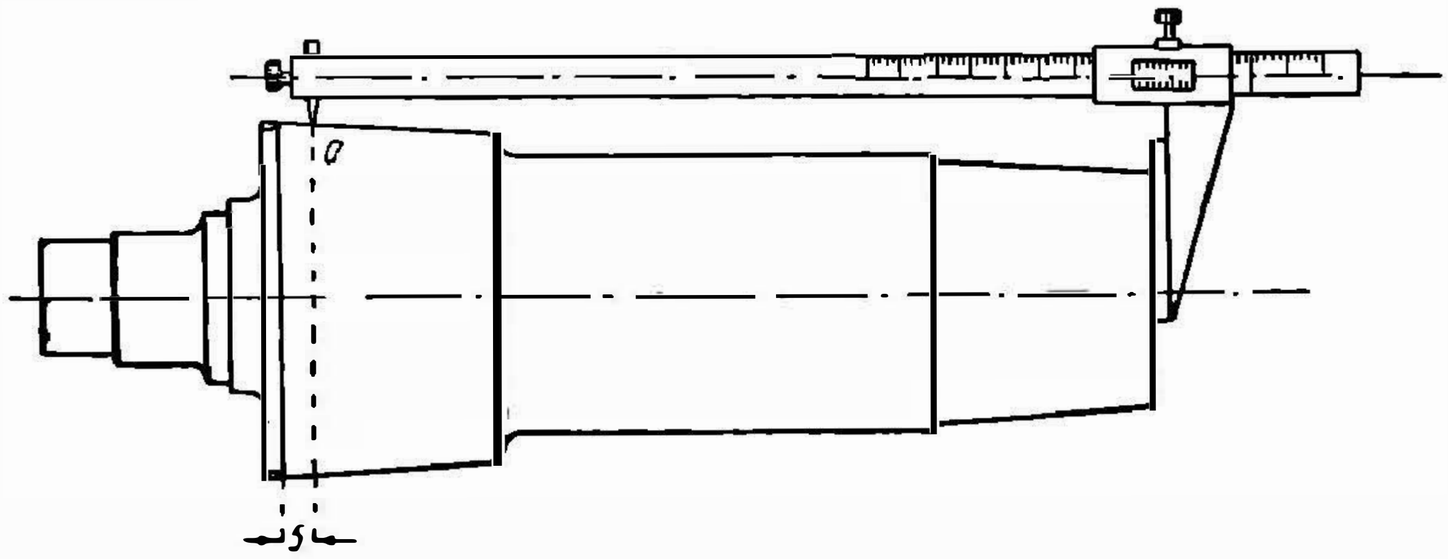
Измерение длины валика, выполняемой с допуском $\pm 0{,}5$ *мм*, производится при помощи раздвижного инструмента (фиг. 393). Поверхности *1* и *2*, обработанные с припуском под шлифовку, измеряются штангенциркулем. Конус валика притачивается с натягом, для чего при помощи штикмаса наносят риску *а* на расстоянии 5 *мм* от торца большого конуса (фиг. 394а). Диаметр конуса в этом сечении измеряется гильзой (фиг. 394б). Наибольший диаметр конуса отверстия крейцкопфа под валик должен быть при этом равен диаметру в сечении *а*. Диаметр заплечика валика выполняется с допуском $Л_4$. По ОСТ 1014



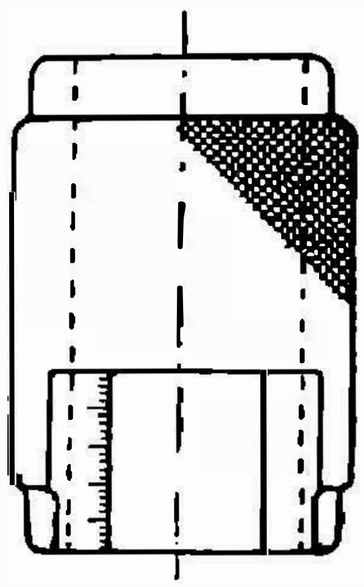
Фиг. 392.



Фиг. 393.

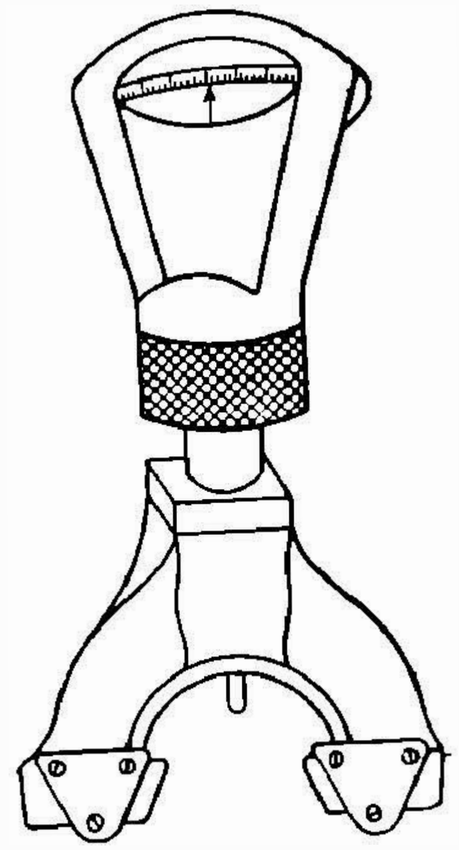


Фиг. 394а.



Фиг. 394б.

Фиг. 394в.



Фиг. 394г.

для номинального диаметра 110 *мм* отклонение отверстия A_4 (в микронах): нижнее $= 0$, верхнее $= +230$, отклонение вала $Л_4$: верхнее $= -230$, нижнее -460, зазоры: наименьший $= 230$, наибольший $= 690$, средний $= 460$. После цементации валик шлифуется по диаметрам шейки под поводок маятника и

РВ УДУНТ (ДІІТ)

цилиндрической поверхности под подшипник. Эти диаметры должны быть выполнены по допуску X_3 . Таким образом точность измерения равняется $\pm 0{,}01$ *мм*. Эти измерения производятся скобой с микрометрическим винтом (фиг. 394в) или седловым калибром с микрощупом (фиг. 394г). Последний может быть использован в пределах от 115 до 205 *мм*, посредством перестановки мерительных губок.

Установка прибора на номинальный диаметр производится по постоянным стержням. Валик изготовляется по одному из установленных градационных размеров.

§ 3. Ремонт поршней

Износ поршня

Во время эксплуатации обнаруживаются следующие недостатки. Поршневая скалка изнашивается по диаметру и изгибается под действием встречных давлений, что может произойти при контрпаре или при скоплении воды в цилиндре. По этой причине, а также вследствие плохой пригонки конусная головка штока может ослабнуть и получить ненормальный износ, а отверстие под клин разработается по длине. Кроме того, в поршневых дисках могут появиться трещины.

Диски могут ослабнуть вследствие неудовлетворительной посадки на шток, вызывая тем ряд повреждений цилиндра и излом штока. Канавки поршневых колец вследствие неудовлетворительной отделки и постановки колец могут изнашиваться неравномерно. Поршневые кольца, помимо нормального износа, изнашиваются неравномерно, получают трещины и ломаются.

Осмотр и ремонт поршня

Поршень, вынутый из цилиндра, очищается, укладывается на козлах и осматривается. Наличие трещин в диске устанавливается ударами молотка и осмотром в лупу; затем тщательно осматривается конусная головка штока для обнаружения задиров и возможных трещин. Предельные размеры поршневых штоков паровозов различных серий, допускаемые при ремонте, указаны в таблице, приведенной в § 119 «Правил капитального ремонта паровозов и тендеров» (изд. НКПС 1934 г.). Шток при капитальном ремонте обязательно проверяется на токарном станке и шлифуется. При среднем ремонте разрешается выпускать поршень без проточки штока при выработке его по диаметру не более 0,15 *мм* при металлической и 0,25 *мм* — при пеньковой набивке сальника, а при текущем ремонте не более 0,5 *мм*. Трещины в поршневых дисках устраняются электросваркой согласно установленному $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} — \frac{7155}{57/4}$. Запас натяга поршневого штока в крейцкопфе допускается не менее 5 *мм* при капитальном ремонте и 3 *мм* — при текущем. При ослаблении диска поршня на штоке не допускается постановка прокладок и втулок в поршневый диск.

Ремонт производится посредством наварки конуса штока с предварительным подогревом и последующим отжигом, проточкой и постановкой диска поршня давлением на гидравлическом прессе. В тех случаях, когда конструкция сальников не допускает пропуска конусной головки штока с повышенным диаметром, конус штока лишь проверяется, а наваривают отверстие в диске поршня. Уширение ручьев для поршневых колец допускается на 4 *мм* против проектного размера. Зазор между дном ручья и кольцом поршня должен соответствовать проектному. При текущем ремонте этот зазор допускается не более 1 *мм* для поршневых и 0,5 *мм* — для золотниковых колец. При больших зазорах дно ручья и боковые грани его навариваются посредством электросварки. Разрешается ставить в ручьи поршня цельные закладки по всей окружности из полосового железа с укреплением приваркой и последующей проточкой.

НЕ УДУНТ (ДІІТ)

Разница между минимальным диаметром поршня и максимальным диаметром цилиндра при капитальном ремонте не должна превышать 10 *мм*, а при несквозном штоке — 8 *мм*, при среднем ремонте допускается разница в 12 и 10 *мм*. При меньшем диаметре дисков наваривают их обод. Так как работы по наварке ручьев, сварке трещин в диске, наварке отверстия диска поршня, наварке конусной головки штока поршня и отверстия для клина не могут производиться одновременно, то они будут, кроме того, занимать и довольно значительное время; поэтому к сварочным работам приступают немедленно после разборки и осмотра поршня. При капитальном и среднем ремонтах все поршневые кольца заменяются новыми.

Поршневые кольца должны входить в ручей на высоту не менее 10 *мм*, а зазор в замке нового кольца должен быть не более 1 *мм*. Правильная работа поршневых колец и минимальные пропуски ими пара обеспечиваются не только правильной обработкой и сборкой цилиндра и поршня в целом, но и надлежащим уходом за ними во время работы паровоза, что составляет одну из основных обязанностей машиниста по отношению к своему паровозу.

Проверка работы поршня на паровозе под паром

При достаточном навыке машинист может судить о степени пригонки поршневых колец и пропусках и во время работы паровозов: 1) по силе выхода воздуха из цилиндро-продувательных кранов при следовании по уклону с закрытым регулятором, 2) по характерному шуму пара при выходе его в дымовую трубу, 3) по тяге смазки паровыми масленками паровоза. Чтобы убедиться в правильности работы поршней, на стоянке паровоза ставят поршень на середину его хода, затормаживают паровоз и ставят переводный рычаг в одно из крайних положений, чтобы иметь полное открытие окна. Затем открывают цилиндровые краны, и потом регулятор. Если пар выходит только из того продувательного крана, со стороны которого открыто окно, то пропуска пара поршнем нет, если пар выходит через оба крана, то пропуск налицо. Признаком хорошей работы поршневого кольца служит гладко отполированная, блестящая рабочая поверхность колец по всей окружности. Наличие неприработавшейся поверхности кольца или же синеватый налет от нагрева паром служит свидетельством пропуска пара кольцами.

Ремонт деталей поршня

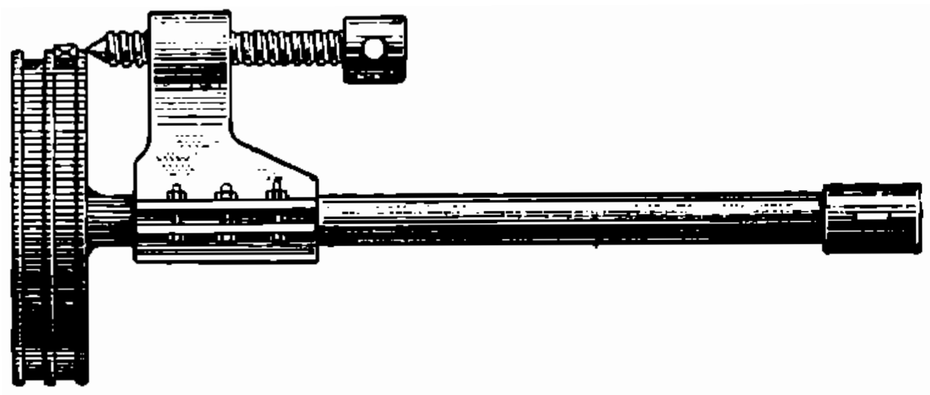
Прогиб штока происходит большей частью у поршневого диска и иногда посредине длины штока. Место прогиба определяется проверкой на токарном станке или на плите в специально установленных центрах. Изгиб штока посредине устраняется в горячем состоянии при помощи пресса. Выправленный под прессом шток ставится в центры, установленные на плите, и здесь окончательно проверяется, а затем на токарном станке протачивается резцом. Изгиб штока у основания и небольшое перекашивание самого диска иногда выправляются при помощи прибора (фиг. 395а) с постановкой поршня в центры на плите. В том месте, где винт нажимает на край диска, кладется прокладка, а в канавку его вставляется кусок кольца, чтобы не изогнуть бурты ручья поршня. Предпочтительнее производить выправление штока со снятием диска с подогревом и предварительным тщательным осмотром места изгиба. Подогрев производят на горнах или с помощью корзин с древесным углем, а исправление прогиба — на том же приборе в центрах при помощи домкратов или специального устройства (фиг. 395б).

После выправления на шток насаживается снятый диск, после чего он проверяется резцом на токарно-винторезном станке. Обточка штока и всей его поверхности заканчивается чистовым резцом. В дальнейшем цилиндрическая часть штока шлифуется на специальном круглошлифовальном станке. Гладкая поверхность штока обеспечивается также обработкой (накаткой) при помощи роликов. При проверке штоков необходимо иметь в виду, что окончательные раз-

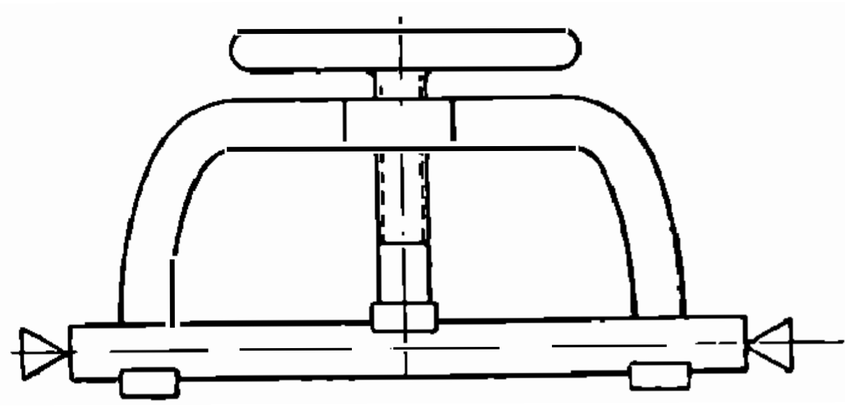
НБ УДУНТ (ДІІТ)

меры их будут получены после шлифовки, поэтому при обточке следует оставлять припуск от 0,2 до 0,5 *мм* для шлифовки. Точный размер этого припуска устанавливается в зависимости от состояния станков данного цеха.

Диск поршня и ручьи поршневых колец проверяются на токарном станке одновременно со штоком. Ширина ручьев диска должна обеспечивать зазор для поршневых колец не более 0,1 *мм*. Эта точность обработки лучше всего осуществляется, когда после прохода ручьев чистовым резцом боковые поверхности их будут пройдены наждачным кругом с помощью специального прибора с мо-



Фиг. 395а.

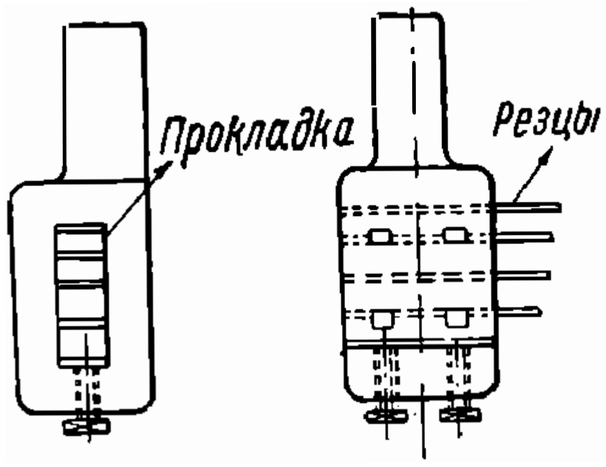


Фиг. 395б.

тором, укрепляемого на супорте токарного станка для проверки поршней. Так как ручьи диска и шток по ширине и диаметру связаны с другими деталями, в данном случае поршневыми кольцами и кольцами сальниковой набивки, могущими храниться в кладовой, то для облегчения работы, производимой по допускам, необходимо применять градации ремонтных размеров (для диаметра штока и ширины ручьев поршня).

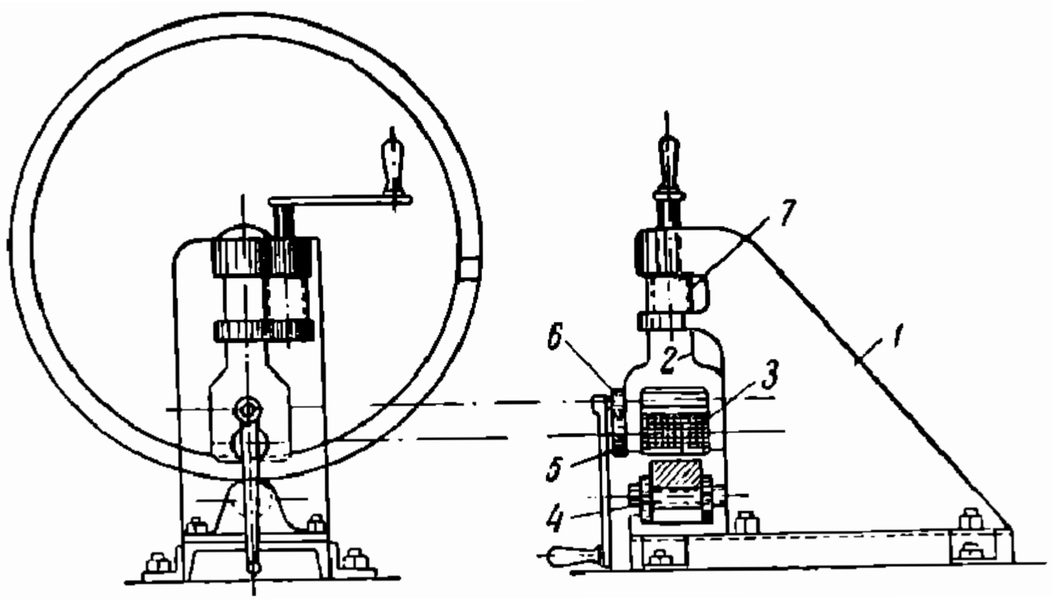
Новый диск обрабатывается на карусельном или токарном станке.

Поршневые кольца при капитальном и среднем ремонтах ставятся новые. Часто приходится менять кольца и при текущем ремонте в депо. Кольца изготовляются следующим образом.



Фиг. 396.

1) Заготовка в виде чугунного барабана на 10—12 колец грубо обтачивается и растачивается на карусельном станке с припусками по внутреннему и наружному диаметрам. Грубо отделанный барабан испытывается на твердость по Бринелю и разрезается при помощи многорезцового супорта (фиг. 396) на части в соответствии с размерами колец. Затем кольца поступают на фрезерный станок для вырезки замков. После отделки замков кольца сводят хомутом и в этом состоянии сначала растачивают на токарном станке до требуемого внутреннего диаметра, затем прихватывают кольца на планшайбе станка при помощи планок и болтов со стороны внутреннего диаметра, снимают хомут, стягивающий кольцо по наружному диаметру, и производят обточку кольца до диаметра установленного размера. Посредине наружной поверхности кольца делается полукруглая проточка размером 5 × 3 *мм* с целью уменьшения пропуска пара и улучшения смазки цилиндра. После обточки кольца чистовым резцом по наружному и внутреннему диаметрам обрабатывают на магнитно-шлифовальном карусельном станке боковые поверхности кольца до установленного градационного размера.



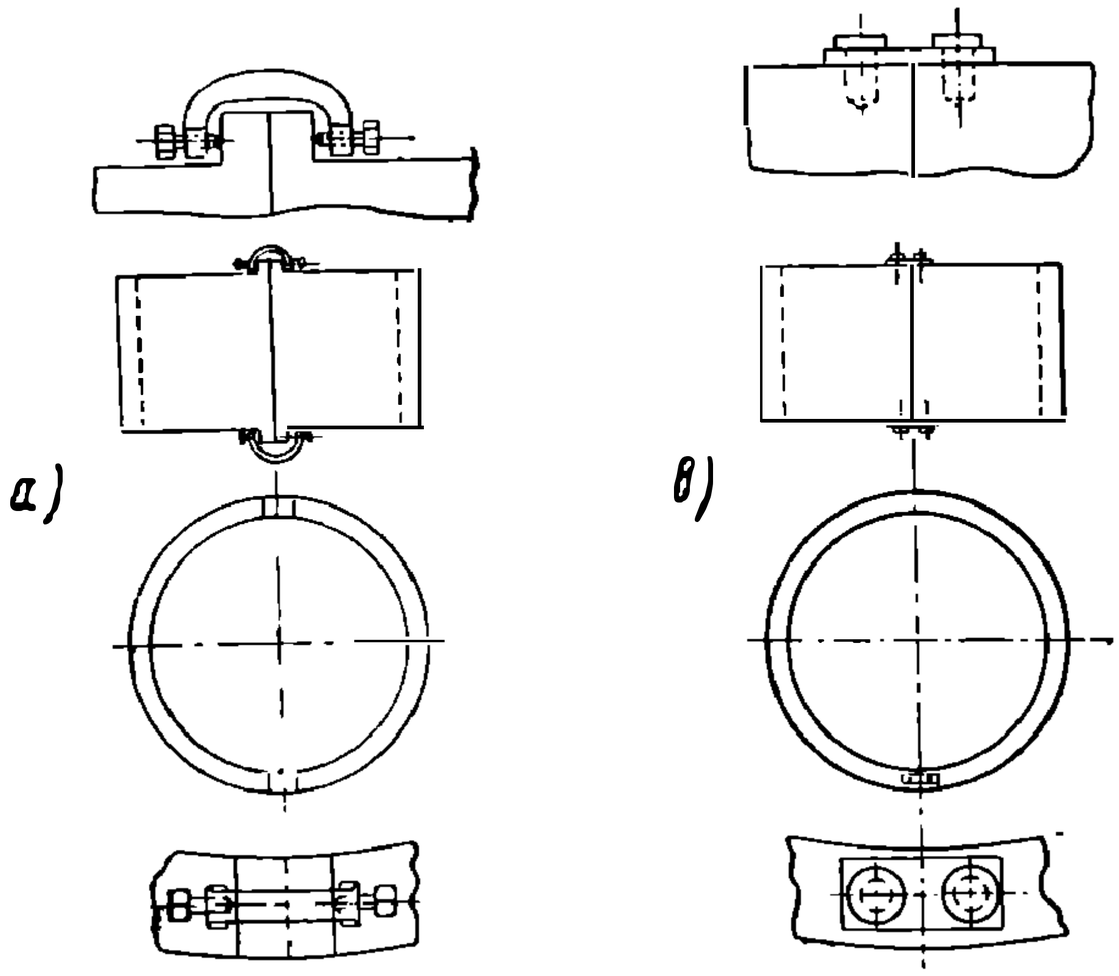
Фиг. 397.

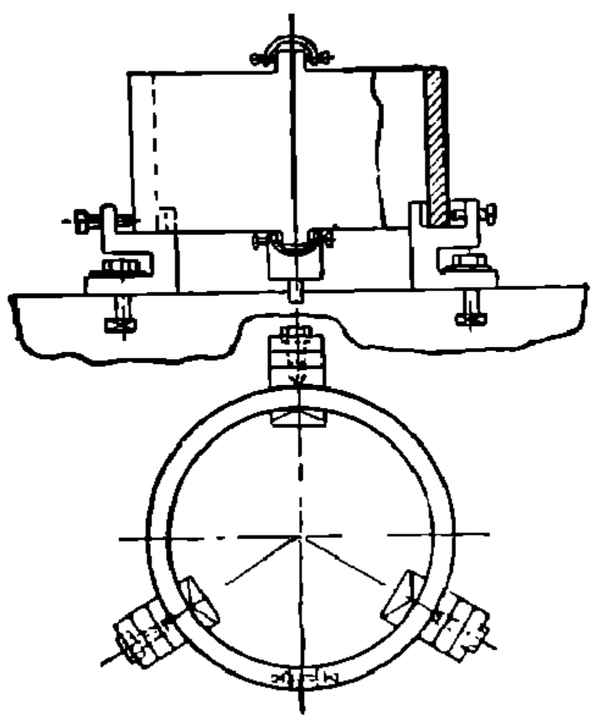
Пружинение в кольце достигается посредством специального приспособления (фиг. 397), состоящего из станины, в которую вставлена вилка *2* с рифле-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ным роликом *3*, внизу помещен направляющий гладкий ролик *4*. На оси рифленого ролика сидит зубчатка *5*, сцепленная со второй зубчаткой *6*. Поршневое кольцо зажимается между роликами *3* и *4* при помощи винта *7* и рукоятки, при вращении которой производится вальцование кольца.

2) Заготовка для барабана отливается эллиптической формы. Размеры эллипса рассчитаны так, чтобы после разреза барабана по месту образования замка можно было получить, стянув его до соприкасания поверхностей разреза, правильный цилиндр. Разрезка барабана производится на станке, после чего он стягивается до соприкосновения поверхностей разреза (фиг. 398а и 398б). В целях устранения деформаций при обточке стараются, чтобы острия болтов, зажимающих замок, находились возможно ближе к средней линии изготовляемого кольца. С одного конца барабана в трех точках по окружности прикрепляются три зажима (фиг. 399). Затем эти зажимы с барабаном укрепляются на столе карусельного станка,





Фиг. 398а. Фиг. 398б. Фиг. 399.

и производят сначала расточку, а затем обточку барабана. После этого производят окончательную чистовую отделку наружной поверхности барабана и отрезку колец с припуском на шлифовку боковых поверхностей их.

Ремонт поршней по допускам

Обработка штока производится на обычном токарно-винторезном станке, оставляя при этом припуск на шлифовку цилиндрической части штока и конуса 0,2 — 0,5 *мм*.

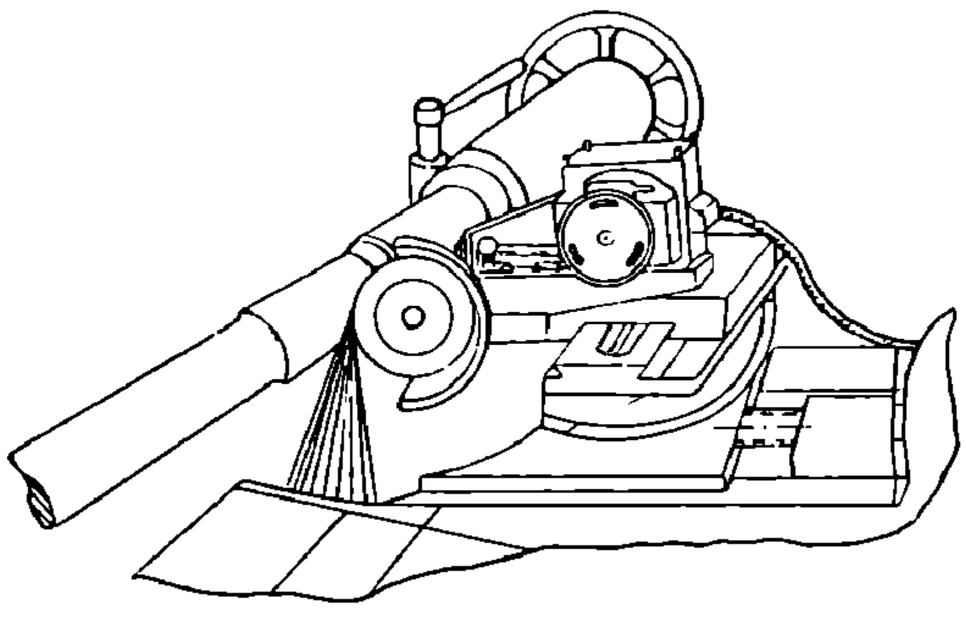
Измерительными инструментами для контроля обработки служат: 1) концевая мера длины штока с точностью обмера 1,0 *мм*, 2) шаблоны для измерения длины уклона головки штока и конуса под поршень, 3) концевая мера по типу первой для обмера расстояния между заплечиками, 4) скоба для обмера диаметров цилиндрической части и заплечиков, 5) шаблоны соответственного очертания для выполнения галтелей.

Пригонка конуса штока для посадки поршневого диска по развернутому отверстию производится посредством шлифовки на круглошлифовальном станке (фиг. 400). Посадка диска на шток производится на прессу под давлением 55—60 *т* так, чтобы буртик штока соприкасался с диском. Запрессовка начинается на расстоянии 13—14 *мм*. Отверстие поршневого диска развертывается на карусельном станке при помощи конусной развертки, а потом измеряется лекалом (фиг. 401). Пригонку к этому отверстию конуса производят на токарном станке посредством шлифовального прибора, устанавливаемого на супорт.

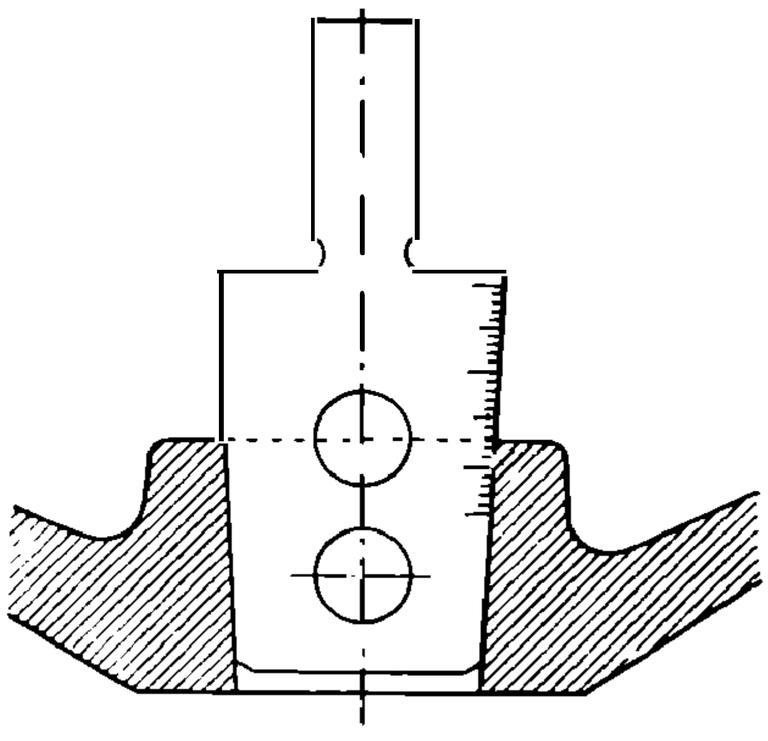
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

После запрессовки проверяется расстояние от торца головки штока до ступицы диска при помощи раздвижного инструмента (фиг. 402), достигаемая точность измерения $\pm$ 0,1 *мм*.

Шток с насаженным диском передают на токарный станок для проточки и шлифовки канавок для колец, проточки и шлифовки конуса головки штока. Затем на специальном круглошлифовальном станке шлифуют цилиндрическую

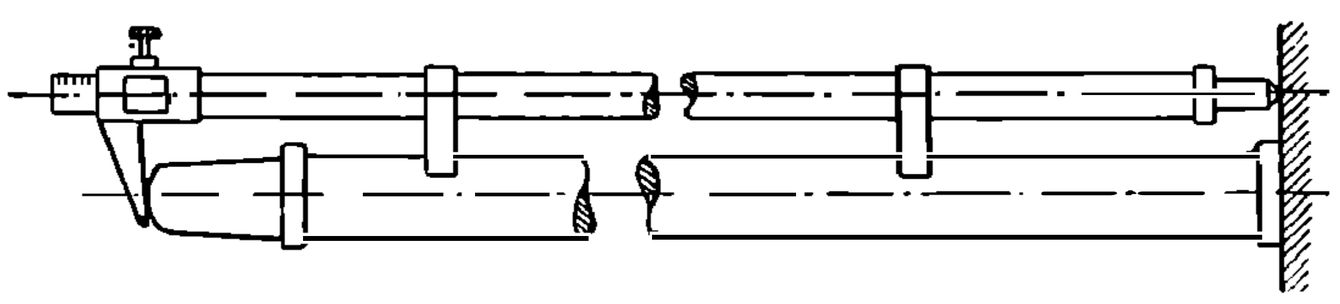


Фиг. 400.



Фиг. 401.

поверхность штока. Эти операции должны быть выполнены с соблюдением следующих условий: 1) «битье» торца поршневого диска относительно оси штока не должно превышать 0,1 *мм* на 500 *мм* радиуса; 2) ширина ручьев для колец должна быть выполнена с допуском по A_3 ; 3) шток в рабочей части должен быть обработан по X_3 ; 4) конус головки штока должен быть обработан с натягом, обеспечивающим давление при посадке крейцкопфа 55—60 *т*.



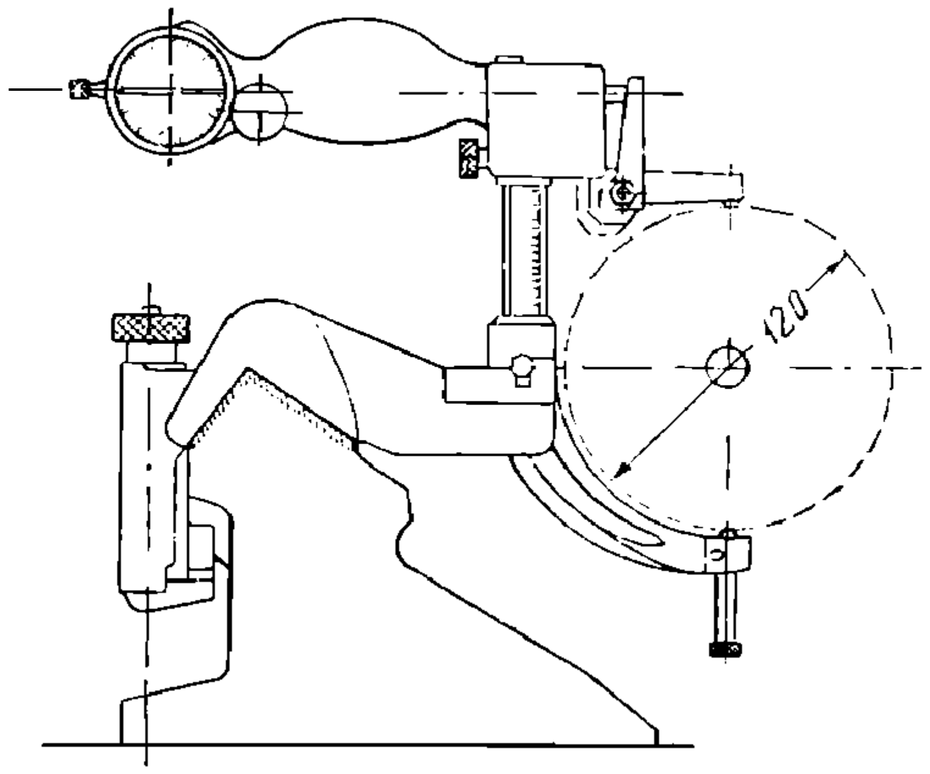
Фиг. 402.

Шток с поршневым диском устанавливают в центры токарного станка, а в резцовую головку супорта вставляется индикатор, при помощи которого определяют битье поршневого диска. Отделку ширины канавок для колец по 3-му классу точности производят шлифовкой их боковых сторон, с точностью до 0,01 *мм*, при помощи специального прибора, смонтированного с мотором и наждачным кругом на его оси, устанавливаемого на супорт токарного станка. Равномерность ширины ручья по всей окружности диска проверяется предельной пробкой. Затем отделывают и шлифуют головку штока. Шлифовку производят при помощи шлифовального прибора, устанавливаемого на супорте станка. Обработка конуса с натягом для прессовой посадки ведется с учетом зазора между торцом крейцкопфа и буртом штока, равного 13—14 *мм* при начале запрессовки и 2 *мм* в конце запрессовки. Определение диаметра конуса штока, при котором должна начаться запрессовка, устанавливается, как указано на фиг. 394а и 394б. Последняя операция—шлифовка цилиндрической рабочей части штока—производится на специальном круглошлифовальном станке. Требуемая точность обработки по X_3 , согласно ОСТ для диаметров в пределах от 80 до 120 *мм*, допускает отклонения от номинальных размеров: отверстия: нижнее 0, верхнее 0,07 *мм*; вала: верхнее 0,05 *мм*, нижнее 0,14 *мм*, зазоры: наименьший 0,05, наибольший 0,21 и средний 0,13 *мм*. Точность измерения до 0,01 *мм*.

Измерение делается скобой с точностью до 0,01 *мм*. Ускорение и упрощение процесса измерения достигаются применением специального измерительного приспособления (фиг. 403), которое прочно устанавливается на су-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

порте станка. Его основное преимущество в том, что измерение производится независимо от навыка производящего обмер по всей длине штока; вслед за отделкой шлифовальным кругом для измерения не требуется остановки станка.



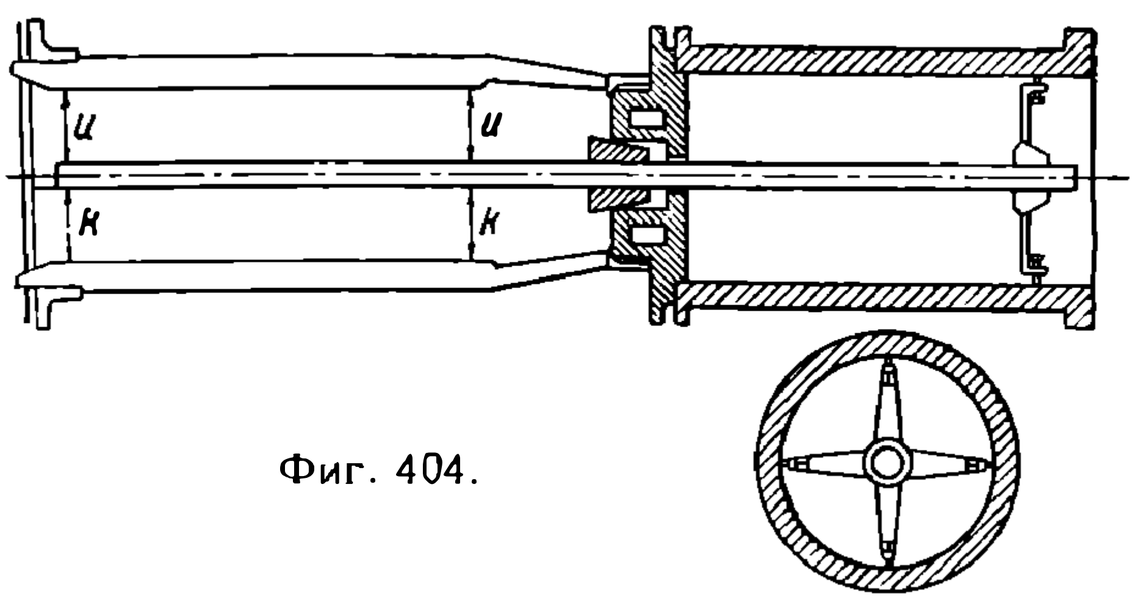
Фиг. 403.

Обработка поршневых колец производится на карусельном станке, ширина колец делается с допусками по $Ш_3$. Согласно ОСТ 1013 для размеров от 30 до 50 *мм* по ширине колец системы Штарева, допускаемые при указанной точности отклонения равны для отверстия: нижнее 0, верхнее +0,05 *мм*, для вала: верхнее 0,075, нижнее 0,16; зазоры: наименьший 0,075, наибольший 0,21, средний 0,14 *мм*. Соответственные отклонения для размеров (18—30) по ширине колец секционного типа будут для отверстия: нижнее 0, верхнее +0,045, для вала: верхнее 0,06, нижнее 0,13, зазоры: наименьший 0,06, наибольший 0,175, средний 0,11 *мм*. Достижение указанной точности по ширине колец обеспечивается шлифовкой на магнитно-шлифовальном карусельном станке, как указано выше, и обмерами при помощи предельных скоб.

§ 4. Сборка параллелей, крейцкопфов, поршней

Для обеспечения правильной и экономной работы машины поршень, крейцкопф и параллель должны быть в отдельности изготовлены и собраны с точностью по 3-му классу Такая точность изготовления оправдывается теми зазорами между отдельными деталями, которые необходимы для правильной работы машины.

Правильно установленные параллели должны давать возможность передвижения крейцкопфа и поршня без излишнего трения, для чего необходимо чтобы: 1) каждая параллель по всей длине находилась на равном расстоянии от оси цилиндра, 2) расстояния боковых рабочих кромок параллелей у обоих концов параллелей от вертикальной плоскости через ось цилиндра были одинаковы, 3) рабочие плоскости параллелей в поперечном направлении были горизонтальны. Предварительно параллель устанавливается на место на временных болтах. В переднюю часть цилиндра в расточку его под крышку устанавливается крестовина, которая центрируется при помощи ее установочных болтов; в центре крестовины имеется втулка с внутренним диаметром, равным 40—50 *мм*, в отверстие заднего сальника вставляется коническая точеная муфта, имеющая втулку с внутренним диаметром также 40—50 *мм*. Муфта укрепляется накладкой, устанавливаемой на сальниковых шпильках. Через втулки крестовины и конической муфты пропускается приточенный по диаметру втулок стальной вал длиной, несколько большей двойной длины хода поршня (фиг. 404). Правильность установки вала проверяется посредством измерения расстояний от него до расточенной части цилиндра по четырем направлениям в передней и задней частях цилиндра.

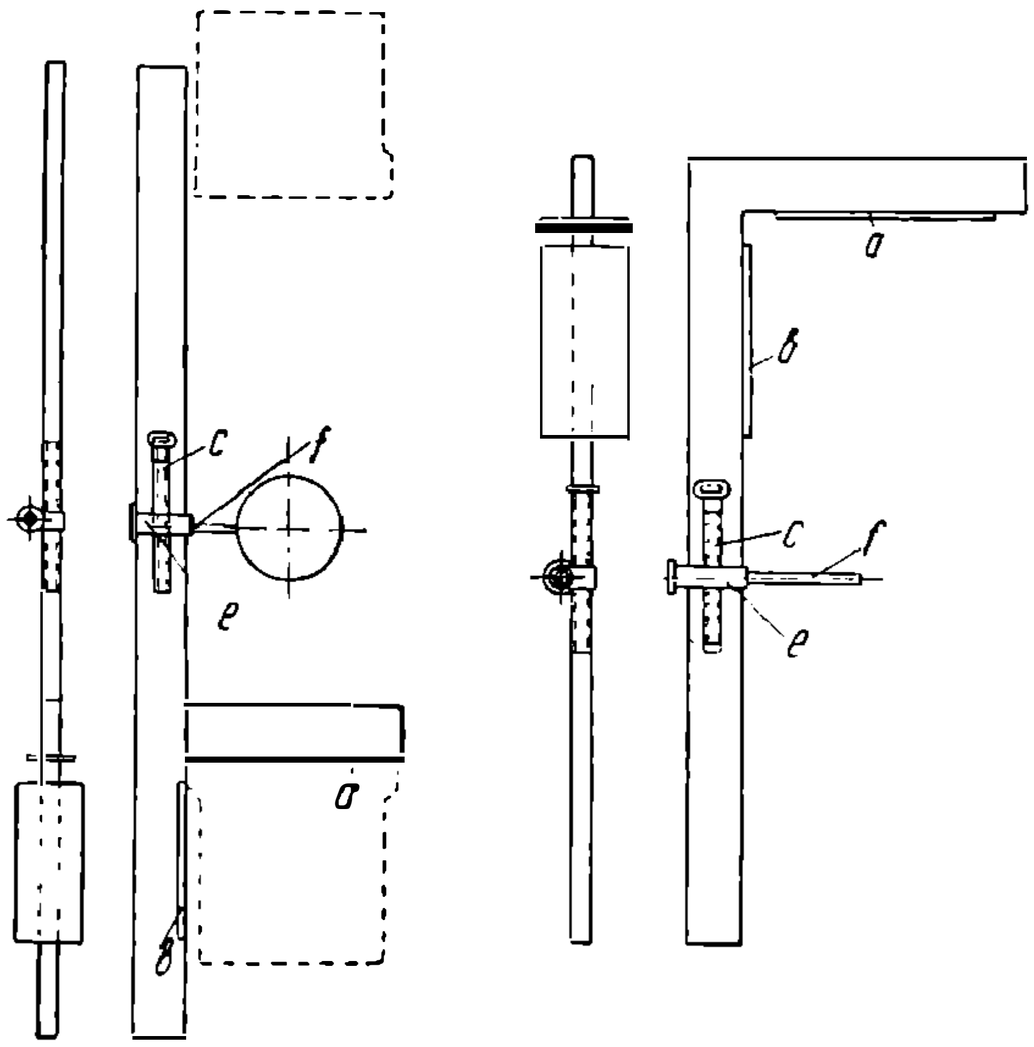


Фиг. 404.

Параллели устанавливаются таким образом, чтобы расстояния *и* и *к* были по обоим концам их одинаковы, в противном случае положение параллелей выров-

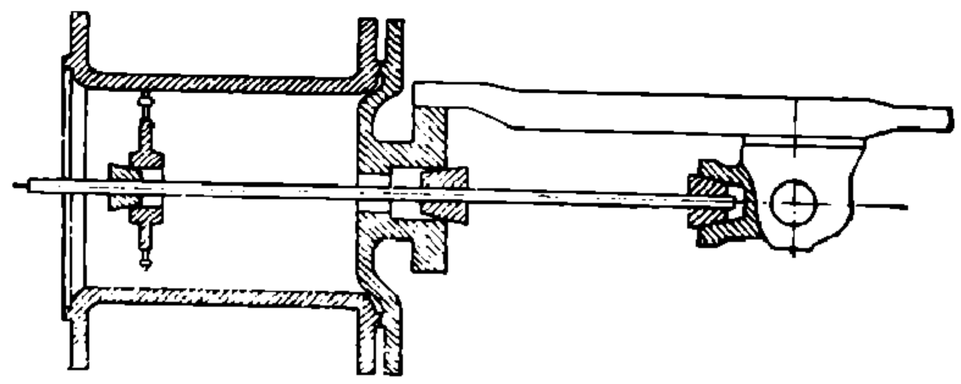
УДУНТ (ДІІТ)

нивается с помощью прокладки из листового железа. Горизонтальность параллелей проверяется при помощи уровня, а правильность их взаимного положения и относительно вала — специальным прибором (фиг. 405), состоящим из двух линеек, образующих прямой угол. На линейках укреплены пластины *а* и *в*. В прорезы линейки укреплен винт *с*, несущий каретку *е*, в которой укреплен микрометрический винт *f*.



Фиг. 405.

Рабочие плоскости крейцкопфа и параллели должны быть параллельны осям валика крейцкопфа и поршневого штока. Зазоры между боковыми поверхностями крейцкопфа и параллелей оставляются не более 0,8 *мм*, а между рабочими поверхностями крейцкопфа и параллелей не более 0,6 *мм*.

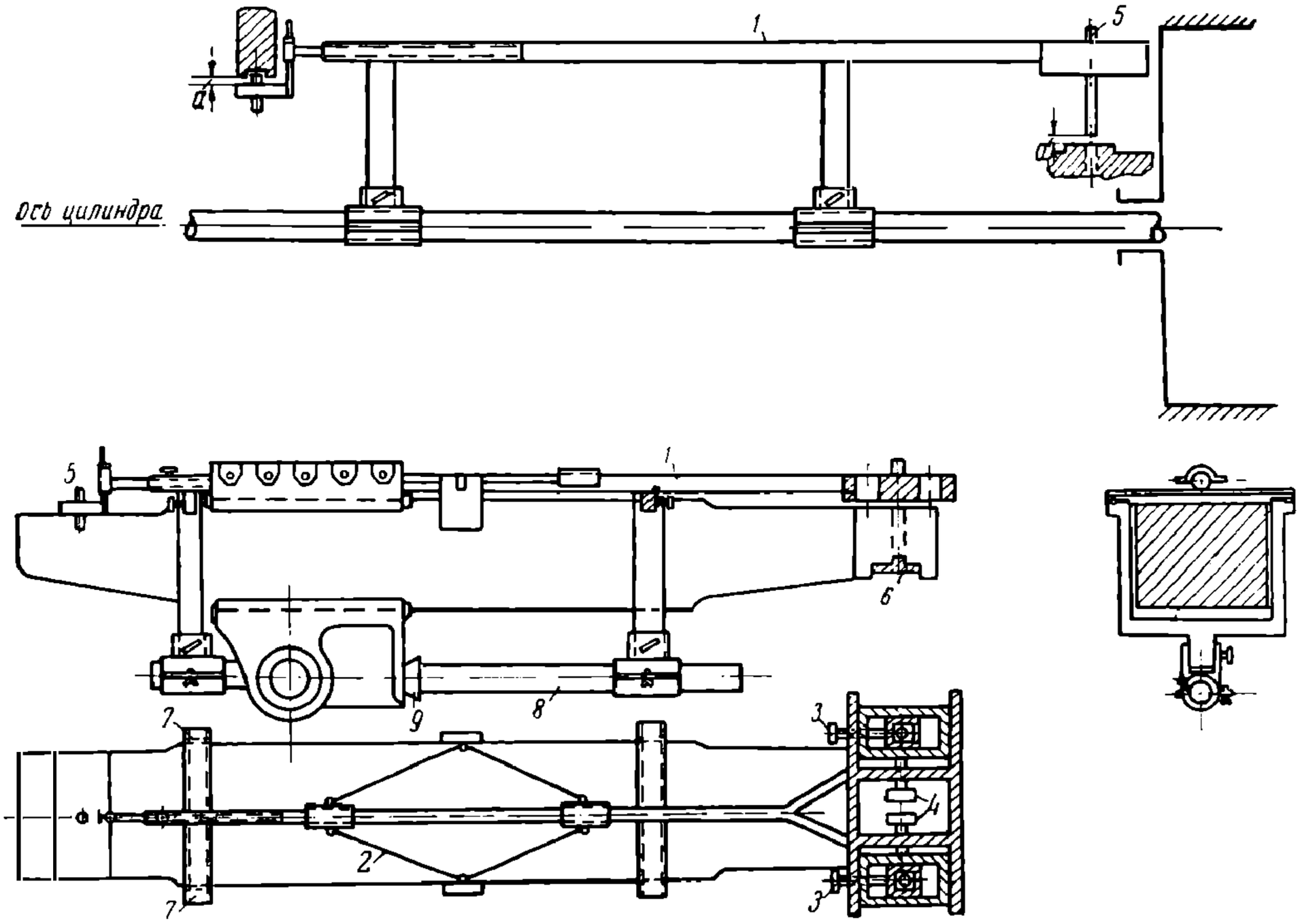


Фиг. 406.

После установки параллелей на паровоз проверяют положение на них крейцкопфов; с этой целью в расточку крейцкопфа под головку штока ставят конусную втулку с отверстием по диаметру шлифованного вала, установленного по оси цилиндра. Передвигая крейцкопф в крайние положения на параллели, проверяют, совпадает ли отверстие конусной втулки его с валом (фиг. 406).

В заключение следует отметить способ проверки параллелей без установки их на паровоз, предложенный инж. Пановым (фиг. 407). Копир параллели накладывают на последнюю так, чтобы его плоскость симметрии совпадала с вертикальной плоскостью симметрии параллели. Для этого на трубу *1* копира надевается обеими полумуфтами прибор *2*, у которого щеки, будучи плотно прижаты к бокам параллели, дадут требуемое направление копиру. При помощи регулирующих винтов *3—4* совмещают стержни *5* с передними отверстиями параллели, а путем раздвижения копира по длине стержень *6* совмещают с задним отверстием параллели. Положив на плоскости привала параллели отшлифованные плоские пластинки *6* (для паровоза серии «Э» требуется одна пластина, но с выступами, входящими в отверстия), прикладывают к ним концы стержней *5*. Затем к опорам копира прикрепляют винтами раздвижные стойки *7*, а в крейцкопф ставится через самоцентрирующий конус шлифованная труба *8*, которая проходит также через состоящие из двух половин муфты стоек *7*. Если конус *9* плотно соприкасается с отверстием крейцкопфа, а труба *8* свободно перемещается вдоль муфты стоек *7*, то копир параллели готов. Готовый копир снимают с параллели, устанавливают на шлифованную трубу или стальной вал, установленные по оси цилиндра, опирая его на поперечную трубу первого буксового выреза (см. проверку рамы), и делают заключение о требующейся толщине прокладок *а*, о совпадении отверстий параллели и ее опор, а также о всех дефектах скопированной параллели. В случае обнаружения необходимости заварки отверстий параллели представляется возможным произвести на ней разметку новых отверстий при помощи копировки положения отверстий на цилиндре и параллельной раме и обойтись без повторной установки копира.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 407.

§ 5. Ремонт сальников

Сальники современной конструкции имеют металлическую набивку, поэтому, во избежание неравномерного износа и пропуска пара, их части и набивка должны быть изготовлены, обработаны и собраны с соблюдением всех условий, обеспечивающих правильную работу сальника. Причинами неисправности сальников чаще всего являются неправильные составы сплавов, употребляемые для колец металлической набивки, недоброкачественные нажимные пружины, грубая приточка чашек и опорных колец, неправильная отделка штока поршня, грубые и неправильные обточка и расточка набивных колец; наконец, неправильная установка параллелей по оси цилиндра и плохая смазка штоков во время работы паровоза.

Набивочные кольца изготовляются из баббита марки Б-16. Плавку желательно производить под слоем мелкого древесного угля при температуре 450—470°. Заливку следует производить в нагретые изложницы. Обточка колец производится резцом по чашке сальника, а расточка по диаметру рабочей части штока чистовым резцом, без рисок.

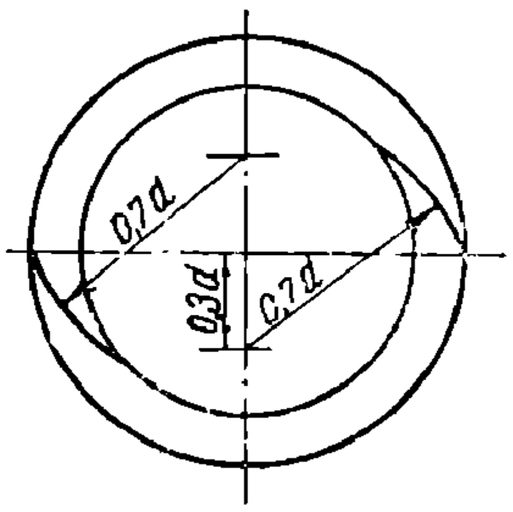
Перед сборкой сальниковые нажимные кольца разрезают ножовкой, зажав в тисках с листовыми свинцовыми прокладками полный комплект колец. Притирочные части чашек чечевичных и нажимных колец должны быть перед сборкой тщательно притерты. Нажимные пружины изготовляются из стали марки Ст.-7. Пружина сальника типа Сормовского завода испытывается грузом 72 *кг*, причем осадка ее не допускается более 18 *мм*, а отклонения более 10%. Сальниковые фланцы должны быть тщательно проверены в местах прилегания уплотняющих колец.

Особо тщательно должна производиться отливка колец для сальников системы Кинга. Разливку следует производить в формы, подогретые до 100—120°[1]. Отлитое кольцо предварительно обтачивают с припуском 2—3 *мм* по наружному и внутреннему диаметрам. Затем размечают замки, как указано на фиг. 408а,

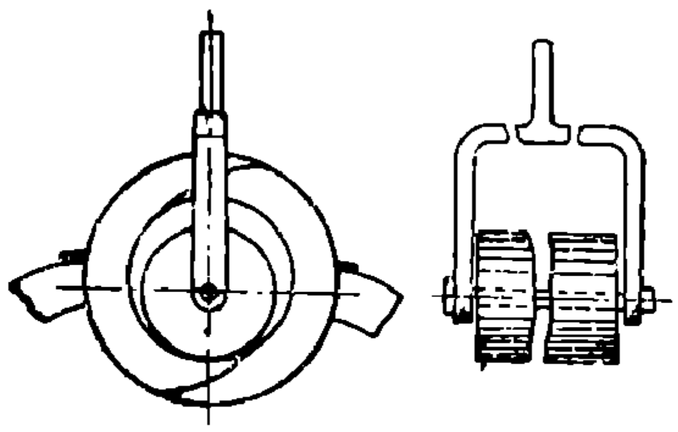
[1] Отливка колец в медно-литейном цехе алтунских мастерских описана в журн. «Подвижной состав» № 8—9 1932 г.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

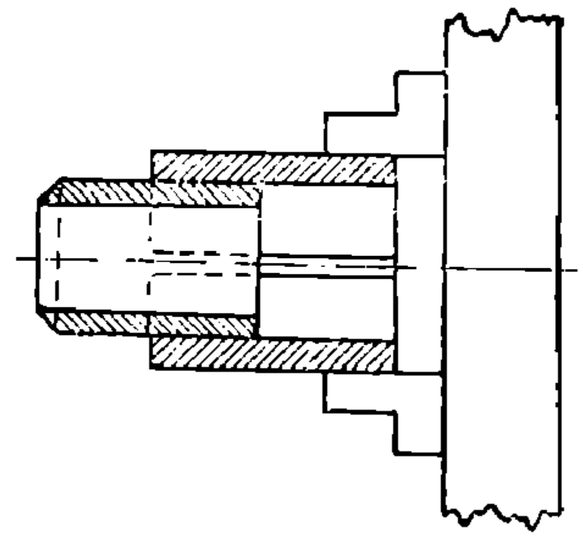
разрезают кольца по разметке узкой ножовкой и пригоняют замки, после чего кольцо зажимают в тиски со свинцовыми накладками и обжимают верхний стык (замок) ударами деревянного молотка, а нижний при помощи специальной обжимки (фиг. 408б). После пригонки замков кольцо ставится в оправку токарного станка, обтачивается по диаметру и конусу чашки и растачивается по штоку (фиг. 408в).



Фиг. 408а.



Фиг. 408б.



Фиг. 408в.

Пружина сальника системы Кинга изготовлена из хромованадиевой стали и испытывается под грузом 113 *кг*. Ее высота в свободном состоянии 170 *мм*, во время испытания 76,5 *мм*.

§ 6. Ремонт дышел

Дефекты и износ дышел

Усилия, воспринимаемые дышлами при работе, могут значительно увеличиться, если будут допущены неправильности при постройке, ремонте и эксплуатации паровозов, и привести к серьезным дефектам дышел: изгибам, трещинам, изломам, что нередко случается в сцепных дышлах, хотя работа их и менее тяжела по сравнению с ведущими дышлами. Для тех и других дышел большое значение имеют правильная пригонка подшипников, втулок, скоб, клиньев и своевременная смазка трущихся частей во время работы. От паровозной бригады требуется внимательное наблюдение за состоянием дышлового механизма. Помощник машиниста должен осматривать дышла и подшипники и проверять правильность смазки при каждой длительной остановке паровоза.

Причины обрывов дышел

Основными причинами обрывов дышел, наблюдающихся у некоторых паровозов, являются:

1. Ударность приложения продольного усилия к головке дышла как следствие продольной разработки втулочных подшипников.
2. Несоответствие расстояний между центрами дышел по отношению к расстояниям между центрами колесных пар.
3. Неправильные размеры радиусов кривошипов.
4. Высокое напряжение в головках дышел у масленочного отверстия, в особенности у головок со втулочными подшипниками.

Поэтому борьба с обрывами дышел должна вестись в первую очередь по линии уменьшения ударности усилий. С этой целью дышла должны быть обработаны так, чтобы в собранном виде расстояния между их центрами были равны проектным. Колесные пары должны иметь радиусы кривошипов, соответствующие проектным. В эксплуатации не следует допускать разработку дышловых втулок свыше 2 *мм*.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

При ремонте дышел не допускать запрессовку втулок давлением больше 5 *т* и ударами. Стяжные болты сцепных дышел, там, где они остаются по конструкции, должны совершенно свободно входить в прорезь ушка дышла.

При сборке дышел сначала следует ставить шарнирный валик, а затем стяжной болт, наблюдая, чтобы последний входил свободно. В случае выпрессовки разработанных втулочных подшипников необходимы: предварительная проверка дышел по центрам для установления центров расточки отверстий и последующая—для проверки правильности расточки.

Порядок ремонта дышел

Ремонт паровозных дышел в большинстве заводов производился в следующем порядке. После разборки и очистки дышла поступали на место производства электросварочных работ; здесь наваривались рамки дышел по местам прилегания подшипников и поршневых скоб, кромки отверстий под валики и плоскости шарнирного сочленения дышел. Дышла, не требующие наплавки, с разборки поступают на фрезерные или расточные станки для фрезеровки рамок и расточки отверстий. Фрезеровка рамок или расточка отверстий производится до уничтожения выработки или овала, вследствие этого подшипники, валики, втулки, кольца и скобы должны были обрабатываться только по месту. При их обработке давался припуск на ручную пригонку, а сама обработка велась неточно, в расчете, что это компенсируется большим припуском, что вызывало: увеличение продолжительности ремонта дышел и непостоянство качества ремонта.

Во избежание этого в настоящее время применяется другой порядок.

Рамки дышел фрезеруются, а отверстия под втулки растачиваются и расшлифовываются по определенным, установленным для каждой серии паровозов градациям ремонтных размеров с точностью, необходимой для осуществления принятой посадки.

Разъемные клиновые подшипники заготовляются в запас со спаянными и в отдельных случаях залитыми баббитом половинами. Перед постановкой на паровоз подшипников их плоскости прилегания к рамкам дышел обрабатывают по градациям ремонтных размеров с допусками, обеспечивающими установленный натяг. Обычно для расстояния между широкими гранями прилегания подшипников к рамкам берется допуск от +0,1 до +0,15 *мм*.

По диаметру подшипники растачиваются согласно градациям размеров пальцев кривошипов с допуском от +0,2 до +0,3 *мм* для ведущих и от +0,4 до +0,6 *мм* — для сцепных пальцев.

Втулочные подшипники обтачиваются по наружному диаметру, а места в дышлах под эти подшипники растачиваются с допуском, обеспечивающим прессовую посадку. Для подшипников паровозов серии «Э» эти допуски от +0,11 до +0,2 *мм*, а для отверстий под подшипники—от 0 до +0,08 *мм*.

Нажимной клин передней головки ведущего дышла делают в запас просверленный, нарезанный и с обрезанными по альбомному размеру торцами. Перед постановкой на паровоз размечают и строгают поверхности клина.

Скобы поршневых дышел заготовляют в запас в обработанном виде за исключением пряжки, последняя обрабатывается перед постановкой на паровоз после разметки по месту. Отверстия скобы для надевания ее на поршневое дышло обрабатывают по установленным градационным размерам с допусками по длине +0,2 *мм* и по ширине +0,17 *мм*; валики шарнирных соединений имеют градационные размеры и поэтому изготовляются в запас.

Вышеуказанная обработка частей по градационным размерам и допускам дает сокращение времени на ремонт дышел и обеспечивает необходимое качество ремонта, делая его устойчивым, так как исключена ручная пригонка.

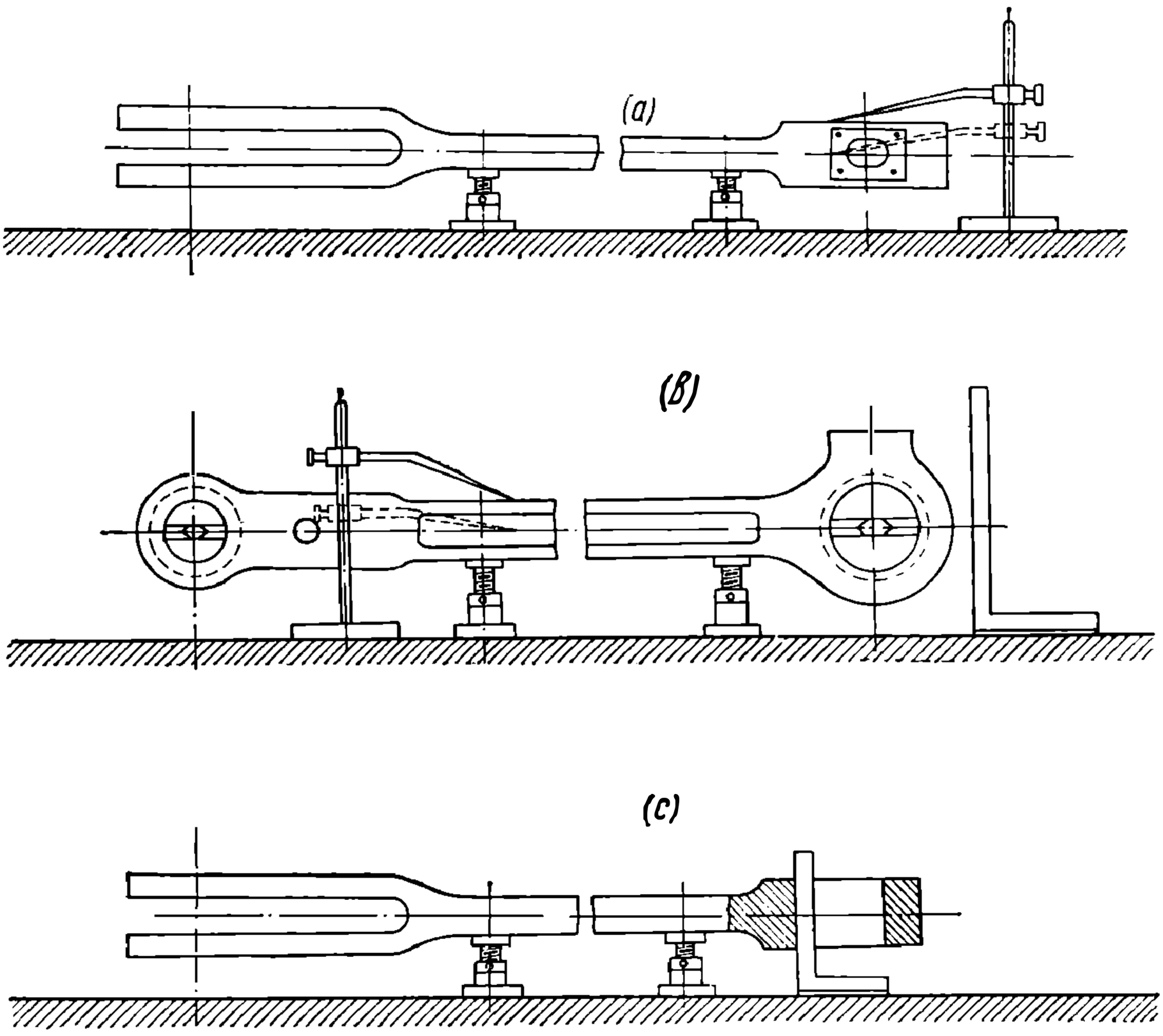
Осмотр, проверка и разметка дышел

Полученные с ремонтируемого паровоза дышла исследуются в отношении износа рамок, наличия трещин в головках и корпусе их и видимых на-глаз прогибов и скручивания. Затем дышло подается на плиту и с помощью рейсмуса и

НБ УДУНТ (ДІІТ)

линейки определяют не погнуто ли оно и не имеет ли перекоса (фиг. 409, *а*). При помощи линейки или рейсмуса проверяют, нет ли скручивания головок дышла одной по отношению к другой (фиг. 409, *в*) и угольником проверяют перпендикулярность внутренних плоскостей головок к боковым их плоскостям (фиг. 409, *с*).

В случае обнаружения изгиба, превышающего по длине дышла 3 *мм*, его устраняют в кузнечном цехе, после чего вновь проверяют дышло на плите. В слу-



Фиг. 409.

чае меньшего изгиба последний устраняют помощью гидравлического пресса. При проверке дышла на плите устанавливают при помощи рейсмуса в положения, указанные на фиг. 409, *а* и *в*, и по осям в вертикальной и горизонтальной плоскостях наносятся риски вокруг корпуса дышла и ставятся керны по длине риски и на вертикальных тыловых поверхностях головок в местах пересечения рисок.

Для сцепных дышел паровоза серии «Э» в это же время находят центр вту-лочных подшипников, для чего в отверстие под подшипник вставляют специальные центрики со свинцовыми пластинками; на одной из них устанавливают при помощи циркуля центр непроверенного отверстия подшипника, который должен лежать на осевой линии дышла. От найденного центра по осевой линии делают при помощи штикмаса радиусом, равным альбомному расстоянию между центрами головок дышла, засечку, определяющую второй центр. Из центров наносятся контрольные окружности, положение которых намечают тремя кернами.

Ремонт головок дышел

После разметки положения осей дышел приступают к станочным работам по ремонту головок дышел

НБ УДУНТ (ДІІТ)

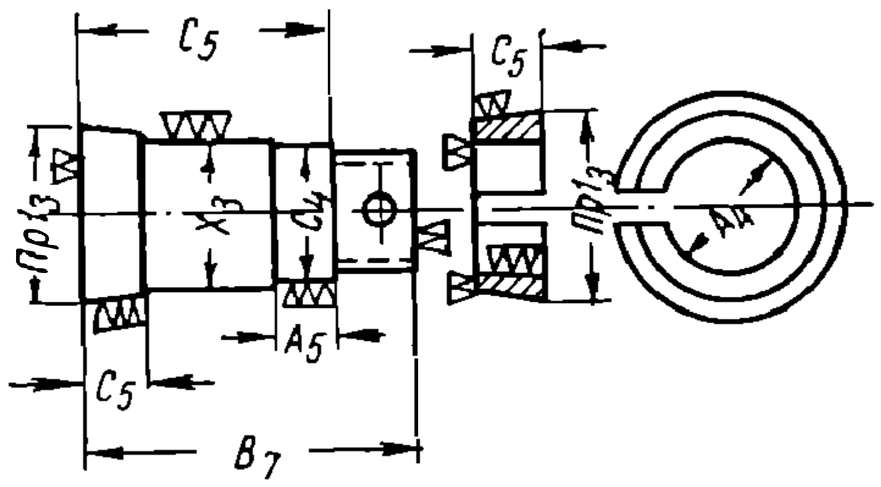
При восстановлении поверхностей под втулочные подшипники в сцепных дышлах отверстия головок растачиваются на горизонтально-расточном станке обычного типа, при этом дышло устанавливают на столе станка при помощи угольника и рейсмуса так, чтобы вертикальные плоскости дышловых головок были перпендикулярны к плоскости стола (фиг. 409, *в*). Затем шпиндель станка устанавливают в центре по контрольной окружности головки дышла.

Таким же порядком, как и центры отверстий под подшипники, устанавливаются центры отверстий под дышловые валики и также растачиваются. Заварка трещин допускается при среднем и текущем ремонтах только в ушках сцепных дышел и хвостовиках, если они не распространяются внутрь глубже 25% живого сечения. Сварка дышел кузнечным способом или на контактно-сварочной машине разрешается с последующим механическим испытанием. Как правило, во всех перечисленных случаях сварочных работ они заканчиваются обязательным производством отжига всей головки дышла или шарнира при температуре 800—900° в специальных печах. Износ дышловых рамок менее 2 *мм* по толщине в вертикальном направлении уничтожается фрезеровкой поверхностей прилегания рамок к подшипникам по размерам установленных градаций.

Плоскости рамок дышел в местах соприкосновения их с подшипниками отделываются после электронаварки на обычном вертикально-фрезерном станке или на специальном двухшпиндельном вертикально-фрезерном станке по кондуктору. Расточку отверстий и фрезеровку плоскостей в головках дышел следует в целях осуществления взаимозаменяемости подшипников, втулок и валиков вести по градационным размерам. После ремонта головок дышел сверлят смазочные отверстия на сверлильном станке и нарезают резьбу для смазочной трубки. Очистку корпуса дышел при ремонте ведут при помощи шлифовальных станков: подвесных маятникового типа или шлифовальных кругов, действующих от гибкого вала. Последней операцией при ремонте дышла делают: промывку масленок, ввертывание смазочных трубок и пробок масленок.

Одновременно с исправлением дышел изготовляются или ремонтируются дышловые валики, кольца, втулки, подшипники, клинья и скобы. Эти работы могут производиться одновременно лишь при введении работы по допускам и установленным градациям ремонтных размеров для сочленяемых деталей. Этот порядок работы установлен приказом НКПС за № 94/Ц от 10/VI 1936 г. и дает возможность, соблюдая установленную точность, значительно сократить сроки производства работ по дышлам в целом.

Чтобы собрать шарнирное соединение сцепных дышел, необходимо иметь предварительно обработанные на станке с установленными допусками валик, втулку и конусное разрезное кольцо.



Фиг. 410.

Допуски, с которыми должна производиться заготовка валиков и втулок, указаны на фиг. 410. После цементации валик шлифуется на круглошлифовальном станке, а втулки запрессовываются в дышло. Запрессовку производят вертикальным гидравлическим прессом, после чего во втулку ставится шпонка. Втулка расшлифовывается на вертикально-шлифовальном станке с планетным шпинделем. Затем размечают и вырубают смазочные канавки на хвостовике дышла, заводят хвостовик в вилку и ставят на место валик, потом ставят конусное разрезное кольцо, шайбу и завертывают и зашплинтовывают гайку. Шарнирное соединение должно допускать в вертикальной плоскости взаимное перемещение дышел от легкого удара свинцовой кувалдой весом 8 *кг*. Запас натяга у конусной части соединения валика допускается не более 1 *мм* и у конусного кольца — не менее 3 *мм*

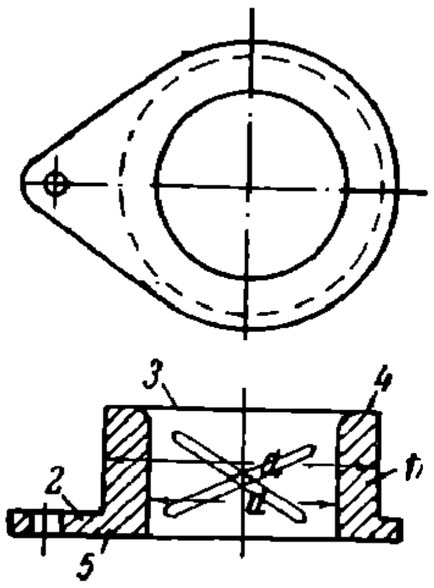
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Изготовление подшипников

Клиновые подшипники для дышел получают из кладовой, куда они поступают, предварительно заготовленные. Перед постановкой на паровоз подшипники фрезеруют на горизонтально-фрезерном станке, пользуясь, как установочной, одной из торцовых поверхностей, ранее профрезерованных. Фрезеровка плоскостей прилегания подшипника к рамке дышла ведется в два приема.

Измерение расстояний между буртами подшипника по ширине рамки производят по шаблону, а измерение расстояния между широкими плоскостями прилегания его к рамке делают помощью микрометрической скобы, подобной применяемой для той же цели при обработке букс.

Обработанные таким образом подшипники заводятся в рамки дышел ударами свинцовой кувалдой для разметки их под расточку. Круглые подшипники или вкладыши (фиг. 411) вначале на токарно-винторезном станке грубо обтачивают по наружному диаметру с допуском +1 *мм* в соответствии с градационным размером, затем обтачивается фланец со стороны прилегания его к дышлу, подрезают торцы *2* и *3* и растачивают подшипник по градационному размеру с допуском+1 *мм*. После этого с той же постановки делают чистовую расточку с точностью по A_3 согласно ОСТ 1013, обтачивают наружную поверхность по соответствующему градационному размеру с точностью $ПР1_з$, срезают галтель *4* и протачивают поверхность фланца толщиной на *2 мм* больше альбомной. Далее размечают отверстия для болта и смазочное, сверлят на вертикально-сверлильном станке и раззенковывают отверстие для смазки. Потом прорубают вручную смазочные канавки, зачищают заусеницы по ребрам буртика и у торца, и подшипник передается в бригаду узловой сборки для запрессовки на место.



Фиг. 411.

Градации размеров по наружному диаметру для круглого подшипника среднего переднего и заднего сцепных дышел паровоза серии «Э» приведены в табл. 42.

Таблица 42

Характер посадки и класс точности	Градационные размеры						
	№ 1		№ 2		№ 3		№ 4
	нормальный	предельный верхнего и нижнего отклонений	нормальный	предельный верхнего и нижнего отклонений	нормальный	предельный верхнего и нижнего отклонений	нормальный
$ПР1_з$	140	140,185 140,105	141	141,185 141,105	142	142,185 142,105	143

Изготовление втулок и конических колец

При изготовлении втулок, например задней головки среднего (переднего) сцепного дышла паровоза серии «Э», заготовка ставится на токарный станок с 4-резцовой головкой. Предварительно подрезают торец *2* (фиг. 412), затем обтачивают поверхность *3* заготовки по градационному размеру с припуском на шлифовку в 0,3 *мм* и растачивают поверхность *4* с тем же припуском на шлифовку. После этого отрезают первое кольцо длиной 50 *мм*; протачивают торец *5* и отрезают второе кольцо такой же длины.

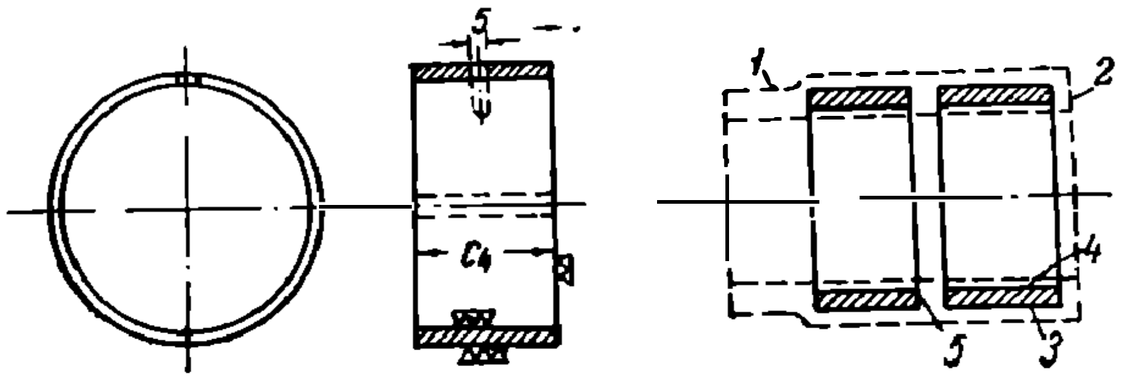
Градации размеров втулки приведены в табл. 43.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

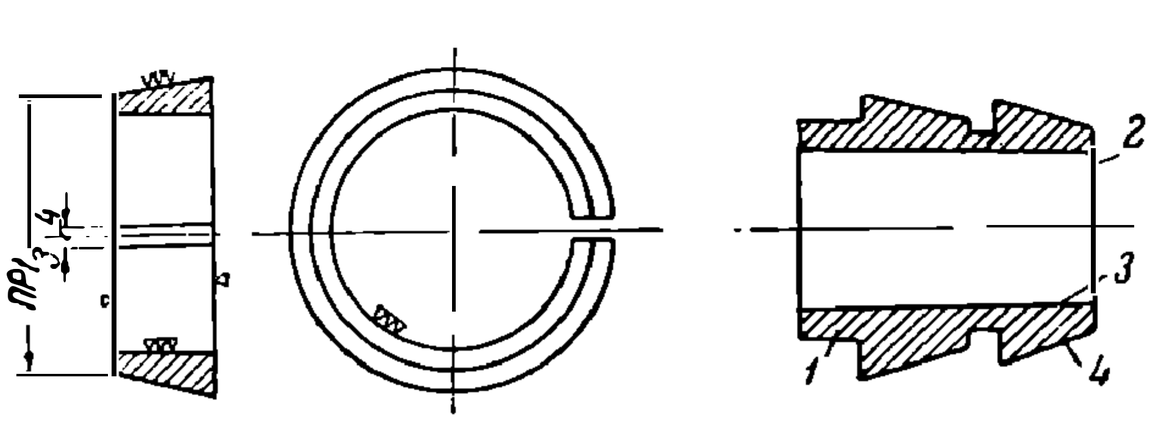
Таблица 43

Диаметры		Класс точности и характер посадки	Градационные размеры			
			№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Внутренний	С припуском на шлифовку после цементации	A_3	85,7	86,7	87,7	88,7
	С припуском после расшлифовки.	$0^{+0,07}$ мм	86,0	87,0	88,0	89,0
Наружный		$ПР1_3$	102	103	104	105

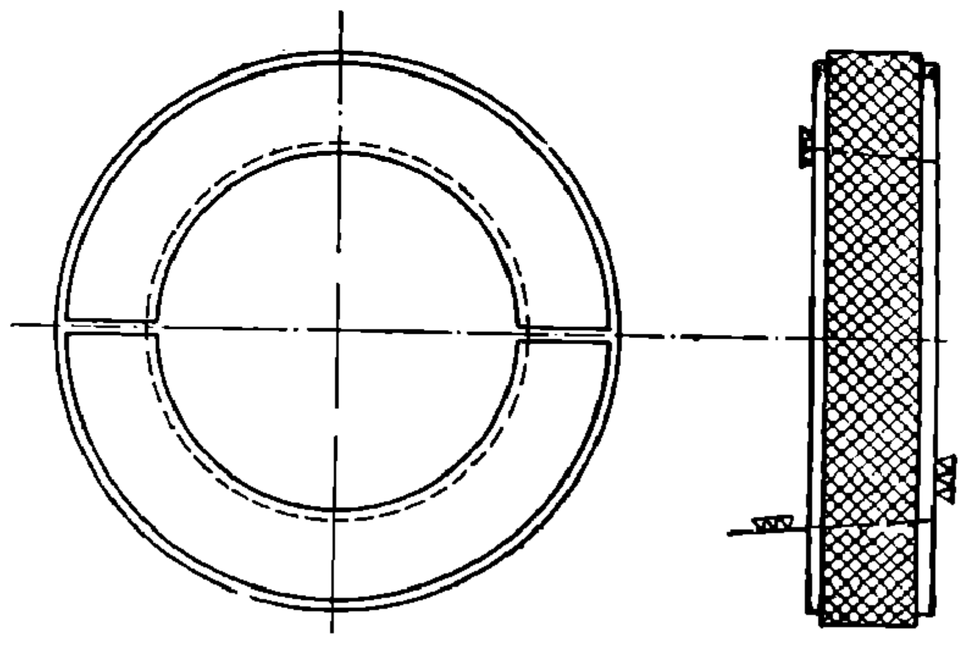
Конические кольца валиков сцепных дышел вытачиваются из кузнечной заготовки (фиг. 413). Вначале подрезают торец *2*, обтачивают заготовку грубо по цилиндрической поверхности до наибольшего диаметра конической части кольца и растачивают грубо поверхность *3* с припуском по диаметру до 1 *мм*. Затем обтачивают конус *4* чистовым резцом, отрезают кольцо и передают его на верти-



Фиг. 412.



Фиг. 413.



Фиг. 414.

кально-фрезерный станок. Расточка контролируется, как и при изготовлении втулок, предельной пробкой, а обточка конусной поверхности специальным калибром (фиг. 414). Расточка производится по допуску A_3, а обточка под посадку с допуском $ПР1_3$. Градации ремонтных размеров внутреннего диаметра устанавливаются через 1 *мм*.

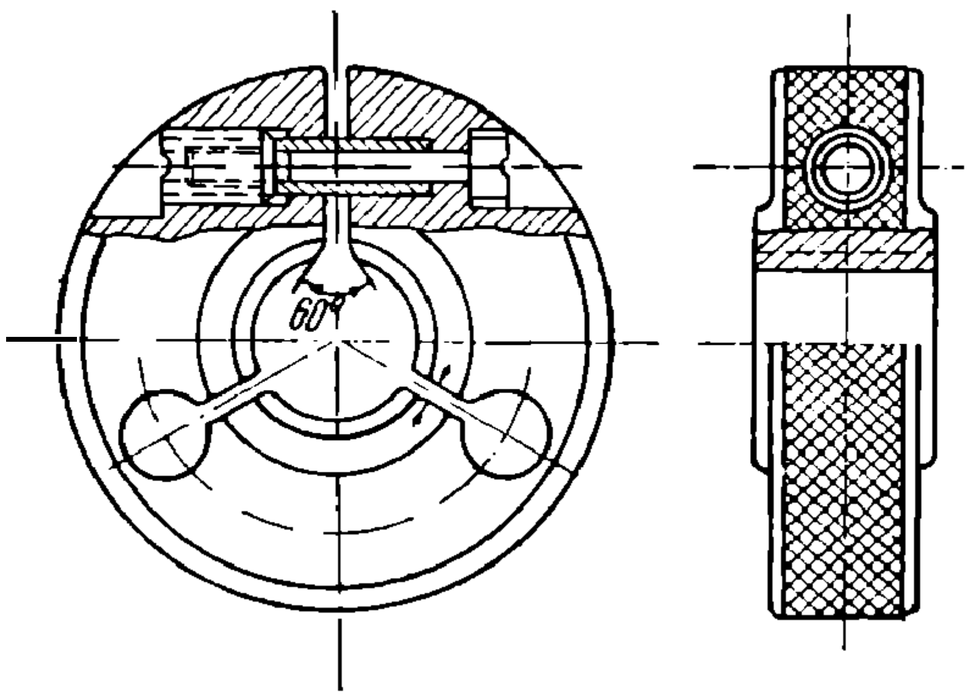
Изготовление валиков

Обточка валиков сцепных дышел при капитальном и среднем ремонтах производится в конусной и цилиндрической частях их по градационным размерам. Контроль конусной части производится калибрами, цилиндрической—при помощи скобы с микрометрическим винтом, а контроль резьбы специальным калибром (фиг. 415).

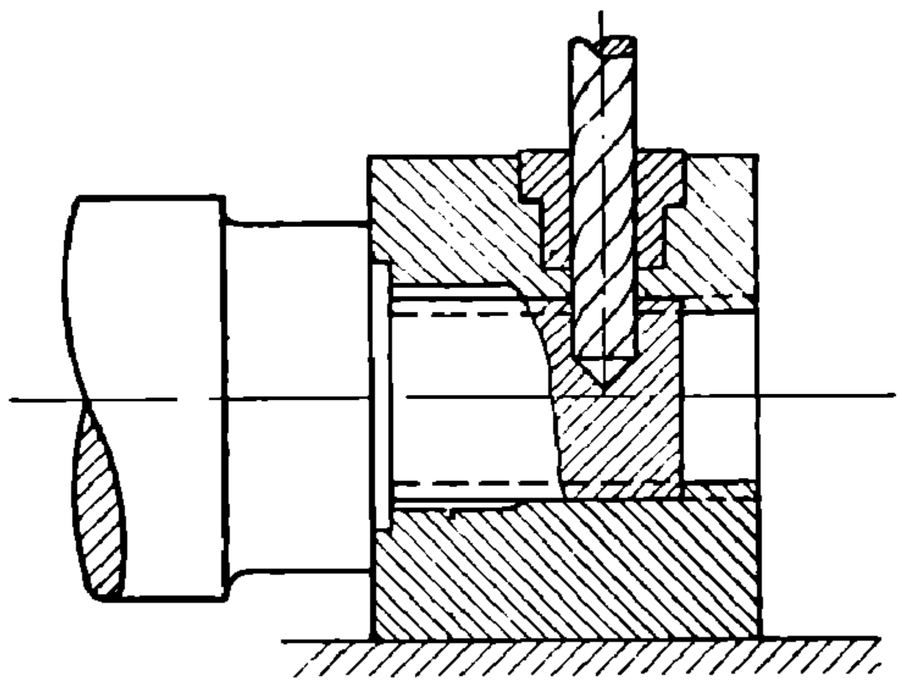
Валики заготовляются в запас склада, обточенные по цилиндрической и конической частям по установленным градационным размерам, причем цилиндрическая рабочая часть его (шейка) обтачивается с запасом на шлифовку и цементируется.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

После обточки валика и нарезки его хвостовика размечают гнездо для шпонки и отверстие для шплинта. Затем на вертикально-сверлильном станке сверлят отверстие, пользуясь приспособлением (фиг. 416), а на вертикально-фрезерном фрезеруют гнездо шпонки.



Фиг. 415.



Фиг. 416.

Когда производится хромирование, валик обтачивается и шлифуется на круглошлифовальном станке по меньшему диаметру на 0,3—0,4 *мм* по сравнению с градационным, учитывая, что слой хрома делается 0,15—0,2 *мм*. Шлифовка зацементированной поверхности производится лишь после окончательной отделки валика перед постановкой его в дышло.

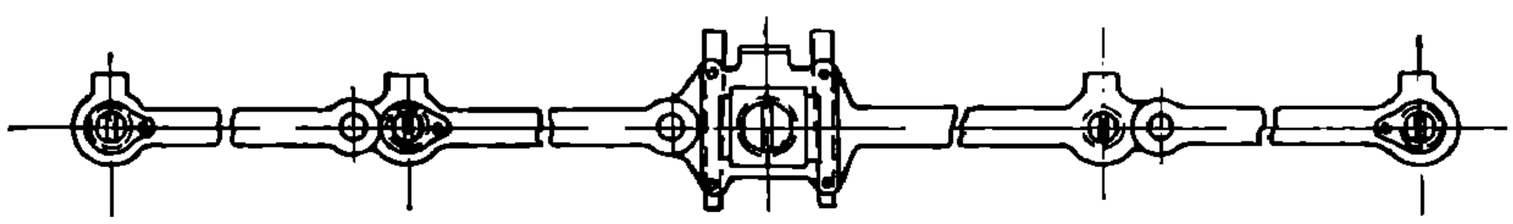
§ 7. Проверка дышел по центрам и разметка подшипников

После изготовления подшипников, втулок, колец, валиков, скоб, клиньев дышла собираются в полный комплект и устанавливаются на плите для разметки подшипников под расточку и обрезку их торцов. Дышла изготовляются так, чтобы:

1) расстояния между центрами подшипников отвечали альбомным;

2) размеры напусков (толщина буртиков) подшипников обеспечивали разбег их, равный альбомному.

Собранные в комплект дышла устанавливаются на специальных домкратиках или клиньях горизонтально так, чтобы линии центров каждого из них, намеченные и закерненные перед ремонтом, лежали на одной прямой (фиг. 417).

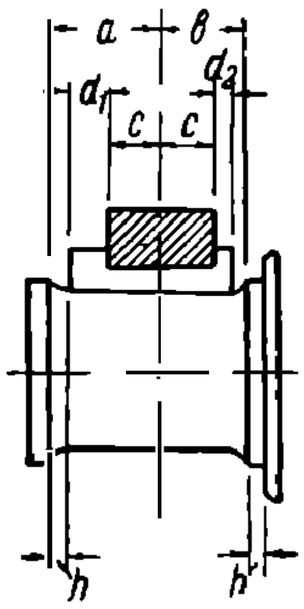


Фиг. 417.

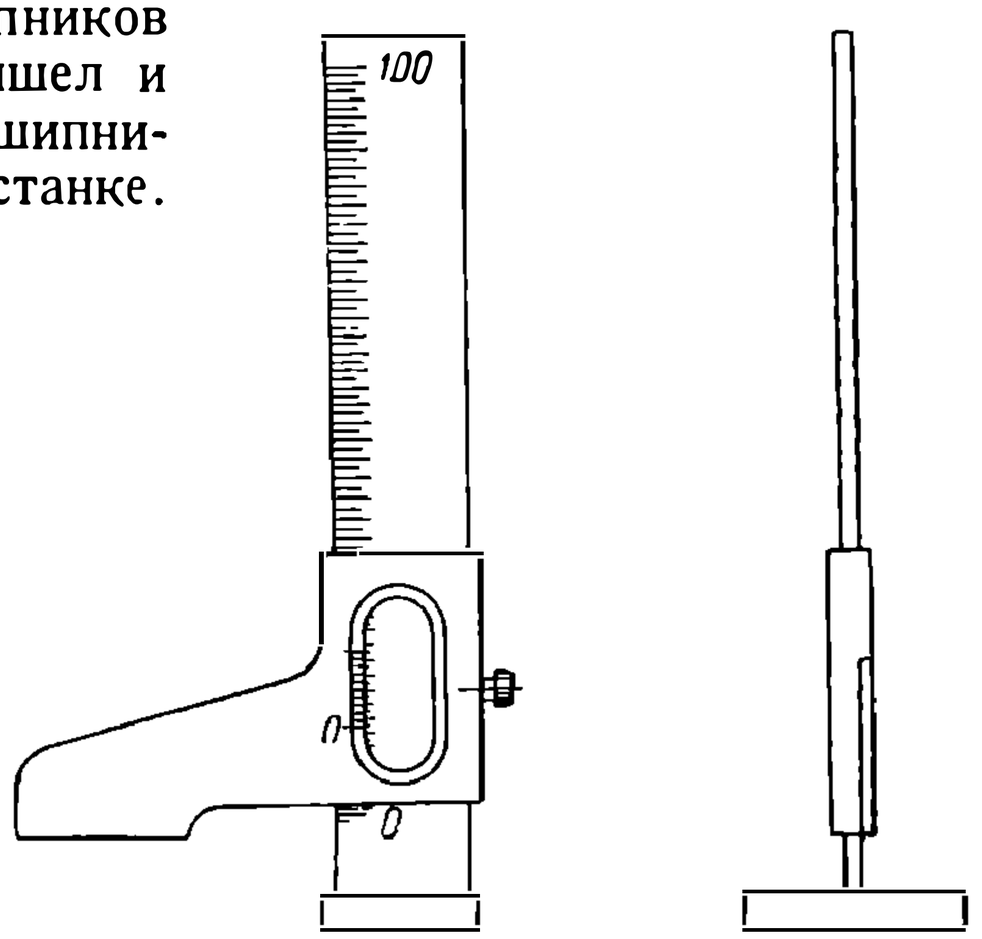
Затем в отверстия дышловых подшипников ставятся специальные центрики с металлическими пластинками и определяют их центры. Из центра на торце подшипника среднего дышла описывается произвольным радиусом контрольная окружность, по которой подшипник устанавливается для расточки. Из того же центра делают при помощи штикмаса радиусом, равным расстоянию между центрами осей паровоза, засечки на пластинках, проводят риски по кернам,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

определяющие линии центров дышел, до пересечения с засечками на брусках. Точки пересечения определят центры соседних подшипников сцепных дышел, из которых также прочерчиваются и закерниваются контрольные окружности. Таким же образом, делая штикмасом засечки из вновь найденных центров на брусках соседних подшипников, найдем центры остальных подшипников. С целью ускорения разметки у плиты устанавливаются простроганные, выверенные по линейке железные балки, на которых делают ряд параллельных рисок, а на последних наносят и закернивают расстояния между центрами дышел различных серий. При разметке эти расстояния берут штикмасом. Чтобы определить толщину торцовых буртов подшипников, необходимо иметь расстояния от альбомного положения средней линии сцепных дышел до наружного и внутреннего буртов пальца каждого кривошипа. Тогда, зная проектный разбег, который должен для дышловых подшипников быть не менее соответственного разбега для буксовых, определим величины буртов подшипника $d_1 = a - c - h$ и $d_2 = b - c - h$ (фиг. 418), которые при помощи рейсмуса наносятся и затем накернiваются на буртах подшипников от накерненной средней линии дышел и служат для обрезки буртов подшипников после расточки на токарном станке.



Фиг. 418.



Фиг. 419.

После указанной разметки клиновые подшипники вынимаются из дышел и передаются на станок для расточки и подрезки по разметке.

Расточку производят на карусельном станке или на обычном токарном станке с 4-кулачковым супортом и револьверной головкой. Для измерения диаметра служит штикмас с микрометром, а для высоты буртов подшипника так называемый высотомер (фиг. 419). Радиус галтелей контролируется шаблоном. Втулочные подшипники растачиваются при изготовлении или, не вынимая их из дышел, на горизонтально-расточном станке.

После расточки и обрезки торцов клиновых подшипников их снова ставят на место в дышло, наблюдая за плотным прилеганием к плоскостям рамок. В отверстия дышловых подшипников снова устанавливаются бруски, на которых при помощи нутромера находят центр подшипников и проверяют штангенциркулем расстояния между ними.

Допуски, принятые для расстояний между центрами подшипников

По принятым для паровозостроения и ремонта допускам расстояния между центрами подшипников дышел не должны отличаться от проектных более чем на $\pm 0{,}3$ *мм*. Осуществление таких допусков требует соответственной точности изготовления и ремонта плоскостей, соприкасания рамных головок и подшипников дышел и расточки подшипников. Это особенно относится к дышлам, имеющим круглые подшипники (как например у паровозов серий «Э^{у}», «Э^{м}», «СО», «ФД», «ИС»). Эти дышла после указанной разметки разъединяются, снимаются с плиты

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и каждое порознь передается на горизонтально-расточный станок, на котором растачивают круглые подшипники.

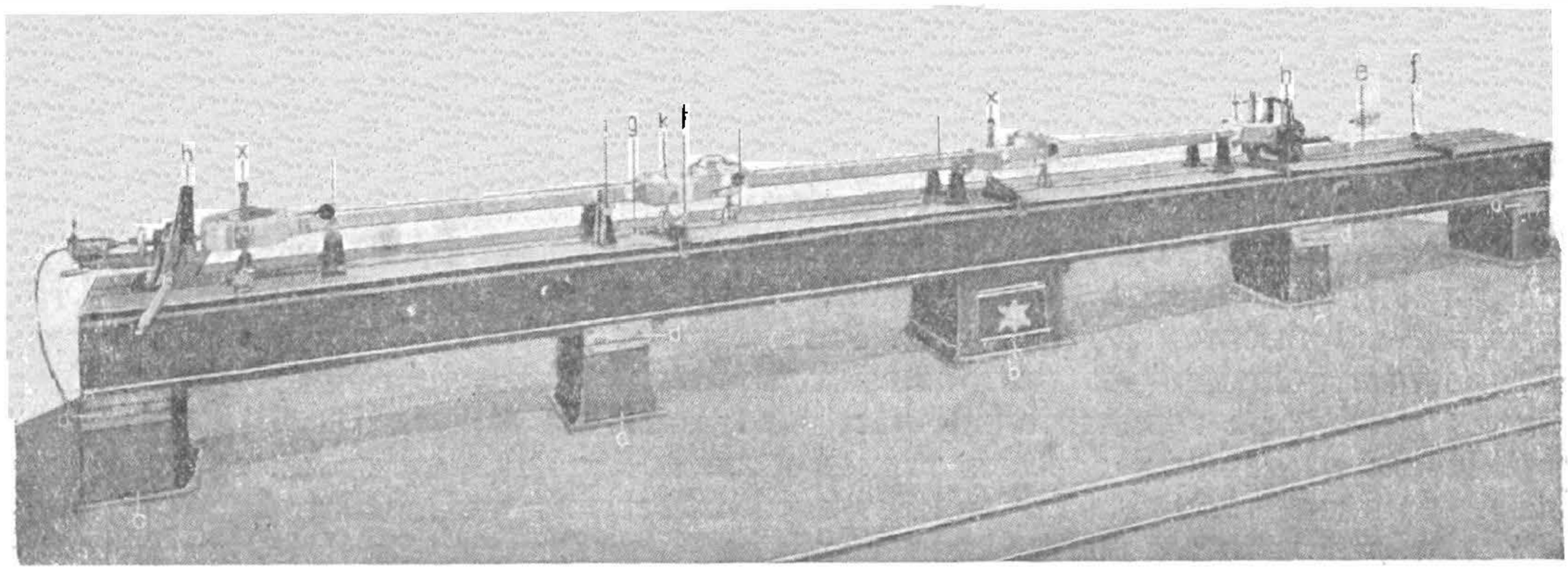
Установку и укрепление дышел на столе станка производят при помощи угольника, клиньев, прижимных планок и болтов, располагая боковые плоскости дышел перпендикулярно к столу станка. Шпиндель станка устанавливают по контрольной окружности. Расточка производится сначала грубо, затем чистовым резцом. Измерение диаметра производят штикмасом, микрометром и высотомером.

Большую точность в соблюдении расстояний между центрами одного дышла и параллельность расточки подшипников обеспечивает двухшпиндельный горизонтально-расточный станок. Дышло устанавливается на столе этого станка так, чтобы срединная линия дышла была параллельна направляющим станка. Один из шпинделей станка устанавливается по контрольной окружности одного из подшипников, а другой устанавливается от первого на заданном расстоянии, наблюдая, чтобы оси обоих шпинделей находились в одной горизонтальной плоскости. Затем расточку производят одновременно обоими шпинделями, подрезая вслед за тем бурты подшипников. В практике заграничных заводов иногда употребляют для указанной работы пятишпиндельные горизонтально-расточные станки, на которых после разметки растачиваются одновременно подшипники всех сцепных дышел, обеспечивая значительную точность расстояний между центрами подшипников и параллельность расточки последних.

§ 8. Новейшие способы проверки дышел

Способ проверки дышел по системе завода «Геншель»

Заводом «Геншель» в Германии применяется для проверки дышел сцепных и ведущих — специальный стэнд, позволяющий производить проверки с точностью до сотых долей миллиметра. Стэнд состоит из длинного стола с пятью ножками (фиг. 420); средняя ножка *b* привернута к столу, а остальные четыре *c*

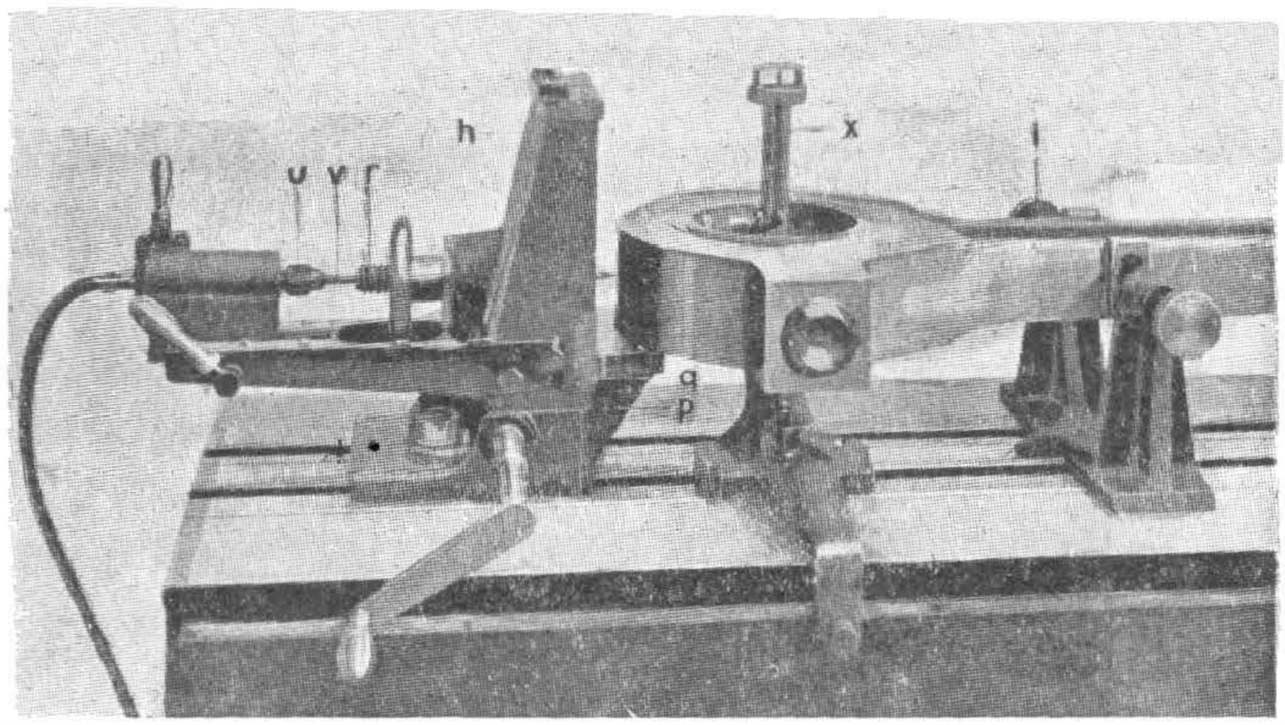


Фиг. 420.

имеют ролики, по которым стол может следовать изменениям, вызываемым температурными колебаниями. В середине плиты стола вделан масштаб *e*, состоящий из нескольких частей и имеющий мелкие деления в десятых и сотых долях миллиметра. По обе стороны вдоль этого масштаба имеются две канавки Т-образной формы для установки мерительных стоек, болтов и микроскопа. В канавках расположены стойки *h*, служащие для поддержки головок дышел, которые могут быть укреплены в любом месте стола. Каждая из мерительных стоек *f* имеет конусное отверстие, служащее для постановки микроскопа и мерительного болта. Масштаб освещается небольшой электрической лампой, помещенной под отверстием стойки. Для поддержки длинных дышел применяются домкратики *n*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

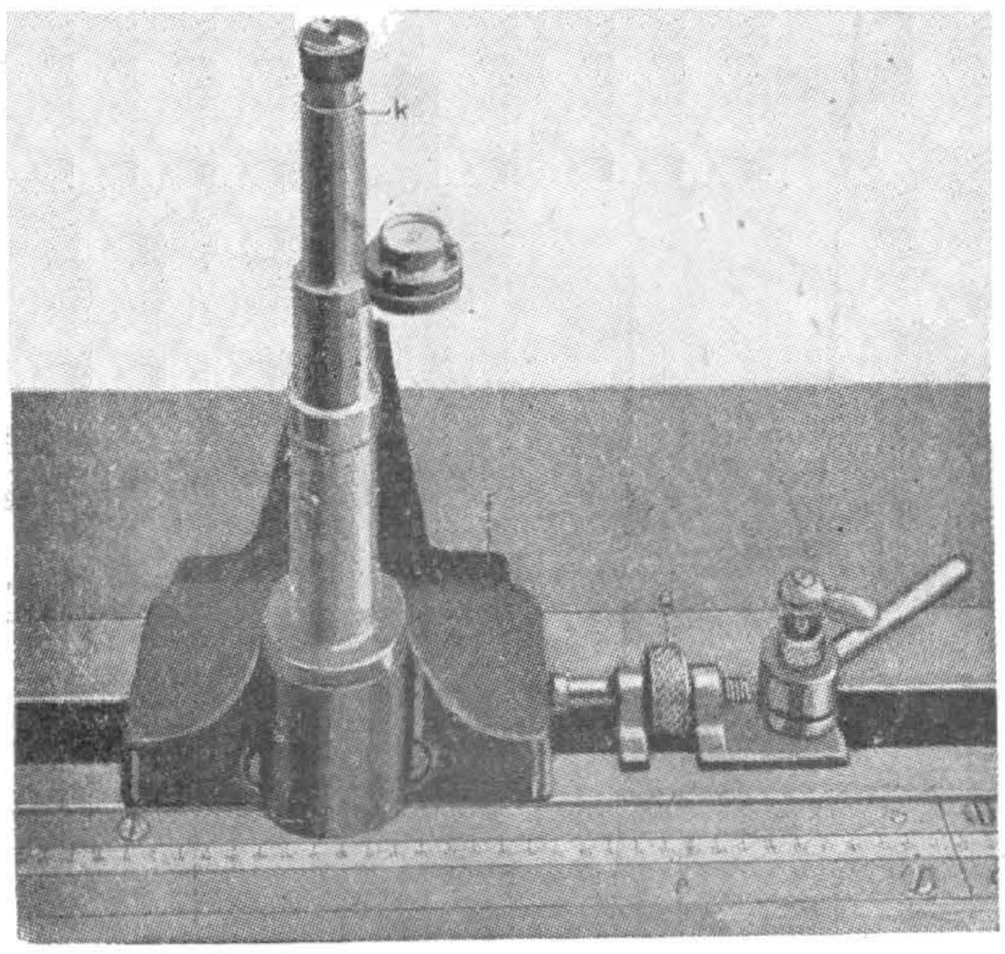
Каждая из стоек имеет подставки *p* (фиг. 421), передвигающиеся вертикально при помощи винта, на которые кладется головка дышла. Для точной установки имеется миллиметровая шкала *q*. В стойке *h* на определенной высоте стола расположен горизонтальный шпиндель *r*, просверленный по длине. На салазках *t* укреплена небольшая пневматическая машинка *u* со сверлом *v*, которой, проходя через отверстие шпинделя, кернят и надсверливают середину головки дышла. Эта середина служит для дальнейших установок дышла при обработке. При помощи стоек *i* с горизонтальными винтами дышла выверяются. Микроскоп *k* (фиг. 422) служит для точной установки стоек *f* так, чтобы центры их отверстий, принимающие мерительные болты, были расположены один от другого на расстояниях, равных альбомным расстояниям между центрами головок дышел. Мерительные болты нижней частью пригнаны к конусному отверстию стоек. Верхняя часть болтов отшлифована и служит для установки микрощупа, при помощи которого проверяется концентричность и параллельность в отношении болта отверстий подшипника.



Фиг. 421.

Ведущие и сцепные дышла, после того как в них поставлены подшипники, размечаются на плите стэнда при помощи масштаба, причем исходят от проектных расстояний между центрами.

Поддержки *p* (фиг. 421), в зависимости от величины дышловых головок, устанавливаются по миллиметровому делению *q* так, чтобы все головки лежали параллельно плите. Против центра каждого подшипника в одну из Т-образных канавок плиты ставится стойка *f*. Через отверстие подшипника дышла вводится в конусное отверстие этой стойки микроскоп *k*, включается свет, и стойка *f* устанавливается таким образом, чтобы нулевая точка микроскопа *k* совпала с нулевой масштаба *e* (фиг. 423). После этого устанавливаются остальные стойки *f* по числу отверстий подшипников дышел на расстояниях, точно соответствующих проектным, определяемых масштабом *e*.



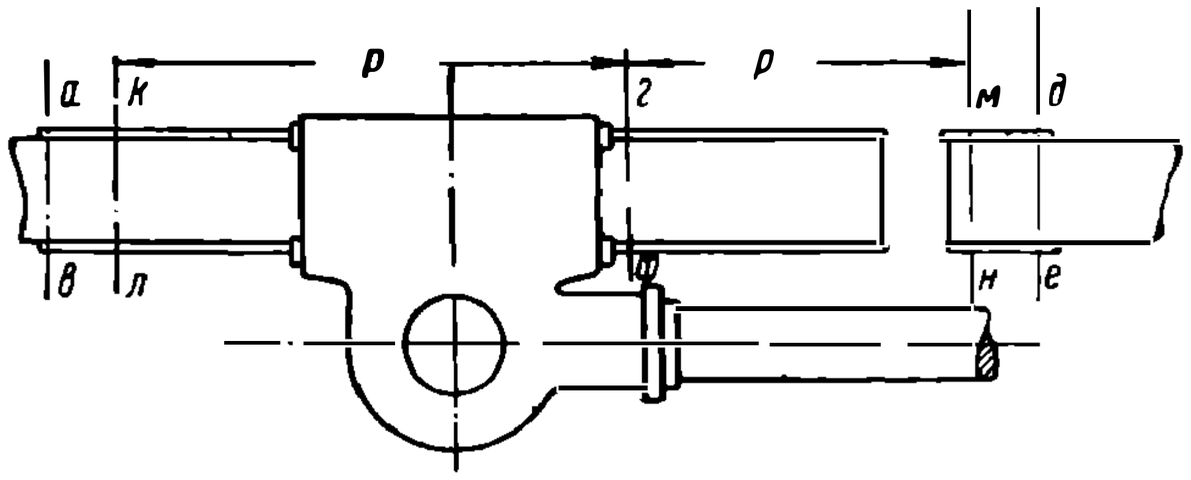
Фиг. 422.

В конусное отверстие каждой стойки *f* устанавливается измерительный болт при помощи стоек *h* с поддержками *p* и стоек *i* с винтами для боковых перемещений дышла в продольном и поперечном направлениях так, чтобы центры дышловых головок совпали с центрами этих болтов, для чего применяется особая миллиметровая линейка. При помощи рейсмуса на каждой дышловой головке делается контрольная риска (фиг. 424), по которой должны устанавливаться дышловые подшипники для расточки. В то же время сверлилкой *u* (фиг. 421) надсверливается керн на средней линии дышла. Эти керны и окружность служат для правильной установки дышла

НВ УДУНТ (ДІІТ)

параллели вторую риску *а—в* по заднему краю поползушки; 2) при помощи линейки и штангенциркуля расстояние между намеченными ударными рисками делят пополам и отмечают середину хода поршня риской *г—ф*; 3) откладывают от риски *г—ф* в обе стороны величину радиуса кривошипа *р* и намечают штикмасом ход поршня рисками *к—л* и *м—н*.

Наметив ход поршня, устанавливают кривошип в мертвое положение, для чего: 1) ставят крейцкопф передней кромкой поползушки в соответствующее из намеченных мертвых положений *м—н*; 2) боксуют паровоз вперед, пока кривошип не займет положения *А* (фиг. 425б), не доходя до мертвого положения на угол, меньший 20—30°; 3) устанавливают в отверстия подкрейцкопфный валик самоцентрирующиеся втулки и пропускают через них точеный стержень, который определит положение оси крейцкопфного валика; 4) измеряют штикмасом длину *А—С*, несколько бóльшую истинной длины ведущего дышла; 5) выбивают на раме керн *О* и при помощи крючка, установленного одним концом в точке *О*, отмечают точку *т* на контрольной окружности, наносимой на наружной боковой поверхности бандажа при обточке; 6) боксуют ведущее колесо, пока точка *А* не перейдет в точку A_1, контролируя штикмасом равенство расстояний *А—С′* и A_1—*С′*; 7) наносят на контрольной окружности бандажа при помощи того же крючка точку *у*; 8) делят пополам расстояние между точками *т* и *у* по дуге и отмечают середину *х*; 9) боксуя паровоз назад до совпадения точки *х* с крючком, установленным одним концом в точке *О*, ставят кривошип в переднее мертвое положение. После этого определяют специальным штикмасом расстояние между центрами кривошипа и крейцкопфного валика *А—С*, которое дает длину ведущего дышла.



Фиг. 425а.

Фиг. 425б.

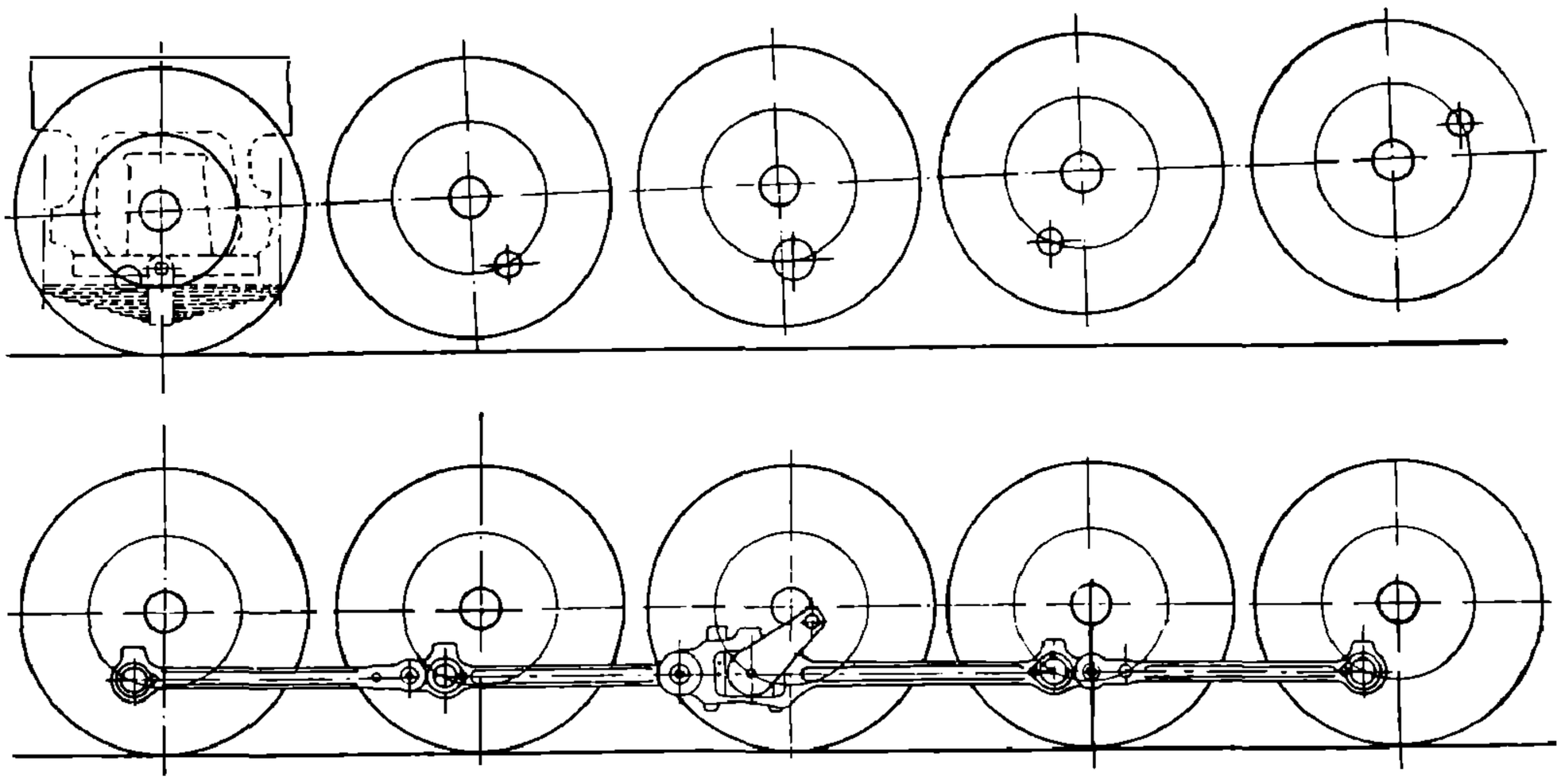
Расстояния *а — к* и *м — д*, отмечаемые на параллели, будут давать размеры вредных пространств в цилиндре. При определении длины дышла, обеспечивающей равенство этих пространств, необходимо сделать поправку на удлинение штока поршня от нагрева паром, достигающее 1 *мм*. Для равенства вредных пространств при определении вышеуказанным способом длины дышла последнюю надо изменить так, чтобы на холодном паровозе заднее вредное пространство *а—к* было на 2 *мм* меньше переднего *м—д*, тогда в рабочем состоянии поршень, удлиняясь на 1 *мм*, уменьшит на эту величину переднее и увеличит заднее вредное пространство. Определение длины ведущего дышла может быть произведено и без боксовки, которую желательно избежать как для сокращения излишней затраты рабочей силы, так и сокращения места для проверки, особенно в случае мощных паровозов серий «ФД» и «ИС». Проверка парораспределительного механизма паровоза без боксовки ведется при помощи оптического прибора системы Аникеева или по способу Комеко. После определения длины поршневого дышла подшипники его размечаются под расточку.

§ 9. Навеска дышел

При навеске дышла паровоза серии «Э» задняя ось устанавливается так, чтобы отверстие для съемного бурта пальца кривошипа приходилось между рессорой и буксовой струнко́й (фиг. 426). Затем заклинивают заднюю колесную па-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ру и подкладывают на буксы под вырезы рамы прокладки. Потом приподнимают паровоз за передний брус так, чтобы бандажи 4-й оси поднялись над рельсом приблизительно на 5 *мм*, после чего кантуют приподнятые колесные пары так, чтобы их пальцы кривошипов стали в такое же положение, как у задней оси, а ведущую колесную пару так, чтобы полка кривошипа находилась в нижнем вертикальном положении. Далее навешивают среднее дышло комплекта на сцепной палец ведущей оси, выкантовывают ведущую колесную пару так, чтобы палец кривошипа принял положение, одинаковое с остальными пальцами. Затем очищают и смазывают сцепные пальцы, заводят втулочные подшипники на пальцы 1-й и 4-й осей, выравнивая при этом положение пальцев, а затем заводят подшипники на пальцы 2-й и 5-й осей. Затем заводят на место большой (сцепной) разъемный подшипник, ставят прокладки и клинья, опускают паровоз, ставят на место и закрепляют грибки, регулируют положение клиньев большого сцепного подшипника и закрепляют болты. Очищают и смазывают шейку ведущего пальца и лобовую (переднюю) половину подшипника ведущего дышла, одевают задний конец ведущего дышла на палец



Фиг. 426.

кривошипа, ставят клиновую (заднюю) половину подшипника, скобу, забивают клин, регулируют клин, оставляя намеченный установленный натяг подшипника, и ставят клиновые болты.

Очищают и обтирают крейцкопф, поднимают передний конец ведущего дышла до совпадения отверстий для крейцкопфного валика. Очищают и смазывают крейцкопфный валик и ставят его на место, ставят и закрепляют нажимной фланец.

Навесив дышла одной стороны, ставят кривошип другой стороны, боксуя паровоз в положение, аналогичное описанному, и также навешивают дышла другой стороны.

Для паровозов серии «ФД», где все подшипники круглые, надевают дышла отверстиями головок с заведенными в них плавающими втулками в той же последовательности, как и для серии «Э», т. е. сначала на палец ведущей оси, затем 1-й и 4-й, 2-й и 5-й осей, кантуя в случае надобности колесные пары. По навеске дышел ставят грибки пальцев. Ведущее дышло одевают на палец ведущего кривошипа задней головкой с заведенной в нее плавающей втулкой. После навески ведущего дышла ставят съемный контркривошип.

Различие в усилиях, передаваемых различным головкам дышел, и неоднородность материала вызывают неодинаковый износ дышловых подшипников. Образующиеся вследствие этого зазоры вызывают удары подшипников и дальнейший ускоренный износ их. В зависимости от различных условий работы па-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ровоза износ подшипников колеблется в значительных размерах. При разъемных подшипниках разработку отверстий подшипников при деповском ремонте устраняют первое время эксплуатации путем спиливания металла по плоскостям соприкосновения половинок подшипника друг с другом, после чего их сближают, прижимая одну из них или обе (среднее сцепное дышло серии «Э») клином. Но эта мера, устраняя большой зазор между пальцем и подшипником, не восстанавливает правильного расстояния между центрами подшипников. Это расстояние с каждым повторным исправлением нарушается все более и может повлечь расстройство дышлового механизма включительно до поломки подшипников, их расплавления и обрыва дышел. После пробега от 15 до 20 тыс. *км* необходимо в депо осмотреть подшипники и произвести проверку по центрам. Кроме того, осмотр и проверка дышел по центрам должны производиться в депо при каждом подъемочном ремонте.

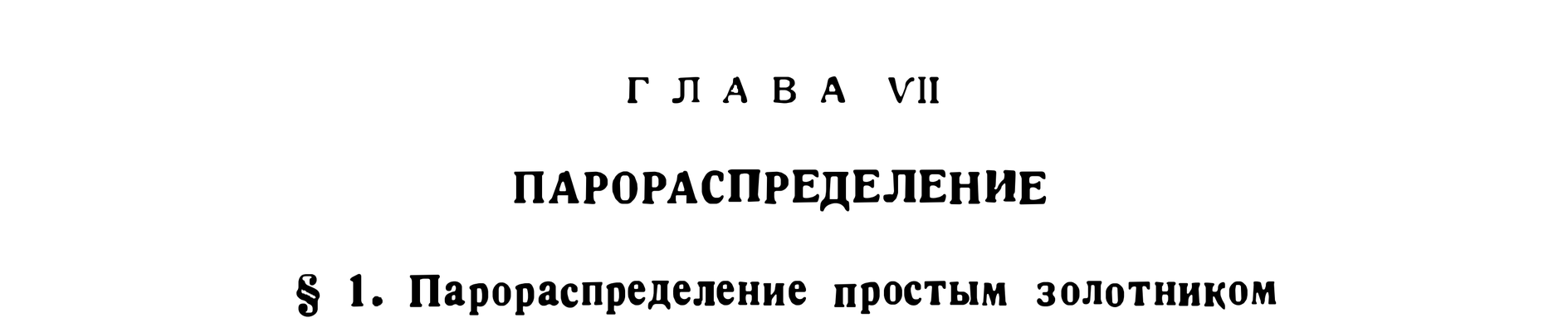
ГЛАВА VII

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

§ 1. Пароraспределение простым золотником

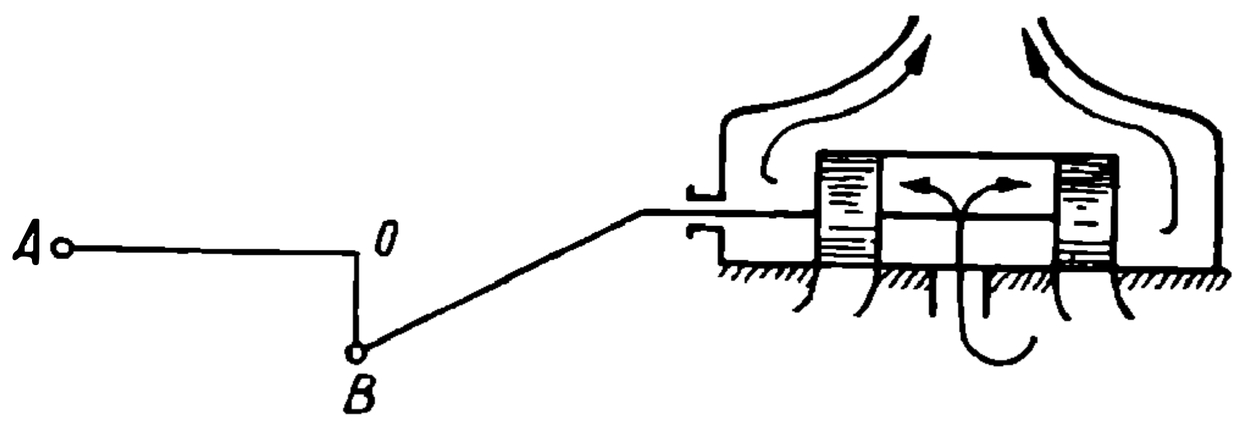
Паровозная паровая машина принадлежит к числу машин двойного действия, т. е. таких, в которых работают обе полости цилиндра; следовательно, механизм должен распределять попеременно впуск и выпуск пара для каждой полости.

Пароraспределительный механизм состоит из внутреннего органа (золотника, крана, клапана) и наружного механизма привода (кулиса или механизм).



Фиг. 427.

Если представить себе простейшую машину, работающую без расширения пара, — машину полного давления, то нетрудно будет видеть (фиг. 427), что золотник должен иметь толщину кромок, равную ширине окна *a*, а эксцентрик *r*,



Фиг. 428.

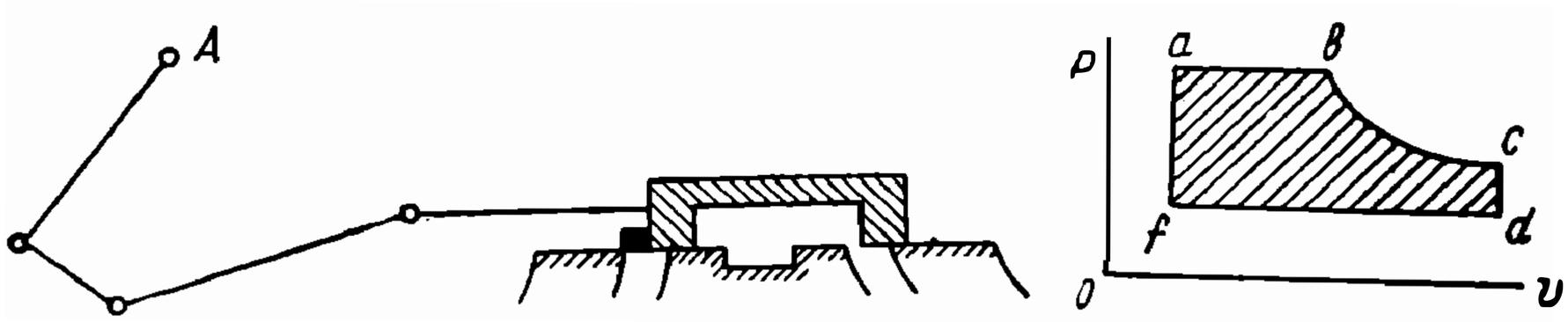
приводящий в движение золотник, должен быть заклинен под углом в 90° к кривошипу *OA* (соответствующая индикаторная диаграмма показана справа).

Пар впускается снаружи золотника (внешний впуск), и вращение вала машины происходит по часовой стрелке. Если же изменить направление впуска пара, сделав его внутри золотника (фиг. 428), а отводить снаружи, то вращение машины

НБ УДУНТ (ДІІТ)

будет происходить в противоположную сторону; этим пользуются на практике для перемены направления вращения машины (стокер).

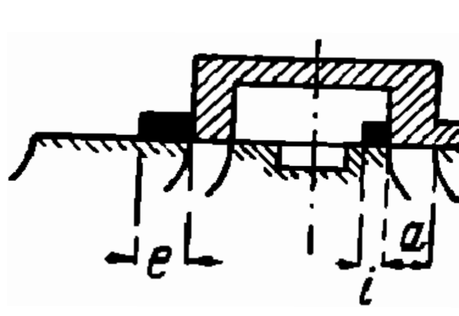
Работа машины полного давления является очень неэкономичной, и средством поднятия экономичности является работа пара с расширением; впуск пара (степень наполнения) происходит только на некоторой части хода поршня, после чего происходит так называемая отсечка и далее расширение пара.



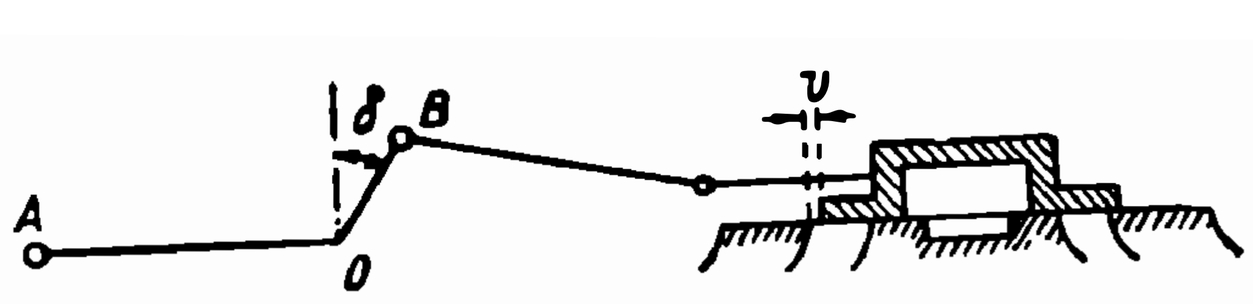
Фиг. 429.

Для осуществления отсечки золотник (фиг. 429) должен иметь особые лапы со стороны впуска пара или перекрышу впуска, называемую ранее (при внешнем впуске) наружной перекрышей. Величина этой лапы определяется при постановке золотника в среднее положение (фиг. 430) и обычно обозначается через *e*.

Однако наличие перекрыши впуска *e* вызывает необходимость изменения угла заклинения эксцентрика, который нужно будет сделать не 90°, а несколько больше; величина этого сдвига определяется из условия возможности проникновения пара в цилиндр, при мертвом положении кривошипа; следовательно, золотник должен открыть окно на некоторую величину *v* (фиг. 431), называемую линейным предварением впуска.

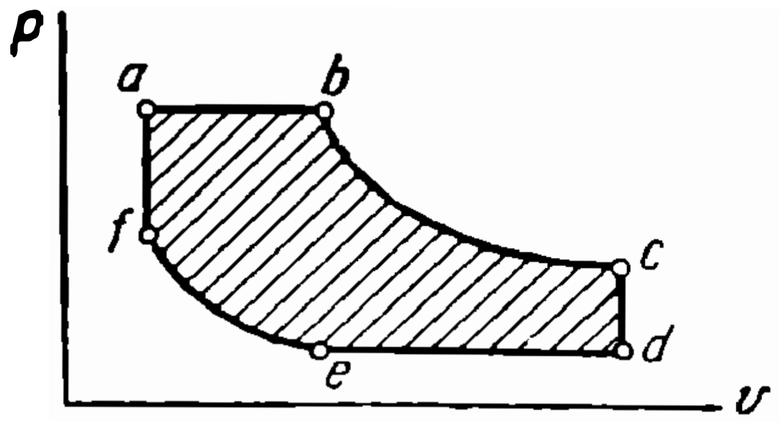


Фиг. 430.

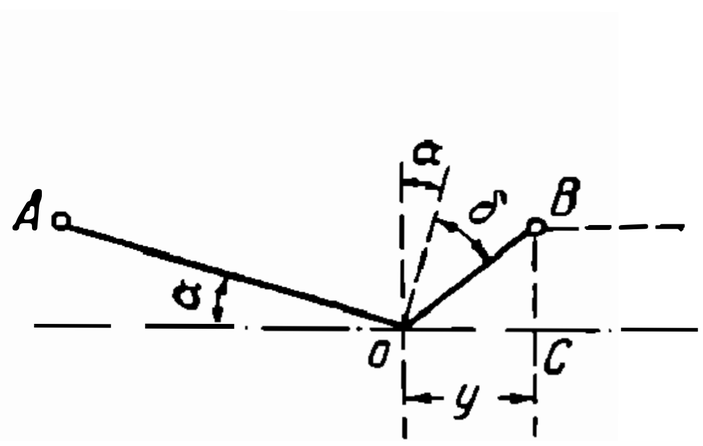


Фиг. 431.

Обычно эта величина равняется 5 *мм* (в скоростных паровозах она доходит до 8 *мм*). Угол δ отклонения эксцентрика от вертикали называется углом опережения и угол (90° + δ), под которым эксцентрик заклинен по отношению к кривошипу, называется углом заклинения.



Фиг. 432.



Фиг. 433.

Нужно заметить, что наличие перекрыши впуска вызывает новую фазу в рабочей диаграмме, фазу сжатия *ef* (фиг. 432), необходимого для устранения ударов в движущем механизме при наличии зазоров; кром того, при наличии сжатия уменьшается расход пара и обеспечивается плавность перехода через мертвые положения.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Для того чтобы проследить за процессом, происходящим в цилиндре паровой машины, исследуем движение золотника. За основу всех исследований берется зависимость отклонения золотника от его среднего положения в функции угла поворота кривошипа или от положения поршня, и далее графическое изображение этой зависимости — в виде диаграммы Цейнера, Мюллера или Шорха.

§ 2. Основное уравнение движения золотника

При выводе основного закона движения золотника вводим допущение, что все длины тяг бесконечно велики, тогда движение золотника будет тождественно движению проекции точки B эксцентрика на направление движения.

Пусть кривошип OA (фиг. 433) повернулся на угол α от линии мертвых точек, тогда направление эксцентрика OB составит с вертикалью угол $(\alpha + \delta)$, где δ — угол опережения эксцентрика; проекция $OC = y$ представляет перемещение золотника от среднего положения; величина этого перемещения равна:

$$y = OB \sin OBC = r \sin (\alpha + \delta). \tag{335}$$

Таким образом перемещение золотника от среднего положения будет пропорционально синусу угла поворота кривошипа. Графически это хорошо уясняется из диаграммы Цейнера.

§ 3. Диаграмма Цейнера

Построение диаграммы Цейнера производится следующим образом: описывают окружность кривошипа (радиусом R) в каком-либо масштабе (фиг. 434); под углом опережения эксцентрика δ к вертикали проводят луч OD и на нем описывают окружность радиуса $\frac{r}{2}$ ($r = OC$). Эта окружность называется окружностью Цейнера, которая дает возможность графического получения искомого закона перемещения золотника, а именно: всякая секущая этой окружности, проведенная через точку O под любым углом α поворота кривошипа к линии мертвых точек, дает перемещение золотника от среднего положения, действительно, для произвольно выбранного угла α (положение кривошипа в точке E), секущая OK найдется из соотношения:

$$OK = OC \sin KCO,$$

но

$$OC = r, \text{ а угол } KCO = 90° - KOC,$$

в свою очередь

$$\text{угол } KOC = 90° - \delta - \alpha,$$

следовательно,

$$OK = r \sin (\alpha + \delta) = y.$$

Из приведенной фигуры видно, что крайнее положение золотника соответствует положению кривошипа в точке D, т. е. в тот момент, когда кривошип повернется на угол $(90° - \delta)$. Это следует и из предыдущей формулы при $y = r$, $\sin (\alpha + \delta) = 1$, т. е. $\alpha + \delta = 90°$, откуда $\alpha = 90° - \delta$. Среднее положение золотника соответствует положению кривошипа в точках T или T', когда секущая превращается в касательную TT'.

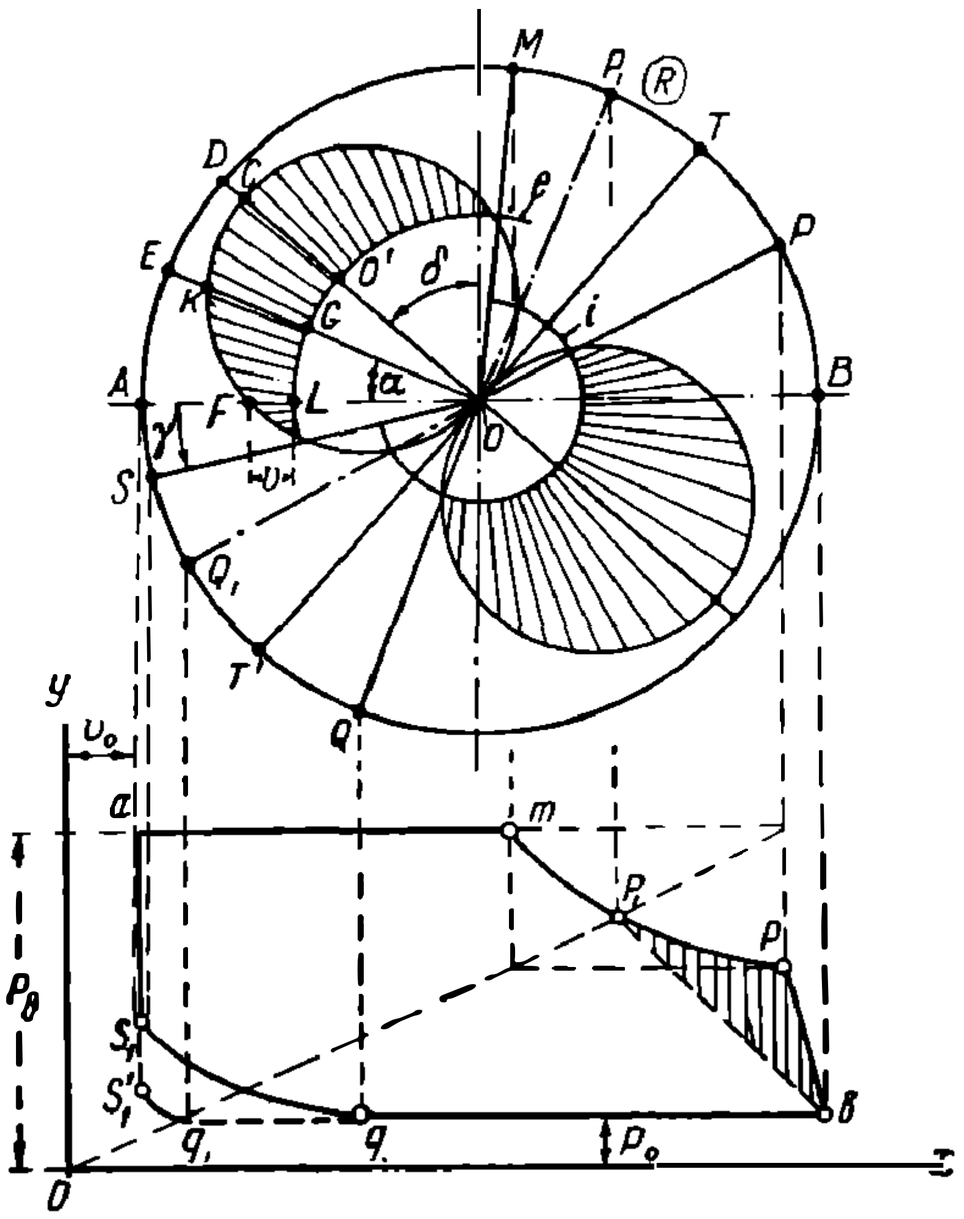
По этой же диаграмме можно определить и величину открытия впускного или выпускного окна для данного положения золотника: для этого проводим окружность из центра O радиусом, равным перекрыше впуска e (нужно отметить, что масштабы окружности Цейнера, т. е. диаметр r, перекрыши впуска e или вы-

РЕПОЗИТОРИЙ УГНТУ (ДИТ)

пуска i, могут быть иные, чем масштаб окружности кривошипа R); тогда разность между секущей окружности Цейнера и величиной e даст открытие впускного окна a; так, для положения кривошипа OE окно открывается на величину:

$$a = OK - OG = y - e. \quad (336)$$

Вообще открытие окна измеряется величиной отрезка между окружностью Цейнера и окружностью перекрыши (на чертеже эта площадка заштрихована, причем измерение окна должно быть произведено по прямым, сходящимся в центре O).



Фиг. 434.

При мертвом положении кривошипа окно открыто на величину:

$$a_0 = v = OF - OL = r \sin \delta - e. \quad (337)$$

Это и есть линейное предварение впуска v. Ясно, конечно, что открываться окно начинает еще до прихода поршня в крайнее положение и, следовательно, пар поступает в цилиндр навстречу движущемуся поршню. Угол γ, образуемый положением кривошипа, соответствующим моменту начала открытия окна, с линией мертвых точек, называется углом предварения впуска (положение кривошипа в точке S); с этого момента окно начинает открываться, достигая максимальной величины открытия в точке C, после чего идет закрывание. В точке M окно закрыто, произошла отсечка; далее золотник приближается к своему среднему положению (прямая TT') и затем отклоняется в другую сторону; если у золотника нет перекрыши выпуска, т. е. напуска со стороны кромки, производящего выпуск пара (как это показано на фиг. 430 у левой части золотника), то величину выпускного окна можно найти, описывая второй круг Цейнера на продолжении диаметра OD, тогда всякая секущая даст непосредственно величины открытия выпускного окна: при наличии перекрыши выпуска i (положительной) (фиг. 430, правая часть золотника) выпускное окно будет измеряться разностью отрезков, заключенных между окружностью Цейнера и окружностью i, проведенной из центра O (на фиг. 434 выпускное окно заштриховано). Окно в этом случае начнет открываться не со среднего положения золотника, а с того момента, когда золотник продвинется на величину i, что соответствует положению кривошипа в точке p, закрытие окна соответствует точке Q. Обычно все эти фазы переносят на индикаторную диаграмму, построенную внизу на фиг. 434. Задаваясь вредным пространством (около 10%), строят оси координат OX и OY; имея начальное давление $p_в$ и выбирая масштаб, сносим точку A, соответствующую мертвому положению кривошипа, на индикаторную диаграмму (точка a); предполагая, что потерь нет, проводим горизонталь am до пересечения с вертикалью mM из точки M; точка m соответствует отсечке [1]; далее от точки m строим кривую расширения до пересечения с вертикалью, проведенной из точки p (момент начала выпуска). Эта кривая расширения mp строится или как гипербола — при работе машины насыщенным паром, или как адиабата — при перегретом паре (построение см. ниже); от точки p до конца хода поршня происходит выпуск пара совместно с расширением (предварение выпуска, фаза $pв$), причем давление понижается до давления p_0; от точки $в$ до точки q происходит выталкивание пара поршнем, после чего

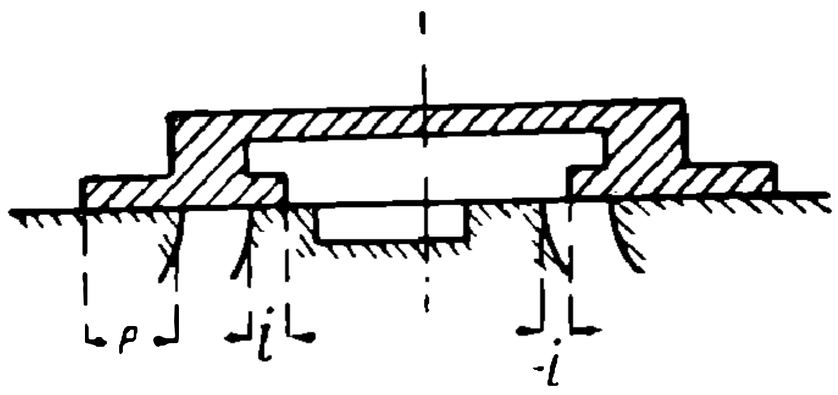
[1] Длина шатуна принята бесконечно большой.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

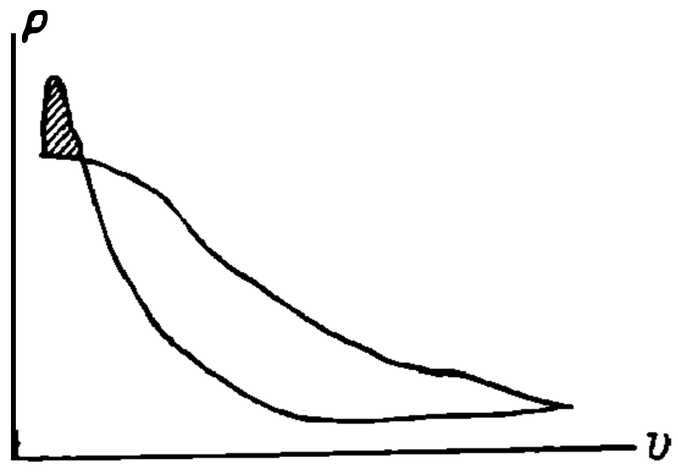
начинается сжатие пара, продолжающееся до точки S, в этот момент начинает открываться впускное окно, и пар поступает навстречу поршню на протяжении Sa (предварение впуска).

Влияние отрицательной перекрыши выпуска на индикаторную диаграмму

В том случае, когда перекрыша выпуска i — отрицательная, т. е. налицо имеется так называемая недокрыша (фиг. 435, справа), выпуск пара из цилиндра начнется раньше, чем золотник придет в среднее положение, а именно при положении кривошипа в точке P_1 (фиг. 434), соответствующей пересечению первой же окружности Цейнера с окружностью радиуса i (окружности перекрыши выпуска), а при среднем положении золотника кривошип находится в точке T, и выпускное окно открыто на величину i; ясно, конечно, что расширение пара будет меньше, предварение выпуска больше и площадь индикаторной диаграммы уменьшится на величину $p_1 p_в$ (заштрихованную на фиг. 434).



Фиг. 435.



Фиг. 436.

Однако это уменьшение очень желательно для паровозов, работающих с большими скоростями, так как большая часть пара должна успеть уйти именно во время предварения выпуска, чтобы не создавать значительного противодавления при обратном движении поршня. Что же касается конца выпуска или начала сжатия пара, то ясно, что при отрицательной перекрыше выпуска оно начнется несколько позже, чем золотник придет в среднее положение, — при положении кривошипа в точке Q_1; результатом этого позднего начала сжатия будет меньшее давление в конце хода поршня. Это особенно важно при работе с малыми отсечками, при которых сжатие получается особенно большим; в результате может получиться петля (фиг. 436), указывающая на то, что давление в конце сжатия превышает давление впуска. Обычно для быстроходных паровозов перекрышу выпуска берут равной от $0 \div (-2)$ *мм*, для товарных $(0, +3)$ *мм*.

Построение кривой расширения

Для насыщенного пара изменение давления при расширении происходит по закону $pv = \text{const}$ (это случайное совпадение с законом Бойля-Мариотта для газов), т. е. кривая расширения представляет равноосную гиперболу, построение которой может быть произведено например следующим образом (фиг. 437): из точки 2 (начало расширения) проводим вертикальную прямую $2h$ и горизонталь $2g$; если теперь провести какую-либо прямую из начала координат, например Oc, то она пересечет эти прямые в точках d и c; проводя $ce \parallel 2h$ и $de \parallel 2g$, получим в пересечении точку e, принадлежащую кривой расширения; действительно, из подобия треугольников Qcf и Qdh следует:

$$\frac{dh}{cf} = \frac{Oh}{Of} \qquad (337')$$

или, обозначая $dh = f_e = p_e$, $cf = 2h = p_2$, $oh = v_2$, $of = v_e$, будем иметь:

$$\frac{p_e}{p_2} = \frac{v_2}{v_e},$$

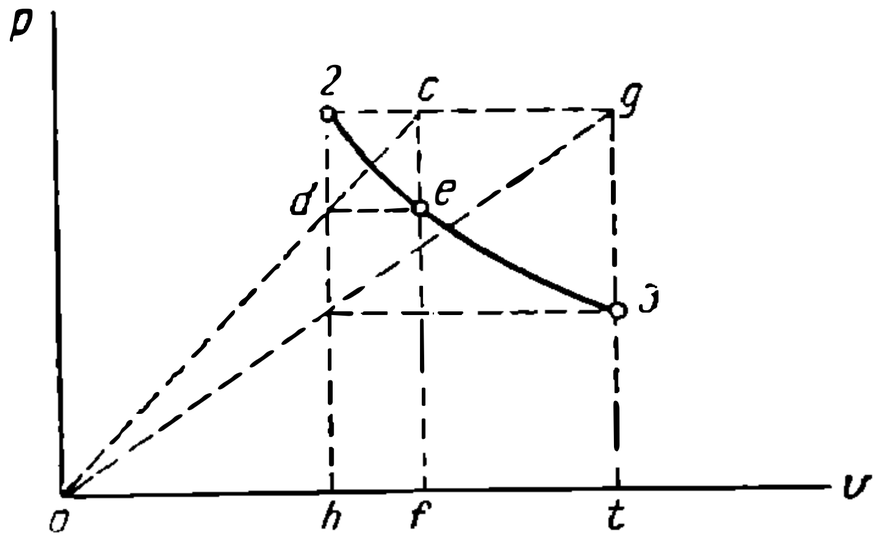
НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

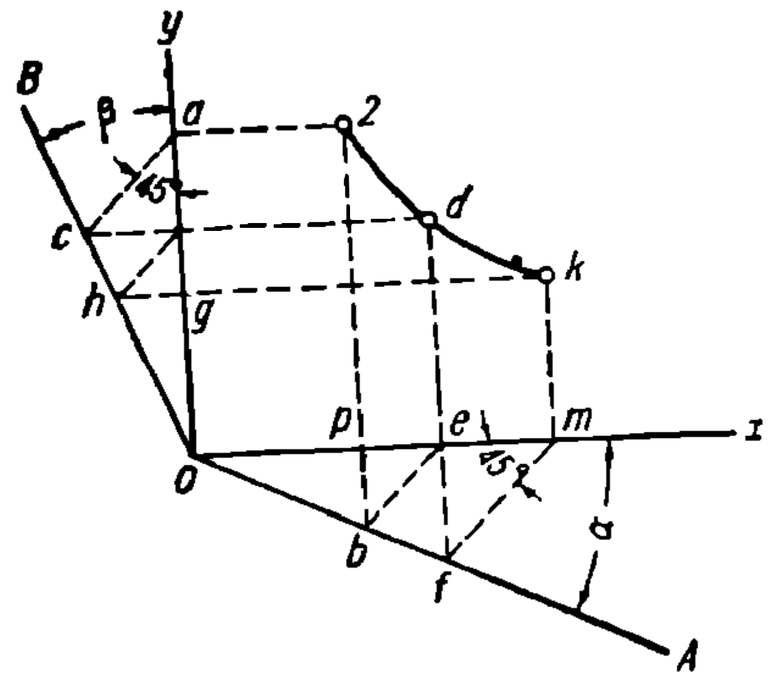
$$p_e \cdot v_e = p_2 \cdot v_2 = \text{const.} \qquad (338)$$

Точно таким же путем может быть построена и кривая сжатия.

При перегретом паре кривая расширения строится по способу Брауера следующим образом (фиг. 438): под произвольным углом α к оси Ox проводят пря



Фиг. 437.



Фиг. 438.

мую OA, а к оси Oy под углом β прямую OB; зависимость между этими углами следующая:

$$\operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n - 1. \qquad (339)$$

Так, если взять угол α равным 30°, то при показателях политропы, изменяющихся в пределах от $n=1$ до $n=1{,}41$, будем иметь согласно табл. 45 следующие значения углов β при $\alpha = 30°$.

Таблица 45

Показатель n	Угол β	Показатель n	Угол β
1,00	30°	1,26	37°50′
1,05	31°30′	1,28	38°25′
1,10	33°	1,30	39°
1,15	34°30′	1,33	39°50′
1,20	35°	1,35	40°20′
1,22	36°40′	1,38	41°20′
1,24	37°10′	1,41	42°

Далее из точки *2*, соответствующей началу расширения, проводим горизонтальную прямую *2a* до пересечения с вертикальной осью в точке *a* и луч *ac* под углом 45° к оси *Oy*; точно так же проводится наклонная прямая *be* под углом в 45° к оси *Ox* из точки *b*, полученной от пересечения луча *OA* с вертикальной прямой *2b*; если теперь провести из полученных точек *c* и *e* прямые *cd* и *de*, то точка *d* их пересечения будет лежать на искомой кривой; действительно:

$$pb = pe = Oe - Op, \text{ но } Oe = v_d, \text{ а } Op = v_2,$$

следовательно, $pb = v_d - v_2$;
далее имеем:

$$p_2 - p_d = 2p - de,$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{pb}{Op} = \frac{v_d - v_2}{v_2} \text{ или } v_d = v_2 (1 + \operatorname{tg}\alpha).$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Далее имеем:

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{hg}{Og}=\frac{2p-de}{de}=\frac{p_2-p_d}{p_d}\quad\text{или}\quad p_2=p_d(1+\operatorname{tg}\beta).$$

Основное уравнение политропы имеет вид: $pv^n=\text{const}$ или для данного случая

$$p_2\cdot v_2^n=p_d\cdot v_d^n;$$

делая подстановку, получим:

$$p_d(1+\operatorname{tg}\beta)v_2^n=p_d\cdot v_2^n(1+\operatorname{tg}\alpha)^n$$

или, делая сокращение на $p_d v_2^n$, будем иметь:

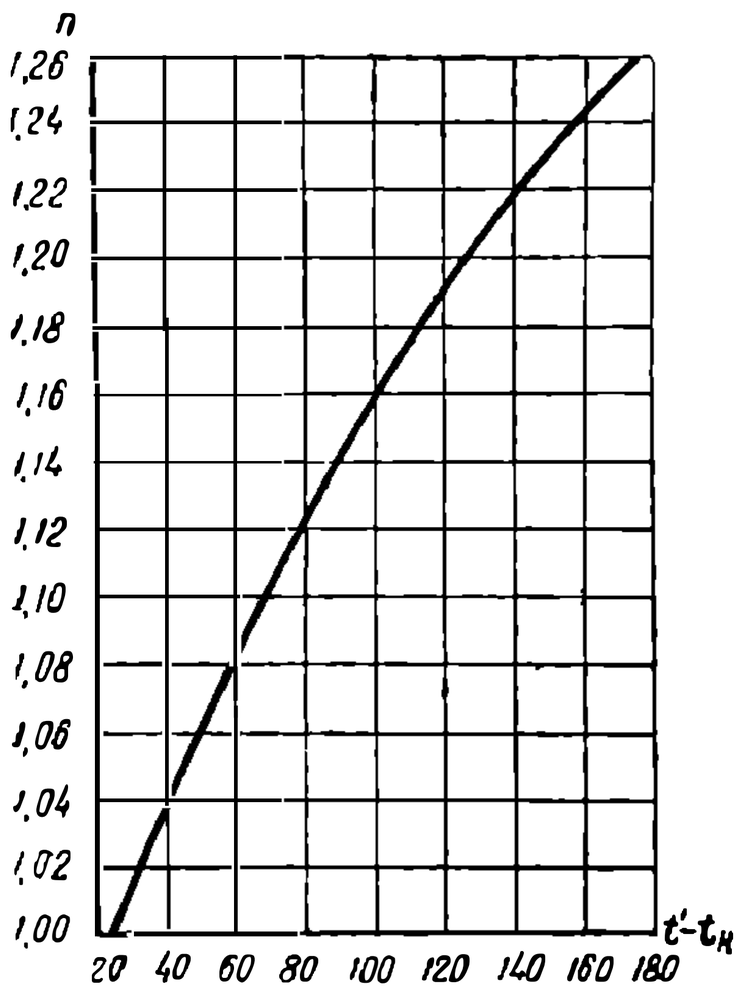
$$(1+\operatorname{tg}\beta)=(1+\operatorname{tg}\alpha)^n,$$

откуда

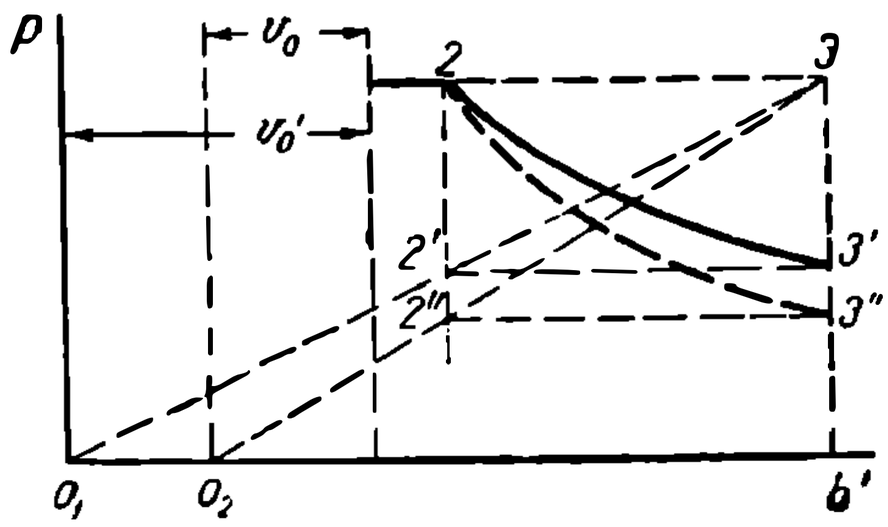
$$\operatorname{tg}\beta=(1+\operatorname{tg}\alpha)^n-1.$$

Нужно только заметить, что построение должно быть выполнено очень тщательно, так как ошибка, допущенная в нахождении одной точки кривой $2k$, переносится на дальнейшие.

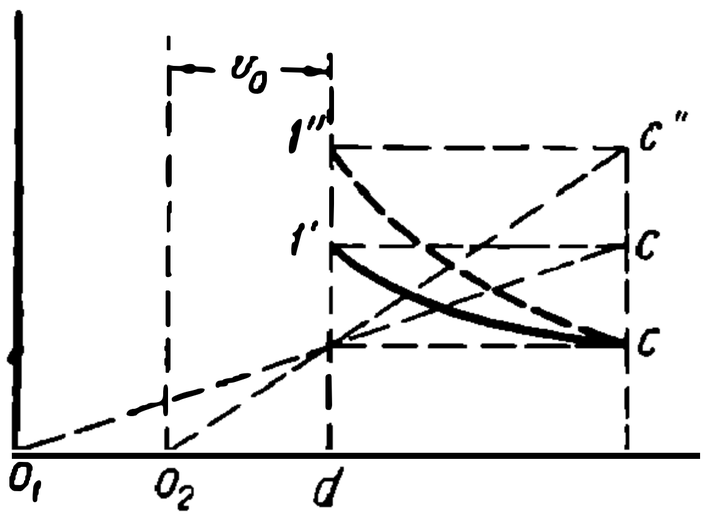
В заключение следует отметить, что показатель политропы



Фиг. 439.



Фиг. 440.



Фиг. 441.

n берется в зависимости от степени перегрева пара, как это видно из опытной кривой, приведенной на фиг. 439 (на этой фигуре по оси абсцисс отложена разность температур перегретого и насыщенного пара), т. е. чем выше перегрев пара, тем больше будет показатель политропы. Это значит, что пар по своим свойствам приближается к газам.

Кроме того, нужно отметить, что при построении кривой расширения и сжатия учитывался объем вредного пространства, который принимался равным 10% (величина, обычно встречающаяся у наших паровозов). У прямоточной машины Штумпфа величина вредного пространства составляет около 17% ввиду большого сжатия (90%), свойственного этой машине.

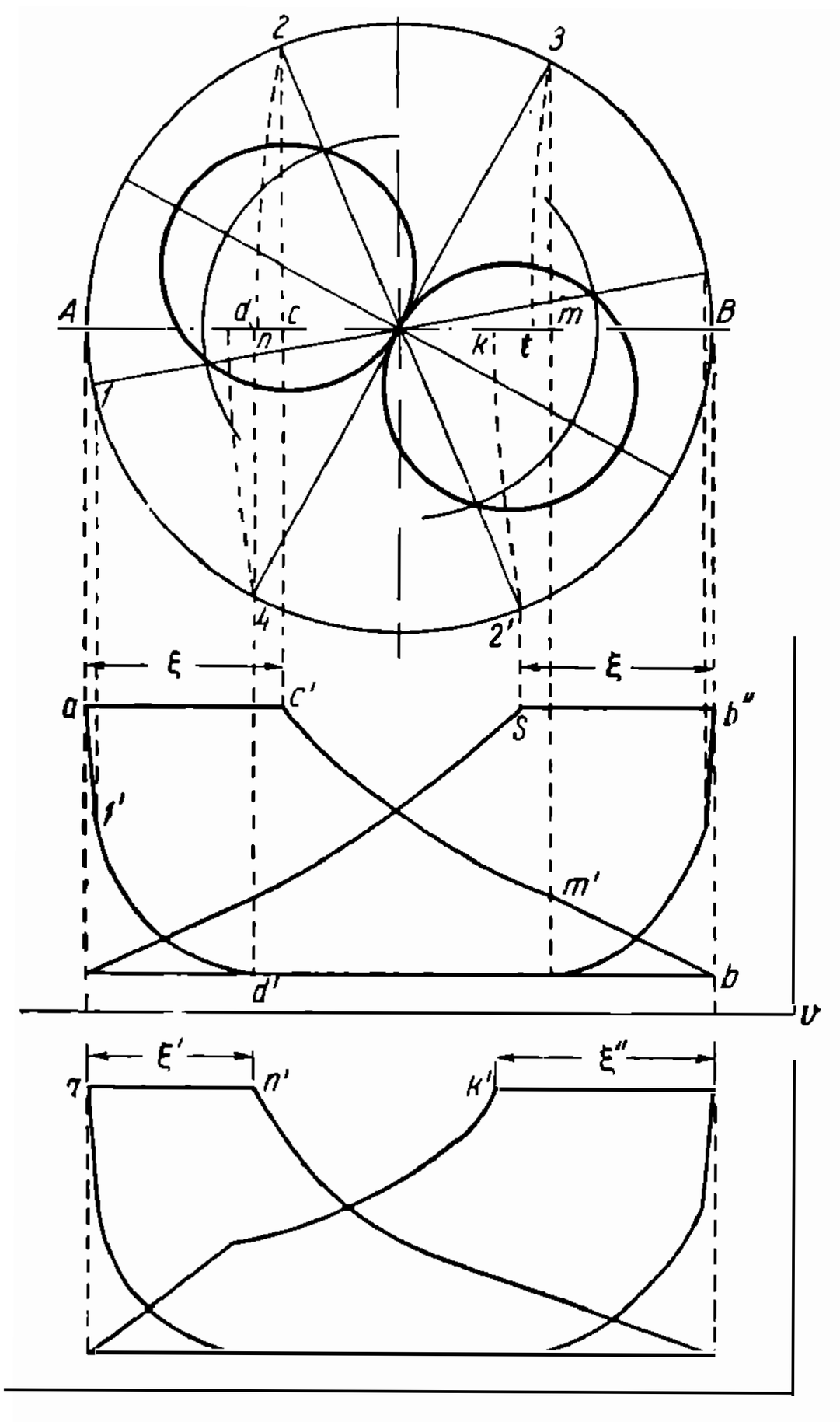
Величина вредного пространства оказывает влияние на конечные давления в конце как расширения, так и сжатия; на фиг. 440 точка O_1 представляет начало

НБ УДУНТ (ДІІТ)

координат при величине вредного объема v'_o; точка O_2 — при вредном пространстве v_o, меньшем, чем v'_o; конечное давление при расширении с участием вредного пространства v_o при отсечке в точке *2* найдется (принимая для простоты насыщенный пар), если начало координат O_2 соединить с точкой *3* и из точки *2''* провести прямую *2'' 3''* и конечное давление будет пропорционально ординате *b'3''*. При большем вредном объеме давление будет выше (ордината *b'3'*). При сжатии, наоборот (фиг. 441), давление будет меньше при большем вредном объеме.

§ 4. Поправка Брикса

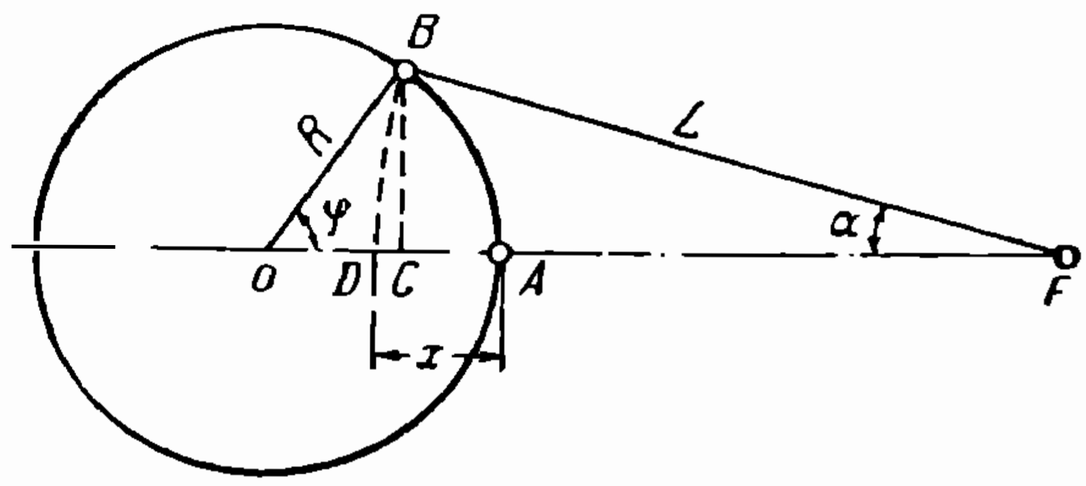
Рассмотренная на фиг. 434 индикаторная диаграмма была получена в предположении бесконечной длины главного шатуна. При этом предположении индикаторные диаграммы получаются совершенно одинаковыми как для передней, так для задней полостей цилиндра (фиг. 442) (*ac'вd'a*); в действительности же, особенно при коротких шатунах (вернее при большом отношении $\frac{R}{L}$), эта симметрия диаграмм нарушается, так как все фазы (точки *1, 2, 3, 4*) диаграммы Цейнера сносятся на индикаторную диаграмму не по вертикали, а по дуге радиуса, равного длине главного шатуна; при этом все фазы (отсечка, предварение выпуска, начало сжатия, предварение впуска) сдвинутся влево, вызывая уменьшение отсечки сжатия в задней полости цилиндра и увеличение в передней. Однако нужно заметить, что учет конечной длины шатуна указанным путем очень неудобен, особенно при значительной его длине.



Фиг. 442.

Проф. Брикс предложил очень удобный способ введения поправки на конечную длину шатуна, сущность которого заключается в следующем (фиг. 443). Путь поршня, пройденный от мертвого положения при повороте кривошипа на угол φ, равен

$$x = AD = AC + CD.$$



Фиг. 443.

Величина AC представляет путь поршня при бесконечно длинном шатуне, а CD — поправку на конечную длину:

$$CD = L(1 - \cos\alpha).$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Заменяя $\cos\alpha$ через $\sqrt{1-\sin^2\alpha}$ и разлагая в ряд выражение $1-\sin^2\alpha$, будем иметь:

$$\cos\alpha=\sqrt{1-\sin^2\alpha}\cong 1-\frac{1}{2}\sin^2\alpha,$$

следовательно

$$CD=L\left(1-1+\frac{1}{2}\sin^2\alpha\right)=\frac{L}{2}\sin^2\alpha$$

или, заменяя

$$\sin\alpha=\frac{R}{L}\sin\varphi,$$

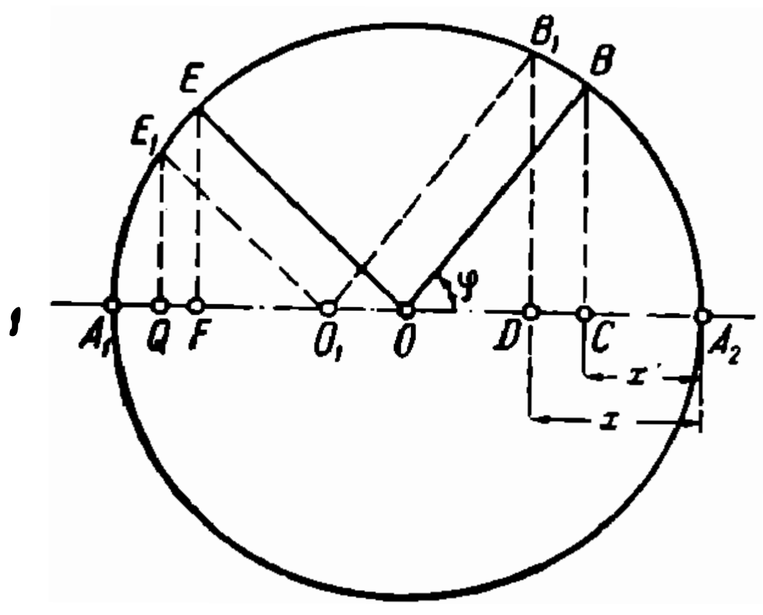
получим

$$CD=\frac{R^2}{2L}\sin^2\varphi. \tag{340}$$

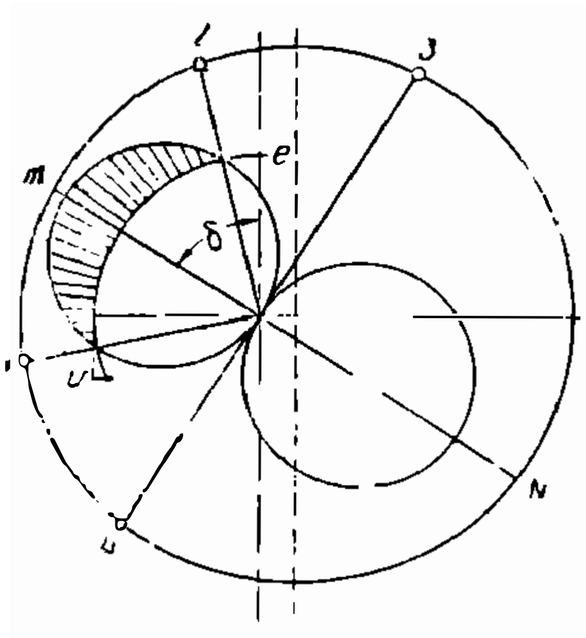
Величину $\frac{R^2}{2L}$ проф. Брикс откладывает от центра O (в сторону, противоположную цилиндру, фиг. 444):

$$OO_1=\frac{R^2}{2L},$$

тогда всякая прямая, проведенная из сдвинутого центра O_1 под углом φ, т. е. параллельно прямой, проведенной под тем же углом φ из центра O, определяет положение поршня с учетом конечной длины шатуна, если из верхнего конца этой прямой, например из точки B_1, опустить перпендикуляр на диаметр A_1A_2; так,



Фиг. 444.



Фиг. 445.

для данного угла φ путь, пройденный поршнем от мертвой точки A_2, равен $x=A_2D$ с учетом длины шатуна и $x'=A_2C$ — при бесконечно длинном шатуне; точно так же для положения кривошипа в точке E поршень будет находиться в точке F при бесконечно длинном шатуне и в точке Q — при конечном (здесь прямая $O_1E_1\parallel OE$).

Из формулы видно, что наибольшая поправка будет для 90°, когда $CD=\frac{R^2}{2L}$.

Диаграмма Цейнера с поправкой Брикса показана на фиг. 445. Здесь прямая MN, проводимая под углом δ к вертикали, проходит через новый центр, сдвинутый от основного центра круга на величину $\frac{R^2}{2L}$, и все фазы (точки *1*, *2*, *3*, *4*) проектируются вертикально на индикаторную диаграмму.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 5. Мятие пара

Индикаторная диаграмма, показанная на фиг. 434, сильно отличается от диаграмм, снятых в действительности с машины. Это объясняется тем обстоятельством, что в этих диаграммах не учтены сопротивления, встречающиеся на пути пара при его протекании из котла в цилиндр. Эти диаграммы представляют скорее геометрическую диаграмму, ее вид не изменится, если скорость машины увеличится или уменьшится, будет ли давление в котле повышено или понижено. Все это не отражено здесь потому, что не учтено так называемое мятие пара.

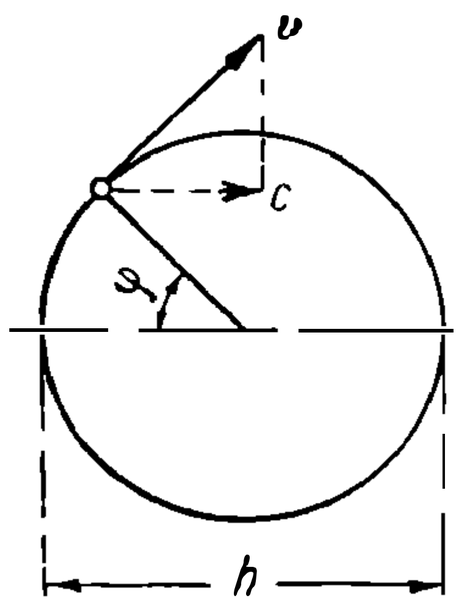
По опытам Гутермута, сопротивление при истечении через прямоугольное сечение зависит от скорости и составляет:

$$\frac{\Delta p}{p_0} = 0{,}013 \text{ при скорости пара } w = 60 \text{ м/сек}$$

и $$\frac{\Delta p}{p_0} = 0{,}025 \text{ при скрости пара } w = 90 \text{ м/сек},$$

где p_0 — давление перед отверстием
и Δp — падение давления.

Из общего же курса гидравлики (по теореме Борда) сопротивление при проходе пара через регулятор может быть выражено следующим уравнением, считая как явление быстрого расширения



Фиг. 446.

$$\Delta p = \gamma \frac{(v_0^2 - v^2)}{2g}, \tag{341}$$

где v_0 — скорость в узком отверстии, v — за отверстием.

Падение давления при протекании по трубам определяется по формуле:

$$\Delta p = \frac{a\gamma \cdot v^3}{2g} \sum \frac{l}{a}, \tag{342}$$

где $a = 0{,}000003$, v — скорость пара в *м/сек*, l — длина трубы, d — ее диаметр.

Кроме того, нужно отметить, что на перепад давления между котлом и шиберной коробкой оказывает влияние так называемая пульсация пара, происходящая вследствие периодичности открывания и закрывания впускных окон. Вопрос этот еще полностью не разрешен, так как обычные опыты, проводившиеся на паровозах, не дают возможности разделить сопротивления, происходящие на пути пара из котла в шибер, что особенно важно знать для мощных паровозов; так, например выяснилось, что паровоз серии «ФД» с мелкотрубным перегревателем Элеско имеет сопротивление проходу пара через перегреватель при большем расходе пара (свыше 12 000 *кг/час*) — значительно большее, чем сопротивление в впускном окне.

При расходе пара 30 000 *кг/час* падение давления в перегревателе составляло до 5 *ат*. Параллельное испытание на паровозе серии «ФД» с широкотрубным перегревателем дало небольшой перепад давления, всего лишь 0,5 *ат*, и сопротивление главным образом получалось за счет мятия пара в окне. Практически последнее учитывается следующим методом, предложенным инж. Стрельбицким: если выбрать скорость прохода пара равной какой-либо вполне определенной и постоянной величине w, исходя из заданного понижения давления Δp, то по основному закону неразрывности струи имеем:

$$F \cdot c = f \quad w, \tag{343}$$

где F — площадь поршня,

c — мгновенная его скорость, связанная с окружной скоростью кривошипа v (фиг. 446) зависимостью:

$$c = v \sin \varphi, \tag{344}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

F — площадь впускного окна:

$$F \doteq a_x b = a_x \beta \pi d_3, \tag{345}$$

d_3 — диаметр золотника,

β — фактор сужения ($\beta\pi d_3$ — окружность *netto*),

a_x — соответствующее данному положению поршня открытие впускного окна,

w — скорость пара, обычно принимая 70—80 *м/сек* для насыщенного и 100—110 *м/сек* — для перегретого.

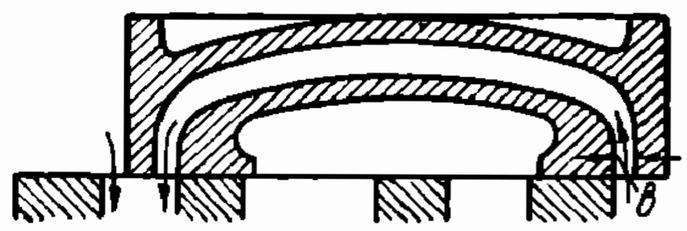
Имея в виду равенство:

$$v = \frac{\pi h \cdot n}{60}, \tag{346}$$

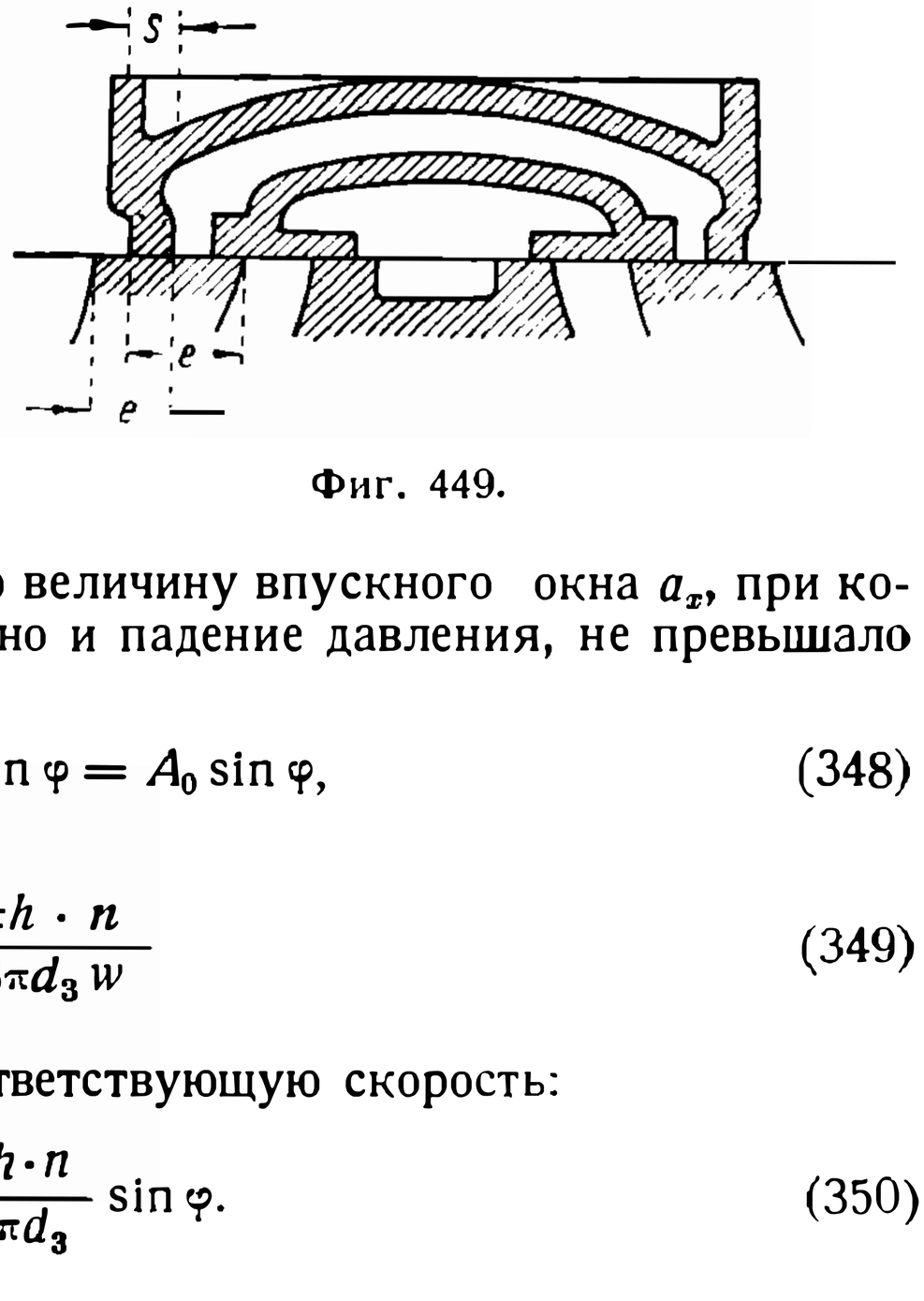
после подстановки в основное уравнение получим:

$$F \frac{\pi h \cdot n}{60} \sin \varphi = a_x \beta \pi d_3 w, \tag{347}$$

Фиг. 447.



Фиг. 448.



Фиг. 449.

откуда можем найти или соответствующую величину впускного окна a_x, при котором бы скорость пара w, а следовательно и падение давления, не превышало выбранной величины:

$$a_x = \frac{F\pi h \cdot n}{60\,\beta\pi d_3\, w} \sin\varphi = A_0 \sin\varphi, \tag{348}$$

где

$$A_0 = \frac{F\pi h \cdot n}{60\,\beta\pi d_3\, w} \tag{349}$$

или, задаваясь величиной a_x, найдем соответствующую скорость:

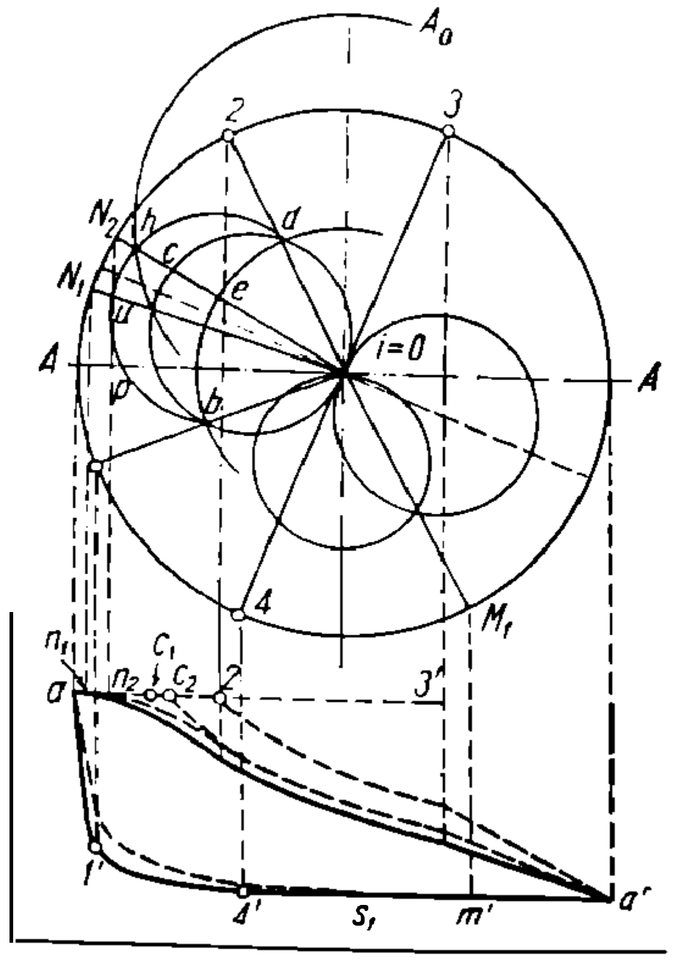
$$w_x = \frac{F \cdot \pi \cdot h \cdot n}{60 \beta a_x\, \pi d_3} \sin\varphi. \tag{350}$$

По Стрельбицкому величину теоретического открытия окна a_x, определяемого уравнением (348), откладывают на диаграмме Цейнера (фиг. 447) от окружности перекрыши впуска e по лучам, проведенным под данными углами φ поворота кривошипа (т. е. по направлению секущих, по которым измеряется открытие окна в диаграмме Цейнера).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Соединяя отдельные точки на этих лучах, получим кривую $A_0 \sin \varphi$, представляющую изменение теоретического открытия окна в функции угла поворота кривошипа. Наибольшее открытие окна соответствует углу φ—90°, при котором $a_x = A_0$; действительное же открытие окна измеряется серпом *gmqnpkg*, точка пересечения *q* окружности Цейнера с кривой $A_0 \sin \varphi$ дает положение кривошипа *C*, при котором начинается мятие пара, так как с этого момента действительное открытие окна (заштрихованное на чертеже) меньше теоретического, т. е. того, которое требуется иметь, чтобы удержать мятие пара в выбранных пределах.

Полученную точку *C* сносят на индикаторную диаграмму и далее, по Хедеру, считают, что мятие пара эквивалентно уменьшению отсечки *a2'* до величины *aS*, где точка *S* представляет середину отрезка *c2'* (между началом и концом мятия); проводя затем кривую расширения *S3''*, сносят моменты теоретической отсечки *2'* на кривую расширения *S 3''* (точка *2''*) и соединяют точку *2''* с точкой *C* начала мятия пара плавной кривой, обращенной выпуклостью кверху.



Фиг. 450.

Аналогичным образом находят величину потери от мятия при выпуске пара; в этом случае кривая, характеризующая величину теоретического открытия выпускного окна ($B_0 \sin \varphi$), будет иметь другой коэфициент в силу того, что скорость пара при выпуске можно взять на 20% больше, чем при впуске (вытекание происходит в более спокойных условиях).

Начало мятия пара при выпуске получается в точке пересечения второй окружности Цейнера с кривой $B_0 \sin \varphi$; этому моменту соответствует положение кривошипа в точке *D* или на диаграмме — точке *d*. Кривую сжатия строят с точки *t* — середины отрезка *d* — *4*; площадь *a, 1 4 t 4' a* представляет потерю от мятия пара при выпуске. Как видно из фиг. 447, уменьшение потери от мятия пара можно получить в случае увеличения открытия окон, в особенности впускного. С этой целью Трик предложил свой золотник с внутренним каналом (фиг. 448); здесь впуск производится, как и обычно, кромкой *e* и, кроме того, пар проходит по каналу в середине золотника. Для того чтобы осуществить такой двойной впуск, необходимо правильно выдержать соотношения размеров окон и перекрыш. Из фиг. 449 следует, что расстояние от края зеркала до ребра канала должно быть равно *e*, а ширина зеркала *2e—s*, где *s* —толщина стенки; при таком устройстве открытие канала будет происходить в двойном размере, и диаграмма Цейнера будет иметь вид, представленный на фиг. 450; здесь основное окно представлено серпом *bcdeb*, а дополнительное, равное основному, *bpuhdcb*.

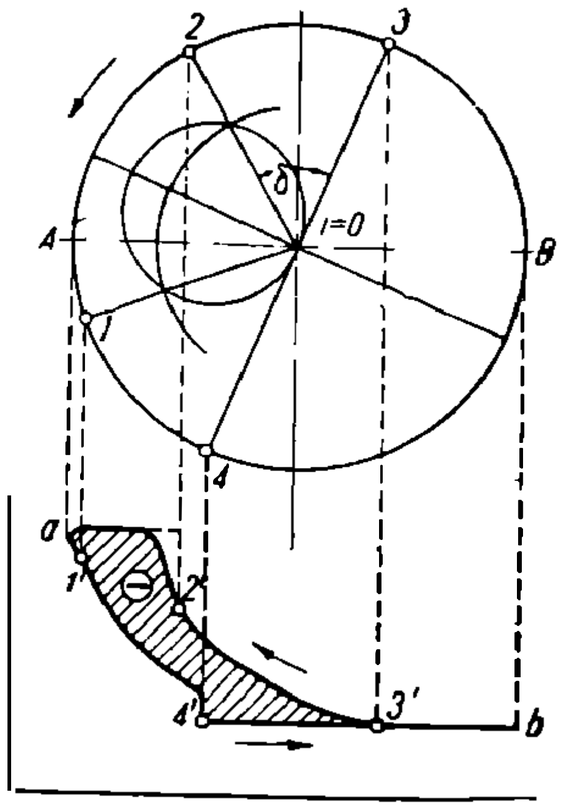
Мятие пара при наличии внутреннего канала начинается много позже, а именно: при положении кривошипа в точке N_2, в то время как при простом золотнике — в точке N_1. Таким образом при золотнике Трика можно уменьшить мятие пара, если ход золотника оставить прежний или уменьшить его ход, оставив ту же величину мятия пара.

§ 6. Контрпар

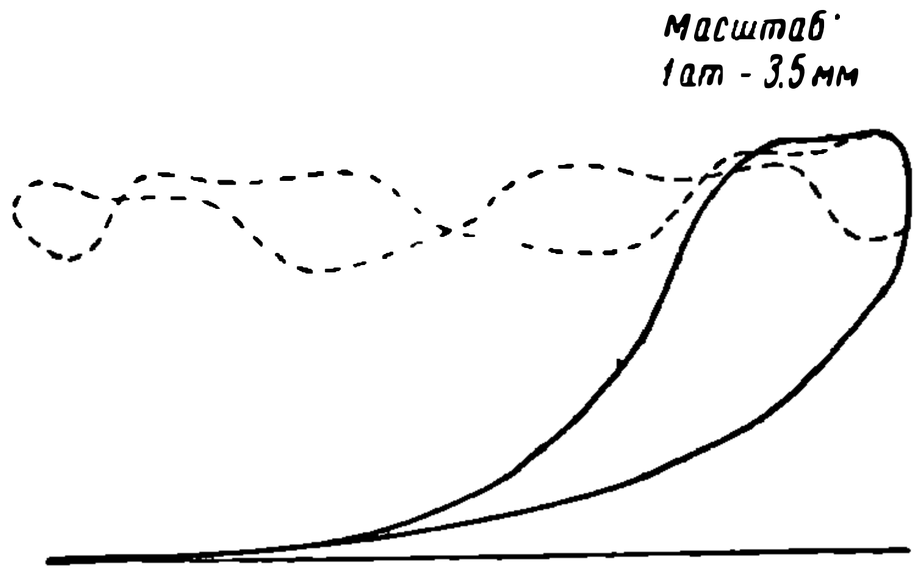
Помощью диаграммы Цейнера можно построить индикаторную диаграмму контрпара, явление которого состоит, как известно, в том, что парораспределение имеет не согласную установку — с направлением движения машины: в то время как машина имеет ход вперед, парораспределение поставлено на задний ход и наоборот. Следовательно, если в диаграмме Цейнера, построенной для одного хода, вращать кривошип в обратную сторону (фиг. 451), то все фазы получаются в таком порядке: в точке *a* при мертвом положении кривошипа окно от-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

крыто на величину линейного предварения впуска, и пар поступает в цилиндр, в точке *1'* окно закрывается (наступает как бы отсечка пара), и начинается расширение пара, которое продолжается до точки *4'*. С этого момента начинается выпуск пара; давление падает до давления среды; в мертвой точке поршень начинает двигаться назад и в точке *3'* выпускное окно закрывается, и начинается сжатие пара, кото-



Фиг. 451.



Фиг. 452.

рое продолжается до точки *2'*. Далее открывается впускное окно, и пар входит в цилиндр навстречу поршню, тормозя его движение. Заштрихованная площадь диаграммы представляет отрицательную работу. Действительная диаграмма контрпара показана на фиг. 452, сверху дано изменение давления в шиберной коробке.

§ 7. Расчет золотника

Основным моментом при расчете диаметра цилиндра являлся вопрос о выборе коэфициента $\xi = \frac{p_i}{p_в}$ [1], входящего в расчетную формулу:

$$d = \sqrt{\frac{F_i \cdot D \cdot 2}{p_в \cdot h \xi z}}, \qquad (351)$$

где F_i — индикаторная сила тяги паровоза,
D — диаметр сцепных колес,
h — ход поршня,
$p_в$ — давление пара при впуске в цилиндр и
z — число цилиндров, работающих свежим паром.

Что же касается величины ξ, то ее обычно берут по опытным данным, выбирая тип паровоза, наиболее близко подходящий по своим свойствам к проектному, причем предполагают, что коэфициент ξ будет одинаков, если средние скорости поршня обоих паровозов (проектного и образца) будут одинаковы (это не совсем

[1] Этот коэфициент принято называть «индикаторным», хотя это и вносит некоторую путаницу в вопрос, так как «индикаторным коэфициентом полезного действия машины» (обозначение η_d) принято характеризовать степень экономичности:

$$\eta_d = \frac{632}{\lambda_{ii} \frac{B_m}{N_i}}$$

Кроме того, нужно было бы признать более правильным характеризовать степень совершенства машины с точки зрения ее пароораспределительных органов отношением $\frac{p_i}{p_b}$, где p_i — среднее индикаторное давление, p_b — давление в золотниковой коробке, а не величиной $\frac{p_k}{p_i}$, где p_k — давление пара в котле. Таким образом величина $\xi = \frac{p_i}{p_k}$ лишь условно может быть названа «индикаторным коэфициентом».

НБ УДУНТ (ДІІТ)

верно, но принимается как первое приближение). Из указанного соотношения средних скоростей поршня $C_n = C_0$ можно найти соотношение скоростей хода паровозов:

$$V_n = V_0 \frac{D_n \cdot h_0}{D_0 \cdot h_n}, \tag{352}$$

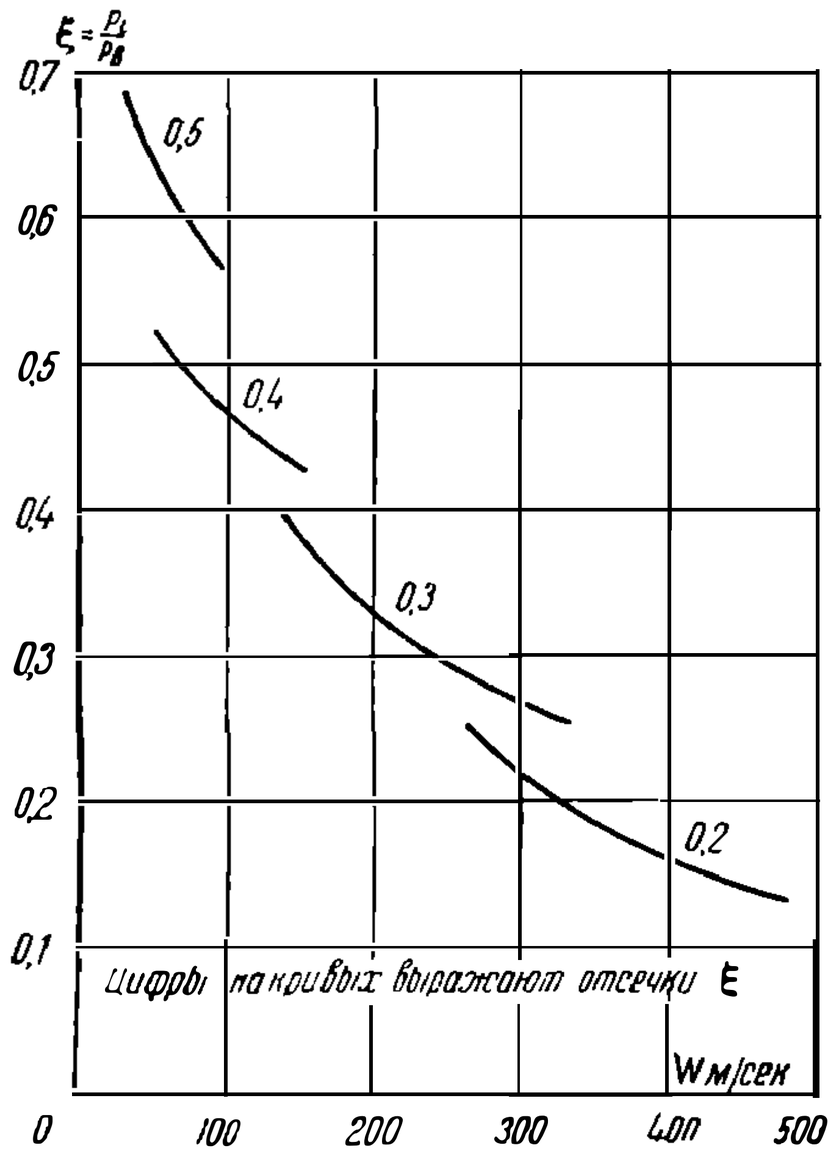
где

$$C = \frac{h \cdot n}{30}$$

и

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi D \cdot 60}. \tag{353}$$

Нужно заметить, что, выбрав величину $\xi = \frac{p_i}{p_в}$ и определив диаметр цилиндра d, тем самым налагают на себя обязательство реализовать выбранную величину коэфициента ξ; ясно, конечно, что этот коэфициент зависит, с одной стороны, от отсечки ε, а с другой от скорости протекания пара через впускное окно. Эта последняя зависимость может быть найдена экспериментальным путем над различными типами паровозов, работающих с различными отсечками и скоростями: график фиг. 453 дает искомую зависимость $\xi = f(\varepsilon, w)$.



Фиг. 453.

Здесь под w подразумевается геометрическая скорость протекания пара через окно.

Таким образом реализация коэфициента ξ может быть выполнена выбором соответствующей площади впускного окна при данной отсечке. Аналитически эту зависимость можно выразить следующим путем:

$$Fl_1 = b \cdot a_{cp} \cdot w \cdot t, \tag{354}$$

где F — площадь поршня,
l_1 — часть длины хода поршня на протяжении отсечки,
a_{cp} — ширина впускного окна (средняя),
b — длина, равная:
1) для плоских золотников:

$$b = (0{,}6 \div 0{,}9)\, a,$$

2) для круглых: $b = \beta \pi d_3$,
β — фактор сужения окна простенками,
w — скорость пара (средняя) в *м/сек*,
t — продолжительность впуска пара.
В свою очередь величины l_1 и t связаны уравнением

$$c_1 = \frac{l_1}{t}, \tag{355}$$

где c_1 — средняя скорость поршня за период впуска.

Эта скорость может быть выражена в виде графика для всех паровозов фиг. 454, где по оси ординат отложено отношение $\frac{c_1}{c}$, а по оси абсцисс — отсечка ε; из этого графика следует, что средняя скорость поршня за время отсечки c_1 может превышать среднюю скорость поршня за весь его ход; на протяжении отсечек от $\varepsilon = 0{,}2$ до $\varepsilon = 0{,}65$ зависимость c_1 от c может быть представлена формулой:

$$c_1 = c\,(0{,}5 + \varepsilon). \tag{356}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя эти величины в уравнение (354), получим

$$F \cdot c(0{,}5 + \varepsilon) = \beta\pi d_з \cdot a_{ср} \cdot w, \tag{357}$$

откуда определяем диаметр золотника:

$$d_з = \frac{F \cdot c(0{,}5 + \varepsilon)}{\beta\pi a_{ср} \cdot w} \tag{358}$$

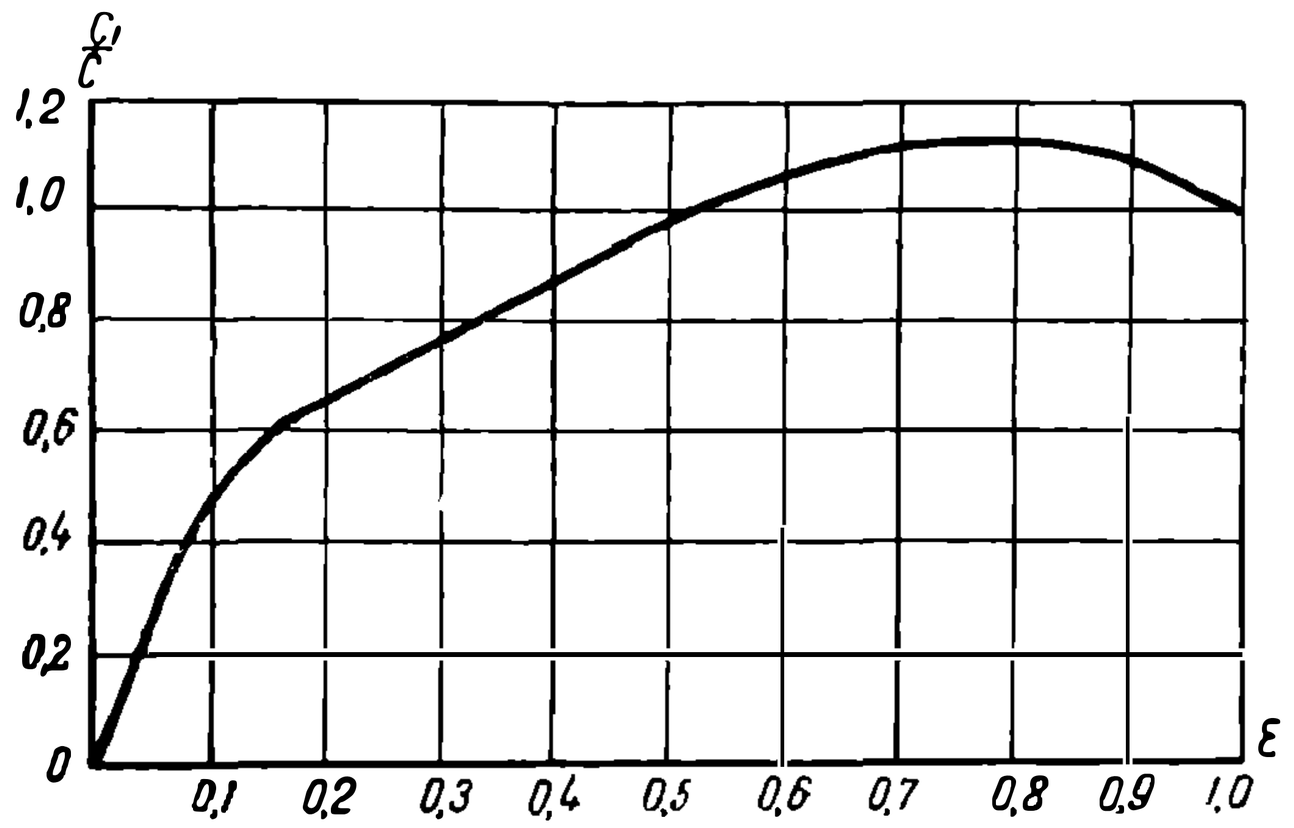
или, заменяя

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ и } c = \frac{h \cdot n}{30} = \frac{1000 \cdot v \cdot h}{\pi D \cdot 60 \cdot 30},$$

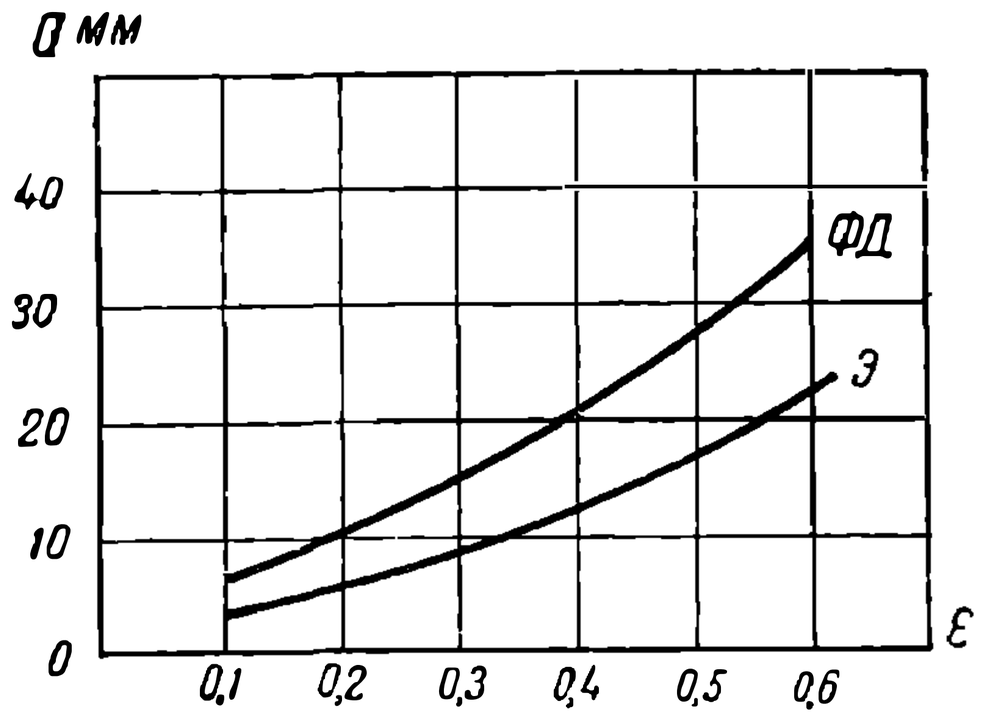
будем иметь

$$d_з = v\frac{d^2}{22{,}6}\frac{h(0{,}5+\varepsilon)}{D}\frac{}{\beta a_{ср} w}. \tag{359}$$

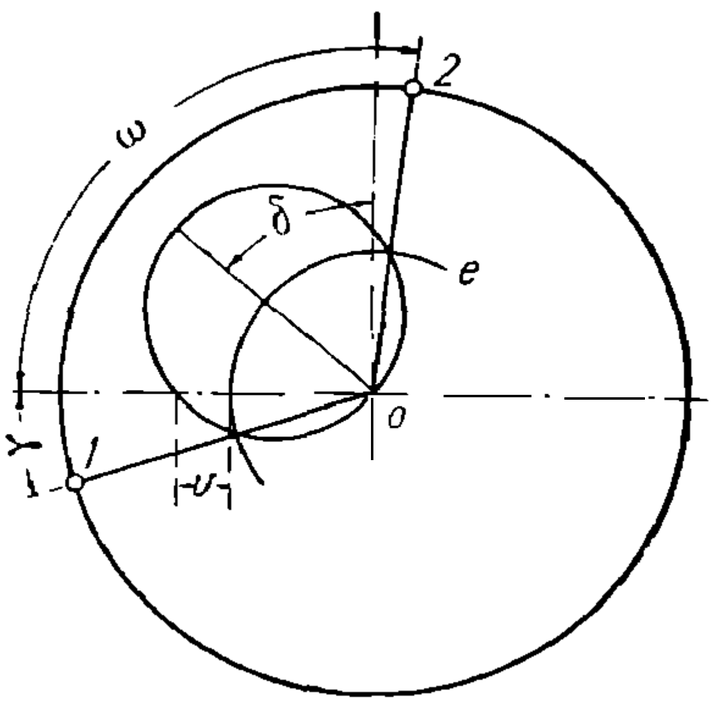
Входящие сюда величины w и $a_{ср}$ берутся: первая из графика фиг. 453, а вторая по фиг. 455, представляющей зависимость открытия окна при данной отсечке (причем величина окна здесь берется максимальная для данной отсечки, а не средняя [1]). Можно итти и обратным путем, выбрать диаметр золотника $d_з$ и определить величину открытия окна; нужно только помнить, чтобы величина a не получилась больше, чем показано на графике фиг. 455 для паровоза серии «ФД»; дело в том, что, как это будет доказано ниже, большое открытие окна влечет за собой увеличение перекрыши e впуска; получается так называемый золотник с увеличенным ходом (иначе называется ограниченной отсечкой), так как, помимо увеличения перекрыши, требуется еще опускание камня в кулисе более значительное, чем это получается при меньших открытиях впускного окна.



Фиг. 454.



Фиг. 455.



Фиг. 456.

Далее, зная величину открытия впускного окна a при данной отсечке ε, нужно определить перекрышу впуска, т. е. выполнить условие реализации выбранного размера впускного окна.

---

[1] Зависимость между средней и максимальной величиной открытия впускного окна при данной отсечке может быть выражена так:

$$a_{ср} \cong 0{,}8\ a.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из диаграммы Цейнера (фиг. 456) имеем при $\alpha = 90° - \delta$:

$$a = r - e, \tag{360}$$

но $e = r \cdot \cos\frac{\omega + \gamma}{2}$, где ω — угол отсечки и γ — угол предварения впуска; из (360) находим:

$$a = r\left(1 - \cos\frac{\omega + \gamma}{2}\right) = r\left(1 - \cos\frac{\omega}{2}\cos\frac{\gamma}{2} + \sin\frac{\omega}{2}\sin\frac{\gamma}{2}\right). \tag{361}$$

С другой стороны, при $\alpha = 0°$ величина линейного предварения впуска определится из выражения

$$v = y - e, \tag{362}$$

где y — перемещение золотника от среднего положения; из фиг. 456 следует, что:

$$y = r\cos\frac{\omega - \gamma}{2}. \tag{363}$$

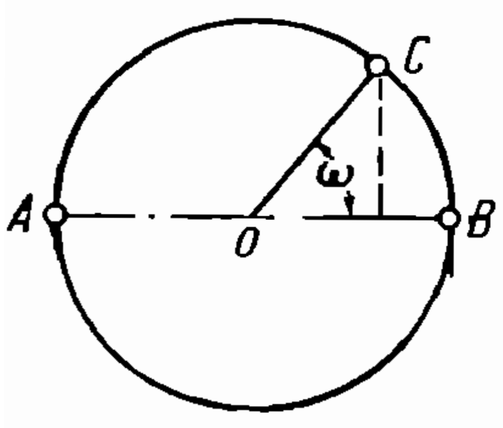
После подстановки в уравнение (362) получим:

$$v = y - e = r\left(\cos\frac{\omega - \gamma}{2} - \cos\frac{\omega + \gamma}{2}\right) = 2r\sin\frac{\omega}{2}\sin\frac{\gamma}{2}, \tag{364}$$

откуда находим

$$\sin\frac{\omega}{2}\sin\frac{\gamma}{2} = \frac{v}{2r}$$

Подставляя это значение в уравнение (361), полагая $\cos\frac{\gamma}{2} \cong 1$, будем иметь после преобразования



Фиг. 457.

$$e + a = r = \frac{a - \frac{v}{2}}{1 - \cos\frac{\omega}{2}}, \tag{365}$$

откуда находим e

$$e = r - a = \frac{a - \frac{v}{2}}{1 - \cos\frac{\omega}{2}} - a. \tag{366}$$

Входящий в уравнение ω — угол отсечки — связан с отсечкой ε следующим образом (фиг. 457):

$$\varepsilon = \frac{r(1 - \cos\omega)}{AB} = \frac{1 - \cos\omega}{2}, \tag{367}$$

$$\cos\omega = 1 - 2e.$$

В табл. 46 даны значения угла отсечки, соответствующие кратным отсечкам через 0,1.

Таблица 46

Отсечка ε	Угол отсечки ω	Отсечка	Угол отсечки ω
0,1	36°8	0,6	101°5
0,2	53°1	0,7	113°6
0,3	66°4	0,8	126°9
0,4	78°5	0,9	143°1
0,5	90°	1,0	180°

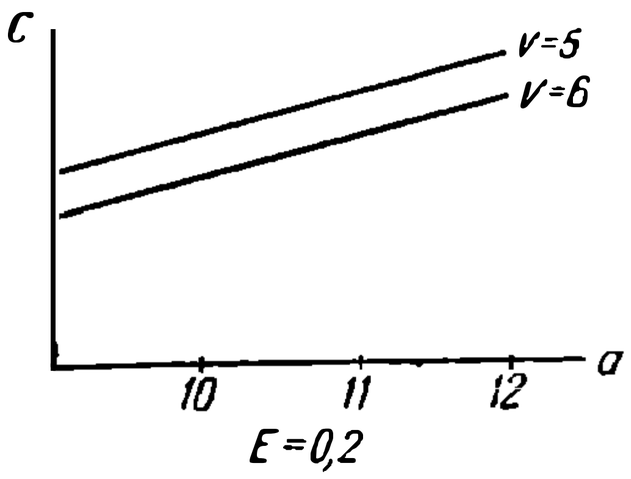
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Как видно из формулы (366), перекрыша впуска e получается тем больше, чем больше было взято впускное окно a; линейное же предварение впуска v уменьшает перекрышу впуска e (фиг. 458).

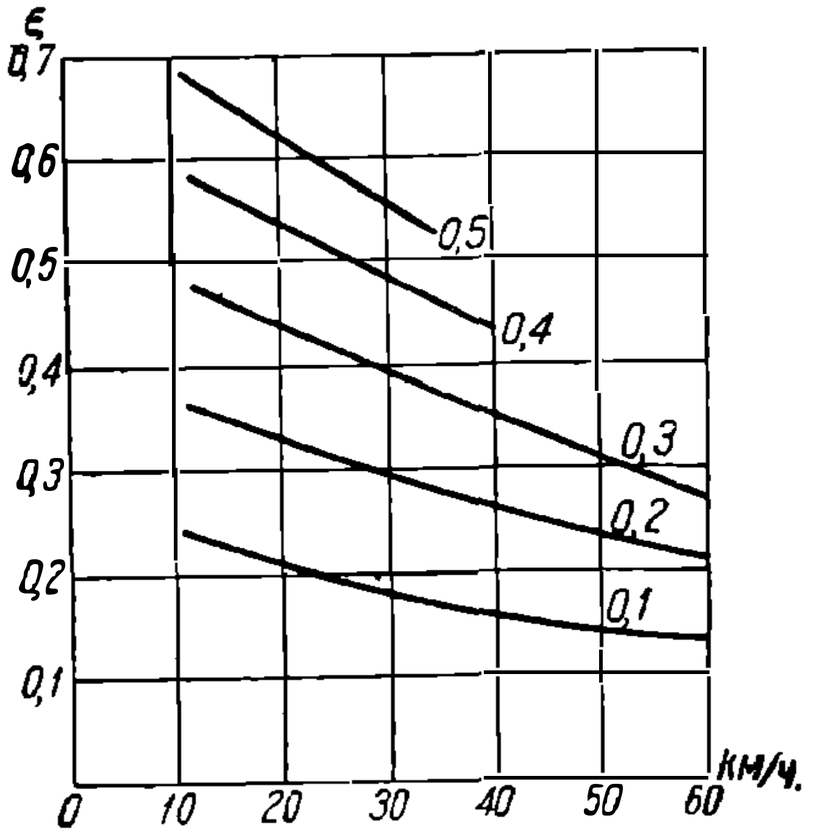
Таким образом из сказанного следует, что величины:

F_i — индикаторная сила тяги, $d_з$ — диаметр золотника, a — впускное окно при данной отсечке ε, перекрыша впуска e при выбранном линейном предварении впуска v — увязаны между собой и изменение какой-либо одной из них немедленно повлечет за собой изменение какой-либо другой.

Например пусть при расчете перекрыши впуска e арифметически сделали ошибку в определении ее величины в сторону уменьшения; результатом этой ошибки будет меньшее открытие окна, следовательно, большее мятие пара, бóльшая ско-



Фиг. 458.



Фиг. 459.

рость протекания пара w и уменьшение коэфициента ξ, что в конечном счете вызовет увеличение диаметра цилиндра; если же считать, что диаметр цилиндра изменению не подлежит, то должна будет снизиться или сила тяги — F_i, или скорость — v или увеличена отсечка — ε.

Пример. Определить размеры золотника паровоза, развивающего силу тяги F_i — 24 000 *кг* на подъеме при скорости 30 *км/час*, при отсечке $\varepsilon = 0{,}5$, а на площадке скорость составляет $V = 70$ *км/час* при отсечке $\varepsilon = 0{,}3$, при силе тяги $F'_i = 12\,000$ *кг*.

Определяем диаметр цилиндра d, задаваясь диаметром колеса $D = 1600$ *мм*, ходом поршня $h = 800$ *мм*, давлением в котле $p_к = 17$ *ат*, числом цилиндров 2.

За образец примем паровоз серии «ФД» (типа 1-5-1), у которого $D = 1500$ *мм*; $h = 770$ *мм*; $p_к$ —16 *ата*, машина двухцилиндровая.

Соотношение скоростей этих паровозов таково:

$$V_п = V_{ФД}\,\frac{1600 \quad 770}{1500 \quad 800} = 1{,}02\,V_{ФД} \cong V_{ФД}\,.$$

Таким образом скорости в 30 *км/час* для проектного паровоза соответствует скорость паровоза серии «ФД» 30,6 *км/час*. При этой скорости коэфициент ξ паровоза серии «ФД» (фиг. 459) равен 0,55; вставляя в формулу (351), получаем диаметр цилиндра, равный

$$d = \sqrt{\frac{24\,000 \;.\; 1{,}6}{0{,}8 \cdot 17 \cdot 0{,}55}} = 72 \text{ см} = 720 \text{ мм}.$$

Далее по формуле (366) определяем величину перекрыши впуска, задаваясь величиной открытия впускного окна при отсечке $\varepsilon = 0{,}5$ в 26 *мм*.

Что касается средней скорости протекания пара, то из диаграммы (фиг. 453) находим ее равной 110 *м/сек* при $\xi = 0{,}55$ и $\varepsilon = 0{,}5$. Делая поправку на давление (до 17 *ат* с 13 *ат*), найдем:

$$w' = w\sqrt{\frac{17}{13}} = 110 \quad 1{,}14 = 126 \text{ м/сек},$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

откуда по формуле (359)

$$d_3 = \frac{30 \cdot 72^2 \cdot 0{,}8}{22{,}6 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}8 \cdot 2{,}6 \cdot 126} = 16{,}5 \text{ см}.$$

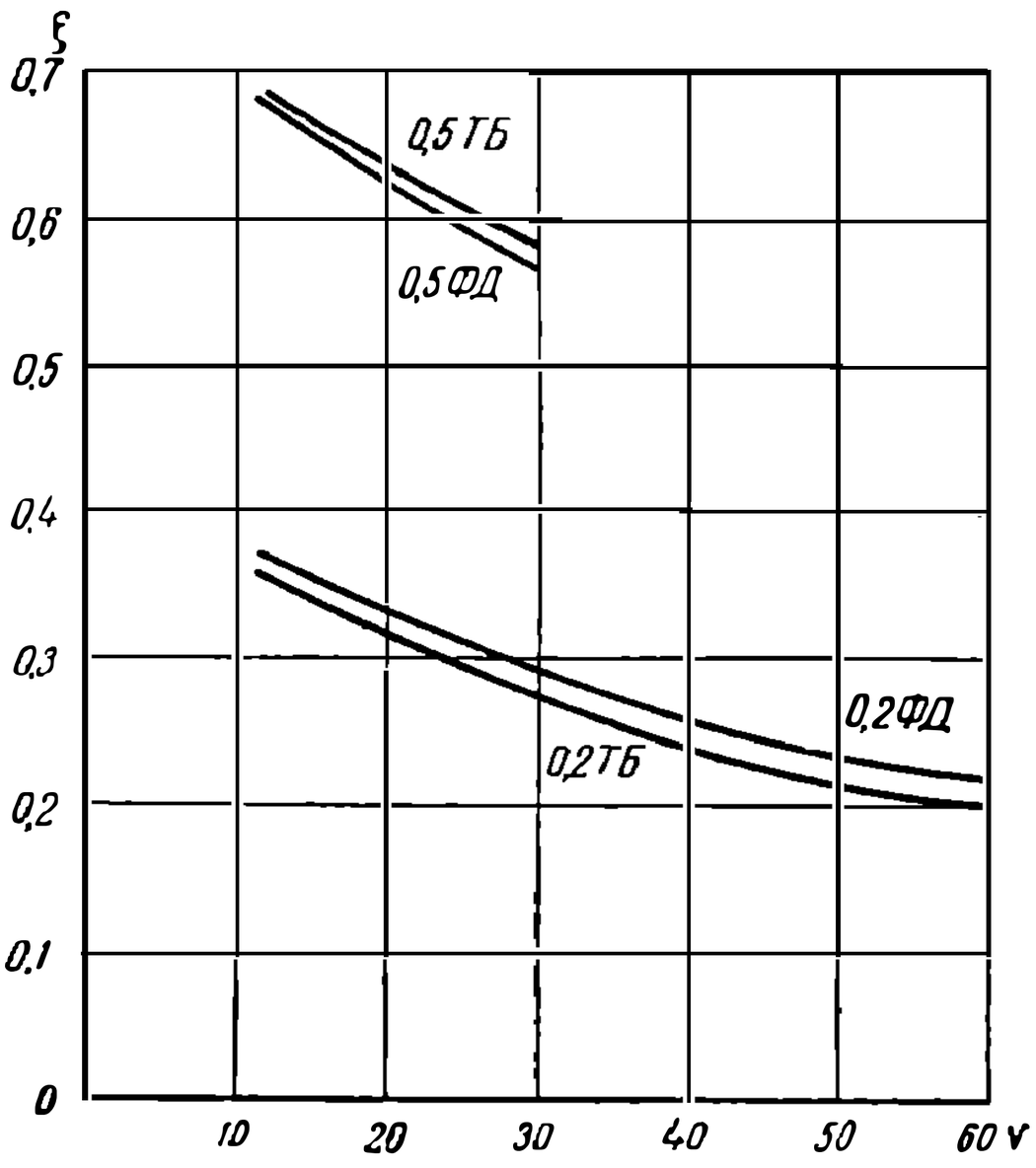
По формулее 365 (выбирая $v = 5$ *мм*) определяем перекрышу впуска e:

$$a + e = \frac{26 - \frac{5}{2}}{1 - \cos\frac{\omega}{2}} = \frac{23{,}5}{1 - 0{,}707} = 78{,}7 \text{ мм}$$

или

$$e = 78{,}7 - 26 = 52{,}7 \text{ мм}$$

Найдем диаметр золотника для второго режима работы паровоза, т. е. при движении паровоза со скоростью $v = 70$ *км/час* и при отсечке $\varepsilon = 0{,}3$.



Фиг. 460.

В этом случае диаметр цилиндра считаем уже известным из предыдущего, так как размер его необходимо было определить для работы паровоза на подъеме. Коэфициент для данного случая равен:

$$\xi = \frac{F'_t}{M} = \frac{12\,000}{44\,000} = 0{,}273,$$

где

$$M = p_k \frac{d^2 h}{D} = 17 \cdot \frac{72^2 \cdot 0{,}8}{1{,}6} =$$

$$= 44\,000 \text{ кг} —$$

модуль силы тяги. Этому коэфициенту и отсечке $\varepsilon = 0{,}3$ соответствует скорость протекания пара $w = 305$ *м/сек* ($w' = 350$). Что же касается величины открытия впускного окна при данной отсечке $\varepsilon = 0{,}3$, то его можно найти по формуле (366), зная перекрышу впуска e, или же задаться по графику (фиг. 455), пусть $a = 13$ *мм*, тогда диаметр золотника определится из уравнения (359):

$$d_3 = \frac{70 \cdot 0{,}8 \cdot 72^2}{24 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}76 \cdot 0{,}013 \cdot 0{,}8 \cdot 350} = 27{,}7 \text{ см}.$$

Полученный диаметр золотника 27,7 *см* больше, чем для работы на подъеме, почему выбираем больший из них.

В заключение нужно отметить следующее обстоятельство: из формулы (359), применяемой к каждому из двух паровозов, следует, что при одинаковых отсечках ε соотношение скоростей паровозов при одинаковых скоростях протекания пара будет выражено формулой [1]:

$$V_n = V_0 \frac{d^2_0 h_0 D_n}{d_n^2 h_n D_0} \cdot \frac{a_n \cdot d_3^n}{a_0 \cdot d_3^0}, \qquad (368)$$

[1] Индекс n относится к проектному паровозу, o — к паровозу-образцу.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

причем если учесть различные давления в котле, то при одинаковой температуре перегрева можно считать, что:

$$W = a\sqrt{p_k} \text{ и } V_n = V_0 \frac{d_0 \cdot h_0 \cdot D_n}{d^2_n \cdot h_n \cdot D_0} \cdot \frac{a_n \cdot d^n_3}{a_0 \cdot d^0_3} \cdot \sqrt{\frac{p^n_k}{p^0_k}} \qquad (369)$$

Однако, если произвести перестройку кривых коэфициента паровозов серий «ФД» и «Т^{Б}»(фиг. 459 и 460), то получим следующее: при больших отсечках коэфициент ξ у паровоза серии «ФД» идет значительно ниже, чем у паровоза серии «Т^{Б}»; при малых же отсечках эти кривые располагаются в обратном порядке, это обстоятельство заставляет полагать, что снижение коэфициента ξ произошло за счет значительного мятия пара при проходе через перегреватель [1]; последние опыты с широкотрубным перегревателем, поставленным на паровозе серии «ФД» при значительных форсировках, показывают, что мятие пара при таком перегревателе значительно меньше, чем у паровоза, снабженного мелкотрубным перегревателем.

ГЛАВА VIII

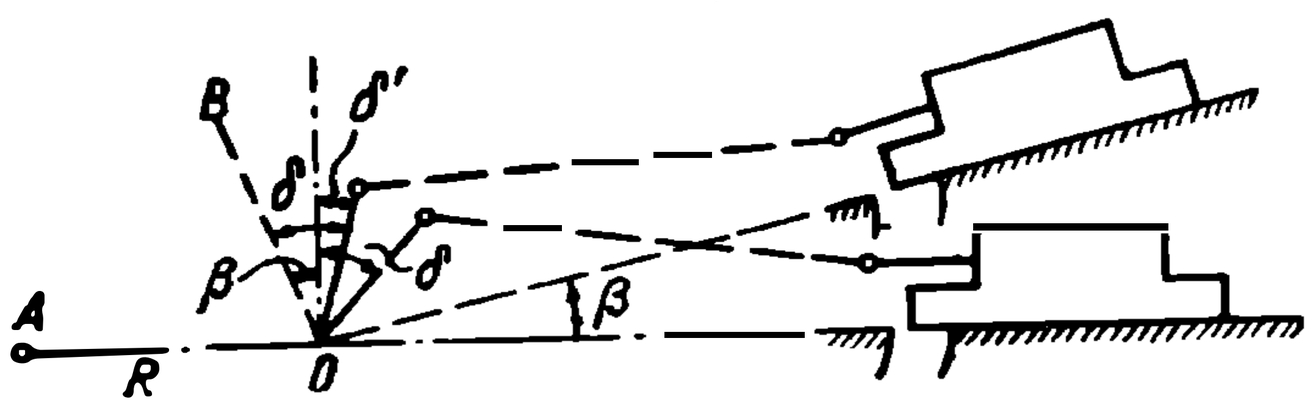
ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 1. Общие сведения

Паровозные парораспределительные механизмы могут быть разделены на две группы: кулисные и бескулисные. В состав первой группы входит кулиса с камнем, в этом случае будет скользящее трение одной детали по другой; у второй — механизм имеет только шарнирные соединения. Кроме того, совершенно особо стоит клапанное парораспределение.

В задачу каждого парораспределительного механизма входят: 1) регулирование работы машины паровоза путем изменения отсечки (а не путем дросселирования); 2) возможность реверсирования (получения прямого и обратного хода паровоза).

Прежде чем перейти к изучению теории этих механизмов, рассмотрим отличия, которые происходят в движении золотника в том случае, если его расположение будет иным по сравнению с тем, которое было принято ранее, т. е. когда зеркало золотника (при плоском) или ось золотника (при цилиндрическом) лежали на горизонтальной прямой, проходящей через центр ведущего колеса.



Фиг. 461.

Здесь могут быть три случая:

1-й случай—ось золотника наклонена под углом к горизонту и проходит через центр оси (фиг. 461). При таком расположении золотника ясно, что изменение эксцентрика должно коснуться только его угловой величины, т. е. угла заклинения эксцентрика.

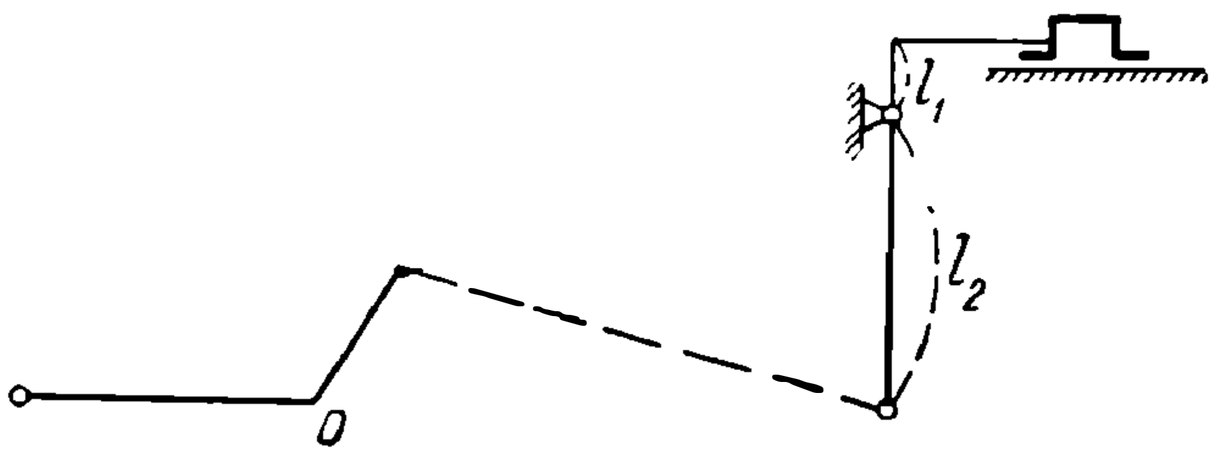
Действительно, линейное предварение впуска v, величина открытия окна, а следовательно и перекрыша впуска e не должны измениться от того, что зеркало получит тот или иной наклон. Значит не изменится и величина r. Что же касается угла опережения δ, то, имея в виду, что он отсчитывается от линии, перпендикулярной к линии движения золотника, в данном случае от OB, этот угол δ останется неизменным; если же отсчет вести от линии, перпендикулярной к кривошипу OA, то этот угол уменьшится до величины $\delta' = \delta - \beta$, а угол заклинения будет равен $90° + (\delta - \beta)$; при горизонтальном же расположении зеркала этот угол со-

[1] Число элементов у паровоза серии «ФД»– 130, у серии «Т^{Б}»—166.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ставлял $90° + \delta$; таким образом следует, что угол заклинения уменьшился на угол β.

2-й случай — зеркало расположено в плоскости, параллельной прямой, проходящей через центр ведущей оси фиг. 462, и передача движения золотнику происходит при помощи рычага, нижний конец которого движется по прямой, проходящей через центр оси. В этом случае изменение коснется только линейной величины (эксцентриситета) эксцентрика, а именно, если плечи рычага будут l_1 и l_2, то перемещение золотника от середины будет равно:

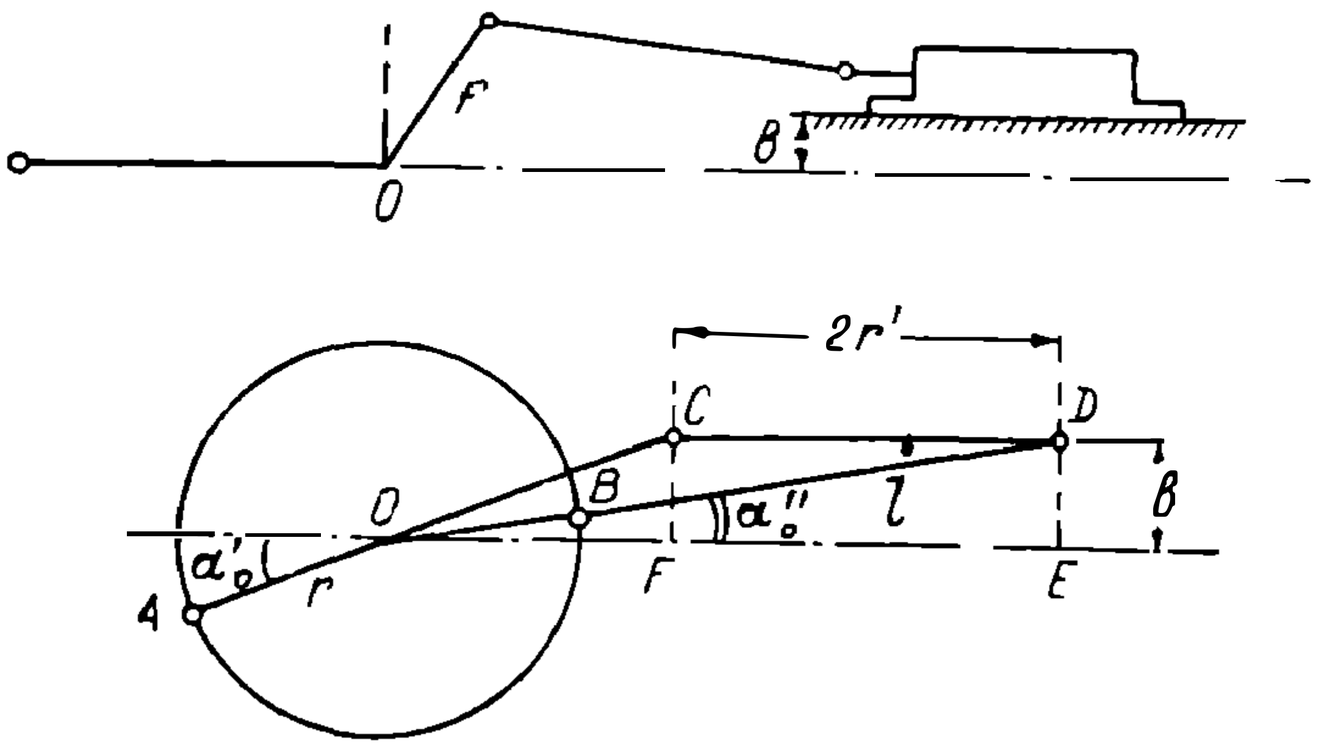


Фиг. 462.

$$x = \rho \frac{l_1}{l_2} \qquad (370)$$

Следовательно, чтобы получить то же самое перемещение, что было и ранее, нужно при заданных плечах l_1 и l_2 взять радиус эксцентрика равным:

$$\rho = r \frac{l_1}{l_2}$$



Фиг. 463.

3-й случай — когда золотник перемещается в плоскости, параллельной оси цилиндра и находящейся на расстоянии $в$ от нее (фиг. 463); в этом случае изменение коснется двух элементов эксцентрика: эксцентриситета r и угла опережения δ; действительно, предполагая сначала движение по прямой OD, по предыдущему положению, имеем изменение угла с δ до δ_1; перемещая же затем золотник в направлении CD, будем иметь ход золотника несколько больший, чем $2r$, а именно:

$$h' = 2r' = CD = OE - OF = \sqrt{OD^2 - DE^2} - \sqrt{OC^2 - CF^2} =$$

$$= \sqrt{(l+r)^2 - b^2} - \sqrt{(l-r)^2 - b^2};$$

раскладывая в ряд и ограничиваясь двумя членами, получим:

$$h' = (l+r)\left[1 - \frac{b^2}{2(l+r)^2}\right] - (l-r)\left[1 - \frac{b^2}{2(l-r)^2}\right] =$$

$$= 2r\left(1 + \frac{b^2}{2(l^2 - r^2)}\right) \cong 2r\left(1 + \frac{b^2}{2l^2}\right). \qquad (371)$$

Таким образом при одинаковом движении золотников во втором случае эксцентрик будет иметь другие элементы, чем при нормальном расположении золотника.

4-й случай — золотник получает движение от двух эксцентриков сразу (фиг. 464). Пусть имеем эксцентрик r_1 с углом опережения δ_1 и эксцентрик r_2 с углом δ_2; перемещение золотника от эксцентрика r_1 равно (считая, что движение происходит в плоскости, проходящей через центр оси) — y_1.

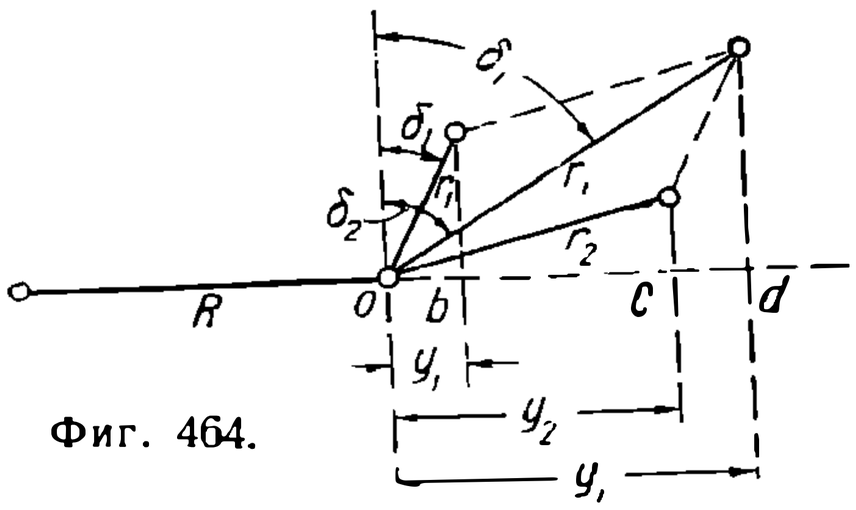
От второго эксцентрика перемещение равно y_2.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Суммарное перемещение золотника составит:

$$y_i = y_1 + y_2. \tag{372}$$

С другой стороны, аналогичное перемещение золотника можно получить от одного, так называемого идеального эксцентрика, по величине пропорционального диагонали параллелограма, сторонами которого являются отрезки, пропорциональные составным эксцентрикам (фиг. 464). Действительно:



Фиг. 464.

$$Ob + OC = Ob + bd = Od = y_1 + y_2 = y_i \tag{373}$$

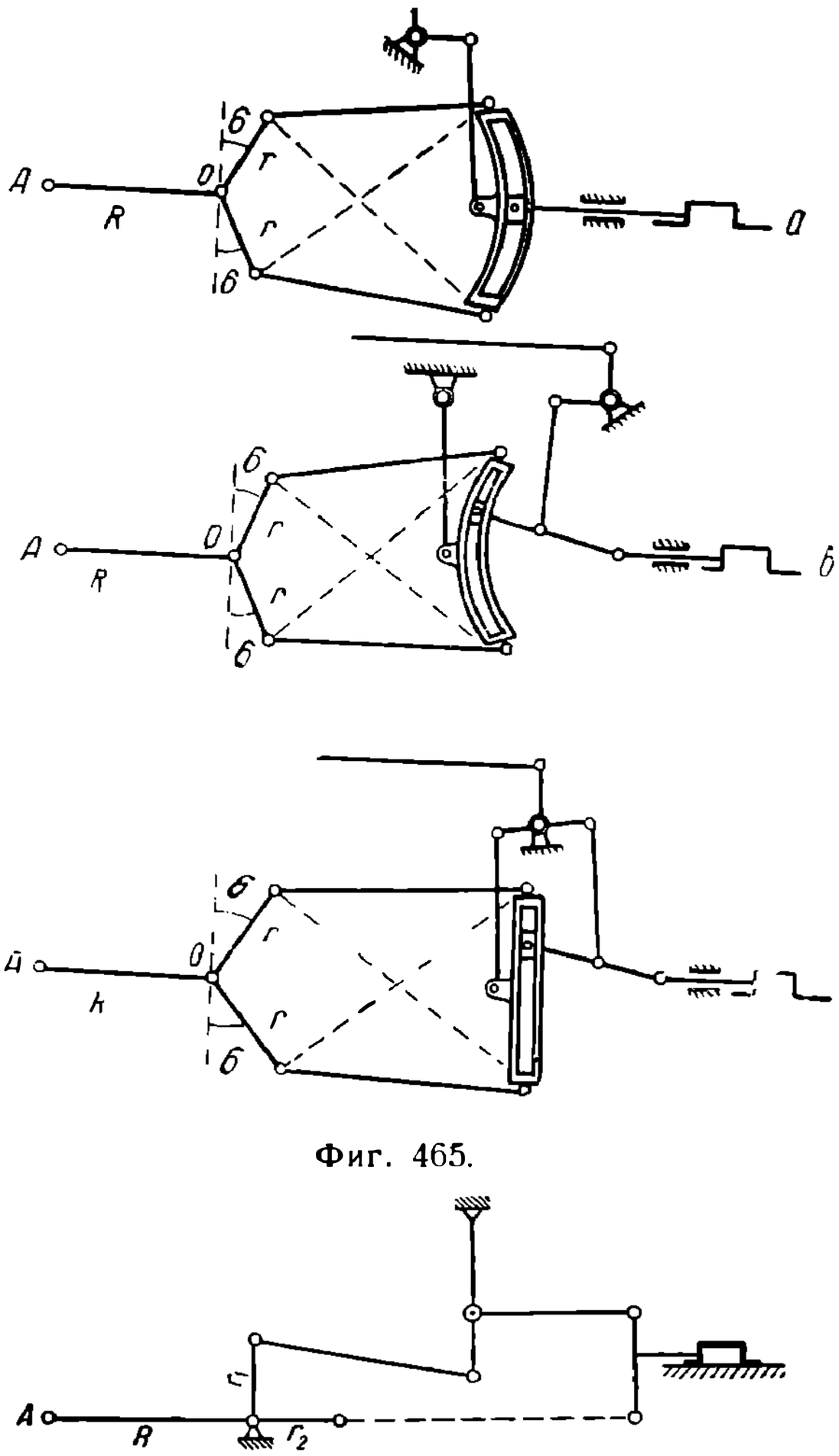
Аналогичным образом можно найти равнодействующий эксцентрик от трех и более эксцентриков.

Все четыре разобранные положения входят в теорию любого золотникового парораспределительного механизма (кулисного и бескулисного).

§ 2. Разделение кулис на группы

Кулисы можно разделить на две группы: 1) кулисы первой группы, в которых имеются два эксцентрика, составляющие острые или тупые углы с кривошипом (фиг. 465); 2) кулисы второй группы, имеющие в своем составе два эксцентрика под прямым углом друг к другу (фиг. 466), — это так называемые ортогональные кулисы.

В число кулис 1-й группы входят кулисы Стефенсона, Гуча, Аллана. Кулиса Стефенсона, представленная на фиг. 465 (сверху) для внешнего впуска, имеет: два эксцентрика r, r, тяги и собственно кулису с камнем, который соединен с золотником; камень имеет только горизонтальное перемещение; для изменения же отсечки кулиса может подниматься вверх или вниз. При внутреннем впуске эксцентрики имеют другой угол заклинения (фиг. 467). Эти кулисы носят название кулис с открытыми тягами. Кулисы, имеющие соединение по фиг. 468, называются кулисами со скрещенными тягами.



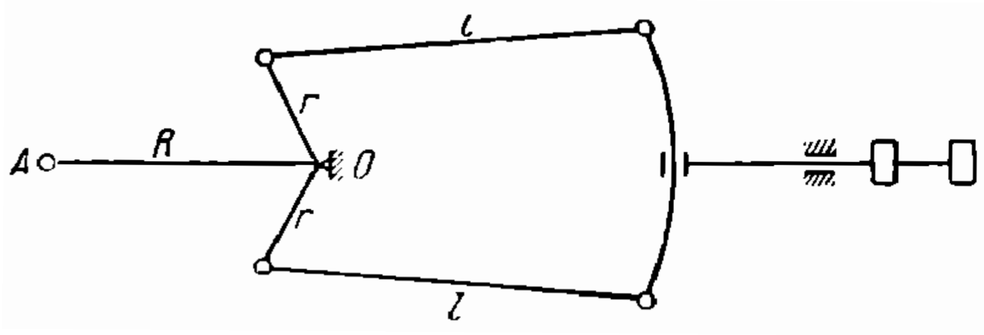
Фиг. 465.

Фиг. 466.

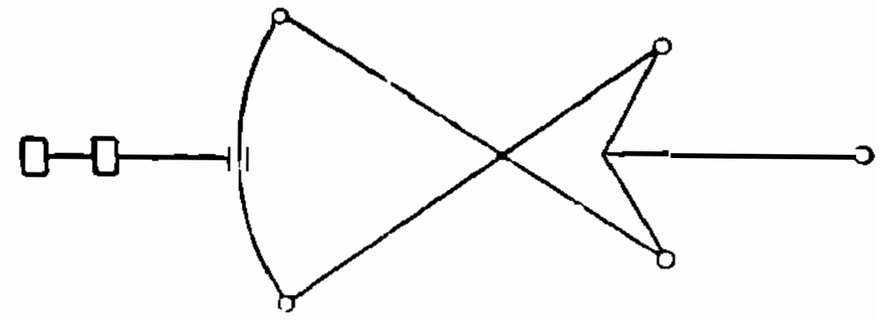
Нужно отметить, что это определение относится к определенному положению кривошипа, так как нетрудно видеть, что при другом расположении кривошипа (фиг. 469) кулисы с открытыми тягами будут перекрещиваться и обратно. Не входя подробно в теорию кулисы Стефенсона, отметим лишь отличительное свойство этого механизма, а именно: линейное предварение впуска у этой кулисы не постоянно, а изменяется в зависимости от отсечки, причем это изменение происходит таким образом, что с

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

уменьшением отсечки линейное предварение впуска увеличивается в кулисе с открытыми тягами и при внешнем впуске (фиг. 465) и при кулисе со скрещенными тягами с внутренним впуском (фиг. 468).



Фиг. 467.

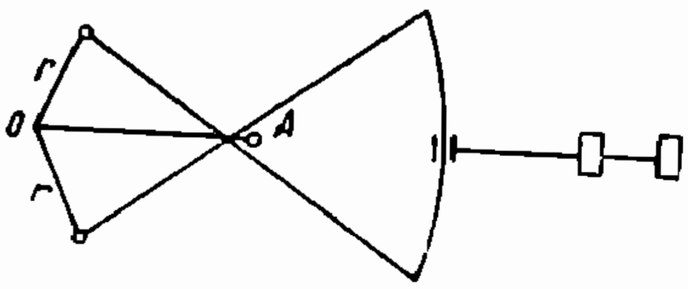


Фиг. 468.

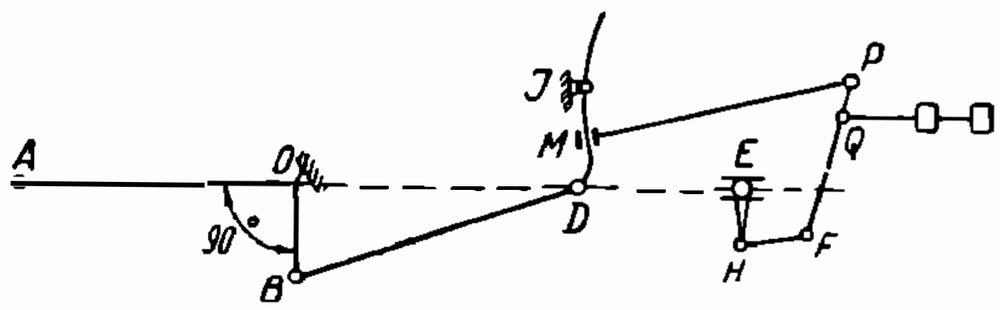
В настоящее время исключительным распространением пользуется кулиса Гейзингера, являющаяся как бы стандартным типом.

§ 3. Теория кулисы Гейзингера

Схема данной кулисы представлена на фиг. 470, причем здесь принят тот случай, когда точка захвата кулисы D находится на прямой OE, при этом угол AOB — прямой; в том случае, когда точка захвата кулисы находится выше этой



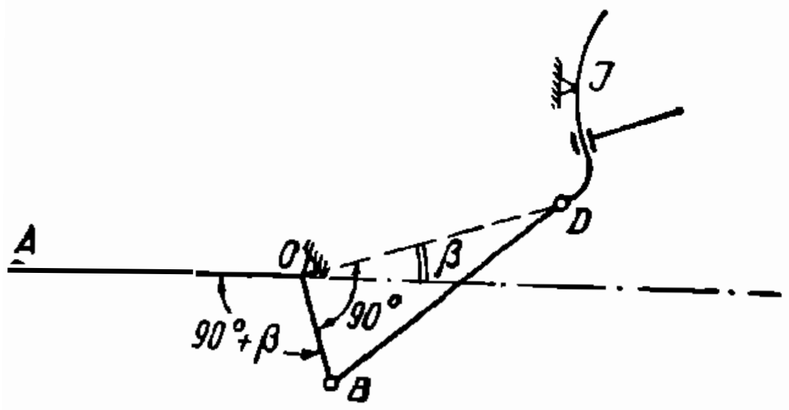
Фиг. 469.



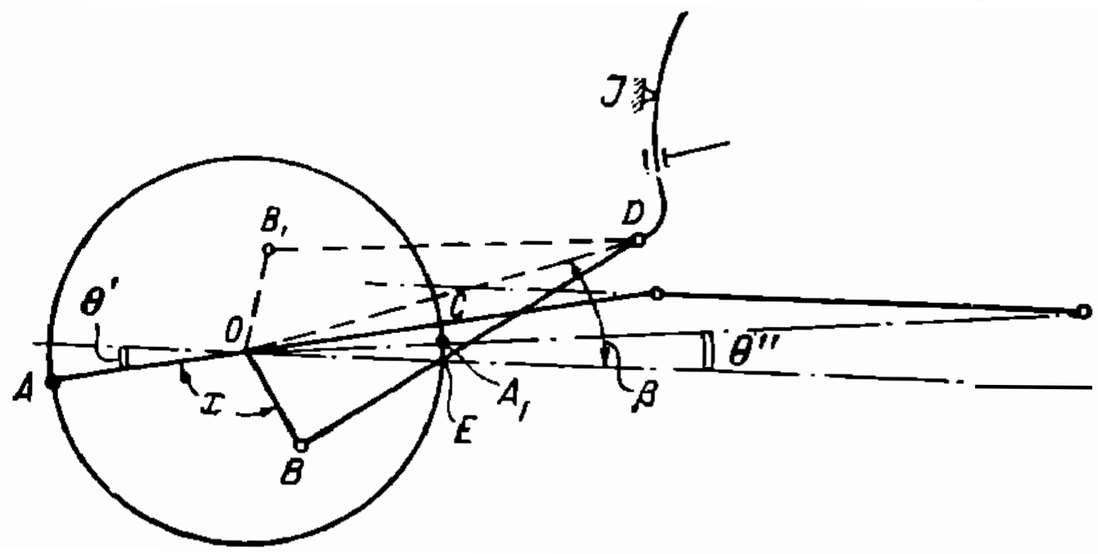
Фиг. 470.

прямой (фиг. 471), жесткий эксцентрик $OB = r$ заклинивается под прямым углом к прямой OD, соединяющей центр ведущей оси O с точкой захвата кулисы D. В этом случае угол между кривошипом и эксцентриком r будет больше прямого, а именно: $90° + \beta$[1].

В общем же случае д е з а к с и а л ь н о г о механизма (фиг. 472) эксцентрик имеет угол заклинения, равный $90° + \beta - \frac{\Theta' + \Theta''}{2}$. При положении кривошипа в задней мертвой точке, когда кулиса занимает среднее положение, искомый угол AOB равен x. При другом мертвом положении кривошипа (среднее



Фиг. 471.



Фиг. 472.

положение кулисы должно остаться неизменным) угол A_1OB_1 равен AOB, причем сторона OA_1 составляет угол Θ'' с горизонталью, в то время как сторона OA составляет угол Θ', следовательно, угол $COA_1 = \Theta' - \Theta''$, прямая OD должна быть перпендикулярна к BB_1; следовательно, угол $DOB = DOB_1 = \frac{1}{2} BOB_1$, но угол

$$BOB_1 = B_1OC + COB = x - (\Theta' - \Theta'') + 180° - x = 180° - (\Theta' - \Theta''),$$

[1] Здесь β — угол, составляемый прямой OD с горизонталью, при мертвом положении кривошипа.

Однако нужно заметить, что если жесткий эксцентрик OB направить вверх, как это бывает при внешнем впуске, то угол заклинения будет $90° - \beta$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

$$DOB = 90° - \frac{\Theta' - \Theta''}{2}. \tag{374}$$

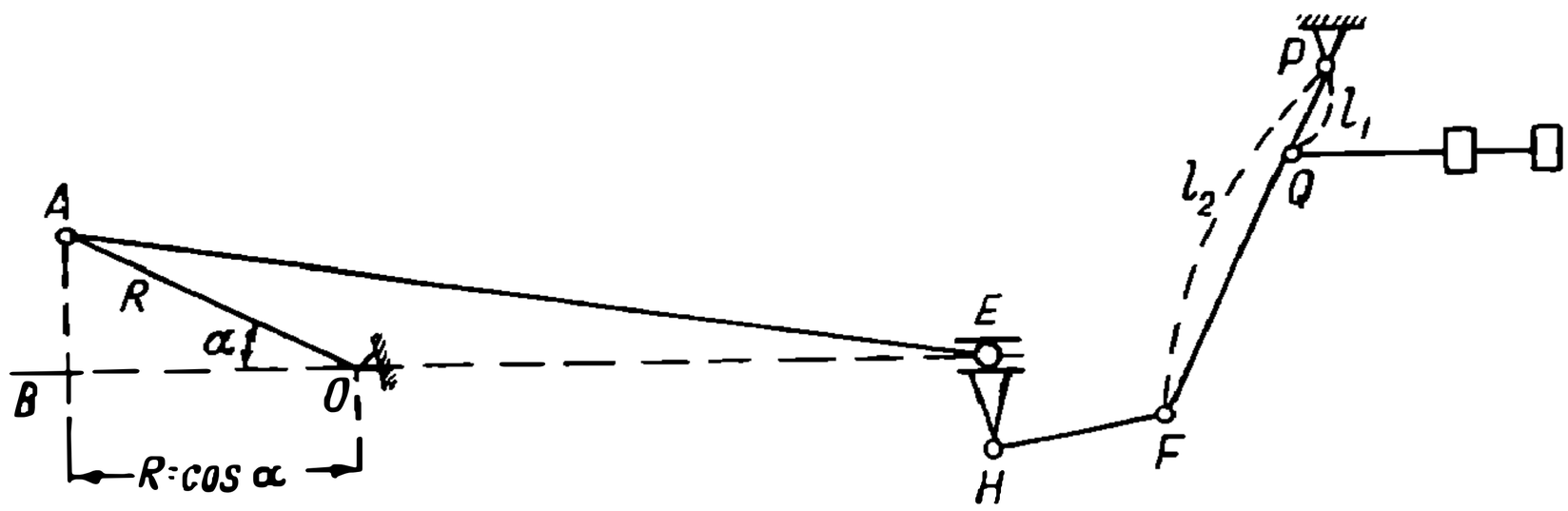
Угол же заклинения:

$$x = 180° - COB = 180° - (BOE + EOC) = 180° - [(DOB - DOE) + COE] =$$

$$= 180° - \left[(90° - \frac{\Theta' - \Theta''}{2} - \beta) + \Theta' \right] =$$

$$= 90° + \frac{\Theta' - \Theta''}{2} + \beta - \Theta' = 90° + \beta - \frac{\Theta' + \Theta''}{2}. \tag{375}$$

Задача всей теории сводится к отысканию движения золотника. Из фиг. 470 видно, что золотник движется вследствие перемещения обоих концов рычага PF (двух концов маятника); по доказанной выше теореме, о сложении эксцентриков, можно рассмотреть каждое из перемещений отдельно и затем найденные пере-



Фиг. 473.

мещения сложить. Сначала считаем, что золотник получает движение только от нижнего конца маятника F (фиг. 473); перемещение точки F можно принять равным перемещению точки A, считая бесконечно длинный шатун; движение последней совершается по уравнению (считая перемещение от среднего положения):

$$OB = y_a = y_f = R\cos\alpha; \tag{376}$$

отклонение точки Q (т. е. золотника) будет равно:

$$y'_q = y_f \frac{l_1}{l_2} = R\frac{l_1}{l_2}\cos\alpha = r_2\cos\alpha, \tag{377}$$

где

$$r_2 = R\frac{l_1}{l_2} \tag{378}$$

Таким образом перемещение золотника от нижнего конца маятника можно представить себе как бы происходящим от эксцентрика r_2, имеющего эксцентриситет, равный $R\frac{l_1}{l_2}$, и угол опережения $\delta_2 = 270°$ (угол опережения отсчитываем от линии, перпендикулярной к кривошипу, причем кривошип находится в левом мертвом положении) (фиг. 474).

Из уравнения (376) следует, что перемещение золотника пропорционально косинусу угла поворота кривошипа и движение это происходит от постоянного эксцентрика; конструктивно этот эксцентрик выполнен в виде крейцкопфа с маятником (фиг. 473). Здесь следует отметить ту неправильность, которая встречается в определении угла опережения. В некоторых руководствах считают углом опережения угол, составляемый маятником в одном из крайних положений крейцкопфа, с вертикальной линией, проходящей через точку P, — это безусловно неверно.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Второе составное движение золотник получает от верхнего конца маятника (фиг. 475), начальное движение получается от точки B; оно равно $r \sin \alpha$; это же движение получает и точка D, что же касается движения камня, то оно будет уменьшенное по сравнению с движением точки D в отношении $\frac{u}{c}$, т. е. перемещение составит величину:

$$y_m = y_d \frac{u}{c} = r \frac{u}{c} \sin \alpha. \tag{379}$$

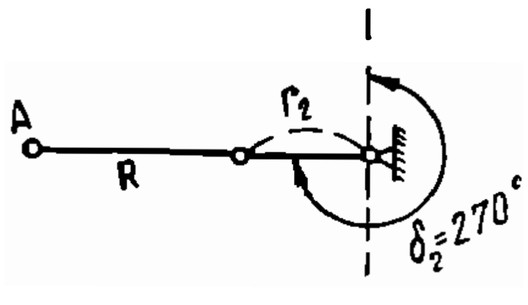
Такое же перемещение будет иметь и верхний конец маятника (точка P). Что же касается перемещения золотника, то оно будет равно:

$$y''_q = y_p \frac{l_2 - l_1}{l_2} = r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2} \sin \alpha = r_1 \sin \alpha, \tag{380}$$

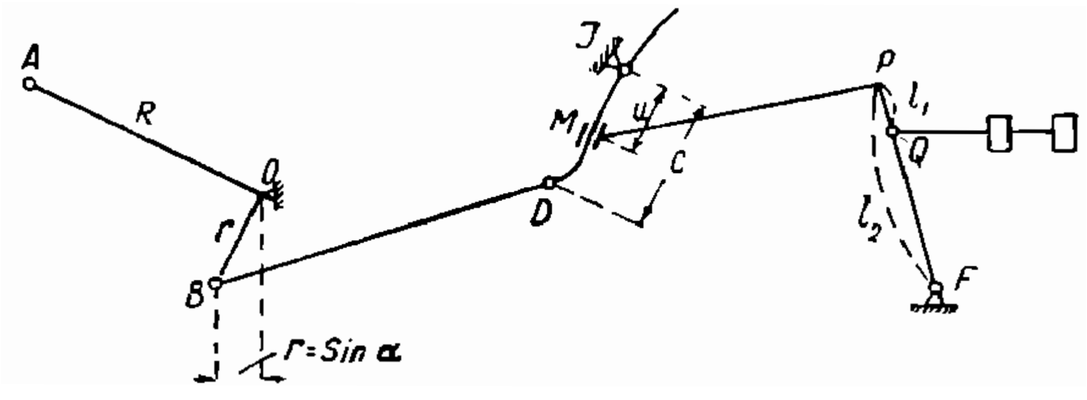
где

$$r_1 = r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2}. \tag{381}$$

Это перемещение можно представить себе как перемещение от эквивалентного эксцентрика, имеющего эксцентриситет r_1 и угол опережения $\delta_1 = 180°$ (фиг. 476б). Действительно, из сравнения движений золотника по фиг. 475,476 можно вывести



Фиг. 474.



Фиг. 475.

заключение об идентичности обоих перемещений, перемещение золотника по уравнению (379) пропорционально sin угла поворота кривошипа; что же касается величины эксцентрика r_1, то она будет изменяться в зависимости от положения камня в кулисе (от величины u).

Таким образом в конце концов перемещение золотника от двух точек может быть выражено уравнением:

$$y_i = y'_q + y''_q = r_2 \cos \alpha + r_1 \sin \alpha = R \frac{l_1}{l_2} \cos \alpha + r \frac{u}{c} \frac{l_2 - l_1}{l_2} \sin \alpha. \tag{382}$$

Эти два перемещения можно сложить в одно, т. е. предствить себе как бы происходящими от одного эксцентрика (который Цейнер назвал идеальным), величина и угол опережения которого найдутся, если построим прямоугольник со сторонами r_1 и r_2. Из фиг. 477 следует:

$$r_i = \sqrt{r^2_1 + r^2_2}; \tag{383}$$

угол опережения

$$\delta_i = 180 + \delta_x, \tag{384}$$

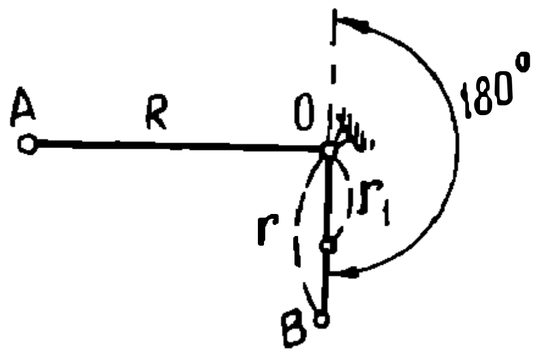
где

$$\operatorname{tg} \delta_x = \frac{r_2}{r_1}$$

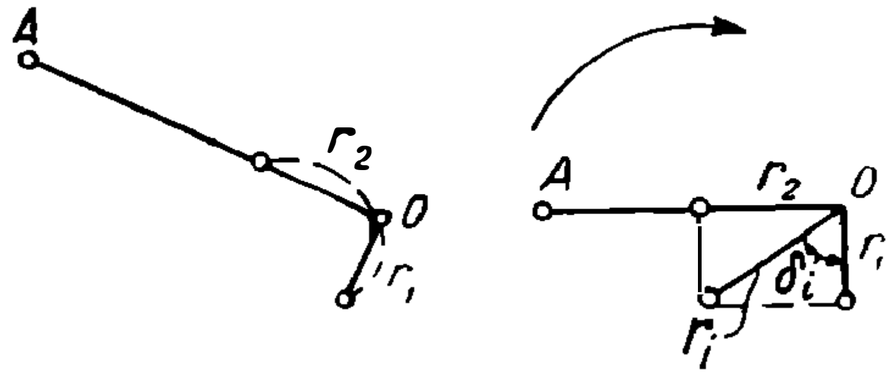
Сравнивая полученную схему (фиг. 477) со схемой фиг. 470, можно заключить о том, что данный механизм Гейзингера при имеющемся положении камня в нижней части кулисы может иметь только внутренний впуск пара и направление движения по часовой стрелке. Здесь только нужно отметить, что направление перемещенного эксцентрика r_1 случайно совпало с направлением жесткого эксцентрика

НБ УДУНТ (ДІТ)

$OB = r$. Ясно например, что для того положения, когда камень находится в верхней части кулисы (фиг. 478), эксцентрик r_1, хотя и равный по величине предыдущему эксцентрику r_1, будет иметь направление, противоположное расположению жесткого эксцентрика r (фиг. 479).



Фиг. 476.

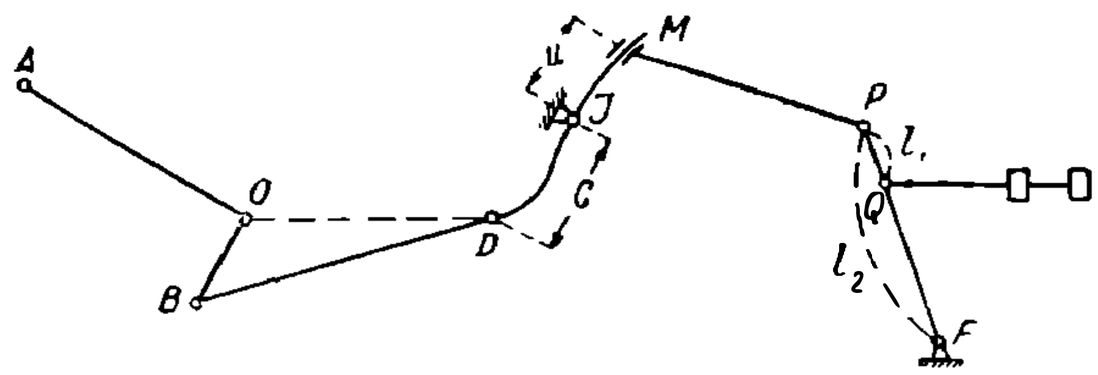


Фиг. 477.

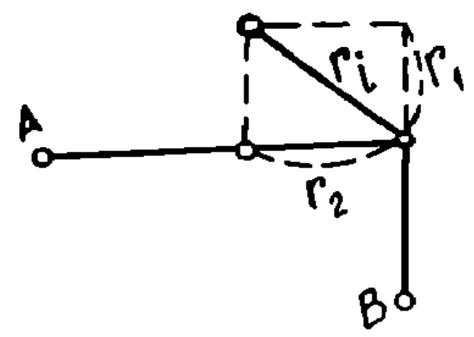
Однако, помимо схемы, показанной на фиг. 470, где соединение маятника с золотником взято от промежуточной точки Q, встречается еще случай, показанный на фиг. 480, где золотник присоединен к маятнику в верхней его точке.

Из анализа движения золотника при неподвижной нижней точке маятника следует, что это перемещение будет выражаться:

$$y'_a = -R\frac{l_1}{l^2}\cos\alpha = -r_2\cos\alpha, \tag{385}$$

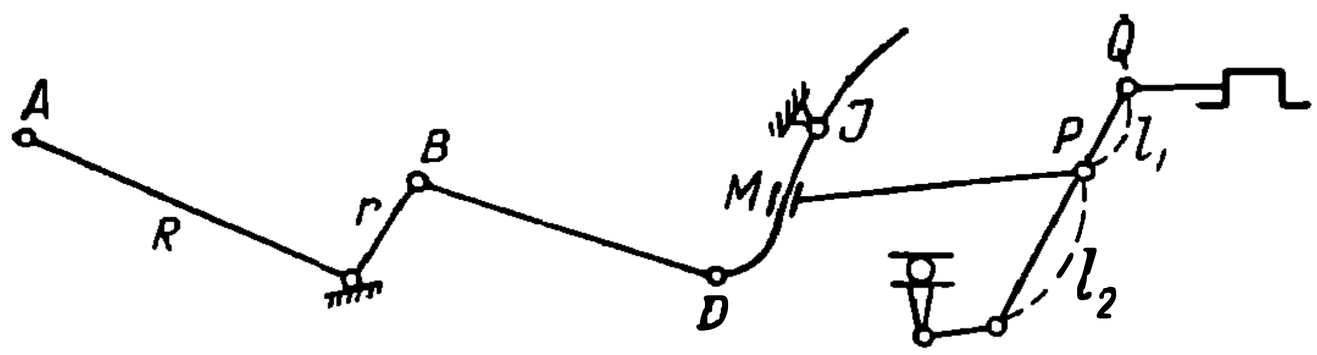


Фиг. 478.

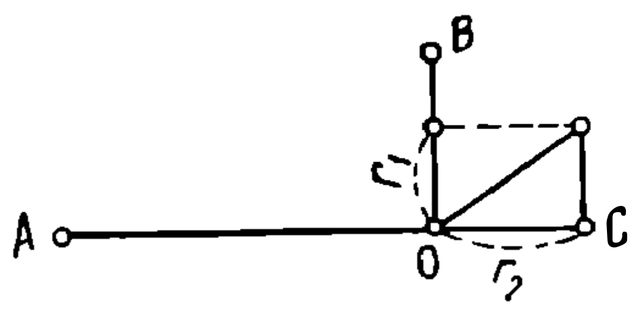


Фиг. 479.

т. е. перемещение золотника в этом случае имеет направление, противоположное точке A. Следовательно, указанное перемещение можно представить как бы происходящим от эксцентрика r_2 с углом опережения 90°, расположенным по направлению OC (фиг. 481, эксцентрик опережения). Что же касается переме-



Фиг. 480.



Фиг. 481.

щения золотника от эксцентрика отсечки (которое можно представить, как и в предыдущем случае, происходящим от кулисы при неподвижной точке F), то в этом случае перемещение составляет:

$$y''_a = r\frac{u}{c}\frac{l_2+l_1}{l_2}\sin\alpha = r_1\sin\alpha. \tag{386}$$

Это перемещение эквивалентно перемещению от эксцентрика r_1, по величине равного $r\frac{u}{c}\frac{l_2+l_1}{l_2}$ с углом опережения 0°, т. е. совпадающего с расположением жесткого эксцентрика OB. Эксцентрик r_1 — переменный; суммарное перемещение

НБ УДУНТ (ДІІТ)

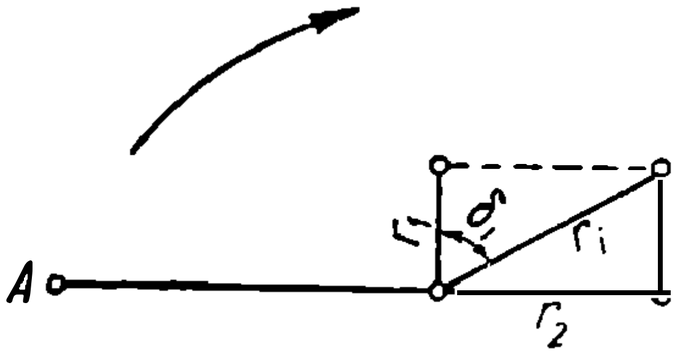
золотника может быть получено от результирующего эксцентрика r_i (фиг. 482), по величине равного:

$$r_i = \sqrt{r^2_1 + r^2_2} \tag{387}$$

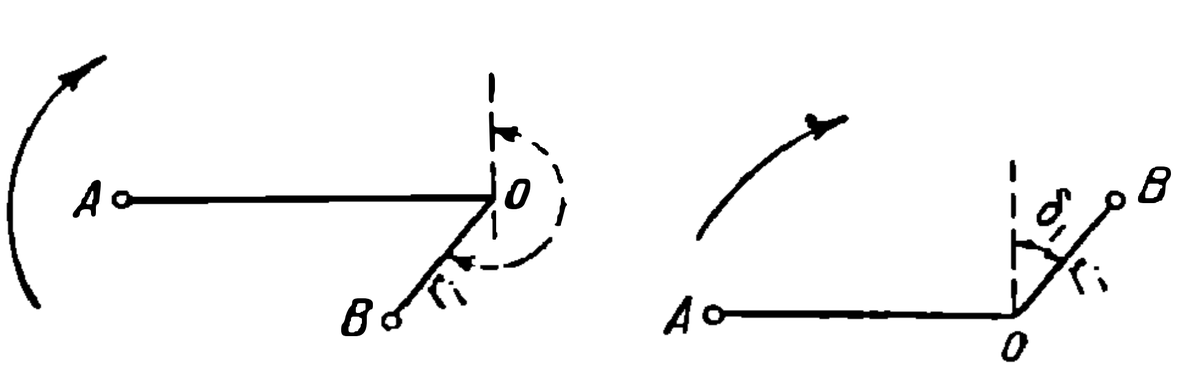
и имеющего угол опережения δ_i, определяемого из уравнения

$$\operatorname{tg} \delta_i = \frac{r_2}{r_i} \tag{388}$$

Из сравнения схем фиг. 470 и 473 и соответствующих уравнений (376), (380), (385), (386), можно сделать следующее заключение:



Фиг. 482.



Фиг. 483.

1) перемещение золотника (по абсолютной величине) от эксцентрика опережения в обоих случаях может быть выражено формулой:

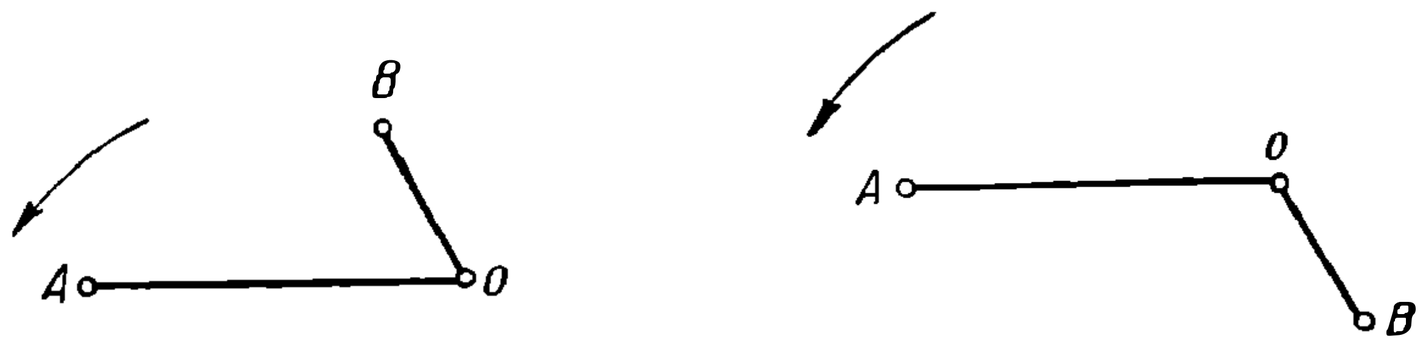
$$R\frac{l_1}{l_2}; \tag{389}$$

2) а от эксцентрика отсечки в виде:

$$r\,\frac{u}{c}\,\frac{l_2 \mp l_1}{l_2}, \tag{390}$$

где знак минус относится к внутреннему впуску, а плюс к внешнему, причем нужно иметь в виду, что в обеих схемах короткое плечо l_1 представляет расстояние от шарнира, соединяющего золотник с маятником, до шарнира, соединяющего маятник с кулисной тягой; длинное плечо представляет расстояние нижнего шарнира маятника до шарнира, соединяющего маятник с кулисной тягой. Ясно, что при внутреннем впуске длинное плечо l_2 представляет в то же время полную длину маятника, при внешнем же выпуске полная длина маятника при этих обозначениях будет равна $l_1 + l_2$.

Из сравнения схемы идеальных эксцентриков (фиг. 483) следует, что при внутреннем впуске и ходе паровоза вперед угол между идеальным эксцентриком и кривошипом меньше прямого (острый), при внешнем же тупой.

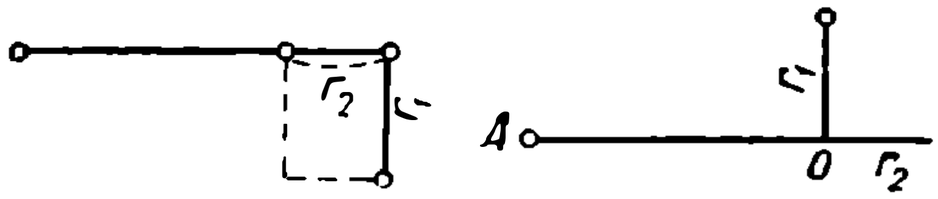


Фиг. 484.

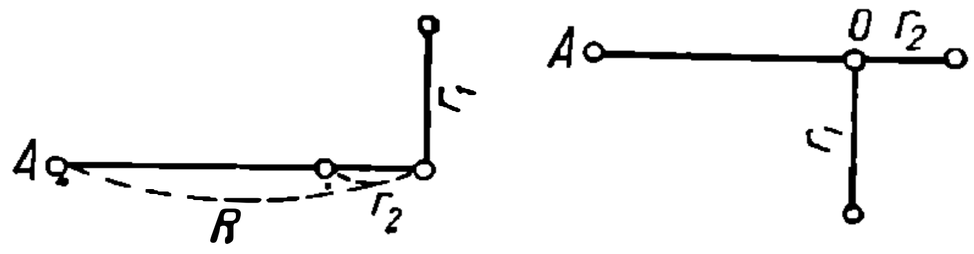
Для обратного хода получается картина аналогичного вида (фиг. 484). Из этого следует, что для любого хода внутренний впуск характерен острым углом заклинения эксцентрика, а внешний тупым. Далее нетрудно видеть, что тупой или острый угол заклинения зависит только от эксцентрика опережения r_2, следовательно, можно сделать заключение, что впуск пара (внутренний или внешний) определяется только соединением маятника с золотником; так, при внешнем впуске золотник присоединен «сверху» маятника (фиг. 480); при внутреннем впуске золотник соединен с маятником в промежуточной точке («внутри» маятника).

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Если разложить идеальные эксцентрики (фиг. 483 и 484) для обоих ходов паровоза (вперед и назад) и для обоих впусков (внешнего и внутреннего) на составные: эксцентрик опережения r_2 и эксцетнрик отсечки r_1 (фиг. 485 и 486), то можно заметить, что эксцентрики опережения являются общими как для переднего, так



Фиг. 485.



Фиг. 486.

и для заднего хода паровоза. Для внешнего впуска угол опережения эксцентрика равен 90°, для внутреннего 270° или — 90°.

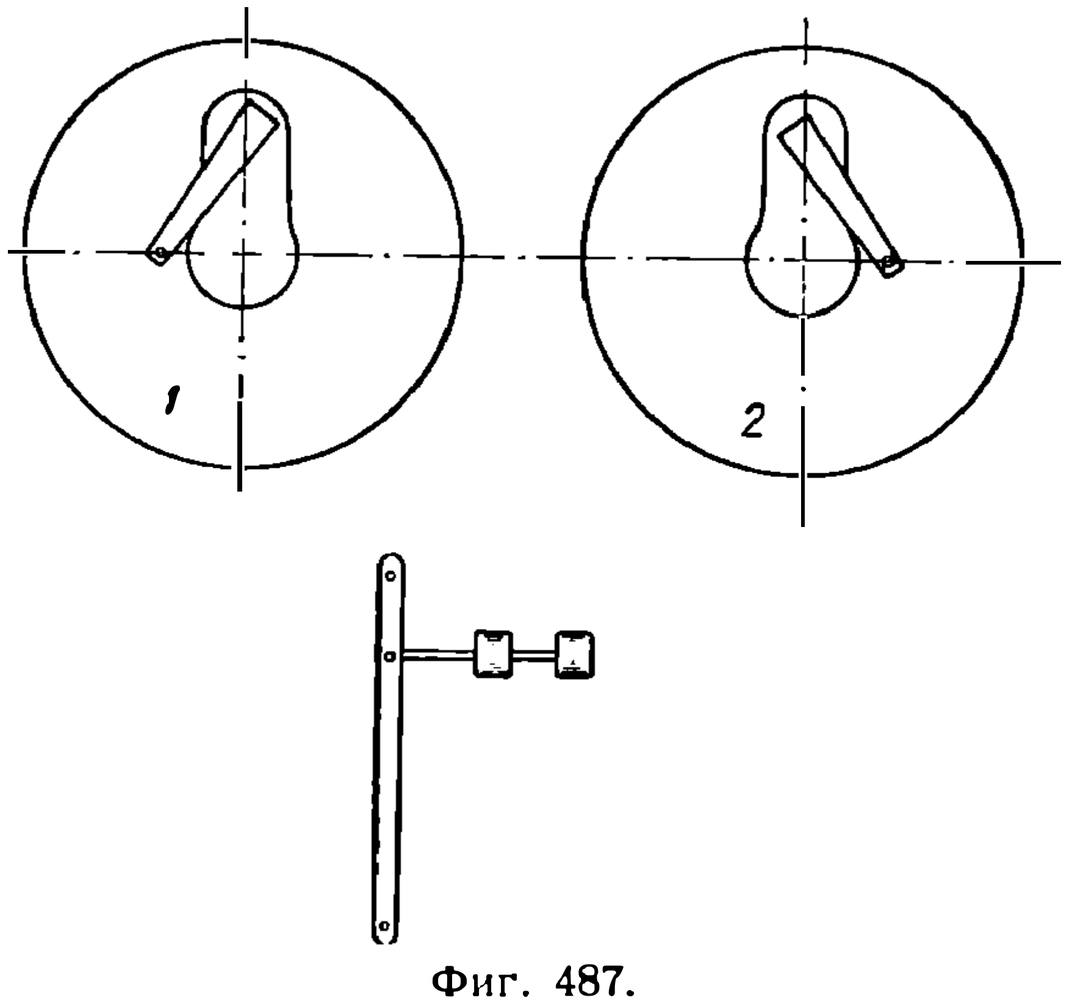
Величины углов опережения эксцентриков отсечек приведены в табл. 47.

Таблица 47

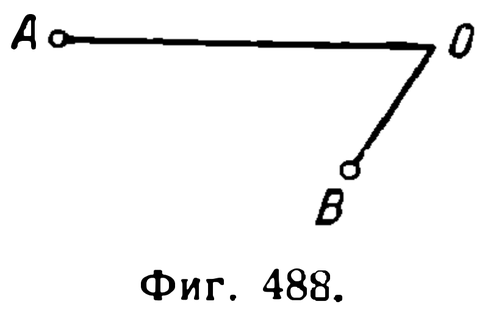
Характер впуска	Ход вперед	Ход назад
Внутренний впуск .	180°	0°
Внешний впуск	0°	180°

В заключение нужно отметить, что только по расположению эксцентрика возможно определить направление движения паровоза; таким образом для решения этого вопроса нужно иметь три следующие данные: 1) схему соединения золотника с маятником (т. е. заранее решить, какой впуск имеет паровоз — внутренний или внешний), 2) расположение контркривошипа (вверх или вниз) и 3) расположение камня в кулисе (в верхчей или нижней ее части).

На основании изложенной теории может быть разрешен ряд чисто практических задач, к числу которых может быть отнесена задача определения стороны подкатки колесной пары, если при подъемке не было сделано отметки о том, какая сторона была правой или левой (фиг. 487).



Фиг. 487.



Фиг. 488.

Определение ведется следующим образом: по виду соединения маятника с золотником определяют характер впуска пара (внутренний или внешний); так, для данных фиг. 487 следует, что паровоз имеет внутренний впуск, кроме того, узнают о расположении камня в кулисе на тот или иной ход на основании работы до подъемки; пусть для данного случая камень находился в нижней части кулисы при ходе вперед. Для этих условий идеальный эксцентрик имеет расположение по фиг. 488; раскладывая этот эксцентрик на два составных, находим, что эксцентрик отсечки будет направлен вниз; этим самым определяется и направление жест-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

кого эксцентрика, который тоже должен быть направлен вниз (причем нужно отметить, что жесткий эксцентрик необязательно будет перпендикулярен к кривошипу; это зависит от расположения точки захвата кулисы по высоте). Отсюда следует, что правой стороной будет сторона, помеченная цифрой *1* (фиг. 487)

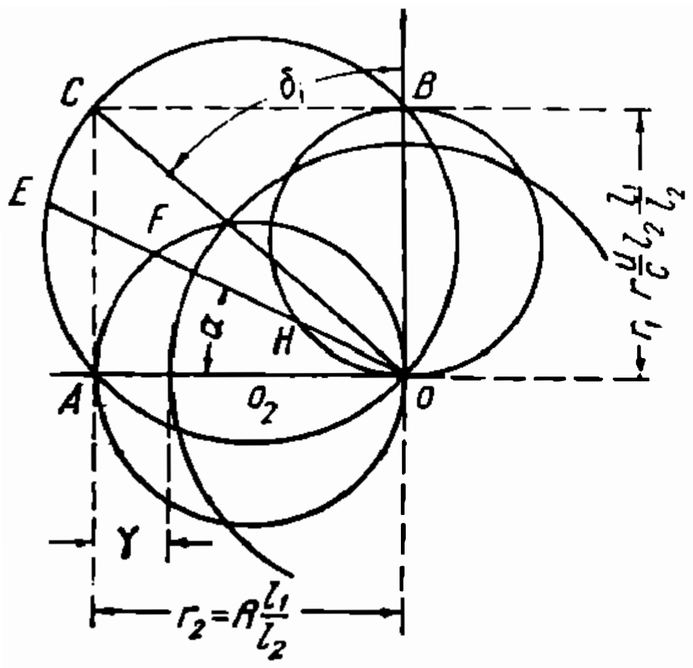
§ 4. Диаграмма Цейнера в применении к кулисному механизму Гейзингера

Перемещение золотника, получаемое в кулисном механизме Гейзингера и равное:

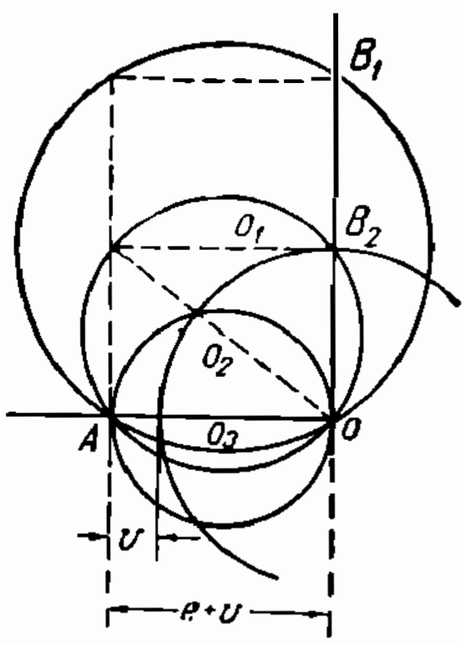
$$y = r_2 \cos\alpha + r_1 \sin\alpha, \tag{391}$$

может быть представлено графически в диаграмме Цейнера следующим образом (фиг. 489): на двух взаимно-перпендикулярных прямых откладываем отрезки— один по горизонтали OA, равный $r_2 = R\ \frac{l_1}{l_2}$, и другой — по вертикали OB, равный $r_1 = r\ \frac{u}{c}\ \frac{l_2 - l_1}{l_2}$.

На этих отрезках строим круг Цейнера; кроме того, на диагонали OC, которая является результирующим эксцентриком, строим еще окружность Цейнера.



Фиг. 489.



Фиг. 490.

Угол опережения этого (идеального) эксцентрика δ_i есть угол между направлением диаметра этой окружности и вертикалью. Прямая OE, проведенная под любым углом поворота кривошипа α, дает отрезки в кругах Цейнера, пропорциональные отклонениям золотника от середины для соответствующих эксцентриков: так, OF в окружности O_2 изменяется по закону косинуса:

$$OF = r_2 \cos\alpha = y_2; \tag{392}$$

секущая OH в окружности O, изменяющаяся по закону синуса, представляет отклонение золотника от середины для эксцентрика:

$$OH = y_1 = r_1 \sin\alpha. \tag{393}$$

Нетрудно видеть, что отрезок OE дает суммарное отклонение золотника. Действительно:

$$OE = OC \sin(\alpha + \delta_i) = OC \sin\alpha \cos\delta_i + OC \cos\alpha \sin\delta_i. \tag{394}$$

С другой стороны, имеем:

$$OB = OC \cos\delta_i = r_i \cos\delta_i = r_1; \tag{395}$$

$$OA = OC \sin\delta_i = r_i \sin\delta_i = r_2; \tag{396}$$

подставляя эти значения в уравнение (394), будем иметь:

$$OE = r_2 \cos\alpha + r_1 \sin\alpha = y_1 + y_2. \tag{397}$$

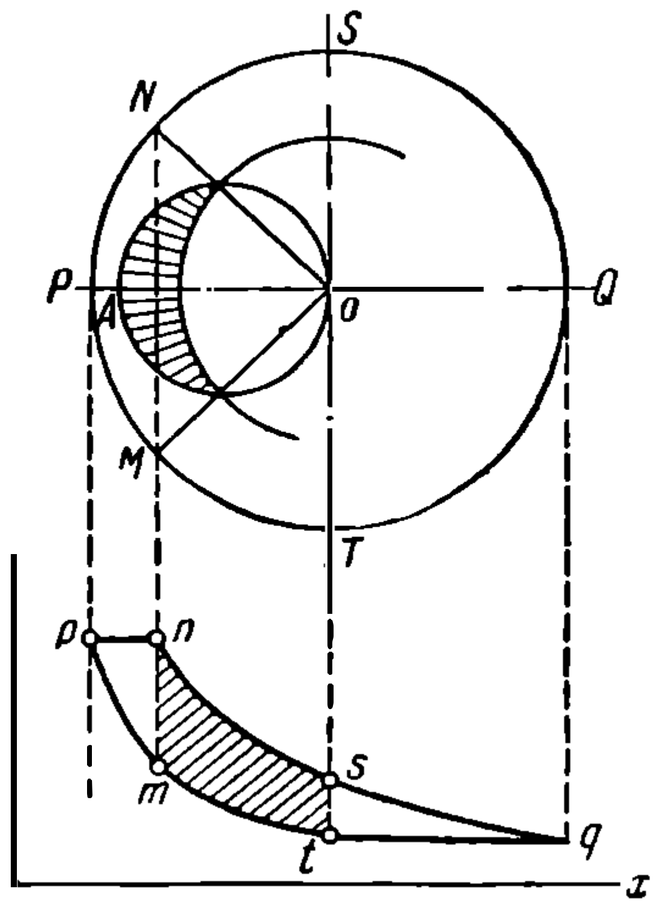
Нужно отметить, что окружность Цейнера для идеального эксцентрика должна проходить через две постоянные точки O и A и третью переменную B_1, B_2,... (фиг. 490). В частном случае, когда $r_1 = 0$, эта окружность должна пройти через две точки O и A, лежащие на диаметре; иначе говоря, окружность идеального эксцентрика совпадает с окружностью составного эксцентрика r_2. Из этого следует, что с изменением эксцентрика r_1 изменяются два элемента результирующего эксцентрика: его величина r_1 и угол опережения δ_i, причем это изменение происходит в таком порядке, что с уменьшением отсечки эксцентриситет уменьшается, а угол опережения увеличивается, доходя до 90° при $u = 0$. Если теперь провести

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

окружность перекрыши (из центра 0), то нетрудно видеть, что при мертвом положении кривошипа отрезок $OA - e$ остается без изменения, это значит, что линейное предварение впуска в этой кулисе не зависит от отсечки, следовательно (фиг. 489):

$$r_2 = R\frac{l_1}{l_2} = e + v. \qquad (398)$$

На основании сказанного следует, что при положении камня на центре ($u=0$) отсечка не будет равна нулю, как это ясно из фиг. 491. Обычно она получается равной около 6—8%. По этой причине при постановке паровоза в депо необходимо подвести переводную гайку к центру и открыть продувательные краны.



Фиг. 491.

§ 5. Определение основных размеров кулисного механизма Гейзингера. Ограничение отсечки

После того как определены размеры машины (диаметр d, ход поршня h, диаметр колес D) и размер золотника (диаметр $d_з$, перекрыша впуска e, линейное предварение впуска v). приступают к наметке схемы механизма; обычно вертикальная плоскость, проходящая через ось золотника, несколько смещена по отношению к оси цилиндра на некоторую величину a с тем, чтобы передача от крейцкопфа к золотнику могла быть выполнена в виде прямого маятника (фиг. 492, справа). Что же касается расположения оси золотника по высоте, то здесь, помимо конструктивных увязок (толщина втулок, направляющие ребра и т. д.), оно будет зависеть от того, насколько высоко желают выбрать положение верхнего конца маятника (точку P — центр кулисы). Далее, откладывая от середины цилиндра величину ($0{,}75 \div 1$) h (прямая st), находят крайнее положение, в котором может быть нижний конец маятника; среднее положение маятника (прямая Pg) будет отстоять от st на величину $R = h/2$. Если теперь по оси золотника отложить от прямой NQ отрезок, равный $e + v$, то всякая прямая, проходящая через точку Q, определяет как длину маятника, так и соотношение плеч l_1 и l_2.

Действительно, из подобия треугольников PNQ и PFU или P_1NQ и P_1WZ следует:

$$\frac{e+v}{R} = \frac{NQ}{WZ} = \frac{NQ}{FU} = \frac{PQ}{PU} = \frac{P_1Q}{P_1Z} = \frac{l_1}{l_2}.$$

Несомненно, что чем больше угол δ, под которым пройдет маятник через точку Q, тем короче он будет; при малом угле наклона маятник может выходить нижним концом из габарита, и, кроме того, верхний конец займет очень высокое расположение; для соединения же нижнего конца с крейцкопфом необходимо будет применить отросток. Наибольшее значение угла δ во избежание больших погрешностей не делают более 45°.

Прямую IP обычно располагают параллельно оси цилиндров; следовательно, положение точки $P(P_1)$ определяет положение точки I (ось качания кулисы).

Что касается длины кулисы ID, то величина ее обычно берется равной $3r$, где r—радиус контркривошипа OB; в свою очередь $r = (0{,}5 — 0{,}65)\ R$, т. е. контркривошип r берется в зависимости от хода поршня и от размера перекрыши впуска e. Чем больше перекрыша, тем больше нужно брать r, чтобы не получить слишком раннего ограничения впуска; действительно, из формулы (381) следует:

$$u = \frac{r_1 \cdot c \quad l_2}{r(l_2 - l_1)} = \frac{r_1 c}{r\left(1 - \frac{l_1}{l_2}\right)}$$

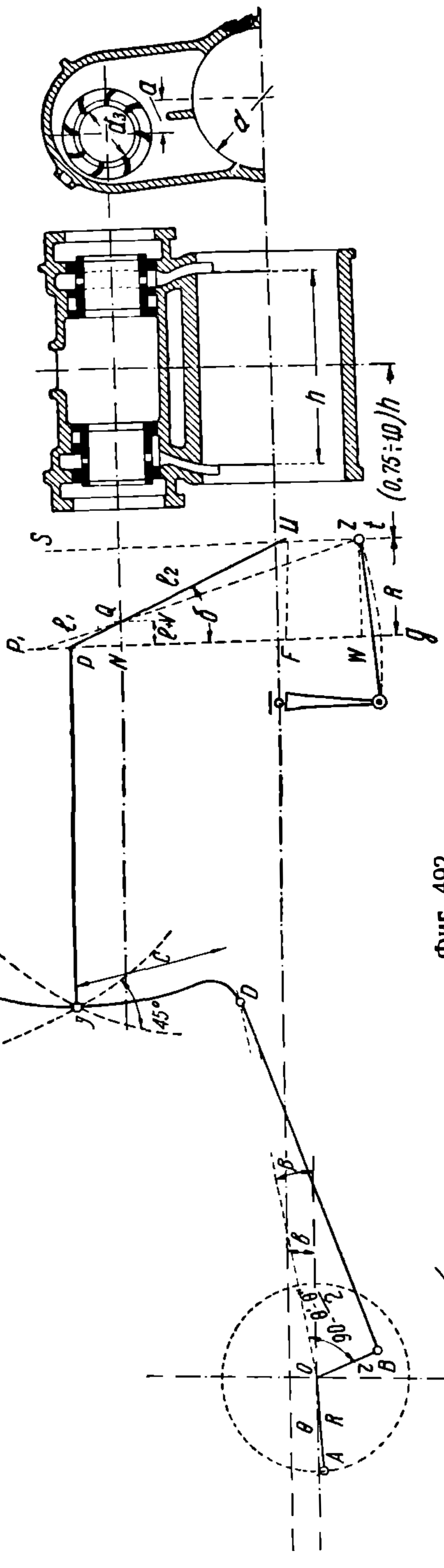
НБ УДУНТ (ДІІТ)

но ранее мы имели

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e+v}{R},$$

отсюда

$$u = \frac{r_1 \cdot c}{r\left[1 - \frac{e+v}{R}\right]} = \frac{r_1 \cdot c \cdot R}{r\,[R-(e+v)]}.$$



Фиг. 492.

Из полученной формулы следует, что положение камня в кулисе будет зависеть от r и e при данных R, v и c.

Чем больше r, тем на меньшую величину при данной отсечке придется опустить камень. Перекрыша впуска e оказывает на величину u (опускание камня) обратное влияние: чем больше перекрыша, тем больше u; выше была указана зависимость между e и шириной открытия окна a, а именно: по мере увеличения открытия окна a (для данной отсечки) величина перекрыши впуска растет (при неизменяющемся линейном предварении впуска). Так, например: при $a = 9$ *мм*, отсечки $\varepsilon = 0{,}3$ и $v = 5$ *мм* перекрыша впуска $e = 35$ *мм*, а для $a = 14$ $e = 60$ *мм*.

Если для первого паровоза ($e = 35$ *мм*) взять $r = 160$ *мм* и $c = 450$ *мм*, то при $u = 206$ *мм* получим максимальную отсечку $\varepsilon = 75\%$, в то время как у второго ($e = 60$ *мм*) при $u = 248$ *мм* получаем отсечку, равную $\varepsilon = 58\%$ при $c = 650$ *мм* и $r = 225$ *мм*.

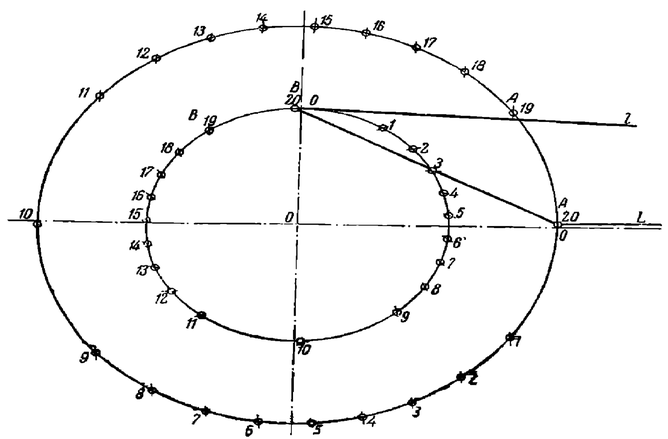
Вообще при назначении r ориентируются на то, чтобы угол размаха кулисы был не более 45° (считая от одного крайнего положения до другого). Что же касается радиуса кулисы, т. е. размера P_1 I, то ориентировочно берут P_1 I, равной половине расстояния от ведущей оси до среднего положения маятника; угол насадки контркривошипа берется, как было указано выше, в самом общем случае, когда имеется дезаксиальность механизма b (фиг. 492), равный:

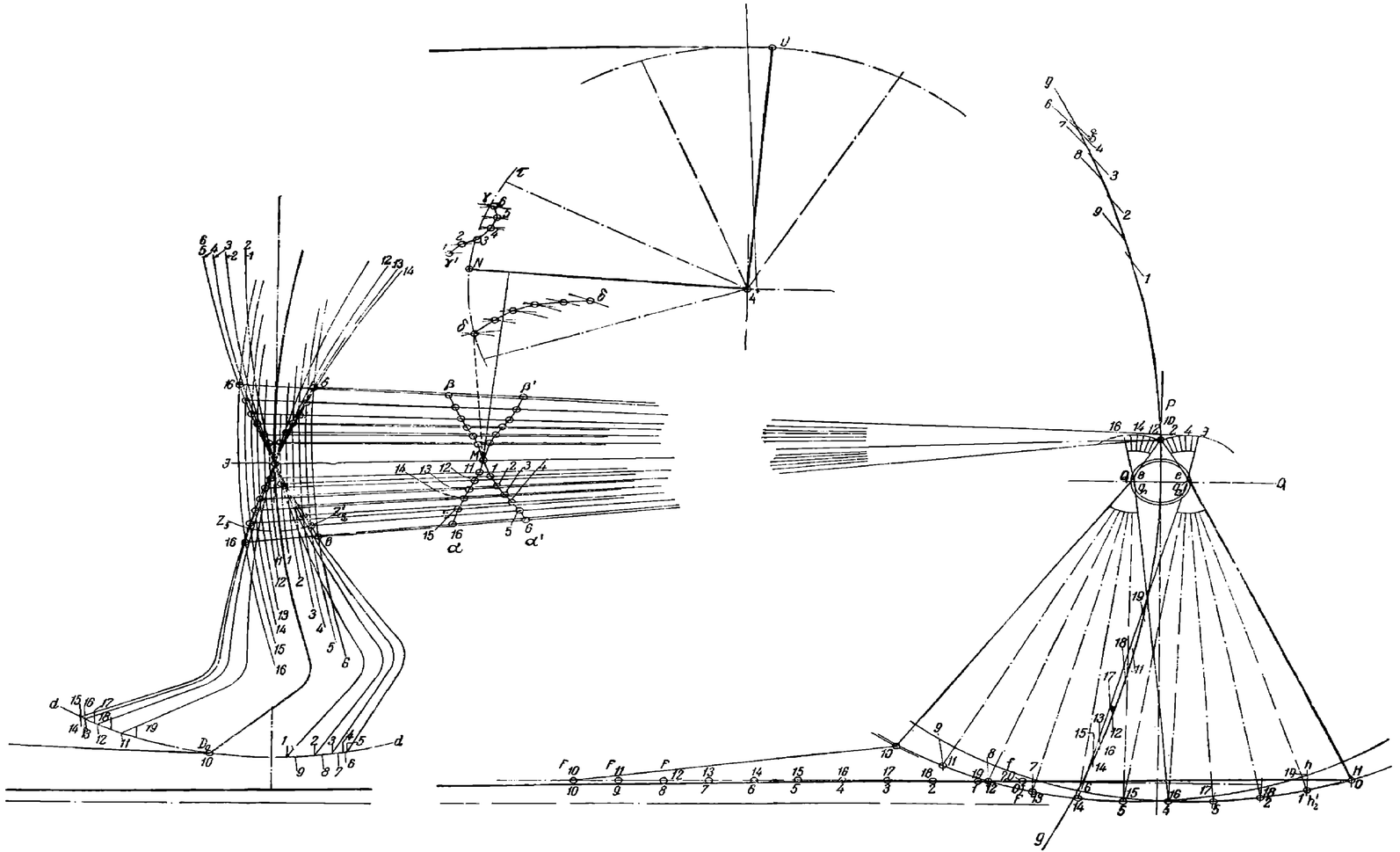
$$\sphericalangle AOB = 90° + \beta - \frac{\Theta' + \Theta''}{2}$$

§ 6. Подвешивание кулисного механизма Гейзингера

После выяснения схемы кулисного механизма приступают к отысканию расположения точки переводного вала. Основные требования, предъявляемые к кулисному механизму, сводятся к следующему: 1) равенство отсечек в передней и задней полостях цилиндра; 2) равенство открытий окон и 3) отсутствие или, по крайней мере, наименьшее скольжение камня (игра камня). Всем этим требо-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)





Фиг. 493.

Заказ № 18843

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ваниям удовлетворить невозможно, и задача конструктора состоит в том, чтобы погрешности, происходящие при работе механизма, свести к наименьшей величине: это в значительной степени зависит от удачного расположения переводного вала. Расположение переводного вала не является произвольным, как это могло бы показаться с первого взгляда, а зависит от соотношения и взаимного расположения отдельных звеньев парораспределительного механизма; поставим себе задачей—отыскание положения переводного вала, исходя из условия равенства отсечек в обеих полостях цилиндра (фиг. 493).

Принцип построения заключается в отыскании положения всех звеньев механизма в моменты отсечек. Деля ход поршня на 10 частей, отмеченные через $f_0 — f_{10}$ для отсечек через *0*, *1* для передней полости и $f_{11}— f_{20}$ — для отсечек задней полости, делаем из точек засечки на окружности кривошипа A (точки A_1, A_2, A_3,...)[1] радиусом, равным и длине главного шатуна L (отрезок AF).

Положение пальца контркривошипа в моменты отсечек (точки B_1, B_2,...) найдутся, если из точек A_1 A_2,... сделать засечки на окружности контркривошипа отрезком, равным AB. Далее находим положение кулисы в моменты отсечек, для чего описываем дугу dd радиусом ID и на ней делаем засечки из точек B_1, B_2,... отрезком, равным длине эксцентриковой тяги $BD_0 = l$. Для того чтобы провести дугу кулисы, нужно знать положение ее центра в то время, когда конец ее находится в точках d_1, d_2,... Ясно, конечно, что геометрический центр кулисы, как центр дуги ID при ее качании, будет находиться на дуге gg', описанной из центра I радиусом IP (зеркальное изображение дуги ID); кроме того, размер D_0P остается при всех положениях кулисы неизменным, следовательно, делая засечки из точек d_1, d_2,... на дуге gg, найдем положения центров кулис g_1, g_2 в моменты отсечек (соединять хвостовиками кривые кулис с точками d нет надобности).

Далее нужно найти положение камня в кулисе в момент отсечки, для чего нужно знать положение верхнего конца маятника; положение всего маятника определяется двумя точками: точками q_1 или q_2, отстоящими от вертикального (среднего) положения маятника на величину e (перекрыши впуска), так как золотник в моменты отсечек не дошел до среднего положения на величину перекрыши; при этом точка q_1 относится к задней полости, а q_2 к передней; вторая точка h нижнего конца маятника находится с одной стороны на дуге, описанной из точки q_1 или q_2 радиусом $QH = l_2 — l_1$, а с другой—на дуге hh'_2 (длина подвески), описанной последовательно из точек f_1, f_2,... Проводя прямые через пересечение дуг f и h и точку q_1 (или q_2) и продолжая вверх, найдем положение верхнего конца маятника, откладывая на этих прямых отрезки q_1 p (или q_2p), равные верхнему плечу маятника l_1 (можно просто описать дуги qp из точек q_1 и q_2). Из полученных точек p_1, p_2,... делаем засечки на найденных выше дугах кулисы отрезком, равным IP (длина кулисной тяги); эти точки пересечения с соответствующими положениями кулис и дают положения камня в моменты отсечек как в передней , так и в задней полостях цилиндра. Верхние положения кулис дают положения камня при движении паровоза на задний ход. Соединяя положения камня с соответствующим верхним концом маятника и откладывая на полученных лучах отрезок IM, получим кривые ветви $\alpha M \alpha'$ и $\beta M \beta'$, которые представляют положения нижнего конца M подвески MN; выбирая длину подвески MN и делая попарно из точек α,α', α_2,α_2',... засечки, находим положение верхнего конца N подвески MN. Траектории в виде ломаных γ, γ' и δ,δ(для заднего и переднего ходов) и есть конечный результат построения, показывающий, какое движение должен совершать конец N переводного рычага SN, чтобы отсечки были одинаковыми в обеих полостях; ясно, конечно, что для реализации этого условия необходимо спроектировать особый механизм, или отказаться от условия равенства отсечек, заменив ломаные γ,γ' и δ,δ дугой круга $\tau\delta$, располагающейся возможно ближе к элементам ло-

---

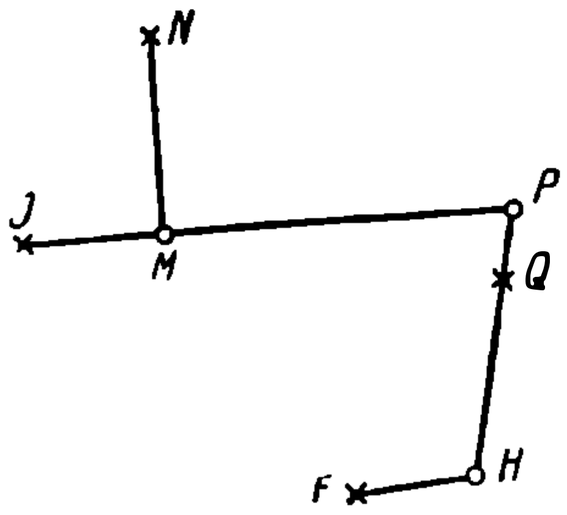
[1] Примечания к изложению текста по фиг. 493. На фиг. 493 точки, соответствующие тем или иным положениям отдельных звеньев механизма, обозначены цифрами, например конец кулисы (точка D_o), описывая дугу d,d, занимает положения: *1*, *2*, *3*,... и т. д. В тексте же обозначения этих точек входят индексами к соответствующим символам, например d_1, d_2, d_3 и т. д., то же самое и для других точек, например A_1, A_2,...,A_{20}.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

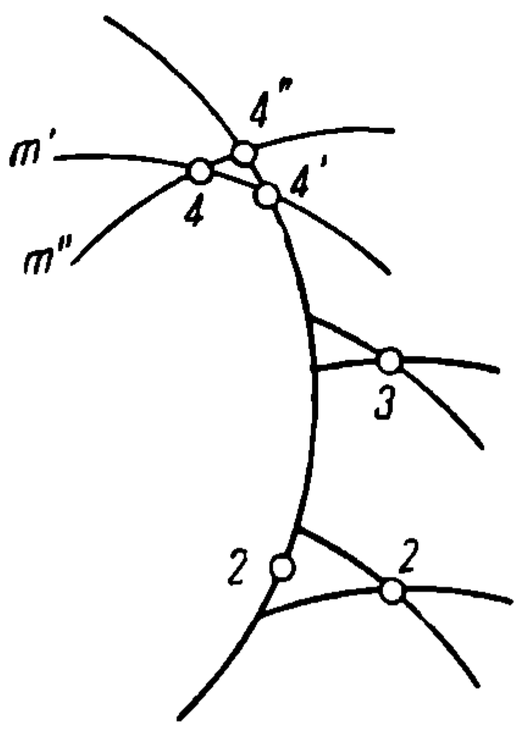
маной линии в области ходовых отсечек для переднего хода. Таким образом точка переводного вала S может получиться справа или слева от подвески MN. При неудачном расположении ломаных γ,γ' и δ,δ приходится пересоставлять всю схему.

§ 7. Определение погрешностей пароораспределительного механизма Гейзингера

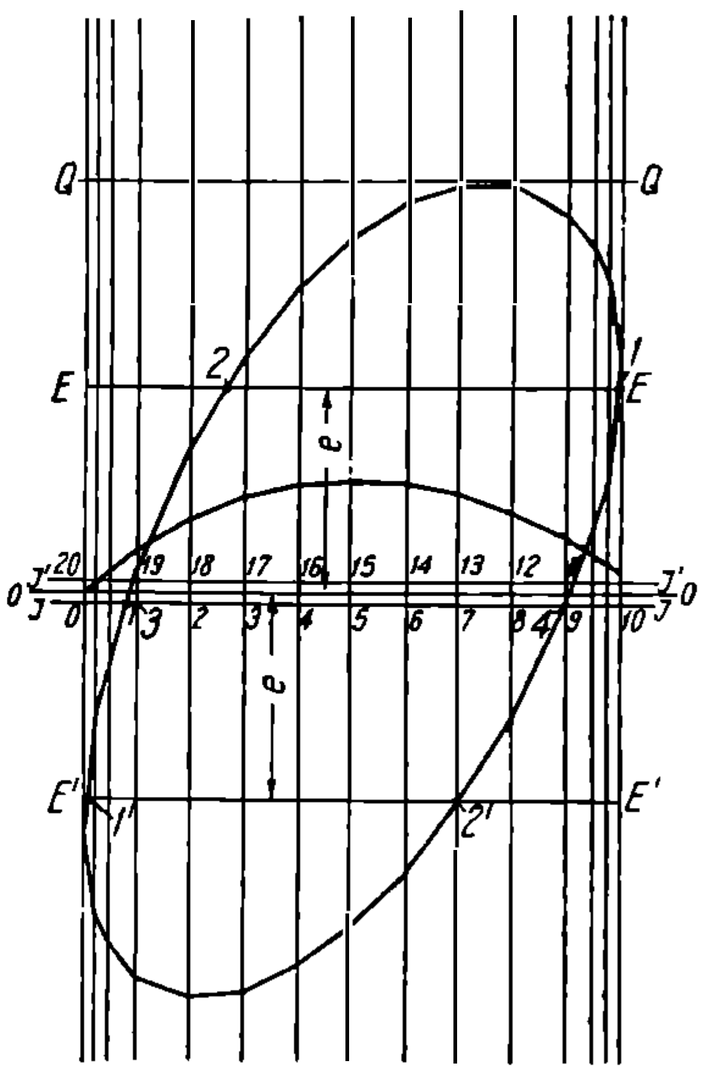
Как следует из предыдущего построения, замена ломаных дугой круга нарушает равенство отсечек в обеих полостях цилиндра; кроме того, нетрудно видеть, что будет и скольжение камня, так как дуга, описанная из центра качания кулисы для какого-либо положения камня (т. е. для какой-либо отсечки), не совпадает с положением камня, удовлетворяющим условию равенства отсечек; например для отсечки 50% дуга $Z_5Z'_5$ (для переднего хода) не проходит через точку *5*, вследствие чего явится скольжение камня; отыскание всех погрешностей, имеющихся в механизме, так называемое исследование механизма, сводится к следующим моментам: 1) построение золотникового эллипса, по которому можно выяснить равенство отсечек, открытия окон, и 2) отыскание игры камня; работу легче всего производить графическим путем с применением модели проф. Раевского (фиг. 494). Здесь точки N, I, Q и F снабжены остриями (на чертеже обозначены крестиками), остальные точки M, P, H имеют шарниры. Модель выполнена в том же масштабе, в котором вычерчена эпюра подвешивания (фиг. 493). Исследование состоит в том, что для каждой из отсечек находят отклонение золотника от среднего положения для каждой десятой доли хода поршня; например для отсечки



Фиг. 494.



Фиг. 495.



Фиг. 496.

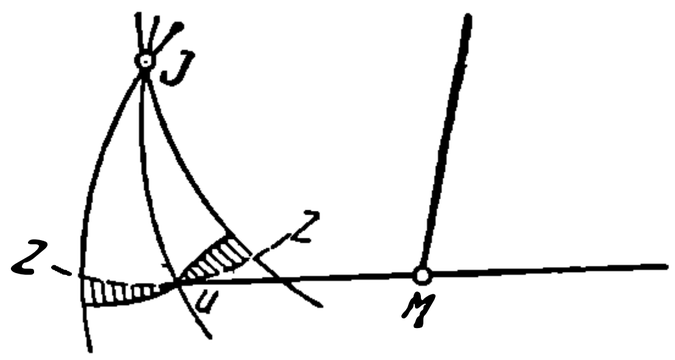
0,4, поставив острие N в точку *4* или *4''* (фиг. 495), ставят острия I и F (фиг. 494) на соответствующие положения механизма, т. е. острие I на дуги кулисы *1d*, а острие F на прямую F_0F_{10}, и для этих положений острие Q ставят на прямую QQ_1 (фиг. 493) линию движения золотника, отмеряя для каждой десятой части хода поршня расстояние острия Q от вертикальной прямой; этот отрезок будет представлять путь, пройденный золотником от среднего положения; если полученные отрезки нанести на чертеже фиг. 496, где по горизонтали нанесен ход поршня с разделением его на десятые доли, а по вертикали найденные перемещения золотника, то, соединив их, получим золотниковый эллипс. Очевидно, для каждой отсечки будет свой эллипс. Проводя далее прямые EE на расстояние e — перекрыши впуска и II — перекрыши выпуска (причем при положительной перекрыше выпуска i откладывается от оси OO в сторону, противоположную e, а при отрицательной — в ту же сторону, что и e), получаем в пересечении с эллипсом все фазы индикаторной диаграммы.

Точки пересечения прямых e и i с эллипсом дают фазы пароораспределения: точка *1* — предварение впуска, точка *2* — отсечку, точка *3* — предварение выпуска и точка *4* — начало сжатия (эти точки проектируются вниз на инди-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

каторную диаграмму). Отношение отрезков $E2$ или $E'2'$ к длине диаграммы OO определяет отсечку в той или иной полости: $\varepsilon = \frac{E2}{OO}$ или $\varepsilon' = \frac{E'2'}{OO}$, наибольшее открытие окна определится расстоянием между прямыми EE и горизонтальной касательной QQ к эллипсу (для другой полости соответственная касательная будет $Q'Q'$).

Здесь нужно отметить, что в зависимости от того, как было поставлено острие N (фиг. 494), мы можем получить точную отсечку в одной полости измененную в другой; так, например из фиг. 495 следует, что для четвертого зуба (отсечка 40%) острие N, поставленное в точку $4'$ (фиг. 495), дает ровную отсечку для той полости, которой принадлежит дуга $m'4'$; для другой же полости отсечка будет отличаться от 40%. Если поставить иглу N в положение между точками $4'$ и $4''$, то отсечки в обоих положениях будут отличаться от 40%; в одной будет больше, в другой меньше 40%.



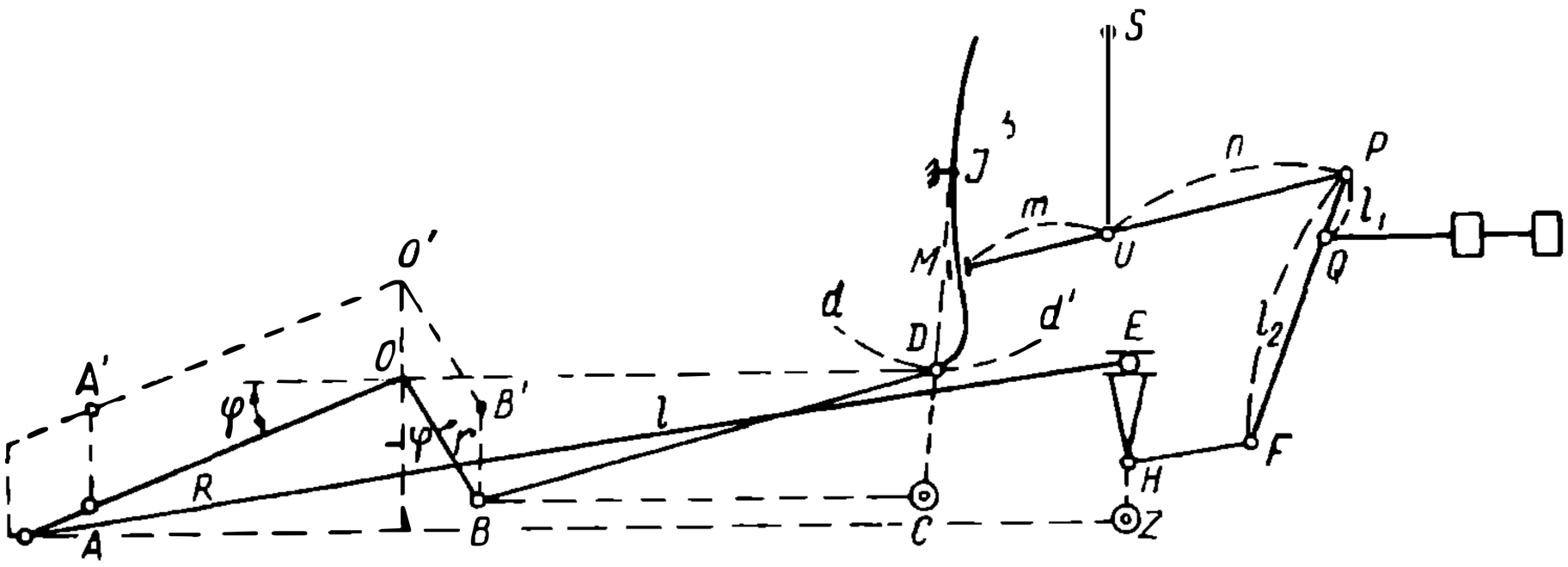
Фиг. 497.

Что же касается игры камня, то ее легко найти (фиг. 497), описав дугу из точки I радиусом IU, где точка U есть положение камня в кулисе при ее среднем положении для данной отсечки (положение точки определяется установкой точки N на выбранной дуге, фиг. 494 и 495, острие I должно находиться на кулисе, а точка F в одном из крайних положений поршня).

Разность между этой дугой zz и положением острия I на соответствующих положениях кулисы дает игру камня.

§ 8. Влияние колебания надрессорного строения на правильность парораспределения в кулисном механизме Гейзингера

Точка I—ось качания кулисы, укрепленная на раме и, следовательно, связанная с надрессорным строением, имеет привод от точки контркривошипа, не участвующий в общем колебании надрессорного строения; ясно, что всякое изменение в стреле прогиба рессор вызовет некоторое отклонение (покачивание) кулисы, и в результате — перемещение золотника и искажение всех фаз индикаторной диаграммы.



Фиг. 498.

Величина перемещения золотника определится следующим образом: пусть ось O (фиг. 498) переместится вверх по вертикали на величину $h = OO'$, например на 20 *мм*, такое же перемещение будет и у точки B; что же касается точки D, то ее траектория при этом будет представлена в виде дуги dd', описанной радиусом ID из центра I.

Горизонтальное перемещение точки D можно представить себе происходящим как бы около мгновенного центра C, представляющего точку пересече-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ния прямой BC (перпендикулярной к перемещению BB') и прямой, проведенной через точки ID. Величина горизонтального перемещения S_d равна:

$$S_d = CD\,\beta, \tag{399}$$

где β — угол поворота около мгновенного центра вращения C. Этот угол связан с перемещением точки B уравнением:

$$\beta = \frac{OO'}{l} = \frac{h}{l}. \tag{400}$$

Следовательно

$$S_d = CD\,\frac{h}{l} \tag{401}$$

Для того случая, когда точка захвата кулисы D лежит на прямой, проходящей через центр ведущего колеса O:

$$CD = r\cos\varphi \text{ и } S_d = r\cos\varphi\,\frac{h}{l};$$

при положении камня на расстоянии u от центра качания перемещение золотника от поднятия точки B на высоту h будет равно:

$$y_1 = DD'\,\frac{u}{c}\,\frac{l_2 - l_1}{l_2} = r\,\frac{h}{l}\,\frac{u}{c}\,\frac{l_2 - l_1}{l_2}\cos\varphi. \tag{402}$$

Помимо этого перемещения, золотник получит еще перемещение от точки F вследствие смещения крейцкопфа; величина смещения найдется, если считать вращение главного шатуна происходящим около мгновенного центра Z (полученного в результате пересечения прямой AZ, перпендикулярной к перемещению AA' точки A и прямой EH):

$$S_e = EZ\,\frac{h}{L} = R\sin\varphi\,\frac{h}{L}; \tag{403}$$

перемещение же золотника равно:

$$y_2 = R\sin\varphi\,\frac{h}{L}\,\frac{l_1}{l_2}. \tag{404}$$

Таким образом полное перемещение золотника от игры рессор будет:

$$y_1 + y_2 = R\,\frac{l_1}{l_2}\,\frac{h}{L}\,\sin\varphi + r\,\frac{h}{l}\cdot\frac{u}{c}\cdot\frac{l_2 - l_1}{l_2}\cos\varphi. \tag{405}$$

Если подставить числовые значения в это уравнение: $R = 350$ *мм*, $l_1 = 144$; $l_2 = 1120$; $L = 3500$; $r = 200$ *мм*; $u = 250$ (максимальное); $l = 1800$; $c = 650$ *мм*, то при $h = 20$ *мм* получим:

$$y = \frac{1}{4}\sin\varphi + \frac{3}{4}\cos\varphi.$$

Как видно, наибольшую погрешность дает эксцентрик отсечки; максимальная величина ее составляет при $\varphi = 0°$:

$$y = y_2 = \frac{3}{4}\ мм,$$

при $\varphi = 45°$:

$$y = y_1 + y_2 = \frac{1}{4}\cdot 0{,}707 + \frac{3}{4}\cdot 0{,}707 \cong 0{,}7\ мм.$$

Цифры эти показывают, что кулисный механизм Гейзингера очень устойчив.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 9. Влияние зазоров в шарнирах на точность пораспределения

Предполагая зазоры во всех шарнирах кулисного механизма одинаковыми и равными по 0,25 *мм*, определим появляющийся при этом мертвый ход золотника (фиг. 499).

Зазор σ_b в точке B передается на золотник измененным в отношении

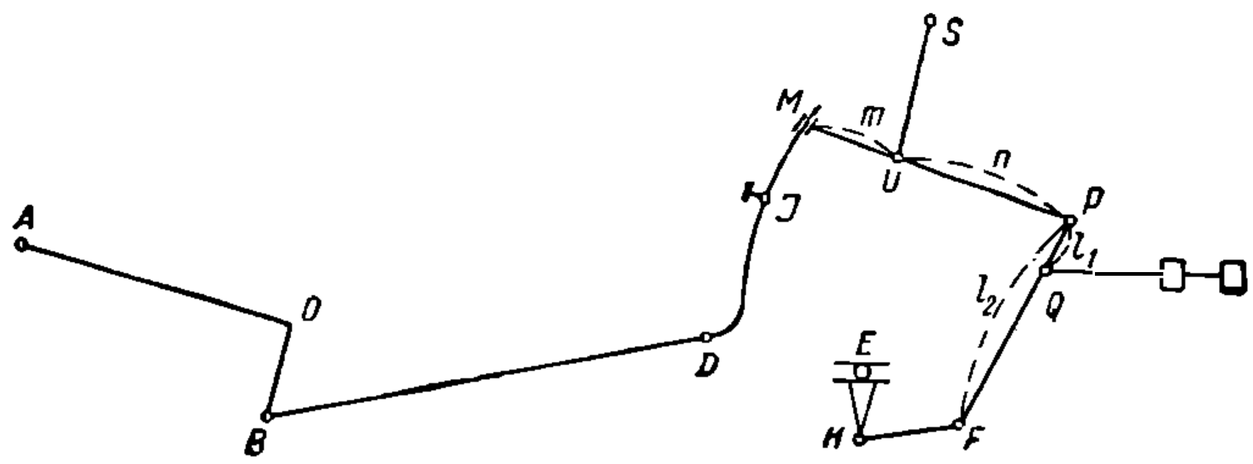
$$\frac{u}{c}\,\frac{l_2-l_1}{l_2},$$

т. е.

$$\sigma_b' = \sigma_b\,\frac{u}{c}\,\frac{l_2-l_1}{l_2}. \qquad (406)$$

Аналогичным образом будет влиять и зазор σ_d в шарнире D:

$$\sigma'_d = \sigma_d\,\frac{u}{c}\,\frac{l_2-l_1}{l_2} \qquad (407)$$



Фиг. 499.

Зазор в шарнире I (ось вращения кулисы) передается на золотник в отношении $\frac{u+c}{c}\,\frac{l_2-l_1}{l_2}$, причем невыгодное положение будет при положении камня в верхней части кулисы; следовательно:

$$\sigma'_i = \sigma_i\,\frac{u+c}{c}\cdot\frac{l_2-l_1}{l_2}. \qquad (408)$$

Что же касается зазоров в шарнирах S и U, то таковые дают смещения камня в кулисе, увеличенные в отношении $\frac{u+m}{n}$, однако это перемещение в кулисе вызовет смещение золотника только при наклонном положении кулисы. Величина горизонтального перемещения точки M (камня) при наибольшем наклоне кулисы будет равна:

$$\sigma_u = \sigma_s\,\frac{n+m}{c}\cdot\sin\Theta = \sigma_s\,\frac{n+m}{n}\cdot\frac{r}{c}. \qquad (409)$$

Смещение золотника:

$$\sigma'_u = \sigma'_s = \sigma_s\,\frac{n+m}{n}\cdot\frac{r}{c}\,\frac{l_2-l_1}{l_2}. \qquad (410)$$

Зазоры в соединениях маятника F и H вызовут смещение золотника:

$$\sigma'_h = \sigma'_f = \sigma_h\,\frac{l_1}{l_2}. \qquad (411)$$

Зазор в шарнире Q на золотник передается полностью ($\sigma_q' = \sigma_q$), а зазор в шарнире P передается в отношении $\frac{l_2-l_1}{l_2}$, т. е.

$$\sigma'_p = \sigma_p\,\frac{l_2-l_1}{l_2}. \qquad (412)$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Полный мертвый ход золотника будет равен:

$$\sigma_0 = \sigma\left(\frac{u}{c}\frac{l_2-l_1}{l_2}+\frac{u}{c}\frac{l_2-l_1}{l_2}+\frac{u+c}{c}\frac{l_2-l_1}{l_2}+2\frac{n+m}{n}\frac{r}{c}\frac{l_2-l_1}{l_2}+\right.$$
$$\left.+2\frac{l_1}{l_2}+1+\frac{l_2-l_1}{l_2}\right). \qquad (413)$$

При $u = 250$ *мм*, $c = 650$ *мм*, $l_1 = 144$ *мм*, $l_2 = 1120$ *мм* и $r = 200$ *мм*, $n = 350$ *мм*, $m = 1400$ *мм* получим.

$$\sigma_0 = 0{,}25\left(2\cdot\frac{250}{650}\cdot\frac{1120-144}{1120}+\frac{250+650}{650}\cdot\frac{1120-144}{1120}+2\frac{350+1400}{1400}\right.$$
$$\left.\cdot\frac{200}{650}\cdot\frac{1120-144}{1120}+2\frac{144}{1120}+1+\frac{1120-144}{1120}\right)=1{,}17\ мм.$$

§ 10. Парораспределение многоцилиндровых машин

Трехцилиндровые паровозы

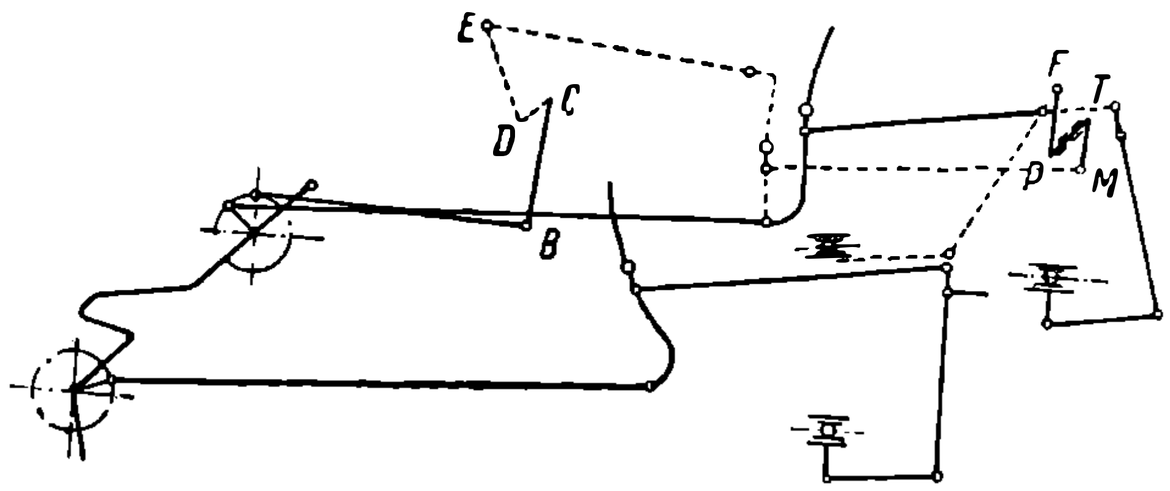
Парораспределение трехцилиндровых паровозов может быть осуществлено двумя вариантами:

а) парораспределением тремя самостоятельными кулисами (по одной для каждого цилиндра) и

б) двумя кулисами.

Парораспределение тремя кулисами

Первый способ по точности парораспределения имеет преимущества перед вторым, хотя и является более дорогим. Примером парораспределения тремя кулисами может служить паровоз серии «М» (переделанный ныне в двухцилиндровый, фиг. 500).



Фиг. 500.

Здесь на левой стороне паровоза имеется двойной контркривошип: один для левой кулисы, а второй меньший — для внутренней.

Взаимное расположение контркривошипов должно быть такое, как и расположение основных кривошипов. Некоторое расхождение в углах контркривошипов может произойти лишь за счет различного положения точек захвата кулис и рычага и смещения оси цилиндров относительно центра ведущего колеса.

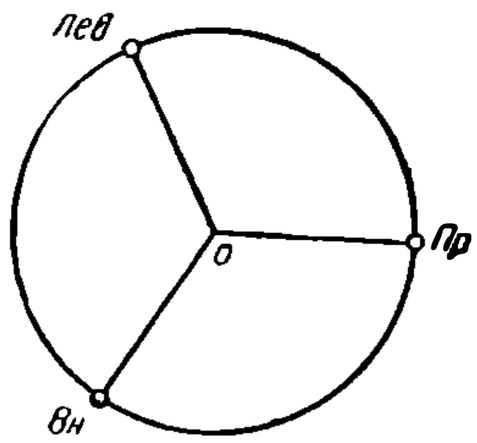
Привод к внутренней кулисе осуществлен через верхний конец, для чего понадобилось ввести промежуточный рычаг *BCDE*, воспринимающий движение концом *B* от эксцентрика для внутренней машины; для того чтобы конструктивно эксцентрик внутренней машины выполнить вместе с эксцентриком левой машины, пришлось повернуть эксцентрик внутренней машины на 180° и ввести второй дополнительный рычаг *FPTM* на пути от кулисной тяги к верхнему концу маятника.

Парораспределение двумя кулисами

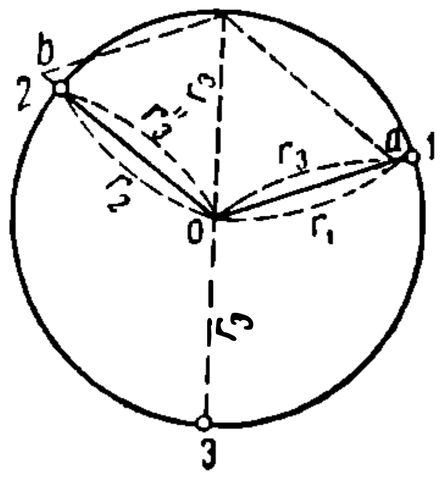
В этом варианте имеются только две кулисы для наружных золотников, что же касается движения внутреннего золотника, то оно производится при помощи промежуточных передаточных рычагов. Необходимые соотношения плеч этих рычагов найдутся из следующих соображений: контркривошипы трех

НБ УДУНТ (ДІІТ)

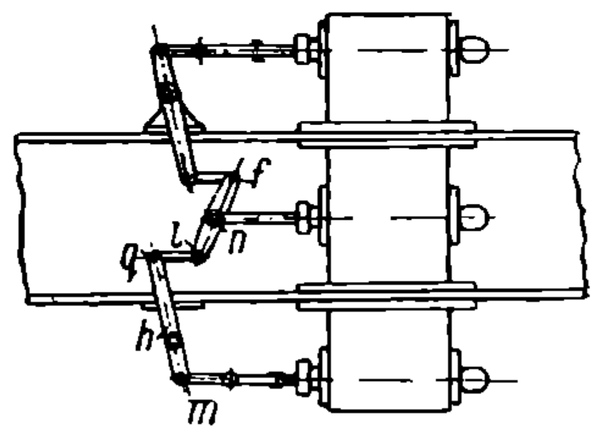
машин имеют то же самое расположение, что и сами кривошипы (фиг. 501). Однако эксцентрик (жесткий) внутренней машины отбрасывают и необходимое движение получают за счет двух эксцентриков для наружных золотников; теоретически эквивалентный эксцентрик r_3 внутренней машины может быть составлен из двух, величину которых легко получить, если, продолжив направление внутреннего эксцентрика и отложив на нем по величине $-r_3$, разложить на составляющие по направлению эксцентриков r_1 и r_2 (фиг. 502); далее



Фиг. 501.



Фиг. 502.



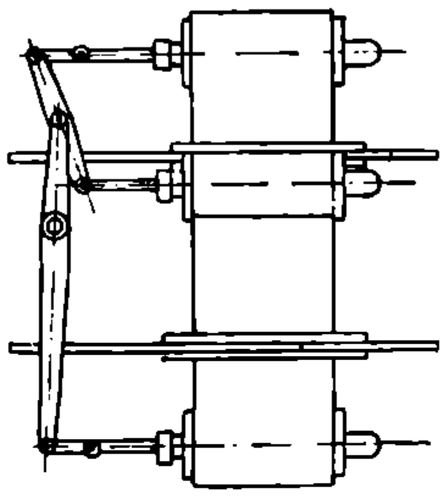
Фиг. 503.

необходимо помнить, что движение от полученных эксцентриков r'_3 и r''_3 необходимо переменить по знаку (дать противоположное движение). Первый составной эксцентрик r'_3 по направлению эксцентрика r_1 будет равен Oa, а второй r''_3 по направлению r_2 равен Ob. Передачу движения от этих двух составляющих эксцентриков r'_3 и r''_3 внутреннему золотнику можно реализовать в виде устройства, показанного на фиг 503. Предполагая неподвижным пока какой-либо один эксцентрик, например r_1 (точка m на фиг. 503), мы видим, что движение внутреннего золотника происходит исключительно от эксцентрика r_2; получающееся при этом перемещение внутреннего золотника r'_3 равно:

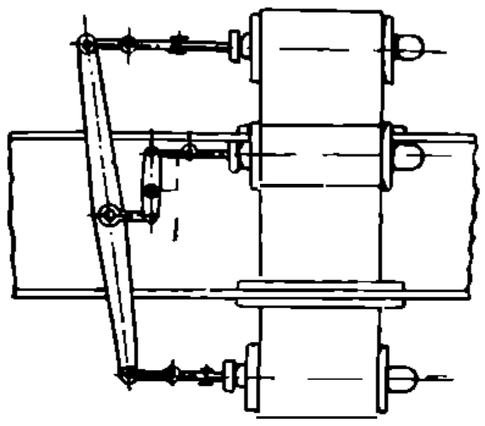
$$r'_3 = r_1 \frac{qh}{mh} \cdot \frac{nl}{fl} \qquad (414)$$

С другой стороны, это перемещение должно быть равно Oa (фиг. 502):

$$Oa = r_1 \frac{qh}{mh} \cdot \frac{nf}{fl}. \qquad (415)$$



Фиг. 504.



Фиг. 505.

Задаваясь отношением $\frac{nf}{fl} = \frac{1}{2}$ $(nf = nl)$, найдем искомое соотношение плеч рычага qm, а зная конструктивно его длину, найдем действительную величину плеч. Аналогичным образом найдется соотношение плеч и другого рычага, передающего движение внутреннему золотнику от левого эксцентрика r_2:

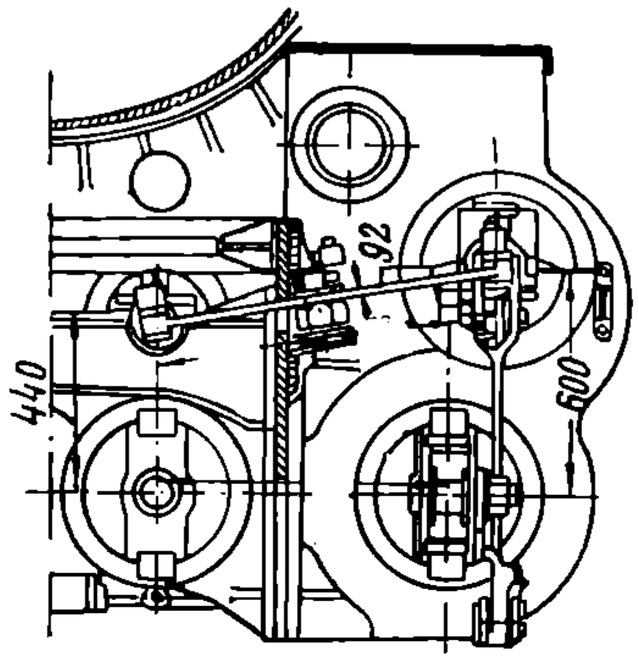
$$r''_3 = Ob\,. \qquad (416)$$

В частном случае, когда $r_1 = r_2 = r_3 = r$, имеем $r'_3 = r$ и $r''_3 = r$, следовательно, при $\frac{nf}{fl} = \frac{nl}{fl} = \frac{1}{2}$ получим:

$$\frac{qh}{mh} = 2. \qquad (417)$$

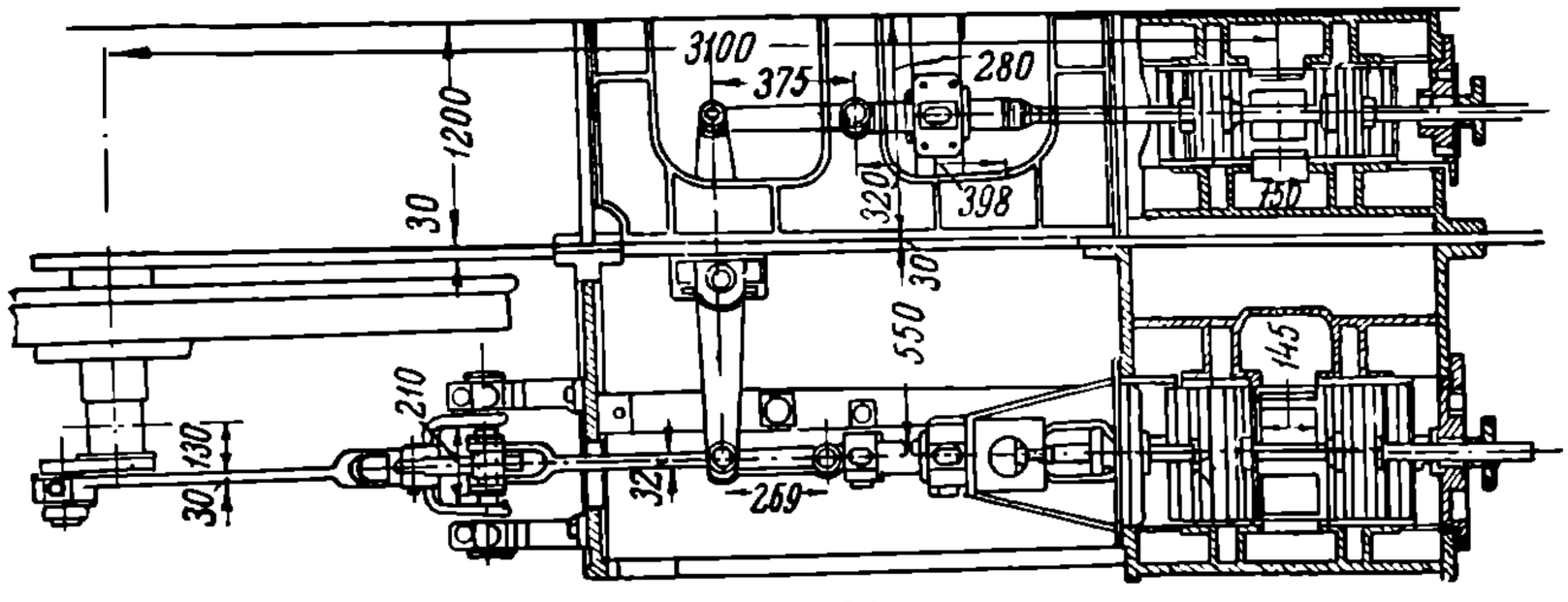
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Конструктивно передача к внутреннему золотнику может быть выполнена также по фиг. 504, известной под названием механизма Греслея, или по фиг. 505, нужно только помнить, что точность парораспределения внутреннего цилиндра при двух кулисах несколько хуже, чем наружных, в силу наличия большого количества шарниров.



Парораспределение четырехцилиндровых паровозов

Обычное парораспределение четырехцилиндровых паровозов — это две кулисы для наружных цилиндров и передачи промежуточными рычагами движения от наружных к внутренним. Таким примером может быть паровоз типа 2-3-1 серии «Л» бывш. Владикавказской ж. д. (фиг. 506). Реже встречается вариант, при котором наружная кулиса приводит в движение так называемый сдвоенный золотник.

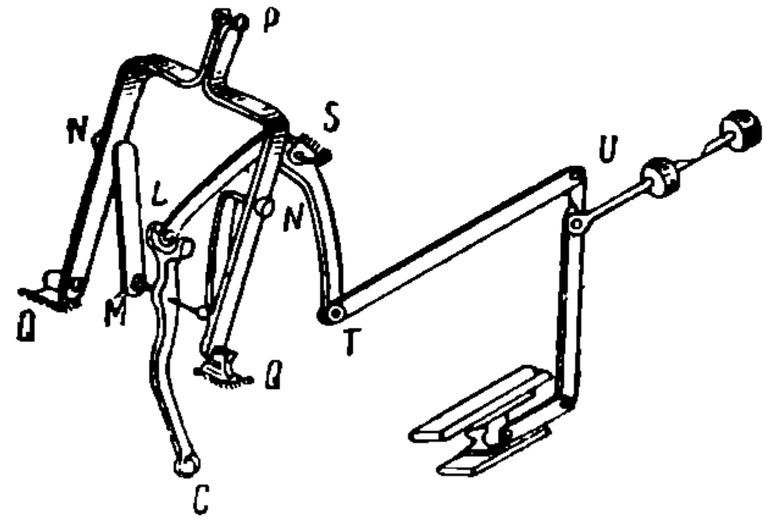


Фиг. 506.

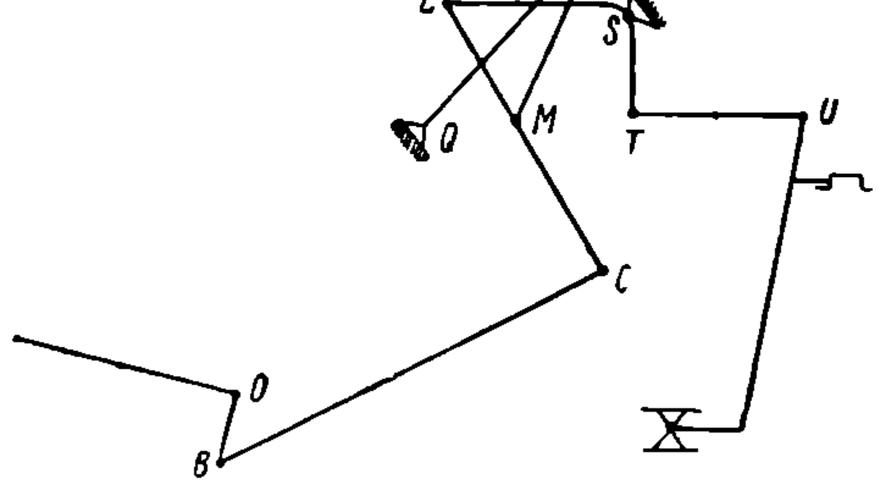
§ 11. Кулисы новейшего типа

Парораспределительный механизм Беккера

Механизм Беккера принадлежит к числу бескулисных механизмов ортогонального порядка, его устройство показано на фиг. 507 и 508. Здесь эксцентрик опережения, как и в кулисе Гейзингера, состоит из крейцкопфа с маятником; эксцентрик же отсечки имеет в своем составе контркривошип OB, эксцентриковую тягу BC, парораспределительный поводок CL, имеющий ось качания M в радиальной тяге MN; последняя качается в реверсивной рамке QPQ; верхний



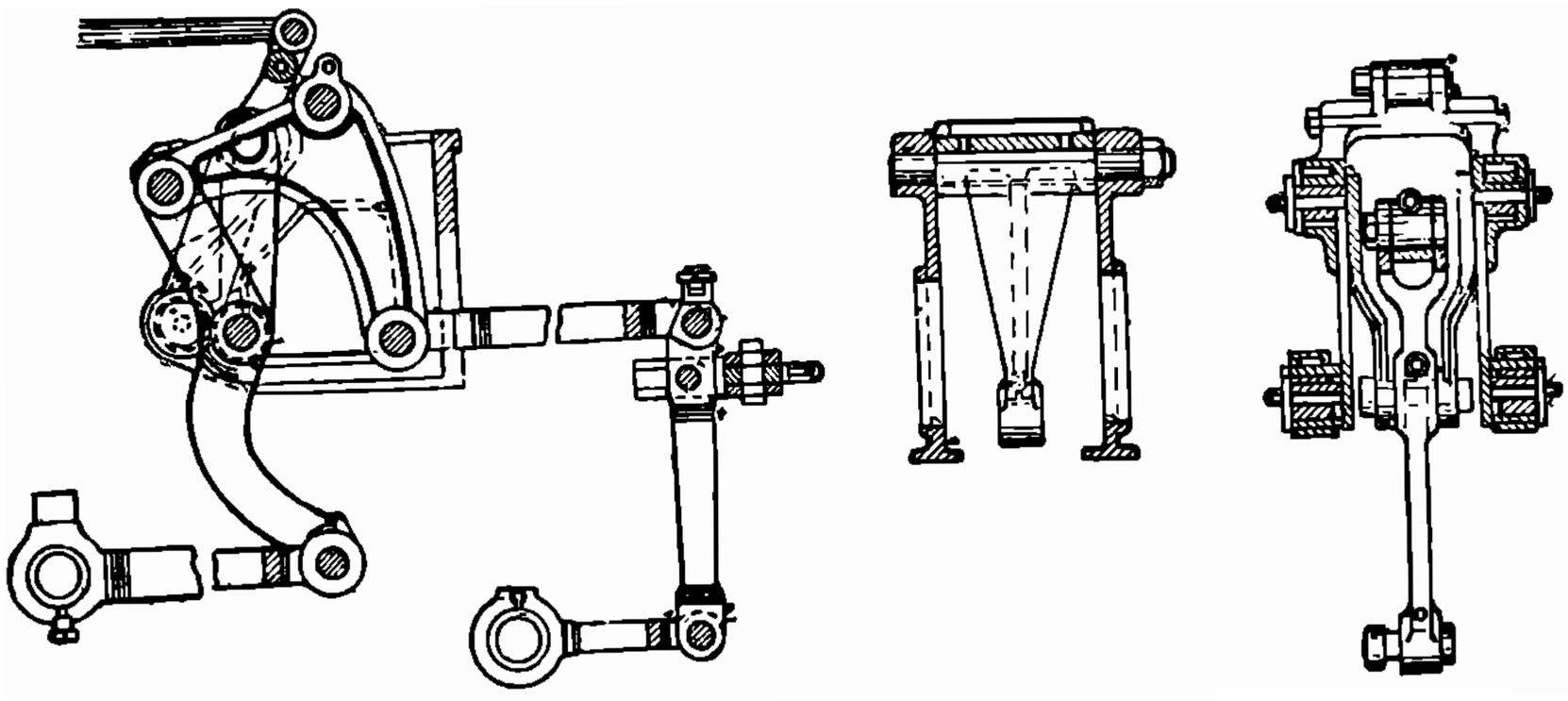
Фиг. 507.



Фиг. 508.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

конец *L* парораспределительного поводка *CL* соединен с горизонтальным концом коленчатого рычага *LST*; другой, вертикальный конец этого рычага соединен золотниковой тягой *TU* с верхним концом маятника. Конструктивное выполнение реверсивного устройства показано на фиг. 509. Минимальная отсечка соот-

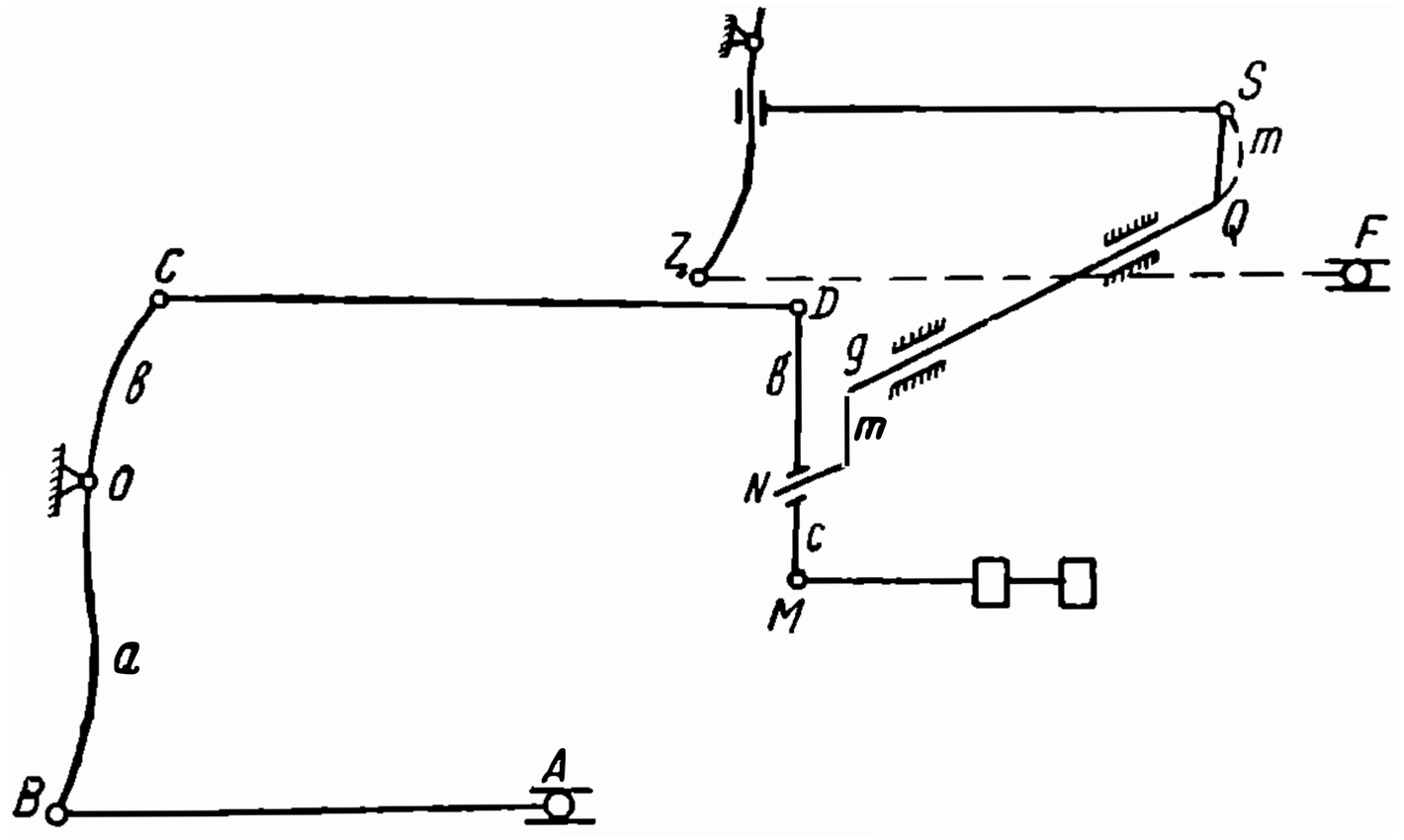


Фиг. 509.

ветствует положению реверсивной рамки в среднем положении, при котором расположение реверсивной рамки и парораспределительного поводка совпадают; в этом случае получается минимальное вертикальное движение парораспределительного поводка; при движении паровоза вперед реверсивная рамка наклоняется вперед на тот или иной угол.

Кулиса Юнга

В кулисе этого типа движение золотника не связано с ведущим колесом через контркривошип и эксцентриковую тягу, а сложное движение золотника получается за счет движения от двух крейцкопфов (фиг. 510). Это очень облегчает поверку механизма, так как не требует боксовки паровоза.



Фиг. 510.

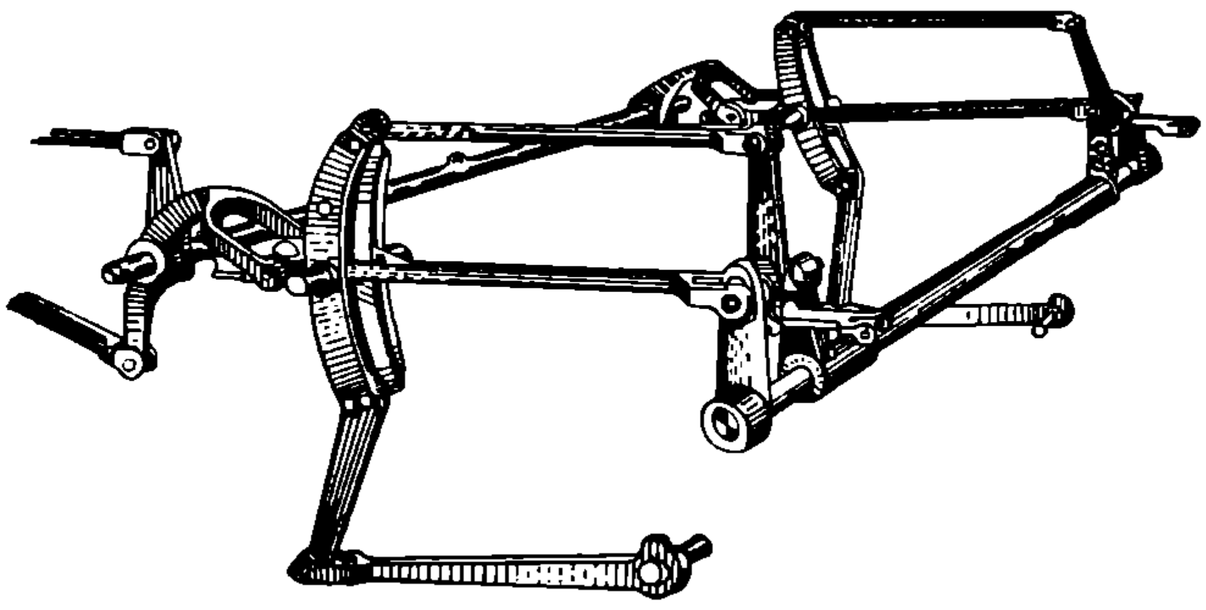
Механизм этот должен быть отнесен к ортогональным кулисам; эксцентрик опережения, например правого золотника, состоит из крейцкопфа *A* правой стороны, кулисы *BC*, соединенной в нижней части кулисы с крейцкопфом, а в верхней с особым рычагом *DM* через тягу *CD*; конец рычага *M* передает

НБ УДУНТ (ДІІТ)

движение золотнику, независимое от отсечки, равное линейному предварению впуска плюс перекрыша впуска:

$$e + v = R\frac{b}{a}\frac{c}{b} = R\frac{c}{a} \qquad (418)$$

Второе добавочное движение (переменное) золотник получает от эксцентрика отсечки, состоящего из крейцкопфа F и кулисы Z другой левой стороны, от камня этой кулисы движение передается рычагу SQ, сидящему на одной оси gQ с рычагом Ng; на этом рычаге укреплена ось вращения N рычага DM. Таким образом движение от этого эксцентрика равно:



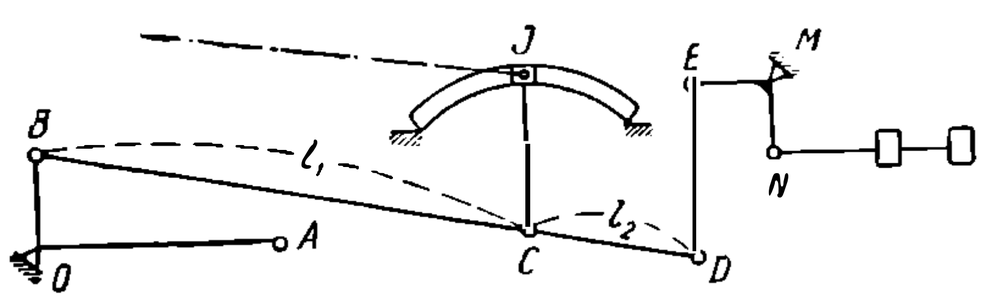
Фиг. 511.

$$y = R\frac{u}{a}\frac{b+c}{b}. \qquad (419)$$

Движение это сдвинуто на угол 90° и зависит от положения камня в кулисе. Для левого золотника у эксцентрика отсечки камень в кулисе должен находиться в верхней части кулисы и изменение отсечки производится сближением или удалением камней в обеих кулисах. Одним из достоинств этой кулисы является отсутствие погрешностей из-за игры рессор (кроме указанного отсутствия буксовки). Некоторым недостатком является сложность передачи движения с одной стороны на другую. На фиг. 511 показан механизм Юнга для всего паровоза (двух машин).

Кулиса южно-американских железных дорог

В отличие от предыдущего типа это парораспределение не имеет в своем составе движения от крейцкопфа. Полное перемещение золотника получается исключительно от ведущей или сцепной оси паровоза (фиг. 512). Здесь кулиса расположена горизонтально и неподвижно и служит направляющей для установки камня; движение золотнику передается от эксцентриковой тяги коленчатым рычагом EMN; при среднем положении камня в кулисе перемещение золотника происходит от эксцентрика OB, вертикальное перемещение которого равно r, считая от середины; при одинаковых плечах рычага EMN и длине эксцентриковой тяги $l_1 + l_2$, имеющей точку подвеса в точке C, перемещение золотника (от середины) равно:



Фиг. 512.

$$r\frac{l_2}{l_1} = e + v. \qquad (420)$$

Это и есть эксцентрик опережения. Добавочное движение золотника получается за счет постановки камня вперед или назад от среднего положения на ту или иную величину; при этом точка C опускается, и горизонтальный конец E рычага EMN получает добавочное перемещение по вертикали, связывая большое перемещение золотника.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 12. Клапанное парораспределение

К недостаткам золотникового парораспределения нужно отнести значительное мятие пара при впуске при работе с малыми отсечками, с одной стороны, и большое сжатие — с другой. Нужно сказать, что то положение, при котором в золотниковом парораспределении сжатие увеличивается с уменьшением отсечки, в силу автоматической зависимости всех фаз парораспределения, может быть нарушено постановкой второго золотника, управляющего выпуском пара, однако получающаяся при этом сложность конструкции не избавляет парораспределение от первого недостатка; поэтому за последнее время было предложено поставить клапанное парораспределение; в настоящее время имеется целый ряд клапанных конструкций, а именно: Ленца, Рено, Коссара, Дабега, Капроти, RC и т. д.

Клапанное парораспределение Ленца

Первым было парораспределение Ленца; это клапанное парораспределение имело несколько вариантов: горизонтальное или вертикальное расположение клапанов, самостоятельный привод к ним или обычный привод от кулисы; одна из таких систем, а именно с горизонтальными клапанами и приводом от кулисы, поставлена на двух паровозах серии «СУ». Устройство ее следующее: к паровому цилиндру прикреплена парораспределительная коробка *A* (фиг. 513), в которую вставлены дополнительные коробочки, содержащие горизонтальные клапаны (два впускных и два выпускных), и кулачковый вал, поворачивающийся на угол $\pm$ 60°; впускные клапаны — внутри, выпускные — снаружи. Клапаны двухседельчатые, привод к ним осуществлен от кулисы Гейзингера, причем маятник связан с кривошипом кулачкового вала (фиг. 513 и 514).

Посадка клапанов происходит под давлением пара (без пружины) на особые поршеньки, соединенные с клапанами.

Клапанное парораспределение Капроти

Этот тип парораспределения имеет особый привод для клапанов, состоящий из конических шестерен, насаженных на сцепной или ведущей оси (фиг. 515); следовательно, число оборотов кулачкового (распределительного) вала одинаково с числом оборотов осей.

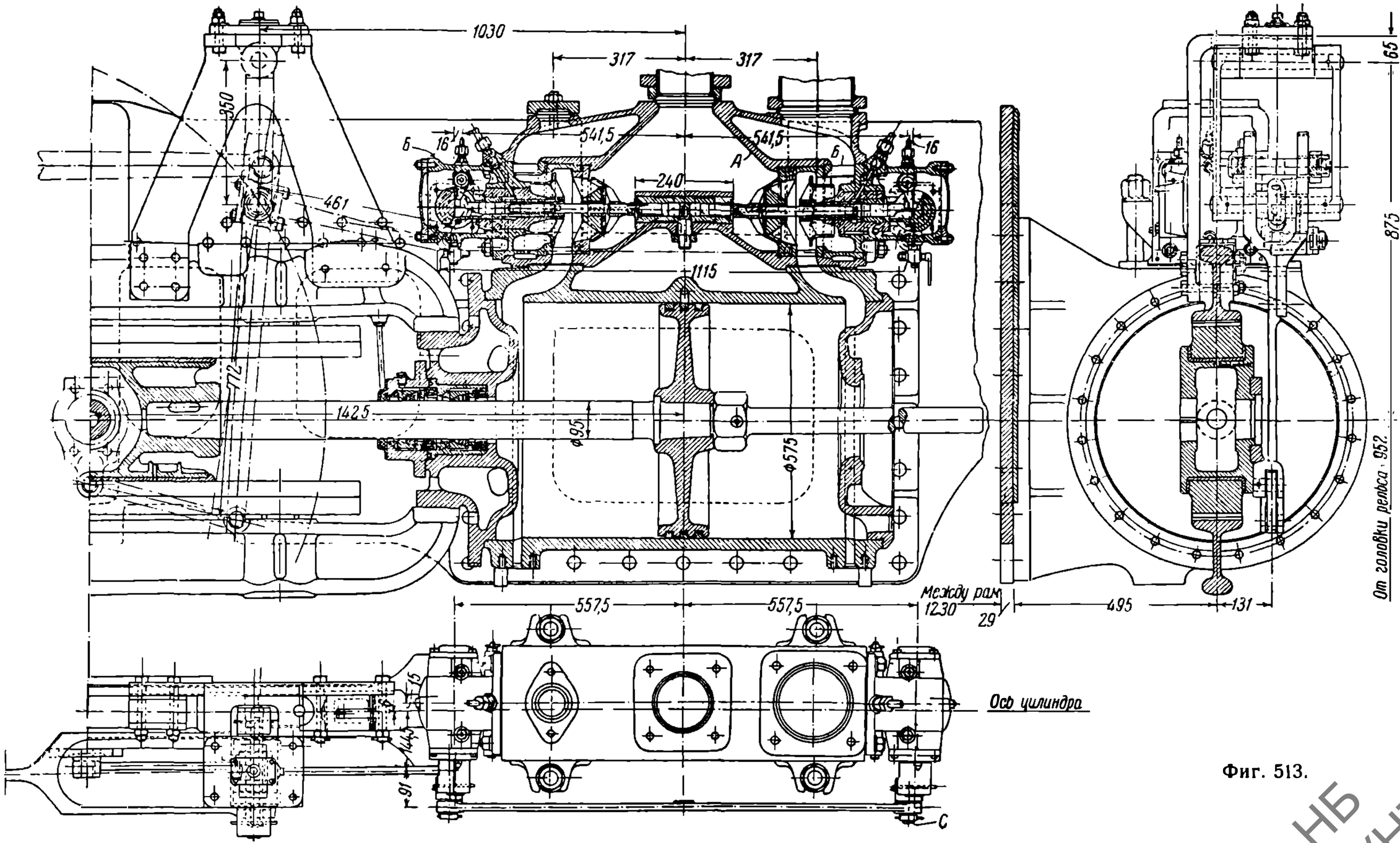
Передача закрыта кожухом, и вращающиеся части выполнены на шарнирах. Клапанная коробка в этой конструкции отлита за одно целое с цилиндром; движение клапанов, поставленных вертикально, производится помощью коленчатых рычагов (фиг. 516), получающих в свою очередь движение от кулачков, насаженных на распределительный вал.

Форма кулачков показана на фиг. 517. Для каждого из цилиндров паровой машины имеется один выпускной и два впускных кулачка и по два клапана в каждой полости: один для впуска, другой — для выпуска.

Изменение отсечки производится следующим образом: впускные кулачковые шайбы *C* и *C′* (фиг. 518) имеют относительный поворот навстречу друг другу, отчего выступы кулачков сходятся или расходятся; на эти выступы опираются ролики (чтобы происходило качение), укрепленные на особом балансире, имеющем в свою очередь точку вращения на коленчатом рычаге (фиг. 516). Таким образом один конец этого коленчатого рычага упирается в впускной клапан, а другой через два ролика *K*, *K′* в выступы кулачков; один из кулачков *K′* служит для подъема, а другой *K* — для закрытия клапана. Открытие клапана бывает в те моменты, когда оба ролика катятся по выступающим частям обоих кулачков; в те моменты, когда один из роликов будет находиться на выступающей части кулачка, а другой на переходной кривой, будет осуществляться закрытие или открытие впускного клапана при вращении распределительного вала по стрелке *S*; кулачок *K′* служит для подъема, а *K* для закрытия клапана.

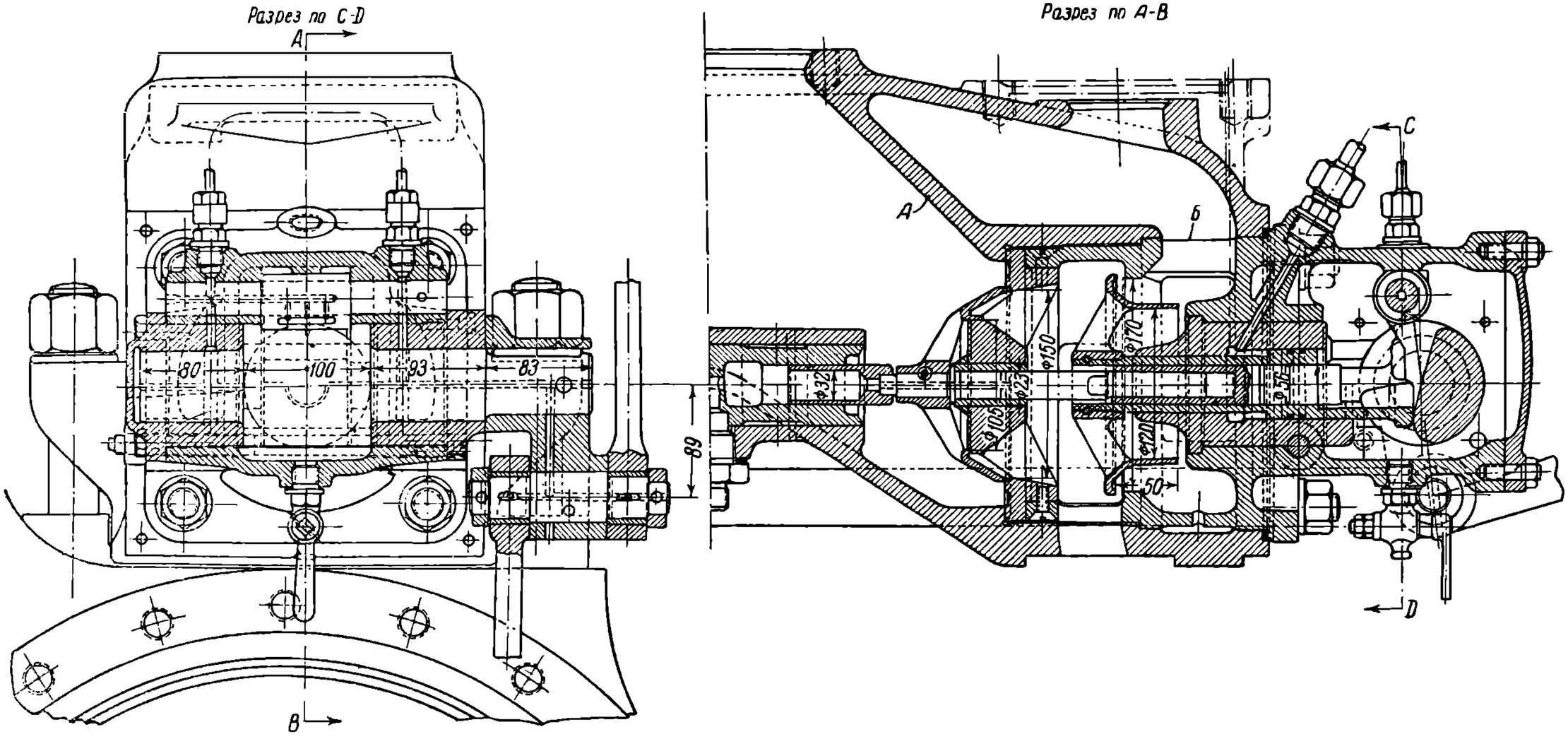
Положение, когда оба ролика находятся на малых окружностях кулачка (на низших точках), соответствует закрытому положению клапана.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 513.

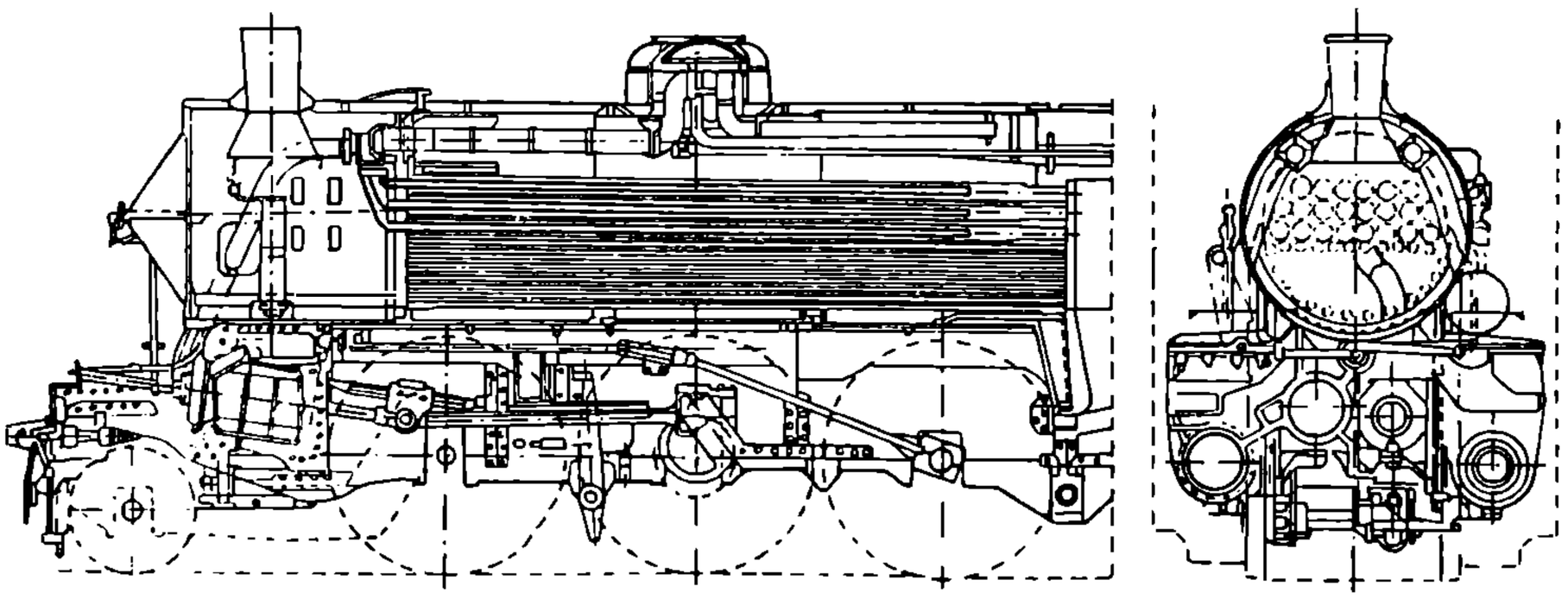
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 514.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

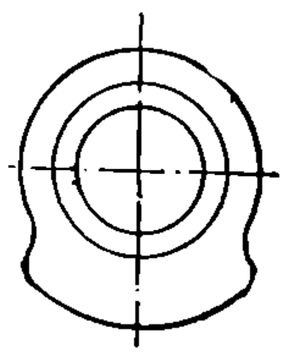
Ясно, что чем больше развести выступы кулачков, тем дольше ролики будут находиться на выступающих частях кулачков, тем больше будет отсечка; для возможности производить относительный поворот кулачков в кулачке закре-



Фиг. 515.

плены два пальца h, h', расположенные диаметрально противоположно (фиг. 518); эти пальцы проходят сквозь дуговые вырезы кулачка, далее в отверстие шайбы C и дуговую щель шайбы C'

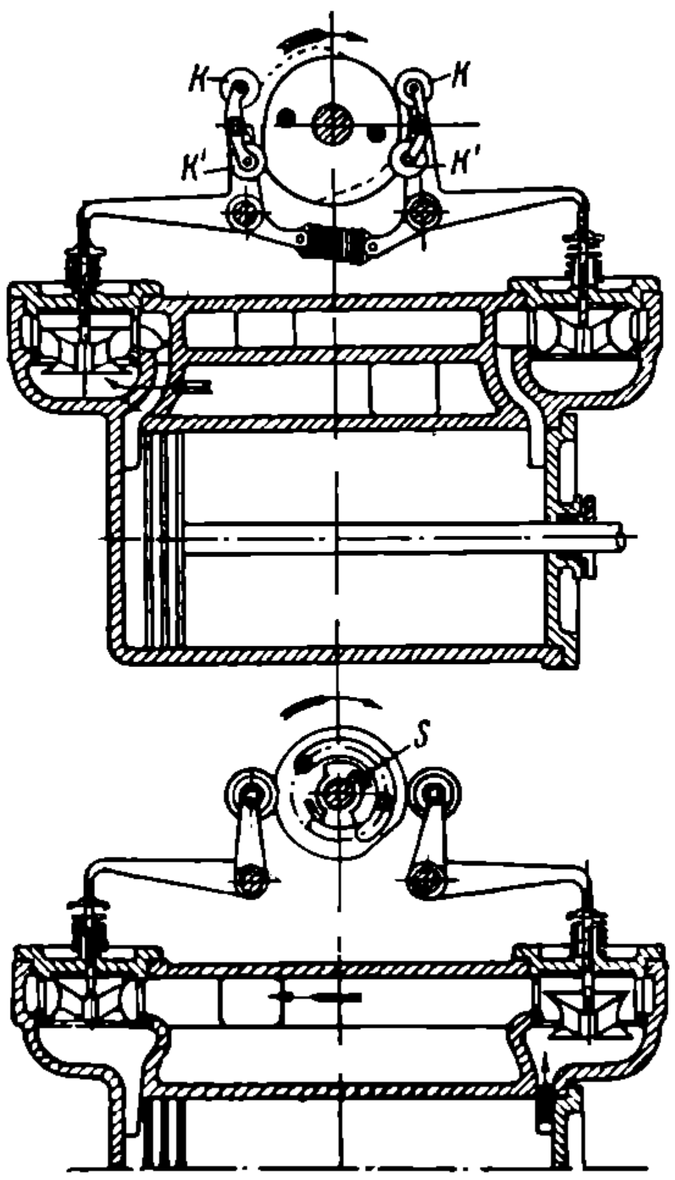
Кроме того, один из пальцев (правый на чертеже), как более длинный, проходит через дуговой вырез выпускного кулачка U. Все три кулачка — два впускных и выпускной — насажены свободно на ось (без шпонки) и вращение их вместе с валом S возможно лишь при наличии пальцев h, h'



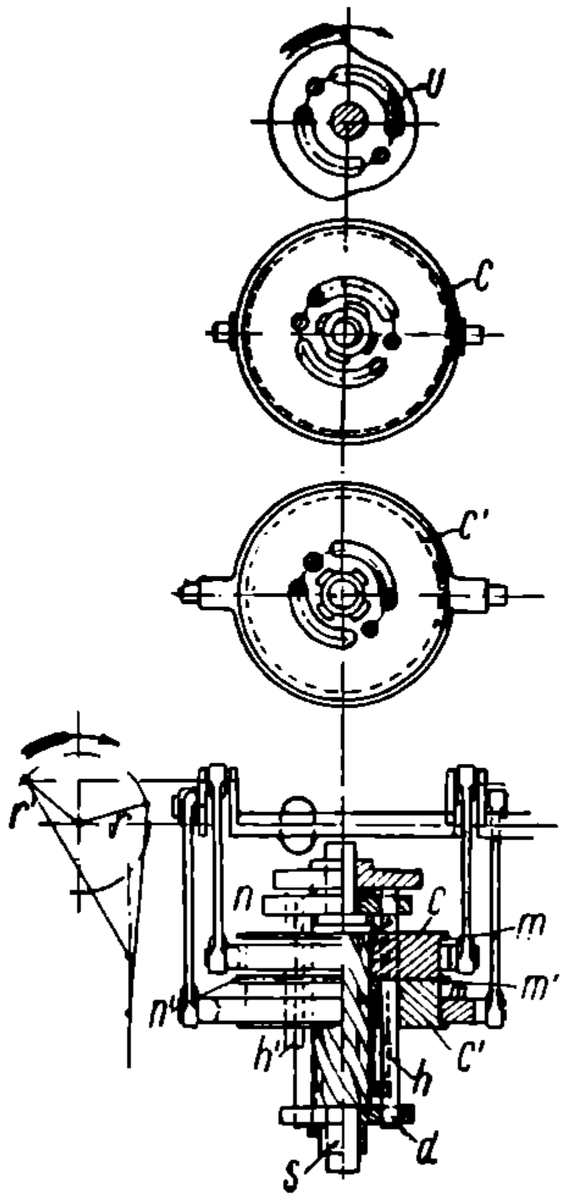
Фиг. 517.

Такие же пальцы вставлены и в кулачке K и проходят сквозь дуговые вырезы в шайбе C' и отверстие шайбы K, а один из них, более длинный, проходит, кроме того, через дуговой вырез кулачка U. Определенное расположение дуговых щелей позволяет каждому кулачку повертываться независимо от других на определенный угол.

Это повертывание кулачков происходит при перемещении шайб C, C' через пальцы h, h'. Шайбы же C, C' перемещаются при поворачивании реверсивного вала, с которым они связаны помощью особых тяг и хомутов, свободно сидящих на шайбах; шайбы соединены с валом S путем очень отлогой нарезки; таким образом при неподвижном вале S вращение вала с кривошипами r вызывает поступательное перемещение шайб C, C' при одновременном поворачивании их; через пальцы h', h это поворачивание передается кулачкам K, K' Хомуты шайб C, C', имеющие ширину меньшую, чем шайбы, упираются в закраины m,n и m',n' и удерживаются последними при определенном положении



Фиг. 516.



Фиг. 518.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

реверсивного вала от перемещения вдоль вала S, не препятствуя в то же время вращению шайб C, C' Кривошипы r, r', составляющие между собой угол в 110°, заклинены на реверсивном валу, так что наименьшей отсечке, которая здесь запроектирована, равной 12%, соответствует наибольшее расстояние между шайбами C, C'

Наибольшему наполнению при переднем ходе соответствует такое положение шайбы C', при котором она упирается в заплечик вала S; наибольшая отсечка заднего хода соответствует наименьшему расстоянию шайб C, C' от выпускного кулачка U; при этом распределительный вал S вращается в противоположную сторону, и кулачок, управлявший при переднем ходе паровоза закрытием впускного клапана, теперь будет служить для открытия. Выпускной кулачок U, сидящий свободно на валу S, поворачивается при перемене хода пальцем h' в требуемое положение, приводится во вращение при помощи кулачка d, наглухо насаженного на валу S; выступы кулачка d упираются в выступы шайбы U; выпуск и сжатие постоянные (почти не зависящие от отсечки). Что же касается величины линейного предварения впуска, то до отсечки в 12% оно остается постоянным, изменяясь далее в сторону увеличения с уменьшением отсечки.

Все распределительное устройство (кулачки, распределительный вал, реверсивный вал, коленчатые рычаги) герметически закрыто и находится в масляной ванне; выдержана взаимозаменяемость правой и левой сторон; клапаны двухседельчатые, для закрытия их на шпинделе клапана имеется маленький поршенек, на который при работе с открытым регулятором снизу давит пар, прижимая его плотно к седлу; при закрытии регулятора клапаны под действием веса опускаются, сообщая между собой обе полости.

ГЛАВА IX

УСТРОЙСТВО И РЕМОНТ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

§ 1. Золотник со штоком

Плоские золотники

Золотниковое парораспределение на наших паровозах пользуется исключительным распространением, если не считать двух паровозов серии «Су», оборудованных клапанным парораспределением системы Ленца.

В старинных паровозах большое распространение имели плоские коробчатые золотники. Основным их недостатком является большое трение между золотником и зеркалом, так как плоские золотники не уравновешены (средняя полость под золотником сообщается с выхлопным пространством).

Большая величина давления на золотник заставляла избегать применения развитых общих размеров золотников, обеспечивающих достаточно свободный проход пара в цилиндр. Небольшие размеры золотника и расположенных под ним паровых каналов обусловливали большие скорости движения пара по каналам и вызываемые этим большие потери на мятие его. Усилие для приведения золотника в движение получалось настолько большим, что приходилось выполнять увеличенные размеры золотникового штока и других деталей парораспределения. При движении паровоза с большими скоростями возникают и дополнительные инерционные усилия в штоке и других деталях парораспределительного механизма.

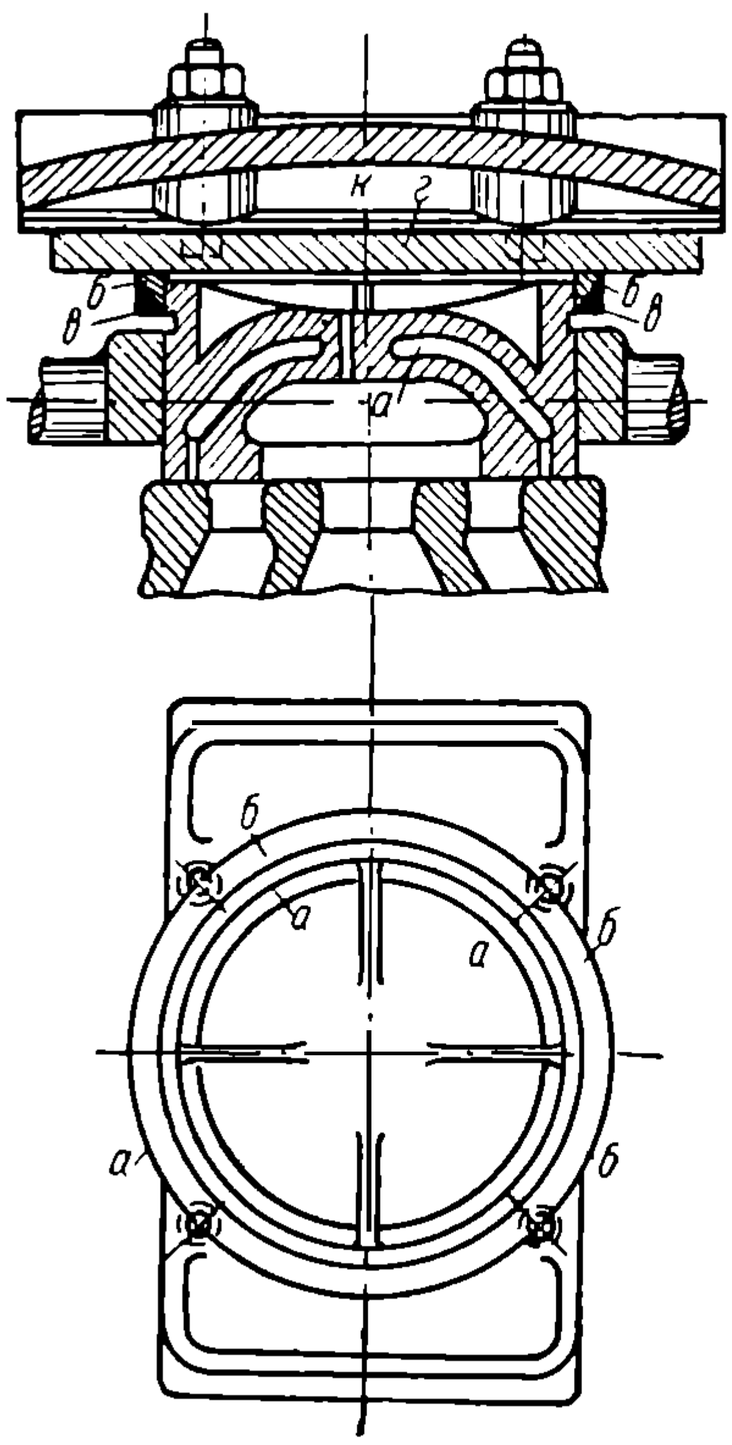
Недостатком плоских золотников являются иногда имеющие место утечки пара под золотник, объясняющиеся как износом трущихся частей, так и короблением золотника. Ремонт плоских золотников также требуется чаще, чем золотников других, более совершенных систем.

Для высокоперегретого пара плоские золотники не пригодны из-за значи-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

тельного их коробления: золотники получают нагрев до 300° и больше; несимметричная форма сечения золотника обусловливает появление значительных короблений; утечки пара резко возрастают, тем более что перегретый пар по сравнению с насыщенным значительно более текуч.

Для уменьшения силы, прижимающей плоский золотник к зеркалу, применяются особые разгрузочные устройства. Систем таких «уравновешенных» плоских золотников много. Наиболее удачными и получившими поэтому большое распространение являются золотники Борриса, схематически изображенные на фиг. 519. Здесь сверху золотника *а* к круглому (в плане) его выступу пригнаны два кольца *б* и *в*, расточенные и обточенные — одно на внешний, а другое — на внутренний конус. Внутреннее кольцо *б* (Чл.-2) сделано разрезным с прямым прорезом (замком). Внешнее кольцо четырьмя пружинками прижимается к внутреннему, а это последнее к гладко отделанной компенсаторной плите *г*, укрепленной изнутри к золотниковой крышке *к*. Таким образом котловое давление не распространяется на круг разгрузочного приспособления, и золотник оказывается на 60—65% разгруженным.



Фиг. 519.

Пар, просачивающийся через неплотности колец в полость разгрузочного устройства, удаляется в конус через небольшое отверстие в горизонтальной стенке золотника.

Заметим, что показанный на фиг. 519 золотник имеет каналы Трика, дающие так называемый «двойной» впуск и обусловливающие несколько бо́льшую полноту индикаторной диаграммы. Каналы Трика в общем себя не оправдали (усложнение устройства, незначительный эффект) и теперь в новых паровозах не применяются вовсе.

Цилиндрические золотники

Цилиндрические золотники обладают целым рядом крупнейших преимуществ перед плоскими. Они уравновешены, позволяют без труда значительно развить площадь окон для впуска пара в цилиндр и в несколько раз уменьшить потери на мятие, требуют небольших усилий для приведения в движение и позволяют: а) облегчить детали парораспределительного механизма, б) осуществить внутренний впуск пара, в) упростить уплотнительные приспособления золотникового штока. Они значительно более герметичны, так как снабжены пружинящими уплотнительными кольцами; требуют меньше смазки и, главное, меньше ремонта; позволяют уменьшить вредное пространство цилиндров, так как длина золотника может быть сделана настолько большая, что паровые каналы будут почти прямыми, наименьшей длины и, следовательно, наименьшего объема.

Диаметр золотников на всех наших более или менее современных паровозах (серии «Б», «Г^{П}», «И», «К», «К^{У}», «Л», «М», «Н^{П}», «О^{Ч}», «С», «У^{У}», «Щ^{П}», «Ы^{Ч}», «V» и «V^{С}»), а также и на современных нормальной и повышенной мощности (серии «С^{У}», «Э», «Э^{У}», «Э^{М}», «СО») равен 250 *мм*. Такая нормализация диаметра золотника вполне себя оправдала как при постройке и эксплуатации паровозов, так и в особенности при ремонте. Подчеркиваем, что для паровозов серий «Э» и «СО» диаметр золотника 250 *мм* несколько мал.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

У мощных паровозов серий «ФД» и «ИС» применен золотник диаметром 330 *мм*.

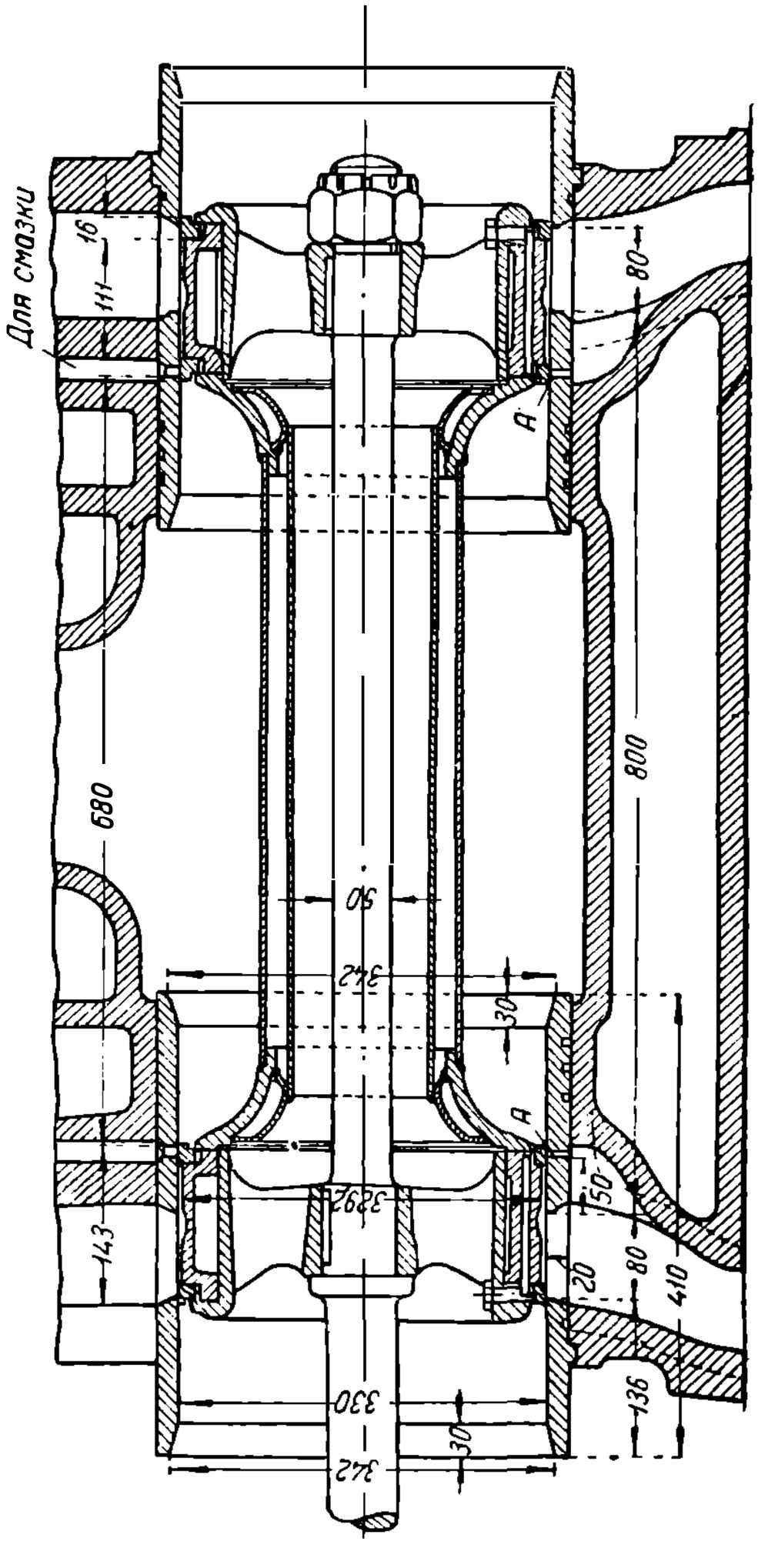
Таким образом для распространенных серий паровозов нашего парка мы имеем пока всего два нормальных диаметра золотников. $\frac{\text{ОСТ 6632}}{\text{НКТП 362}}$ предусматриваются диаметры золотников в 150, 200, 250, 300, 330 и 350 *мм*.

Простой цилиндрический золотник представляет собой два небольших поршневых диска, насаженных наглухо на золотниковый шток.

Американцы конструируют золотники иначе, чем в Европе. Прежде всего на конструкцию дисков и колец золотников американских паровозов влияет отсутствие у золотников контрштоков, так же как это мы имеем и в поршнях паровых цилиндров; значительный вес золотника воспринимается широким неразрезным чугунным кольцом.

Для увеличения размеров опорной поверхности диаметр этого кольца делается настолько близким к диаметру золотниковой коробки (внутренний диаметр золотниковой втулки), чтобы только не получить защемления нагревшегося кольца в начале работы паровоза. Разница в диаметрах делается всего 0,75—1 *мм*.

С обеих сторон широкого кольца имеются узкие уплотнительные кольца, снабженные Z-образными или, лучше, простыми замками, расположенными в диаметрально противоположных местах. Такой золотник применен и для паровозов серий «ФД» и «ИС» (фиг. 520).

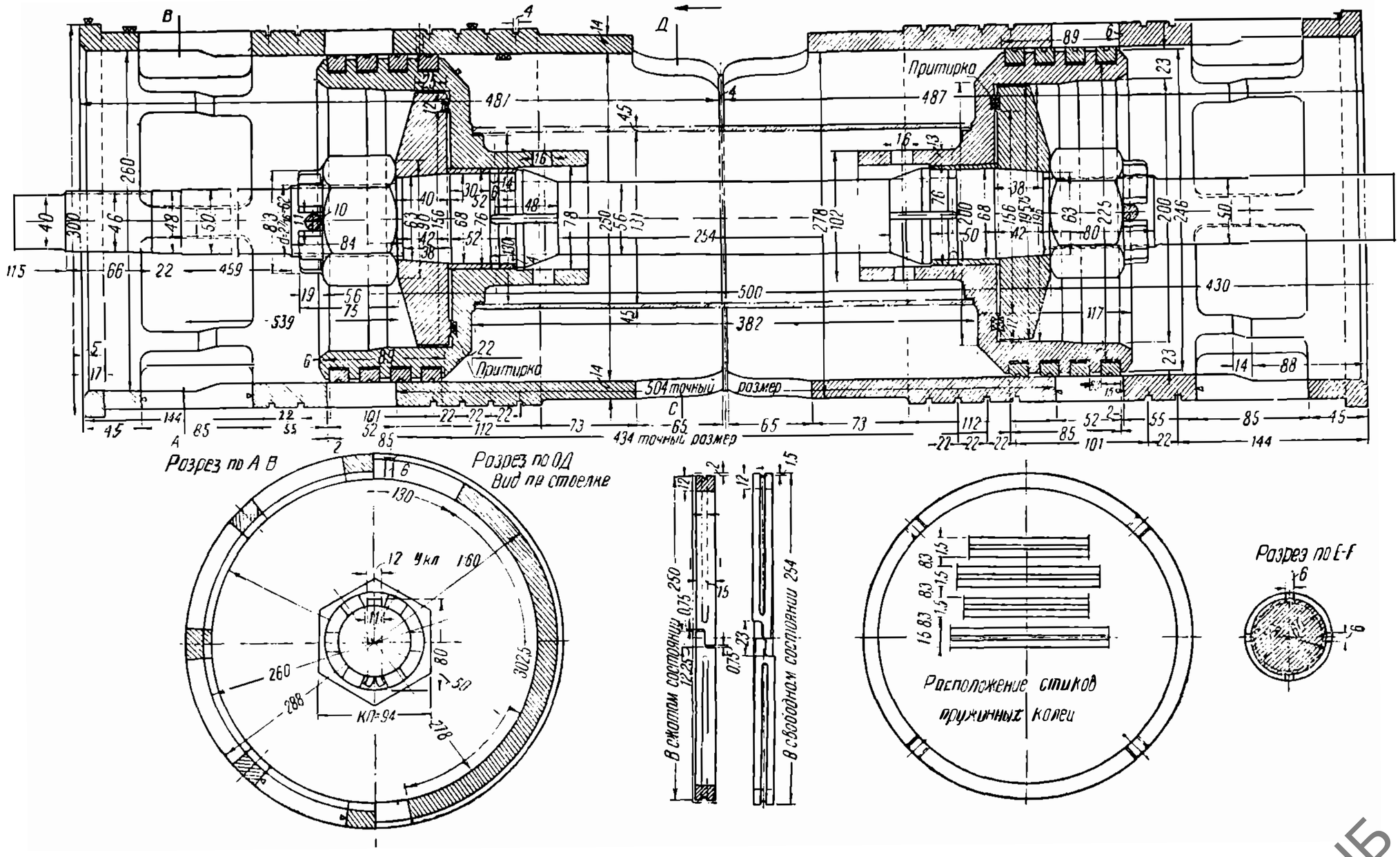


Фиг. 520.

Оба золотниковые диска надеваются на шток и закрепляются на нем одной гайкой. Осуществляется это при посредстве средней трубчатой части золотника, как показано на чертеже. Правая выхлопная полость золотникового цилиндра сообщается с левой по средней трубе золотника. Такая «трубчатая» конструкция золотника имеет перед нашими старыми конструкциями то преимущество, что часть выхлопного пара ответвляется в эту «трубу» и таким образом выпуск пара происходит сразу через обе выхлопные трубы (переднюю и заднюю) золотниковых коробок, что немного понижает противодавление и смягчает выхлопы. Последнее уменьшает пульсации разрежения в дымовой коробке и связанный с ними унос топлива.

Для уменьшения охлаждения перегретого пара цилиндрическая часть золотника выполнена в виде двух концентричных труб с воздушным промежутком между ними.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 521.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Золотники Трофимова

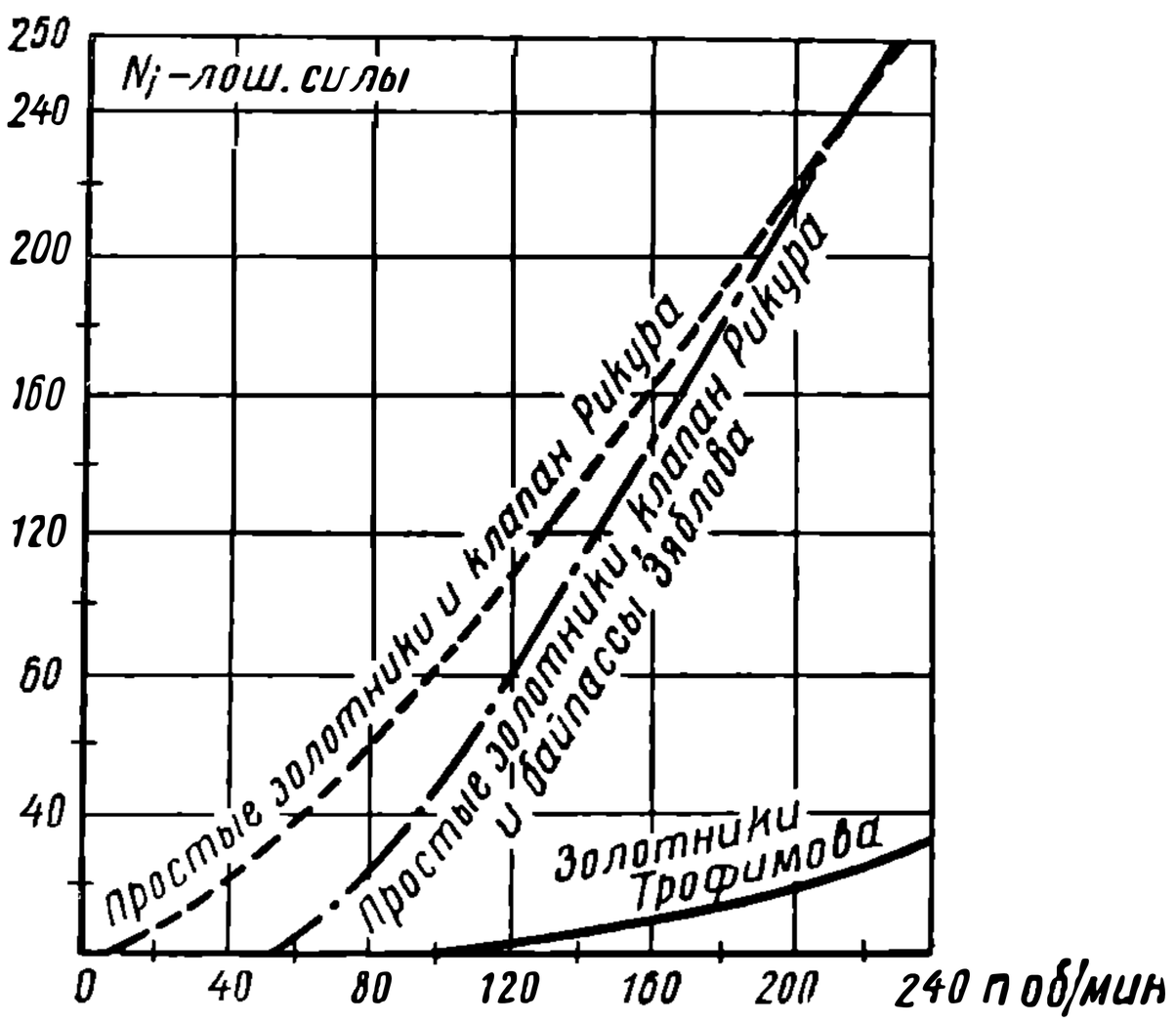
Весьма целесообразной конструкцией являются раздвижные золотники Трофимова. При работе паровоза «под паром» они не имеют никаких преимуществ перед простыми, зато делают значительно более легким ход паровоза с закрытым регулятором.

Золотники Трофимова представляют собой остроумное сочетание в одной узловой детали паровоза двух совершенно различных приборов — золотников и перепускных клапанов (байпассов). У них при закрытом регуляторе устанавливается свободное сообщение между собой обеих полостей цилиндров через выхлопные каналы цилиндра. На фиг. 521 дан чертеж золотника Трофимова для паровозов серии «Э».

При открытом регуляторе раздвижные диски прижаты давлением пара к упорным шайбам штока, и золотник работает, как обычный.

Для устранения ударов при посадке диска на шайбу изобретателем предусмотрены воздушные подушки: диск, набегая своей цилиндрической частью на упорную шайбу, сжимает воздух, находящийся в полости между ними. Радиальный зазор между диском и упорной шайбой должен быть очень небольшим (для диаметра золотника 250 *мм*—0,125 *мм*).

При набегании диска давление этой воздушной подушки увеличивается, и диск постепенно замедляет скорость своего движения. Для дальнейшего уменьшения силы ударов давление подушки было искусственным способом увеличено за счет добавления в полость небольшого количества свежего пара — по каналам, фрезерованным в конических утолщениях штока.



Фиг. 522.

Для устранения утечки пара через неплотности между диском и шайбой обе эти детали имеют притирочные поверхности.

При закрытом регуляторе золотниковый шток посредством укрепленных на нем упорных шайб сдвигает диски в среднюю часть золотникового цилиндра (золотниковые втулки должны быть значительно длиннее, чем при обычных золотниках) и там оставляет их. Окна для впуска пара в обе полости цилиндра сообщаются одно с другим через выхлопные каналы цилиндра, паровоз получает очень легкий ход при закрытом регуляторе, так как поршень перегоняет воздух из одной полости цилиндра в другую по каналам очень большого сечения. Разрежение в одной полости и повышение давления в другой почти отсутствуют, и индикаторные диаграммы при движении паровоза с закрытым регулятором даже при сравнительно больших скоростях почти сливаются в одну прямую линию.

На фиг. 522 дана составленная в результате опытов диаграмма средней затрачиваемой на передвижение паровоза серии «С» индикаторной мощности при езде с закрытым регулятором при различном числе оборотов колеса. Рассматривая диаграмму, мы можем твердо установить большую пользу, приносимую паровозу золотниками Трофимова: например при числе оборотов 200 в минуту на преодоление торможения воздуха затрачивается всего

НБ УДУНТ (ДІІТ)

20 *л. с.*, в то время как при байпассах или клапанах Рикура — около 220 *л. с.*

Облегчение хода паровоза с закрытым регулятором и, кроме того, отсутствие разрежения в дымовой коробке (имеющегося при наличии клапанов Рикура) обусловливают экономию топлива при наличии золотников Трофимова до 3—4%.

Золотники Трофимова имеют ряд и других дополнительных преимуществ перед простыми: перечислим главнейшие. Останавливающиеся диски дают меньший износ как втулок, так и в особенности колец. Правда, износ втулок получается неравномерным, но эта неравномерность невелика, и например поломка колец происходит чрезвычайно редко, в особенности при хорошем уходе, хорошей смазке. Износ трущихся частей всего пораспределительного механизма также уменьшается.

Засасывание газов из дымовой коробки в золотники и цилиндры совершенно незначительно; кольца как золотников, так и поршня работают в сравнительно легких условиях.

В настоящее время разработана новая конструкция трубчатого раздвижного золотника для паровозов серии «ФД», в эксплуатации пока еще не проверенная.

Золотниковые штоки

При плоских золотниках шток в своей передней части заканчивается прямоугольной рамкой, свободно, но без больших зазоров охватывающей золотник и обеспечивающей таким образом возможность любых вертикальных перемещений золотника (отжатие золотника, постепенный износ) без изгиба штока. При наличии контрштока по обе стороны рамки располагаются длинные «хвостовики» — шток и контршток.

При цилиндрических золотниках шток имеет значительно более простую форму, получаемую путем токарной обработки поковки штока. Для укрепления дисков делаются круглые выступы и бурты.

Обычно нераздвижные круглые золотники насаживаются на шпонке, не позволяющей диску провертываться относительно штока. Уплотнительные кольца имеют стопорные шурупы, препятствующие вращению первых в ручье диска; сделав уширенные в нужных местах мостики между впускными окнами золотниковой втулки, возможно обеспечить наиболее легкие условия для работы колец, расположив замки колец так, чтобы они размещались на этих мостиках (при движении золотника). Таким образом мы освобождаемся от поломки колец.

Золотниковый шток при простых цилиндрических золотниках с широкими опорными кольцами может не иметь контрштока (паровозы серий «ФД» и «ИС»). При золотниках Трофимова контршток становится необходимым, обеспечивающим легкую посадку золотниковых дисков на шайбы.

Золотниковый шток изготовляется из Ст.-5.

При грубо ориентировочных расчетах диаметр золотникового штока можно принимать равным:

$$d_з = (0{,}45 \div 0{,}50)\ d_{п.\,ш}\ , \tag{421}$$

где $d_{п.\,ш}$ — диаметр поршневого штока. В быстроходных паровозах или при удлиненном ходе золотника, где силы инерции получают большие значения, необходимо назначать:

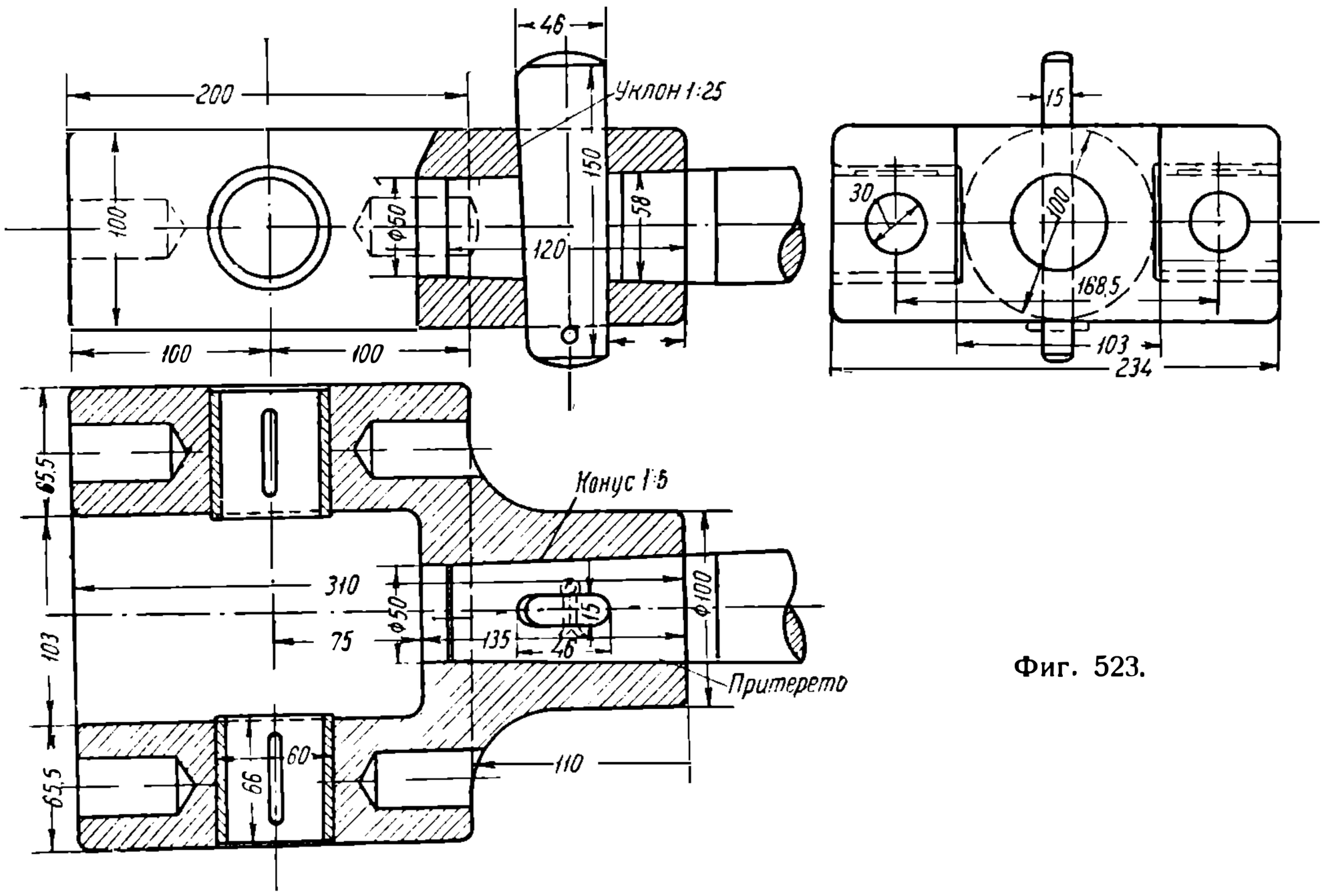
$$d_з = (0{,}50 \div 0{,}55)\ d_{п.\,ш}. \tag{421'}$$

§ 2. Золотниковый кулачок

Конец золотникового штока, выступающий за пределы задней золотниковой крышки, должен иметь хорошее направление. Распространенным способом направления заднего конца штока является постановка крейцкопфа (кулачка), движущегося между двумя направляющими. Направляющие обычно отливаются за одно целое с задней золотниковой крышкой. На фиг. 342, изобра-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

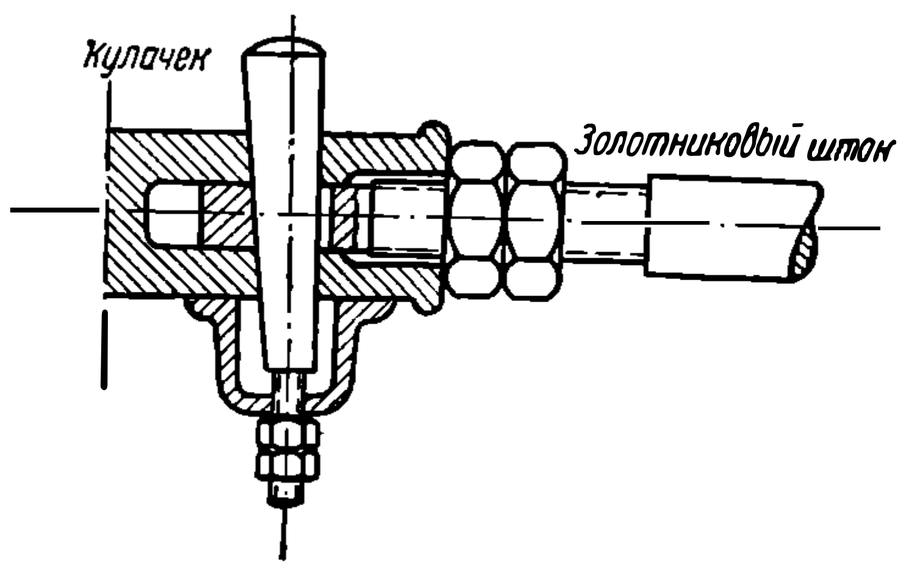
жающей заднюю золотниковую крышку паровозов серий «ФД» и «ИС», показаны и направляющие штока. Снизу к направляющим привернуты скобы *А* (см. правую проекцию), поддерживающие вес кулачка, маятника и переднего конца золотниковой тяги. Кулачок золотникового штока паровозов серий «ФД» и «ИС» показан на фиг. 523.



Фиг. 523.

На наших паровозах с листовыми рамами и старыми типами цилиндров — соединение золотникового штока с кулачком делается регулирующимся, что необходимо для проверки золотников. Регулировка осуществляется клином и гайками, показанными на фиг. 524; все гайки должны быть надежно законтрены.

Если соединение золотникового штока с кулачком у всех наших паровозов делается с возможностью регулирования, то в мощных паровозах применено жесткое клиновое соединение. При первоначальной сборке паровоза устанавливается точная длина штока, вносится поправка на температурное удлинение штока, и хвостовик его укрепляется клином в гнезде кулачка. В мощных паровозах с брусковыми рамами и блочными цилиндрами нет привходящих обстоятельств, заставляющих в эксплуатации паровоза производить заново регулирование. Цилиндры, как мы уже знаем, очень жестко и прочно укрепляются относительно рамы; все детали парораспределения — эксцентриковая тяга, кулиса, кулисная (радиальная) тяга — нигде не имеют подтягивающихся подшипников, обусловливающих при своей регулировке некоторое изменение длины тяг. Поэтому в мощных паровозах нет факторов, с течением времени могущих вызвать неправильное положение золотника.



Фиг. 524.

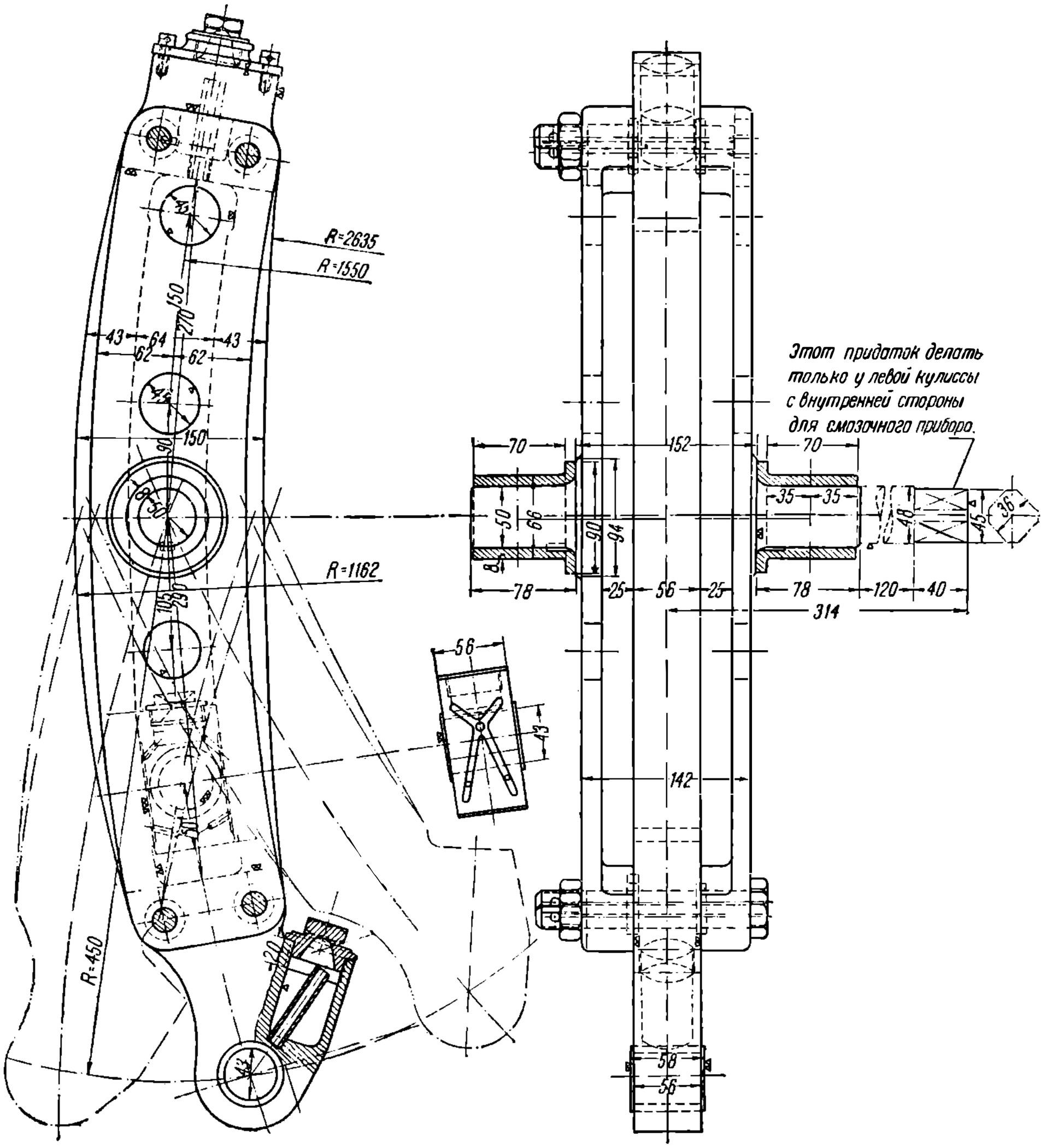
§ 3. Кулиса

Кулиса и движущийся по ее пазу кулисный камень выполняют важнейшую роль в парораспределении. В различных системах кулисного парораспределения — Стефенсона, Гуча, Аллана и Гейзингера — кулисы имеют различное

НБ УДУНТ (ДІІТ)

конструктивное выполнение, работают в разных условиях, но во всех этих системах относительное перемещение камня в пределах одной половины кулисы изменяет отсечку, а при переводе камня в другую половину кулисы изменяется ход паровоза на обратный.

Несколько особняком стоит старая система парораспределения — кулисный механизм Джоя; здесь кулиса остается неподвижной и в ее пазе перемещается камень. При увеличении наклона кулисы увеличивается и ход золотника, хотя



Фиг. 525.

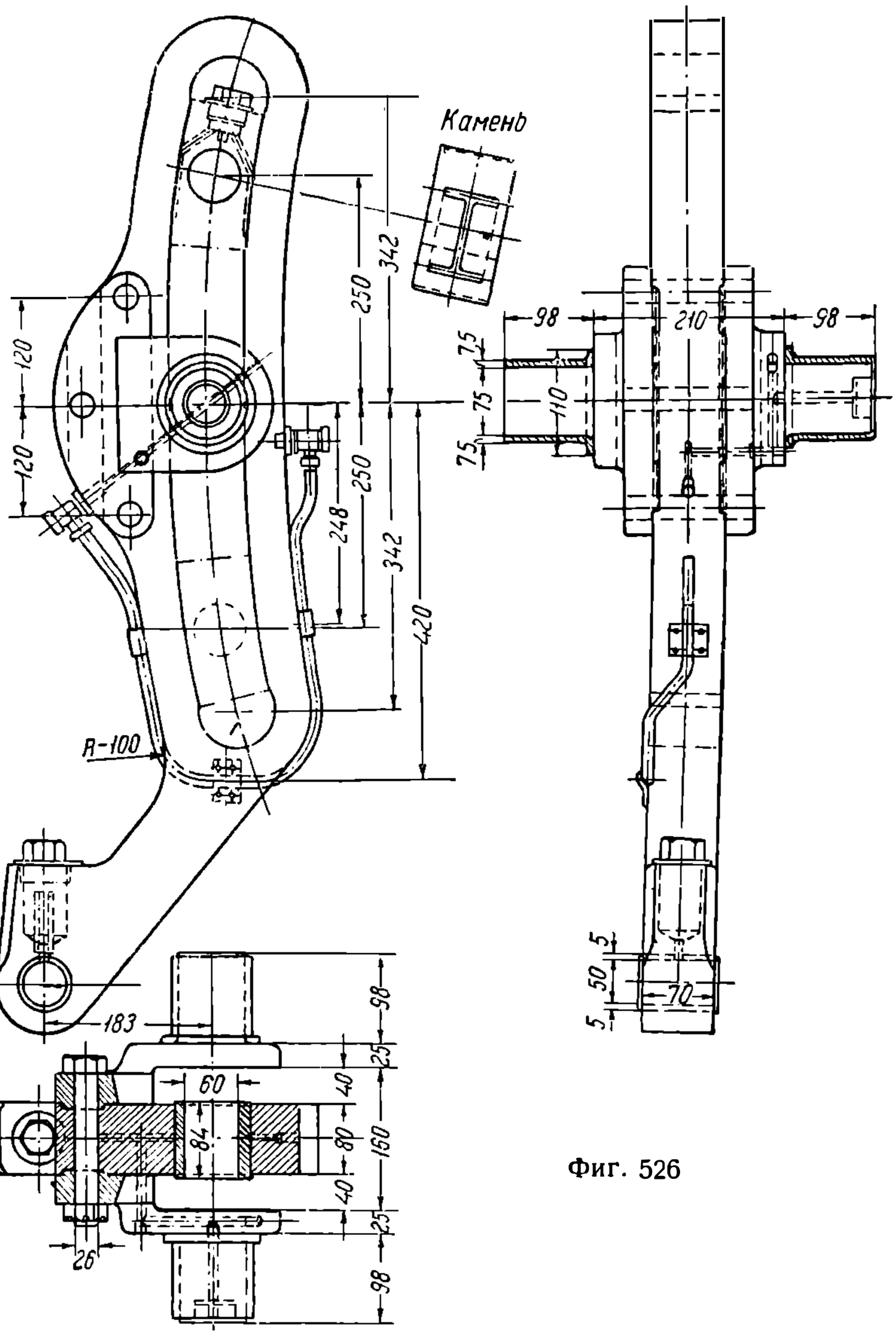
трение в кулисе, и без того очень большое (так как камень при любой отсечке движется в такт вращению колес паровоза вдоль всей кулисы), увеличивается еще больше.

Основными недостатками механизма Джоя считается как большое трение и относительно быстрое изнашивание дорогих частей паровоза — кулисы и камня, так и зависимость парораспределения от динамических возмущений паровоза: кулиса укреплена к обрессоренному строению паровоза, а камень — к необрессоренному. Поэтому при движении паровоза получаются дополнительные паразитные относительные перемещения камня в кулисе, значительно иска-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

жающие пораспределение. Механизм Джоя вновь не строится и работает лишь на некоторых старых паровозах.

Кулисы распространенного на наших паровозах механизма Гейзингера осуществляются двух типов: закрытыми и открытыми. Закрытая кулиса в применении к паровозам серии «Э» показана на фиг. 525, открытая— для паровозов серии «ФД» — на фиг. 526.



Фиг. 526

В том и другом случаях корпус кулисы представляет собой изогнутый кованый брус с вырезанным радиальным пазом для камня. Радиус кулисы равен длине кулиспой тяги.

В нижней части корпус кулисы имеет хвостовик с отверстием для соединения с эксцентриковой тягой (тягой от пальца контркривошина).

Качание кулисы осуществляется вокруг шипов, укрепленных на щеках кулисы. При закрытой конструкции щеки располагаются с боков, вдоль корпуса кулисы и укрепляются в самой верхней и нижней частях корпуса. Кулисы открытого типа имеют короткие поперечные щеки, крепящиеся к выступу средней части кулисы. В том и другом случаях форма щек должна

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

быть такова, чтобы позволить вилке заднего конца кулисной тяги свободно перемещаться вдоль всей кулисы вместе с камнем.

Оба типа кулис примерно равноценны. Закрытые кулисы несколько (только несколько) предохраняют рабочие поверхности кулисы и камня от попадания в них пыли, — открытая же кулиса несколько легче закрытой. На наших паровозах большим распространением пока пользуются закрытые кулисы, так как при песчаном балласте большинства наших жел.-дор. линий нужно было принимать любые, хотя бы даже паллиативные меры к уменьшению попадания пыли к трущимся поверхностям. Открытые кулисы применены на паровозах серий «Е», «V^c», «C^y» и «ФД». Вполне положительные результаты их работы, с одной стороны, и меньший вес — с другой — позволяют считать открытые кулисы более жизнеспособными для паровозов ближайшего будущего, тем более что взятая установка на замену песчаного балласта щебеночным, отличающимся малым пылеобразованием, со своей стороны позволяет предусматривать применение именно открытых кулис. Если же учесть и необходимость повышения скоростей движения паровозов с их резким увеличением сил инерции частей парораспределительного механизма, то большие шансы на распространение открытых кулис, как более легких, будут тем более очевидными.

Сама кулиса, а также и движущийся в ее пазе кулисный камень (вынесен на отдельные проекции) изготовляются из Ст.-2 с последующей цементацией.

Смазка камня производится от масленки, расположенной на самом камне, и от масленки, установленной на верхней части кулисы. Для увеличения надежности смазки кулисы у мощных паровозов предусматривается — в дополнение к обычной смазке — принудительная смазка от пресса. Масло подается по шарнирному маслопроводу к правому шипу кулисы (см. правую проекцию фиг. 526) и по ряду каналов и трубок расходится к обеим рабочим поверхностям кулисы.

§ 4. Рычаги и тяги парораспределения

На фиг. 297 изображены в числе прочих деталей и парораспределительный механизм Гейзингера в его типовом выполнении для современных мощных паровозов.

Напомним, что парораспределительный механизм составляется в основном тягой от пальца (эксцентриковой тягой), кулисой с камнем, кулисной тягой, маятником с нижней соединительной тягой и поводком. Маятник соединяется с кулачком золотникового штока. Неотъемлемой частью парораспределительного механизма является переводное устройство, состоящее из переводного вала с рычагами и оттягивающей пружиной, переводной тяги и переводного винта (или серво-мотора).

Тяги, маятник и подвески механизма изготовляются из кованой твердой стали марки Ст.-5. Шарниры делаются в настоящее время исключительно на валиках с цементированными, запрессованными втулками.

Эксцентриковая тяга паровоза серии «ФД» показана на фиг. 527. Сечение штанги — прямоугольное. У паровоза серии «ИС» для возможного уменьшения веса применены тяги коробчатого сечения с фрезерованной, только с одной стороны, глубокой канавкой.

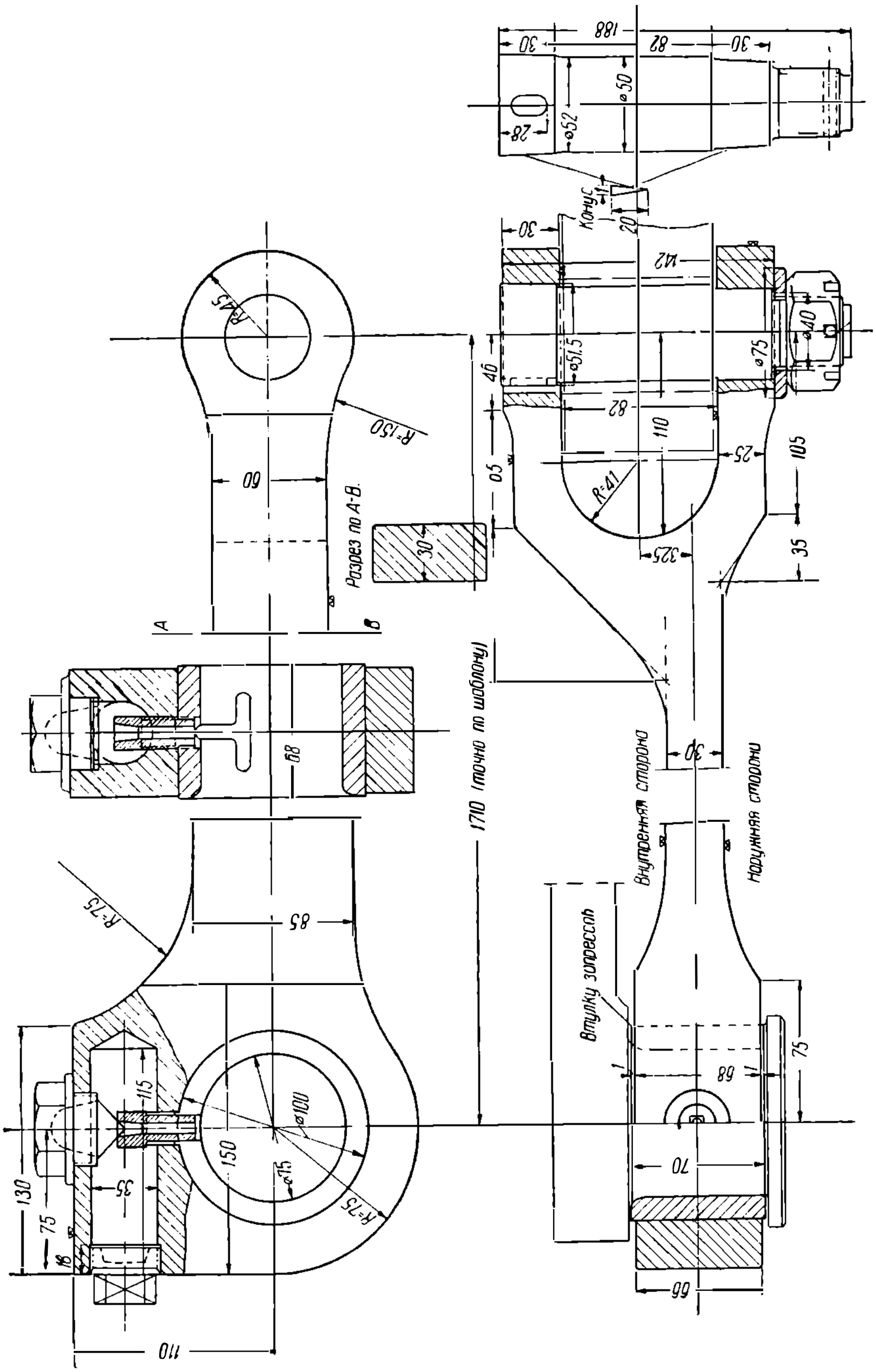
Передняя вильчатая головка имеет в плане значительную «сбивку» внутрь, равную 32,5 *мм*; это сделано для возможности вписать золотниковые цилиндры в габарит.

Кулисная тяга имеет несколько более сложную форму. Эта тяга имеет или одну заднюю, или, чаще, обе — и переднюю и заднюю головки — вильчатыми, как показано на фиг. 528, изображающей тягу паровоза серии «ФД». Задняя головка охватывает кулису с боков, и длинный валик пропускается как через стержни вилки, так и через камень кулисы. Эта вилка сделана удлиненной для размещения между ее щеками подвески к рычагу переводного вала.

При внутреннем впуске пара верхний конец маятника соединяется с кулисной тягой, а нижний — соединительной тягой от крейцкопфа. Проме-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

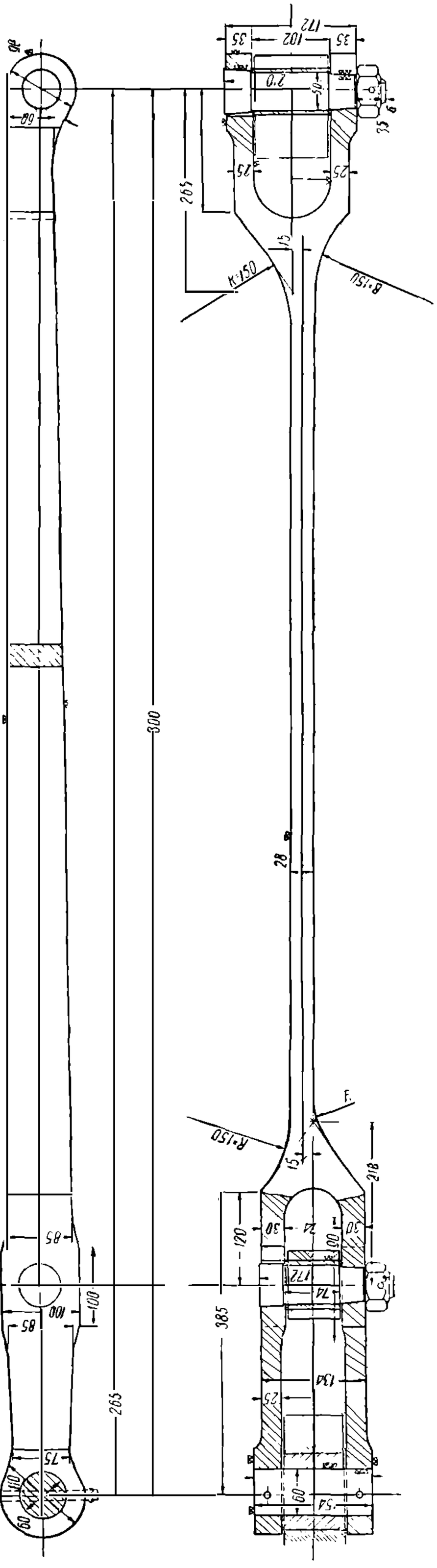
жуточная точка маятника, расположенная немного ниже верхней, соединяется с золотниковым штоком. При внешнем впуске верхняя точка маятника соединяется с золотниковым штоком, а промежуточная с кулисной тягой. Уяснить это можно, рассмотрев движение золотника с внутренним и наружным впуском.



Фиг. 527.

Переводный вал (материал — Ст.-5) делается однотипным по конструкции у всех паровозов. Он устанавливается в подшипниках, корпусы которых отлиты за одно целое с параллельной рамой или установлены на паровозной раме. На концы переводного вала насаживаются рычаги, соединяемые подвесками с кулисными тягами. Повертывая переводный вал, мы изменяем режим работы паровой машины (передвижением камня в прорезе кулисы).

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 528.

Необходимой принадлежностью переводного вала являются оттягивающие пружины, уравновешивающие подвески, кулисный камень и прилегающую к нему половину кулисной тяги. Переводный винт делается всегда с прямоугольной (ленточной) двух- или трехоборотной нарезкой, что позволяет получить максимальное осевое усилие на гайку при минимуме затрачиваемого машинистом усилия.

Стойка переводного винта крепится или к раме, или к котлу. Предпочтительнее первый способ, так как температура рамы и тяги примерно одинакова, и отсутствуют большие искажения в движении золотника.

В мощных паровозах из-за значительной отдаленности. рамы (по высоте) стойку переводного винта приходится укреплять к котлу. Для того чтобы избежать искажения отсечек, тяга делается из двух частей (по длине), соединенных компенсаторным рычагом (фиг. 5, том I).

Из-за тесноты в будке мощных паровозов приходится иногда выносить переводный винт за пределы будки и внутри последней размещать только дополнительный (малый) переводный винт с небольшой тягой. Передвигающийся вдоль небольшой рейки указатель отсечки обусловливает удобное обслуживание паровоза.

§ 5. Воздушный реверс

Увеличенные размеры деталей парораспределения и их веса обусловливают увеличенное трение в шарнирах. Увеличенный диаметр золотника и, кроме того, удлиненный его ход также требуют больших усилий для передвижения в новое положение.

Для облегчения работы машиниста по управлению паровозом применяются серво-моторы для перемены хода. Здесь мускульная работа человека заменяется работой сжатого воздуха в цилиндре серво-мотора.

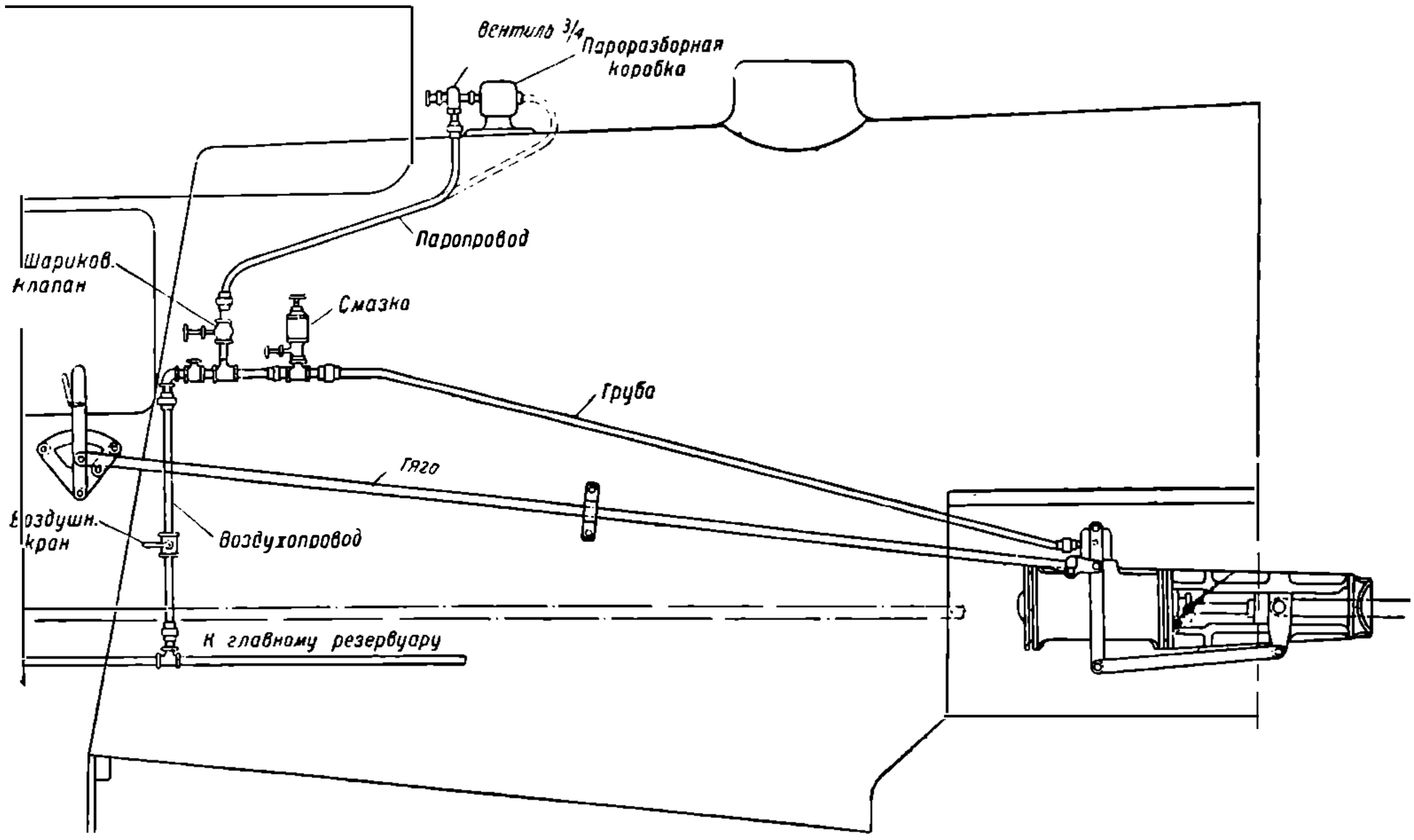
Некоторые наши старые паровозы (например часть паровозов серий «Е», «У^{У}», «Ов^{Ч}») оборудованы серво-моторами. В силу целого ряда конструктивных дефектов и незнакомства бригад и работников депо с эти-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ми приборами последние в свое время не получили широкого распространения:

Серво-моторами оборудованы паровозы серии «ИС». На паровозах серии «ФД» эти приборы не ставились до 1936 г. Теперь завод выпускает паровозы серии «ФД» также с серво-моторами.

Наиболее простыми и надежными являются серво-моторы с автоматической остановкой камня в новом положении. Переводного винта такие приборы не имеют вовсе. Машинист ставит имеющийся у него под рукой рычаг на нужное место дуги «сегмента» реверса, и камень, тотчас же начавший свое перемещение по пазу кулисы, сам останавливается затем в нужном месте по длине кулисы. Систем таких реверсов имеется несколько. Одной из наиболее рациональных (надежность работы, невысокая стоимость, редкий и достаточно простой ремонт)



Фиг. 529.

считаем серво-мотор системы «АЛКО», поставленный по нашему требованию на всех десяти паровозах серий «$Т^{А}$» и «$Т^{Б}$», примененный с некоторой переделкой схемы и на паровозах серии «ИС». В своем типовом выполнении его начали ставить и на паровозах серии «ФД» последних выпусков.

Общий вид серво-мотора «АЛКО» показан на фиг. 529. Основной частью серво-мотора является цилиндр, от штока поршня которого идет тяга к рычагу переводного вала. От рычага машиниста идет легкая тяга к большому рычагу цилиндра серво-мотора. К последнему подводится сжатый воздух, а при отсутствии его (редкое исключение) — свежий пар от пароразборной колонки, как показано на чертеже.

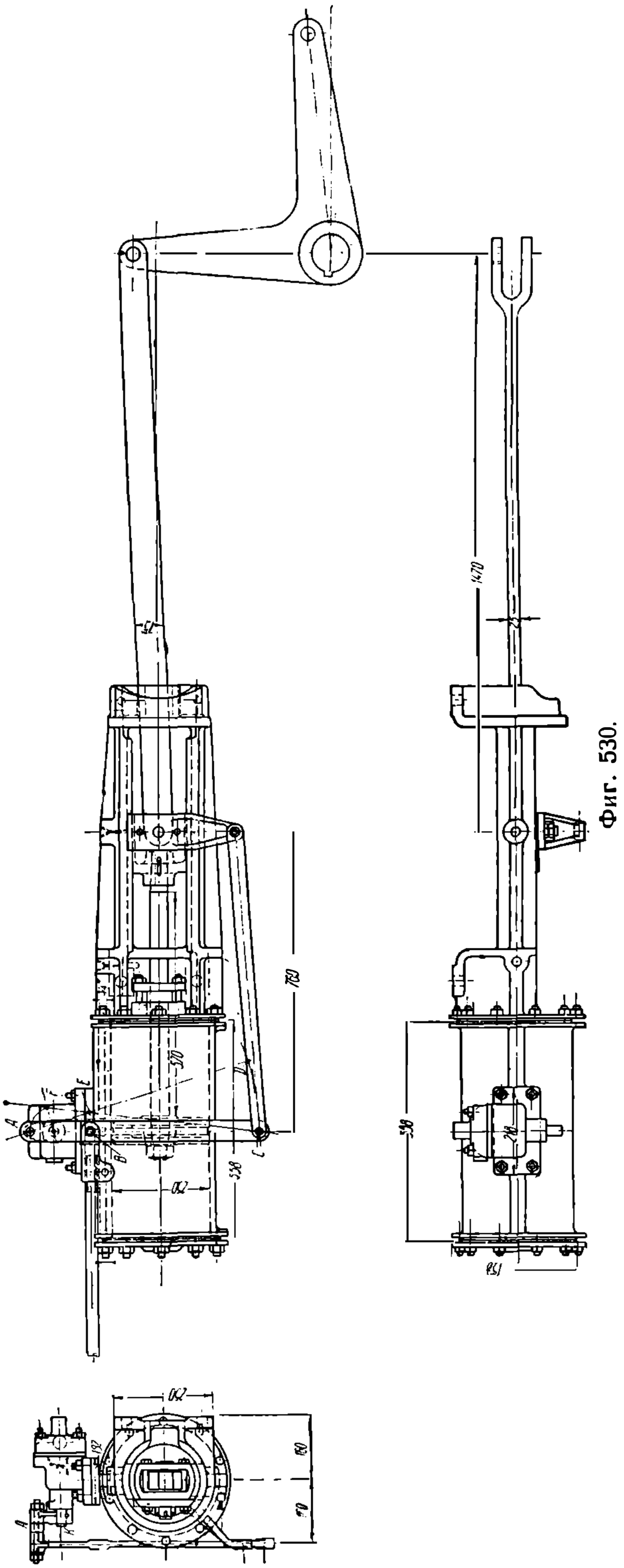
Цилиндр серво-мотора и рычаги его показаны на фиг. 530. На фиг. 531 показана распределительная головка цилиндра, снабженная плоским круглым золотничком.

Сбоку цилиндра серво-мотора устанавливается главный распределительный рычаг *AC* (фиг. 530), нижняя точка которого *C* соединена серьгой с крейцкопфом цилиндра, а верхняя точка *A* шарнирно соединена с кривошипом *AK*, ясно показанным на поперечном виде цилиндра. Кривошип насажен на хвостовик золотничка, управляющего впуском воздуха в ту или другую полость цилиндра.

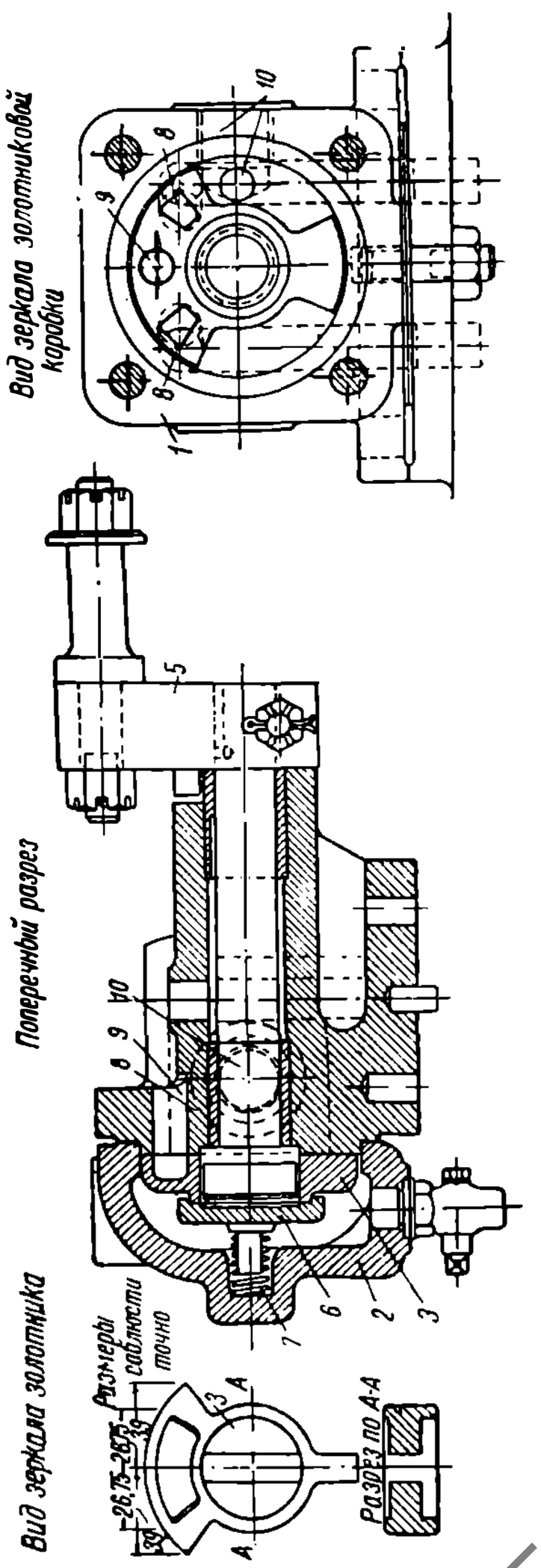
Точка *B* рычага *AC* соединяется тягой с рычагом машиниста. При нулевой отсечке рычаг *AC*, а также и рычаг машиниста расположены вертикально. Для перевода камня кулисы на некоторую отсечку переднего хода машинист ставит свой рычаг на определенное место передней половины дуги рычага, т. е. пере-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

мещает точку *B* рычага *AC* в положение *E*. Нижняя точка рычага *AC* неподвижна, так как она связана с поршнем, удерживаемым на месте сжатым воздухом в полостях цилиндра. Следовательно, рычаг *AC*, повернувшись вокруг точки *C*, как относительно центра, займет положение *CF*. Кривошип золотничка повернется вокруг центра, и верхняя точка займет положение *F*. Сжатый воздух будет выходить из правой полости цилиндра. Поршень немедленно придет в движение (перемещаясь вправо), и связанная с ним точка *C* рычага *AC* будет также перемещаться, вращаясь при этом



Фиг. 530.



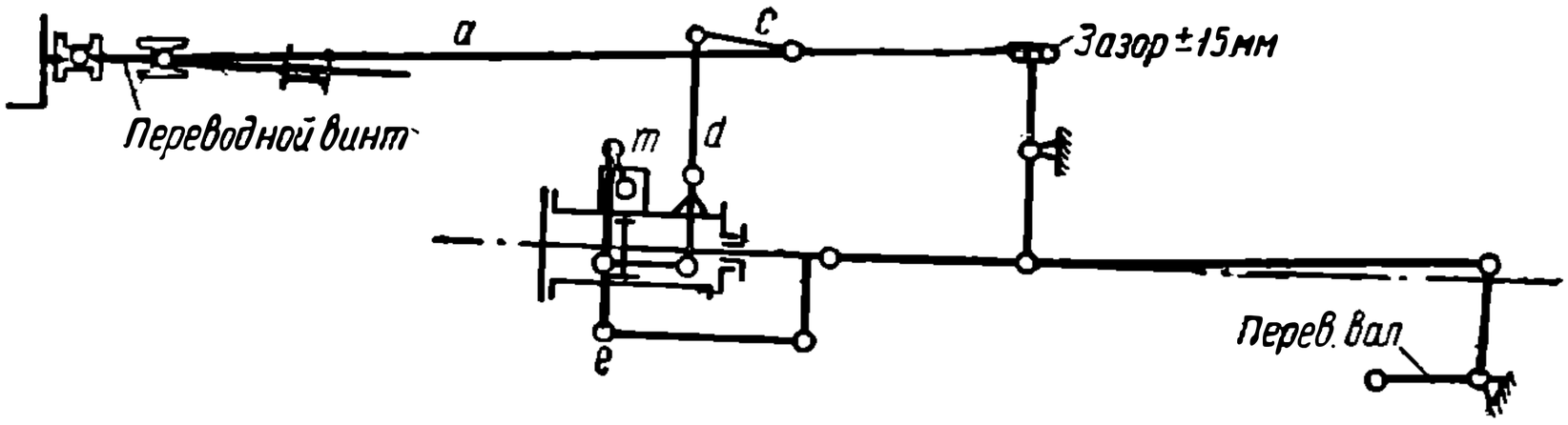
Фиг. 531.

вокруг точки *E*; новое положение последней уже зафиксировано машинистом. Перемещение поршня и вращение рычага будут продолжаться до тех пор,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

пока основной рычаг не займет положения *AD*, при котором кривошип золотника снова будет расположен вертикально. В этот момент давление в полостях цилиндра уравняется, и система получит новое расположение деталей, соответствующее новому положению камня в кулисе, т. е. новой отсечке. Таким образом прибор перемещает камень самостоятельно, согласно заданному машинистом [1], требующемуся новому изменению отсечки.

Недостатком вкратце рассмотренного прибора является дрожание камня в кулисе и, как следствие этого, беспрерывные небольшие колебания отсечки. Получается это дрожание из-за отсутствия жесткого фиксирования поршня на одном месте; упругость воздуха, находящегося в полостях цилиндра, позволяет иметь поршню небольшие «упругие» перемещения. Неудобств в нормальной эксплуатации паровоза из-за этого дрожания камня, конечно, нет.



Фиг. 532.

Вторым недостатком является неудовлетворительная работа паром, быстро приводящим в негодность манжеты поршня, изготовляющиеся из прорезиненного брезента. Поэтому к использованию пара нужно прибегать в исключительных случаях.

Наконец, третьим небольшим недостатком является отсутствие возможности перевода камня вручную (на холодном паровозе).

При выборе типа серво-мотора для паровозов серии «ИС» в свое время остановились на серво-моторе «АЛКО», введя в кинематику устройства небольшое, но все же существенное видоизменение. На фиг. 532 показана схема прибора. Винт сохранен, и тяга от него соединяется с рычагом серво-мотора. Тяга от винта в своей передней части заканчивается удлиненным отверстием, имеющим горизонтальные зазоры на 15 *мм* в каждую сторону от валика. Поэтому при первоначальном перемещении гайки винта в первую очередь серьгой *C* и рычагом *d* повертывается рычаг *me* серво-мотора и уже затем сжатый воздух облегчает работу машиниста. Таким образом здесь имеется жесткое фиксирование отсечки; переводный винт сохранен.

§ 6. Ремонт парораспределительного механизма

Износ и дефекты деталей парораспределительного механизма

Детали парораспределительного механизма изнашиваются в сочленениях: отверстия в тягах разрабатываются и становятся овальными и, иногда, конусными, валики в рабочей части уменьшаются по диаметру, становясь также овальными или конусными, рамка кулисы и камень срабатываются.

Вследствие этого зазоры в сочленениях увеличиваются настолько, что парораспределительный механизм перестает правильно работать. Кроме указанных износов внешнего механизма, в результате работы изнашиваются детали золотника: в плоском золотнике истираются лицо золотника и его зеркало, компенсаторные кольца и компенсаторная плита, в цилиндрических золотниках —

[1] Подробное описание устройства цилиндра золотничка и других деталей серво-мотора «АЛКО» см.: 1) Американская паровозная энциклопедия 1930 г., 2) книга „Паровоз" „ФД" и 3) книга „Паровозы" „ФД" и „ИС". Последние две книги—изд. Редбюро Трансмаша.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

золотниковые кольца и ручьи под кольцами в дисках, а также изнашиваются штоки при плоских и цилиндрических золотниках. В золотниках Трофимова вырабатываются места соприкосновения дисков и упорных шайб, а также места торцовых частей обоих дисков от удара при остановке последних. Кроме того, могут быть случаи появления трещин в золотниковых тягах, кулисе, золотниковых дисках, а также и поломок золотниковых колец.

По размерам износы бывают разнообразны даже в одной и той же серии паровозов, что происходит как вследствие различной точности изготовления и сборки деталей механизма, так и вследствие до сих пор еще разнообразного качества материала, идущего на изготовление деталей, и различной термической обработки деталей сочленения.

С целью уменьшения износов и придания им стабильного характера необходимы: установление нормальных способов ремонта и сборки деталей, применение хромирования, цементации и покрытий твердыми сплавами поверхностей соприкасания и проведение установленных стандартов материала при изготовлении деталей механизма.

В заграничной практике для облегчения ремонта общепринято в парораспределительном механизме снабжать втулками все отверстия тяг.

Ремонтные размеры сочлененных валиков и втулок устанавливаются с точностью, необходимой для правильной работы сочленения, и по градациям, пределы которых устанавливаются, с одной стороны, альбомными размерами валика и втулки, с другой — размерами, допускаемыми к выпуску из ремонта. Интервал между двумя ремонтными размерами не должен быть меньше величины предполагаемого среднего износа плюс величина уменьшения этого размера, вызываемая обработкой детали на станке для придания ей геометрической формы, предусмотренной чертежом.

Ремонт деталей парораспределительного механизма

При капитальном и среднем ремонтах все золотниковые и кулисные тяги, подвески и маятники снимаются с паровоза, очищаются, осматриваются и обмеряются. В случае изгибов и скручивания тяг они выправляются в холодном состоянии под прессом при изгибе до 3 *мм* или в горячем состоянии в кузнице — в случае больших прогибов.

Ремонт тяг

В том случае, если отверстия под валик без втулки значительно изношены, они наплавляются электросваркой. Все сварочные работы по деталям парораспределения должны вестись согласно $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}}\ \frac{7155}{57/5}$

Кулисные валики проверяются на станке, цементируются и шлифуются. Трущиеся поверхности валиков и втулок должны быть зеркально гладкими. Зазоры валиков во втулках различных тяг принимаются по существующим правилам ремонта в зависимости от диаметра их.

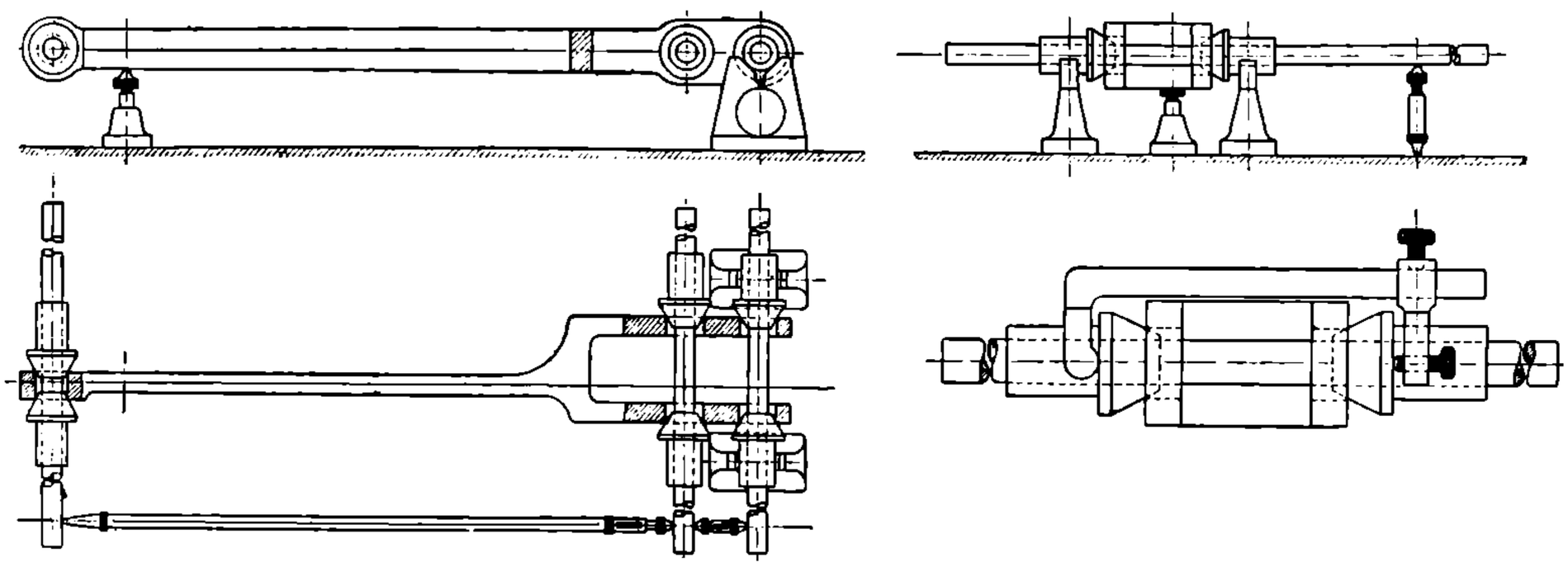
Диаметр валиков в *мм*		До 25	25—50	50—75
Зазор в *мм*	При капитальном ремонте .	0,1	0,15	0,25
	При среднем ремонте .	0,2	0,3	0,4

Размер допускаемой разработки отверстий в частях парораспределительного механизма устанавливается при капитальном ремонте на 3 *мм* более альбомного диаметра, а при среднем — на 4 *мм*. При большем износе отверстия завариваются и вновь разделываются до альбомного размера.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если в отверстиях поставлены втулки, то при разработке их до предельного размера они выпрессовываются и на их место ставятся новые, стальные, цементированные. Работа протекает в следующем порядке: после очистки и осмотра тяги выпрессовывают втулку, наваривают изношенное отверстие и отжигают конец тяги после наварки. Размечают место для втулки. Растачивают на станке отверстие для втулки с допуском под расточную пластинку. На том же станке проходят отверстия для втулки расточной пластиной с припуском под чистовую развертку; затем проходят отверстие чистовой разверткой с допуском под прессовую посадку [1].

После заварки отверстий и станочной обработки зачищают заусеницы. Затем берут отделанную по наружному и внутреннему диаметрам втулку и запрессовывают ее в отверстие тяги под давлением 1,5—2 *т* на специальном гидравлическом прессе. Боковая игра в шарнирах в горизонтальном направлении поперек паровоза допускается при капитальном ремонте не более 1 *мм*, а эксцентриковой тяги — не более 2 *мм*, при среднем ремонте эти размеры соответственно 2 и 3 *мм*. Устранение боковой игры шарнира постановкой шайб не разрешается. Все звенья парораспределительного механизма, рычаги, золотниковые и эксцентриковые тяги должны быть выверены в отношении параллельности осей отверстий для валиков и перпендикулярности их к плоскости соответствующей части.



Фиг. 533.

Расстояние между центрами отверстий для валиков у кулисной тяги, маятника, поводков маятника и подвески кулисы не должны разниться от альбомных более чем на ±0,5 *мм*, у эксцентриковых тяг эти расстояния определяются по месту. Гибка тяг при постановке их на паровоз запрещается.

Проверка отремонтированных маятника, поводка, кулисной тяги и ее подвески производится на плите.

Для проверки в отверстия проверяемой тяги вставляют стержень, на который надевают приточенные конусные пробки. Обмеряемая тяга располагается горизонтально на плите на трех подставках, как указано на фиг. 533. Условие параллельности осей отверстий будет соблюдено, если расстояния по вертикали от плиты до стержня и по горизонтали между стержнями будут равны с обеих сторон.

Ремонт переводного вала и винта

Переводный вал должен лежать в своих подшипниках совершенно плотно, без всякой игры и перпендикулярно к осям цилиндров. Расстояние от оси переводного вала до оси ведущего колеса по горизонтали не должно отличаться от альбомного более чем на 1 *мм*. Кронштейны переводного вала и кулисы должны быть плотно укреплены к раме. При капитальном и среднем ремонтах медные

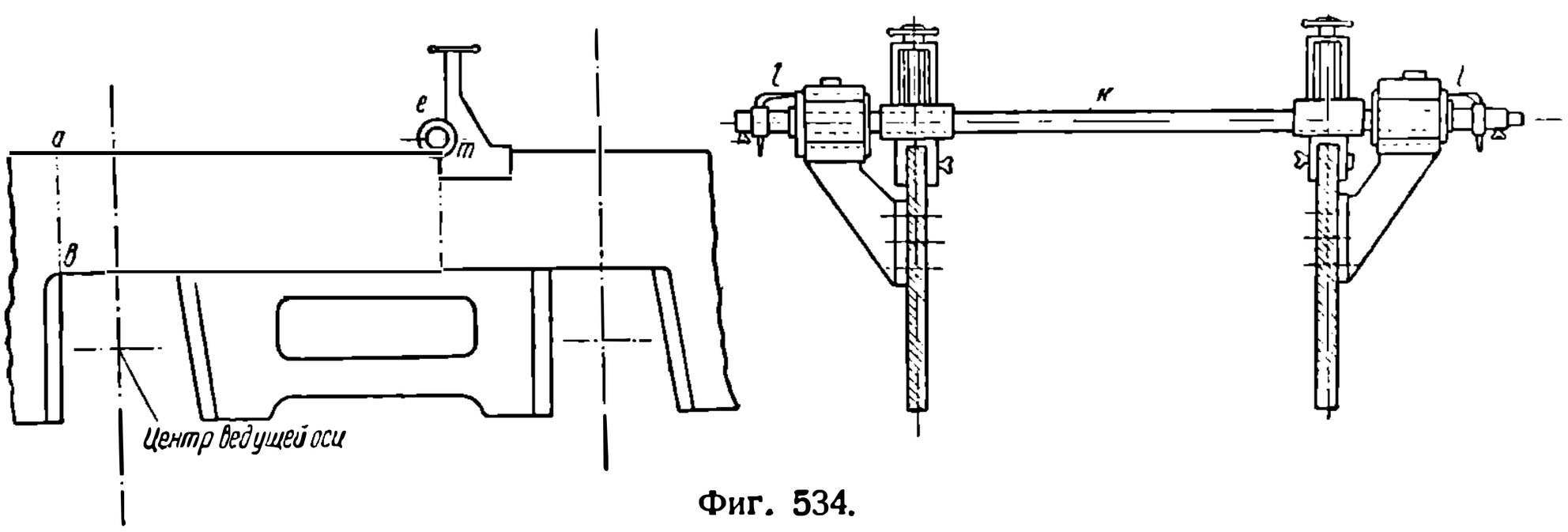
[1] Припуски на обработку разработаны „Оргаметаллом", см. табл. Т-13 в „Материалах по разработке технологического процесса механической обработки", изд. 1933 г.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

вкладыши подшипников заменяются новыми, шейки переводного вала проверяются на станке, причем износ их не должен быть более 15% от альбомного размера. Размеры и положение рычагов должны соответствовать альбомным. Длина колен переводного вала не должна отличаться от альбомной более чем на 1 *мм*.

Разметку вкладышей подшипников переводного вала ведут от вертикальной плоскости, проходящей через ось ведущего колеса, или от лобовой поверхности буксового выреза рамы. Вблизи подшипников переводного вала (фиг. 534) ставят с обеих сторон рамы особые стойки *m* с подшипниками *e*, которые могут перемещаться вертикально по стойкам, а стойки — горизонтально по рамным листам.

Стойки устанавливают так, чтобы центры подшипников на обеих сторонах рамы расположились на проектных расстояниях по горизонтали от оси ведущего колеса, а по вертикали от верхней кромки рамы. На раме откладываются размеры от соответствующих рисок. Установив стойки, пропускают через подшипники переводного вала и подшипники стоек вал *к*, который расположится по проектной оси переводного вала. Надевая на вал рейсмусы *l*, прочерчивают на торцах вкладышей подшипника переводного вала контрольные окружности. После разметки вкладыши переводного вала растачиваются на обыкновенном токарном станке. Иногда эту расточку производят на месте при помощи особого расточного вала, устанавливаемого в тех же стойках *m* и приводимого в действие от мотора. Установленный в расточенных подшипниках переводный вал будет расположен параллельно ведущей оси на проектном расстоянии от нее по гори-



Фиг. 534.

зонтали, а по вертикали — на проектном расстоянии от верхней кромки рамы.

Переводный вал должен иметь плечи, расположенные параллельно друг другу с длиной их, равной альбомной $\pm$ 1 *мм*.

Снятый с паровоза вал, после проверки шеек на станке, устанавливается на плите горизонтально при помощи уровня. Затем рейсмусом находят расстояния центров отверстий обоих рычагов от разметочной плиты. При правильной посадке рычагов эти расстояния должны быть равны альбомному, допускается отклонение не более 1 *мм*. Затем вал поворачивают на плите так, чтобы плечи стали вертикально, и при помощи рейсмуса и угольника с масштабом на вертикальной полке измеряют с обеих сторон расстояние между центрами вала и отверстий для валика в плече рычага. Допускаемое отклонение $\pm$1 *мм*.

Поставленный на место вал подвергается контрольной проверке.

Переводный винт при капитальном и среднем ремонтах должен быть обязательно проверен на станке, а его подшипники заменены новыми. Оси отверстий для подшипников винта в кронштейнах должны лежать на одной прямой. Гайка переводного винта заменяется новой. При среднем ремонте допускается «игра» переводного винта в его подшипниках не более 0,5 *мм*. Наплавка электросваркой поверхностей переводного винта допускается только в пределах

$$\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} - \frac{7155}{57/5}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Втулки тяг переводного винта и компенсаторного рычага заменяются при капитальном ремонте новыми, цементированными. Палец компенсаторного рычага и конусные валики должны быть проверены, а отверстия в вилках рычага пройдены разверткой.

Ремонт золотников

Плоские золотники, имеющие достаточную для дальнейшей работы толщину фланца, исправляются посредством удаления выработки на лице на продольно-строгальном станке, затем лицевая плоскость пришабривается сначала по плите, а затем по золотниковому столу цилиндра, который предварительно должен быть пришабрен по той же плите. В случае шлифовки лицевой плоскости золотника и плоскости стола цилиндра время на пришабровку значительно сокращается.

Наименьшая толщина лицевого фланца допускается в 20 *мм*. Прилегание рамки золотника к его телу должно быть в направлении движения с зазором не более 0,25 *мм*. Допускается постановка чугунного золотника при поставленном медном наделке на лицо.

При ослаблении золотниковой рамки в направлении движения исправление производится путем ее подсадки в кузнице или наварки с последующей обработкой. Заварка трещин в золотниковой рамке не разрешается вследствие воспринятия ею ударов золотника от имеющегося между ними зазора. Цилиндрические золотники изготовляются с точностью, определяемой допусками, золотниковые кольца должны изготовляться по градациям ремонтных размеров и допускам, установленным $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} - \frac{6643}{95}$ и $\frac{6643}{96}$. Выработку ручейков в цилиндрических золотниках в пределах до 4 *мм* исправляют проверкой на токарном станке с соблюдением градаций размеров через 1 *мм*. Изношенные поверхности золотниковых дисков восстанавливаются электронаваркой.

Шток золотника проверяется на токарном станке, с надетыми на него дисками и отшлифовывается на специальном круглошлифовальном станке для поршневых штоков.

Ремонт кулис

Ремонт кулисы заключается в большинстве случаев в придании правильной формы рабочим поверхностям рамки. Если износ рабочих поверхностей неравномерен и превышает толщину цементированного слоя, эти поверхности исправляются посредством фрезеровки на специальном вертикально-фрезерном станке (типа Рейнекер) со столом, имеющим движение по дуге радиуса кулисы. Кулиса устанавливается на станке при помощи особого шаблона.

После фрезеровки рабочих поверхностей кулиса передается в термическое отделение для цементации этих поверхностей. Затем кулиса устанавливается на специальном вертикально-шлифовальном станке (со столом по типу указанного фрезерного станка), и рабочие поверхности ее шлифуются. В том случае, если рабочие поверхности рамки кулисы не цементируются, а хромируются, то покрытие хромом производится после шлифовки.

Если цементация хорошо сохранилась, то цементировать заново не следует, а кулису проверяют на специальном шлифовальном станке с перемещением стола по дуге радиуса, равного радиусу кулисы. При капитальном ремонте допускается предельный износ кулисной рамки в рабочих частях до 2 *мм* (при среднем ремонте до 3 *мм*) на сторону с разделкой заплечиков в концах кулисного прореза. Рамки кулисы, изношенные сверх предела, и рамки с обнаруженными надрывами и трещинами заменяются новыми; заварка и подсадка кулисной рамки не разрешаются. Боковой разбег между цапфами кулисы и втулками кулисного кронштейна при капитальном и среднем ремонтах допускается до 2 *мм*. При промывочном ремонте «игра» кулисных цапф во втулках кулисного кронштейна должна быть в горизонтальном направлении

НБ УДУНТ (ДІІТ)

не более 0,5 *мм* и в вертикальном — 1 *мм*. Боковой разбег принимается не более 4 *мм*. Кулисные камни должны быть заменены новыми цементированными и по рабочей поверхности отшлифованными. Игра камня в кулисе при выпуске из капитального ремонта должна быть не более 0,1 *мм*, при среднем ремонте допускается в самом узком месте 0,1 *мм* и в широком не более 0,25 *мм*. Отверстия для болтов, соединяющих щеки кулисы с рамой, проверяются разверткой, болты ставятся с натягом. В кулисе Джоя камни делаются из стали с медными накладками, поставленными на болтах.

Ось вкладышей подшипников кулисных кронштейнов по горизонтали должна отстоять от оси ведущего колеса, а по вертикали — от верхней кромки рамы на альбомных расстояниях. Допускаемое отклонение ± 1 *мм*.

Установка кулисы

Установка кулисы производится таким образом, чтобы оси ее подшипников с обеих сторон паровоза лежали на одной прямой и были параллельны оси ведущего колеса и расположены на альбомных расстояниях: по горизонтали — от оси ведущего колеса, а по вертикали — от верхней грани рамы.

Конструкция некоторых паровозов (например серий «ФД» и «ИС») позволяет произвести эту проверку аналогично с проверкой положения переводного вала. В тех конструкциях, где нельзя установить общего поверочного вала в кулисных подшипниках обеих сторон паровоза, проверка ведется отдельно для каждой стороны. Затем подшипники растачиваются, а торцы их обрезаются на обычном токарно-винторезном станке.

Проверка длины тяги переводного винта заключается в следующем. При среднем положении камня в кулисе гайка переводного винта должна находиться в среднем положении. До производства проверки необходимо поставить на место и соединить между собой переводный вал, его тяги и винт (без пружин), кулисы, кулисные тяги с подвесками и маятниками. Среднее положение гайки винта находят путем деления пополам расстояния между крайними положениями гайки. К найденному среднему положению подводят гайку указателя и закрепляют положение винта в ближайшем пазу гребенки. Положение указателя после закрепления запорным зубом отмечают риской на рейке. Затем, покачивая кулису с одной стороны паровоза, при разъединенном нижнем конце маятника с серьгой изменяют длину тяги переводного винта с помощью регулировочной гайки до тех пор, пока не прекратится перемещение нижнего конца маятника. После этого вращают переводный винт одновременно с покачиванием кулисы другой стороны паровоза до тех пор, пока и с этой стороны не прекратится перемещение нижнего конца маятника. Новое положение указателя отмечают риской на рейке. Вращая винт, устанавливают указатель посредине между имеющимися двумя рисками, но так, чтобы запорный зуб вошел в паз гребенки. Это будет среднее положение гайки, которое отмечают постоянной риской на рейке.

ГЛАВА X

ПРОВЕРКА ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

§ 1. Общие положения

Проверка пароораспределительного механизма имеет своей целью определение размеров и положения отдельных деталей пароораспределения (кулисы, тяг и др.), от которых зависит правильная работа золотников.

Под правильной работой золотников мы понимаем, во-первых, наличие равных линейных предварений впуска в мертвых положениях поршня при различных отсечках, что обеспечивает наибольшую плавность хода паровоза, затем соответствие проектным данным остальных фаз пароораспределения, а именно: наибольших открытий окон и наполнений при рабочих отсечках вперед и назад,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

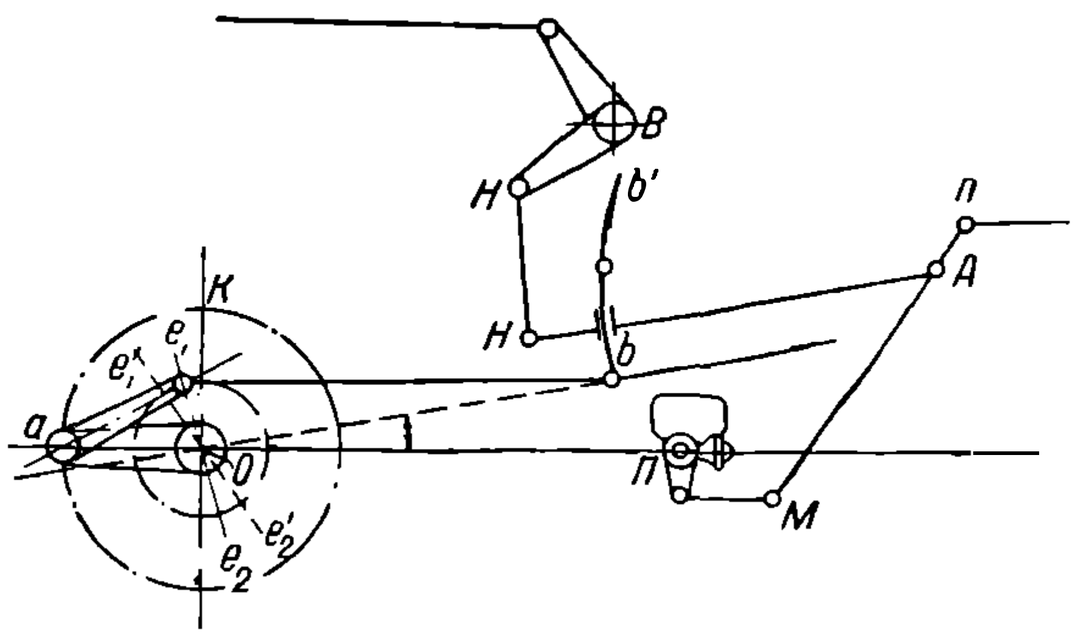
наличия предварения выпуска и степени сжатия и наличия требуемого предварения впуска в процентах от хода поршня.

Несмотря на то, что в ремонте парораспределения придерживаются соблюдения альбомных размеров для отдельных деталей, все же при взаимной их сборке из-за неточностей в соблюдении размеров и влияния игры рессор мы наблюдаем подчас значительные искажения парораспределения.

Выясним влияние отдельных факторов на правильность работы золотников на наиболее распространенном парораспределительном механизме Гейзингера (фиг. 535).

Из теории и конструкции парораспределения Гейзингера известно, что $\sphericalangle e_1OK$ должен быть равен $\sphericalangle POb$, $\sphericalangle e_1OK$, образованный линией эксцентриситета с перпендикуляром к кривошипу, носит название **жесткого угла** и влияние его на парораспределение всецело зависит от точности посадки пальца контркривошипа.

Угол POb, образованный средним направлением кулисной тяги с линией мертвых точек, называется **гибким углом**, так как на положение его точек влияют игра рессор, выработка подшипников подвешивания кулисы и крейцкопфных ползушек.



Фиг. 535.

Обычно $\sphericalangle e_1OK$, выдержанный правильно при посадке пальца кривошипа, редко изменяет свою величину, угол же $bOП$ вследствие недостаточного внимания к правильной точке подвешивания кулисы при ремонте, в результате игры рессор и вышеуказанных выработок претерпевает изменение.

Пусть $\sphericalangle e_1OK$ будет больше $\sphericalangle bOП$, тогда при заднем мертвом положении кривошипа контркривошип займет положение e'_1 и при передвижении кулисного камня сверху вниз кулиса отклонится влево, золотник переместится назад, а при переднем мертвом положении кулиса отклонится вправо, и золотник переместится вперед.

При равенстве углов e_1OK и $bOП$ влияние неправильной длины эксцентриковой тяги на перемещение золотника выразится в следующем. Пусть эксцентриковая тяга будет короче альбомной длины, тогда при переднем, а также и заднем мертвом положении кривошипа кулиса отклонится влево и при передвижении камня сверху вниз золотник переместится назад; наоборот, при удлиненной тяге золотник при обоих мертвых положениях переместится вперед.

Из разбора влияния длины эксцентриковой тяги и неравенства углов можно сделать следующий вывод. Если при мертвых положениях поршня, передвигая кулисный камень сверху вниз, мы имеем отклонение золотника на равное расстояние назад, то эксцентриковая тяга коротка, а если вперед, то она длинна; если при регулировании золотников при мертвых положениях поршня мы имеем разные отклонения золотника вперед и назад, то $\sphericalangle e_1OK$ не равен $\sphericalangle bOП$.

Однако вышеуказанные выводы можно сделать при условии, что маятник и его поводок, кулисная тяга и ее подвеска правильны и не оказывают влияния на перемещение золотника в рассматриваемых случаях.

Не останавливаясь на влиянии маятника, кулисной тяги и ее подвески на парораспределение, что будет указано при проверке последних, наметим общий ход сборки и проверки золотников.

Независимо от приемов самой проверки и установки золотников процесс сборки и проверки всего парораспределения состоит из нижеследующих элементов:

1) постановки золотников в шиберный ящик или золотниковую полость и нанесения установочных кернов;

НБ УДУНТ (ДІТ)

2) постановки кулис, соединения подвесками колена переводного вала с кулисными тягами и последних с золотниками;

3) проверки кулисных подвесок и кулисных тяг;

4) сборки маятников и проверки;

5) определения длины поршневого дышла и эксцентриковой тяги;

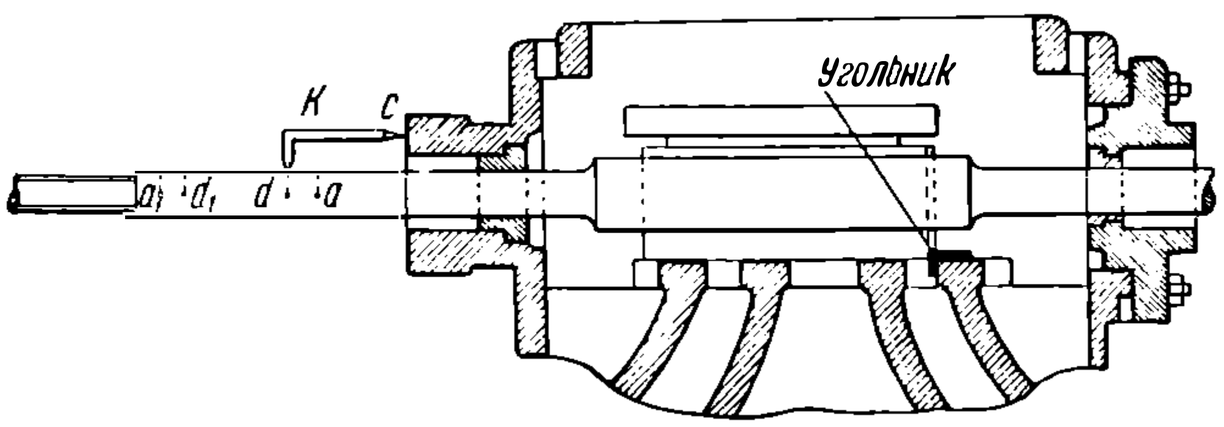
6) проверки и окончательной установки золотников;

7) проверки существующей или нанесения новой шкалы для рейки переводного винта.

§ 2. Нанесение установочных кернов при постановке золотников

Нанесение установочных кернов на золотниковом штоке от какой-либо постоянной точки на цилиндре служит для установки золотников на предварение впуска при закрытых крышках.

Наиболее просто выполняется нанесение установочных кернов для плоских золотников с наружным впуском. Заключается оно в следующем. Сдвинув золотник с кромки паровпускного окна, закладывают в окно угольник (фиг. 535а), толщина полок которого равняется величине линейного предварения впуска, затем золотник перемещают до плотного прилегания к угольнику и крючком K от постоянного керна C (на приливе для сальника) на заднем конце штока делают засечку и ставят керн d. Удалив угольник из переднего окна, его таким же приемом закладывают и в заднее паровпускное окно; делая тем же крючком K из той же точки C вторую засечку, ставят керн в точке d_1.



Фиг. 535а.

При нанесении установочных кернов для круглых золотников необходимо проделать ряд измерений прибором, состоящим из рейки с делениями и движка с указателем, и сделать небольшое вычисление.

При круглых золотниках с наружным впуском (фиг. 536, *а*) измеряют:

A — расстояние между передними кромками золотниковых колец переднего и заднего дисков;

B — ширину между крайними плоскостями колец одного диска;

$Л$ — расстояние от передней притирочной плоскости втулки до передней кромки паровпускного кольца в переднем мертвом положении поршня;

D — расстояние от передней притирочной плоскости втулки до задней кромки заднего паровпускного окна.

Для того чтобы поставить такой золотник на предварение впуска, достаточно высчитать расстояние L для переднего окна и M для заднего.

Если обозначить через X и Y величины линейных предварений впуска, то из схемы можно написать:

$$Z = X + E; \tag{422}$$

$$M = D - A - B - Y. \tag{423}$$

Установка золотника состоит в следующем. Ставят движок установочного прибора на расстоянии например L (фиг. 536, *а*) от утоньшенного конца рейки и, перемещая золотник, смотрят, когда при прилегании конца рейки к передней кромке кольца движок своим заплечиком соприкоснется с передней притирочной плоскостью втулки. Это положение золотника, соответствующее открытию

НБ УДУНТ (ДІІТ)

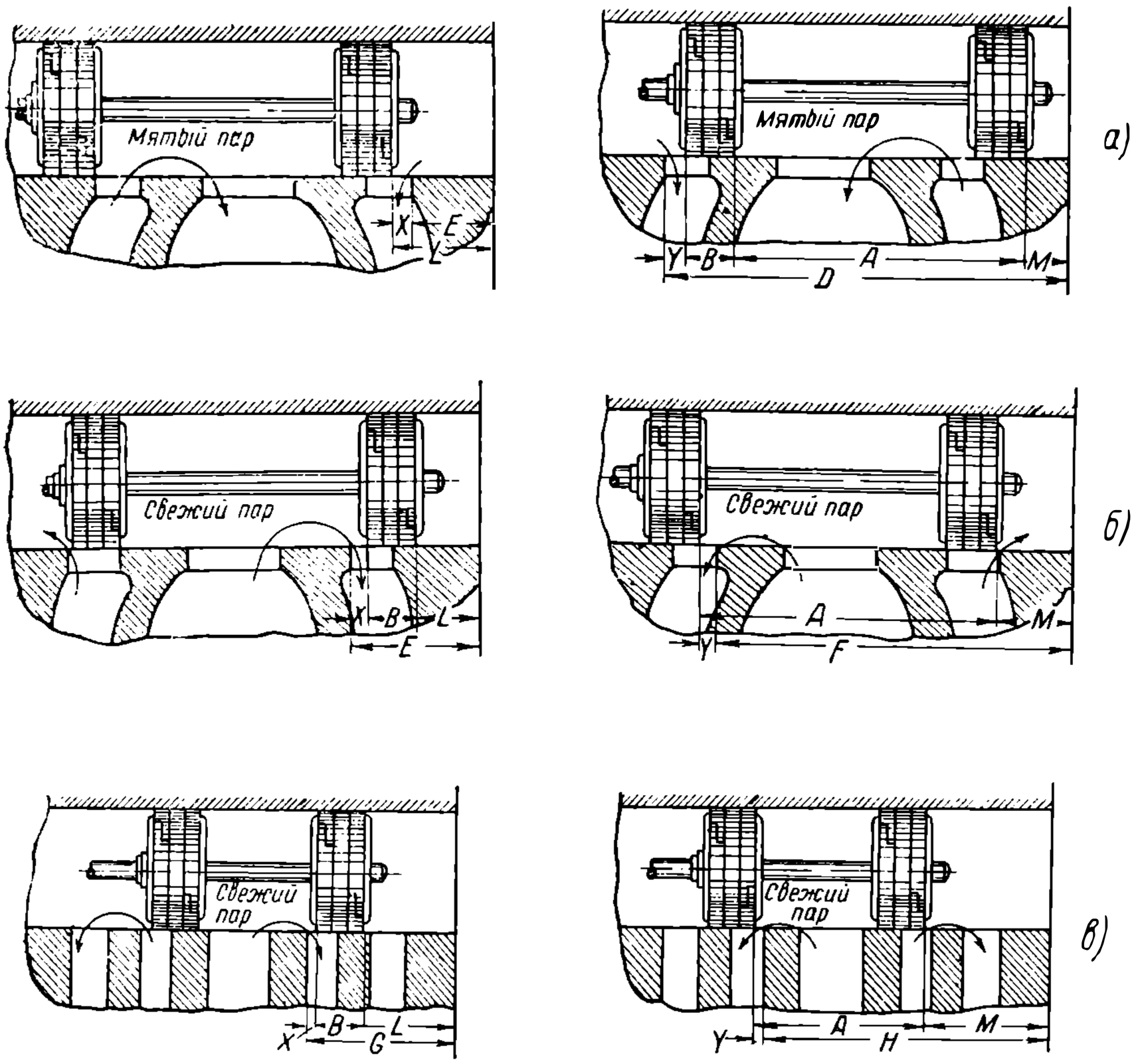
переднего окна на предварение впуска, закернивают так же, как и при плоском золотнике на заднем золотниковом штоке (фиг. 535а).

Отсчитав на рейке прибора размер *M* (фиг. 536, *а*), устанавливают золотник на предварение впуска для заднего окна и так же закернивают.

Для установки круглых золотников с внутренним впуском могут быть два случая:

1) паровпускные окна служат одновременно и паровыпускными (фиг. 536,*б*);

2) имеются отдельные паровыпускные окна (фиг. 536,*в*).



Фиг. 536.

Как видно из схемы 536, *б*, для того чтобы поставить золотник на предварение впуска для первого случая, надо посчитать расстояние:

$$L = E—B—X;$$

$$M=F—A+Y;$$

для второго случая:

$$L=G—B—X;$$

$$M=H—a+Y,$$

где во всех выражениях X и Y—проектные величины линейных предварений впуска.

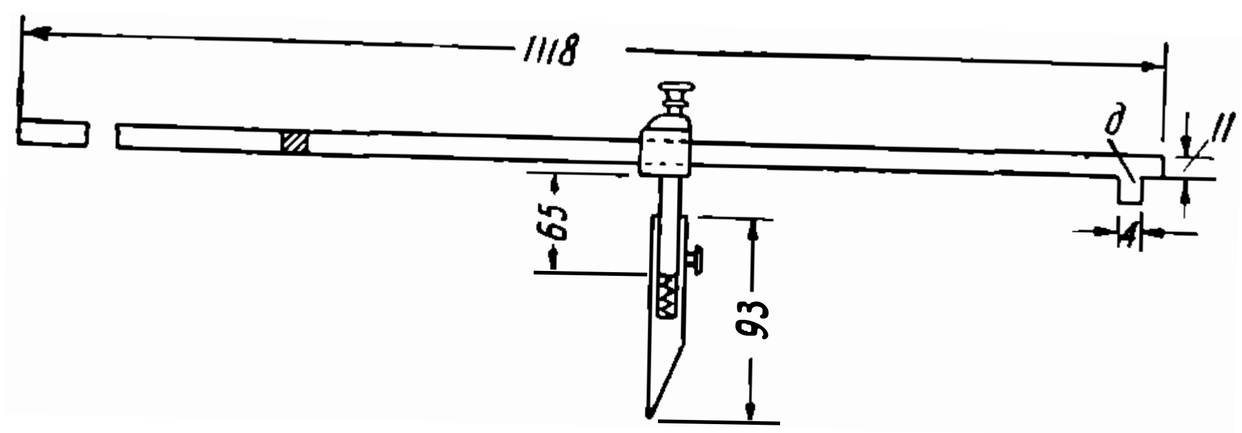
Вычислив вышеуказанные величины, установку золотников и нанесение установочных кернов делают так же, как и для круглых золотников с наружным впуском.

Положив в основу вышеуказанные вычисления, т. Бражник предложил прибор (537а), с помощью которого, не производя вычислений, а переносом раз-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

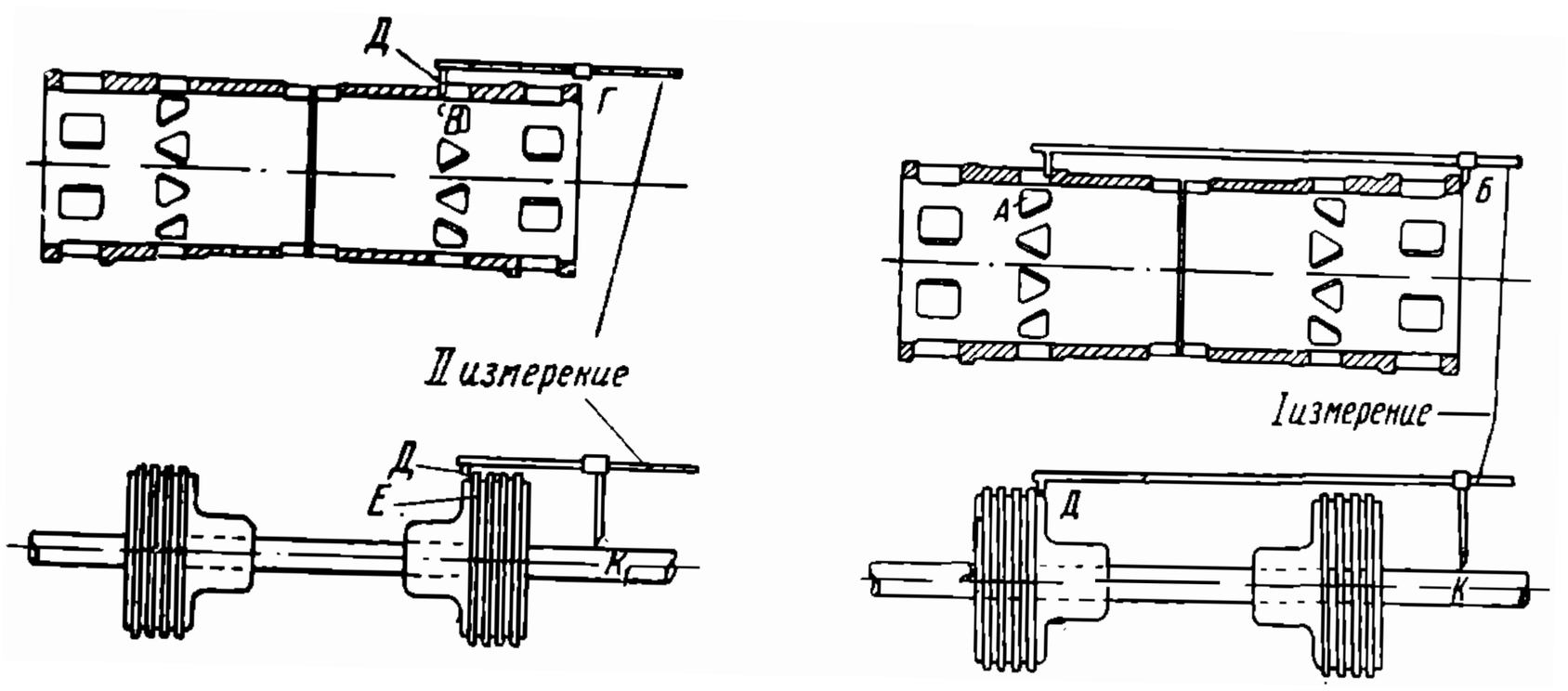
меров с золотниковой втулки на золотниковый шток можно более просто устанавливать золотник для нанесения установочных кернов.

Пользование прибором Бражника для установки золотников заключается в следующем. Измеряют расстояние от передней кромки заднего паровпускного окна и от задней кромки переднего паровпускного окна до передней притирочной плоскости втулки (фиг. 537, б и в), затем переносят вышеуказанные расстояния на передний золотниковый шток с дисками, как показано на чертежах внизу, и в точках K и K_1 ставят керны; в случаях раздвижных золотников при перенесении размеров с втулок золотники должны быть специальным приспособлением раздвинуты в рабочее положение.



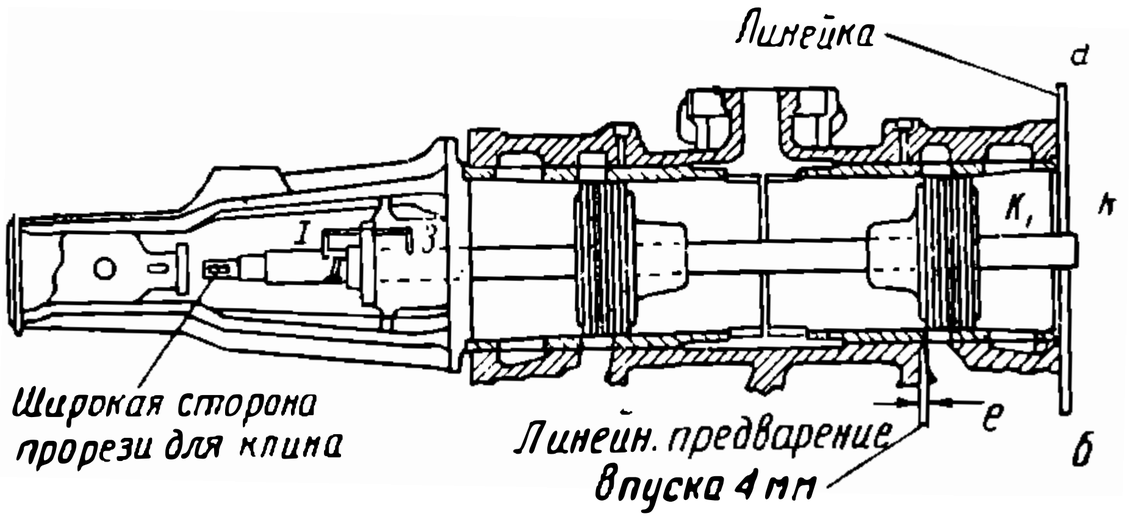
Фиг. 537а.

По постановке кернов приспособление для распора золотников снимают и золотник ставят в цилиндр так, чтобы нанесенные керны поочередно совпадали с гранью линейки *аб*, приложенной к наружной притирочной плоскости золотниковой втулки (фиг. 538), фиксируя каждый раз положение золотников керном на заднем золотниковом штоке от постоянной точки на приливе для сальника с помощью крючка.



Фиг. 537б и в.

Так как ширина выступа *д* прибора (фиг. 537а) равняется линейной величине предварения впуска (например для паровозов серии «Э» равна 4 *мм*), то, как видно из фиг. 537б и 537в, при совпадении кернов K и K_1 с гранью линейки *аб*, приложенной к передней притирочной плоскости втулки, золотник в рабочем состоянии будет находиться в положениях линейного предварения впуска для переднего и заднего паровпускных окон.



Фиг. 538.

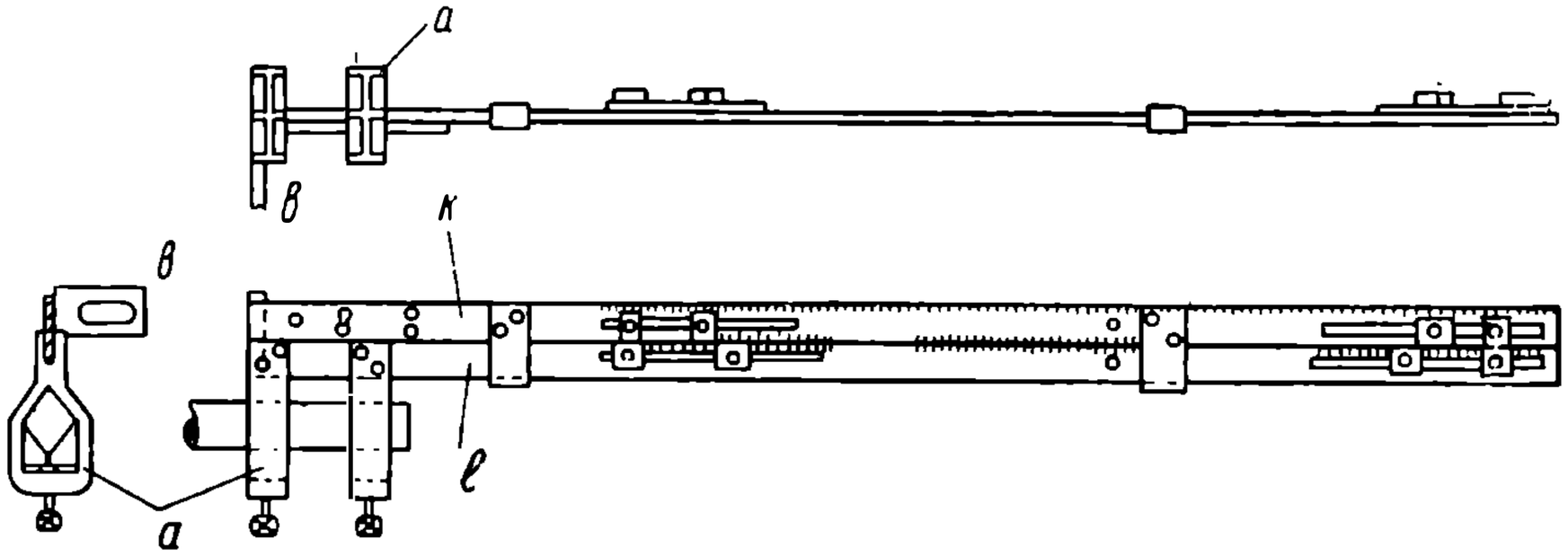
К менее точным приемам для установки золотников с внутренним впуском следует отнести постановку в паровпускные окна через отверстия для байпассов или индикаторных пробок специальных щупов шириной, равной линейному предварению впуска.

Заслуживает внимания быть отмеченным прибор, служащий для отсчетов при установке золотников, фирмы Геншеля (фиг. 538а). Сущность работы с ним за-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ключается в том, что установочных кернов на золотниковом штоке не делают, а пользуются отсчетами на линейках прибора, который служит как для установки золотников, так и для определения предварений впуска и максимальных открытий окон.

Во всех случаях установка прибора состоит в укреплении к шпилькам сальника нижней линейки *l* на золотниковом штоке с помощью хомута *а*, а верхней линейки *К* с помощью угольника *в*.



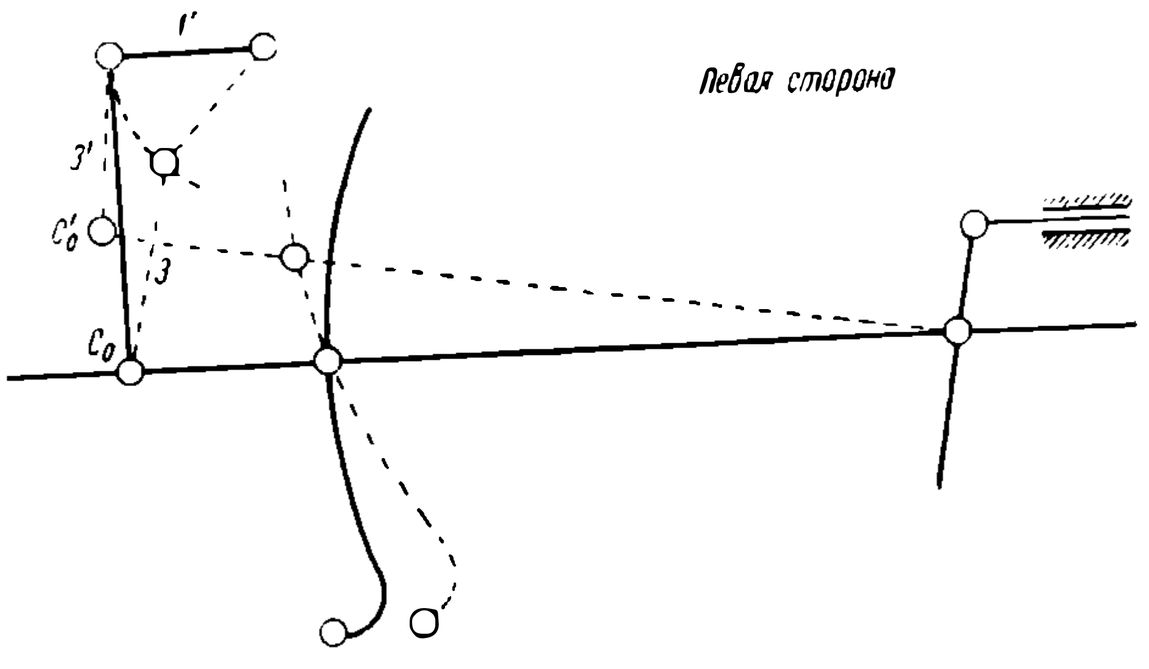
Фиг. 538а.

Установив прибор при мертвых положениях поршня на линейное предварение впуска и буксуя паровоз, мы от движения золотника получим перемещение нижней линейки с указателем, который при различных отсечках покажет нам действительное открытие окон.

§ 3. Проверка подвесок золотниковой тяги

Для возможности качания кулисы от руки, а также во избежание влияния неправильной длины маятника при проверке подвесок золотниковой тяги разъединяют эксцентриковые тяги от кулисы, а маятники от поводков у крейцкопфа.

Поставив рычагом кулисный камень на передний ход, постепенно переводят рычаг к центру, покачивая кулису вручную, и улавливают момент, когда золотник или конец маятника перестанут перемещаться, при этом кулисный камень установится в центре кулисы.



Фиг. 538б.

Правильность установки обеих подвесок паровоза будет в том случае, если кулисные камни обеих сторон паровоза одновременно устанавливаются при переводе реверса в центр качания кулис и при этом ни правый ни левый золотники при покачивании кулис (при соответственном мертвом положении) пе получают перемещения.

Пусть при неправильном положении камня для левой стороны он займет положение, указанное пунктирными линиями на фиг. 538б. Как видно из чертежа, при таком положении длина подвески *3'* будет короче той длины подвески *3*, которая должна быть при установке камня на центр левой стороны.

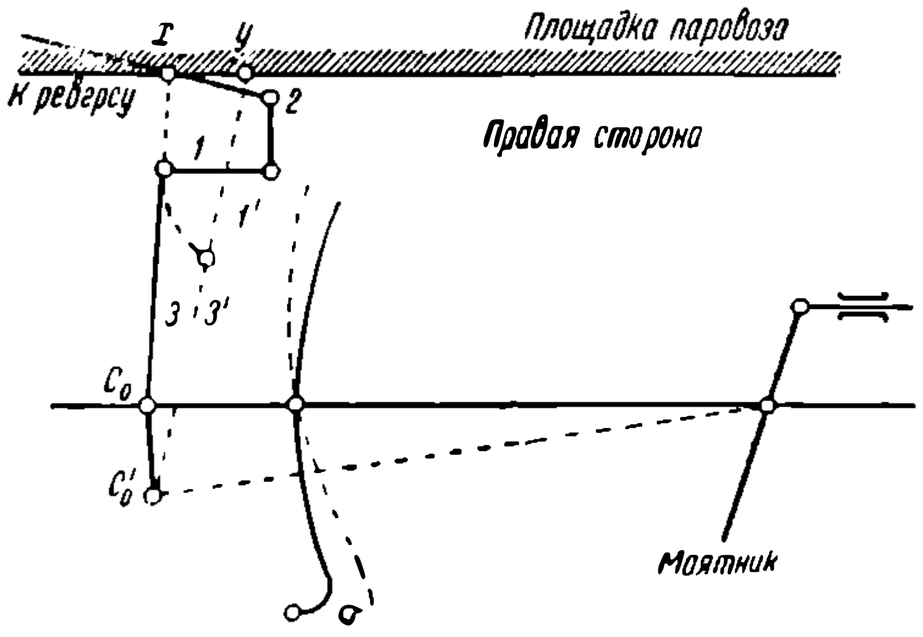
В случае если бы мы попробовали установить камень левой стороны на центр кулисы при длине подвески, равной *3*, то кулисный камень правой стороны ушел

НБ УДУНТ (ДІІТ)

бы от центра и весь механизм занял бы положение, показанное пунктиром на фиг. 538в.

Из вышесказанного необходимо вывести следующие правила для уравнивания подвесок:

1) Принять установленное в центре кулисы положение камня для какой-либо стороны, например правой, за правильное.



Фиг. 538в.

2) Измерить расстояние C_0x от центра валика подвесок до площадки паровоза (фиг. 538в, пунктир).

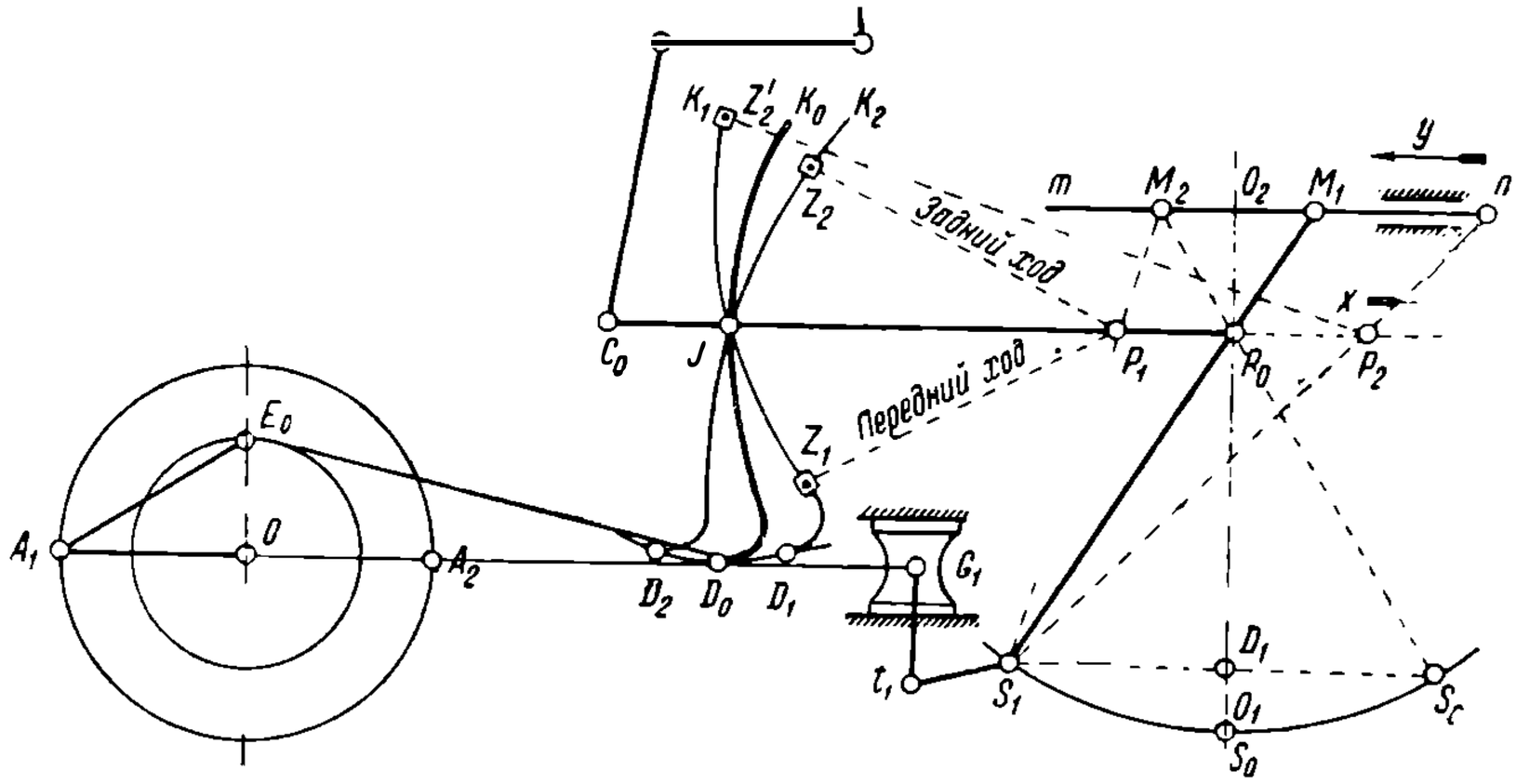
3) Установить кулисный камень левой стороны в центре кулисы (фиг. 538б, сплошные) и измерить опять на правой стороне расстояние уже от нового положения центра валика подвески $C'_0\,y$ до площадки паровоза.

4) Укоротить правую подвеску или удлинить левую на расстояние $C'_0y - C_0x$.

5) Поставить правую подвеску на место и опять проверить положение кулисных камней в центре кулисы для обеих сторон.

§ 4. Проверка кулисной тяги

В основу проверки кулисной тяги положено устройство кулисного механизма Гейзингера при мертвых положениях поршня при любых отсечках давать постоянное открытие паровпускных окон, что в свою очередь повлекло за собой выполнение длины кулисной тяги, равной радиусу кулисы.



Фиг. 538г.

Подготовка паровоза для проверки состоит из: 1) постановки паровоза в положение, при котором кривошип будет занимать одно из мертвых положений, 2) разъединения эксцентриковой тяги от кулисы, 3) укрепления золотников от перемещения перекосом сальника или каким-либо другим способом.

При таком положении проверка золотниковой тяги состоит в переводе рычага на передний ход, а затем на задний ход и наблюдении за кулисой.

Как видно из вышеуказанного свойства, при одной закрепленной точке на правильность кулисной тяги будет указывать неподвижность кулисы при перемещении в ней камня, так как в таком случае длина ее равняется радиусу кулисы.

УДУНТ (ДІІТ)

На фиг. 538г показаны отклонения кулисы от своего среднего положения при разъединенной эксцентриковой тяге в случае неправильной длины кулисной тяги, откуда можно сделать следующий вывод. Если при проверке кулисной тяги верх кулисы при переводе камня от центра вниз в положение Z_1 отклоняется влево в положение K_1, то кулисная тяга коротка, а если вправо, — то длинна.

Величина, на которую необходимо подсадить или удлинить золотниковую тягу, определяется следующим образом: дав золотнику возможность перемещаться, устанавливают кулису в среднее положение и переводят камень от центра кулисы вверх или вниз; при неправильной тяге золотник переместится на величину неправильности, на которую укорачивают или удлиняют тягу.

§ 5. Проверка маятника

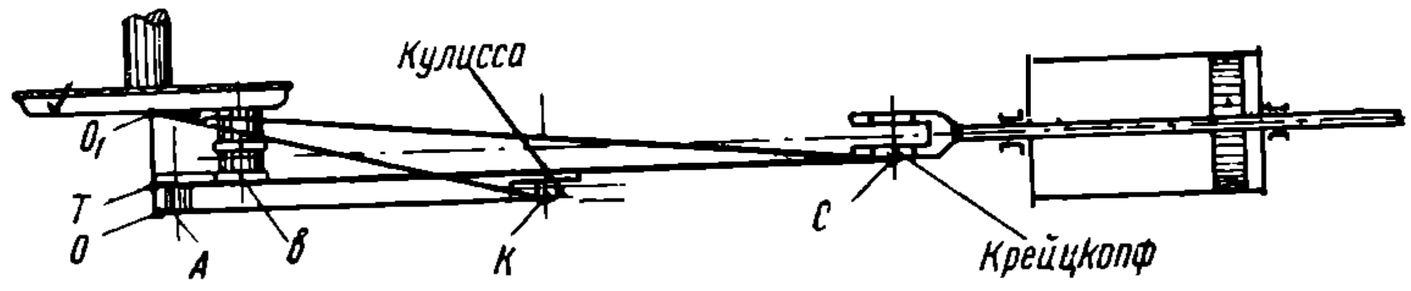
При проверке маятника исходят из того положения, что назначение его в пораспределении сводится к осуществлению линейного предварения впуска при мертвых положениях поршня. Так как кулисный механизм Гейзингера осуществляет равенство линейных предварений впуска для обоих мертвых положений, то, следовательно, и отклонения маятника от среднего своего положения O_2 S_0 (фиг. 538 г) должны быть одинаково равными, т. е. $O_2 M_1 = O_2 M_2$, или, что то же, равны $e+v$, где v — величина линейного предварения впуска, e — величина наружной перекрыши.

Из сказанного следует, что при правильном среднем положении маятника о с ь б у д е т о т в е с н а при горизонтально расположенных цилиндрах. Так как среднему положению маятника соответствует среднее положение крейцкопфа G_1, то при горизонтальном расположении паровых цилиндров проверку маятника делают по отвесу или угловому ватерпасу при среднем положении крейцкопфа.

Проверку положения маятника при наклонных цилиндрах производят по специальному угловому ватерпасу, у которого грань, прикладываемая к оси маятника, скошена с учетом наклона цилиндров для каждой серии паровозов.

§ 6. Определение длины поршневого дышла

Неточности обработки и сборки частей паровоза являются причинами того, что приходится определять длину поршневого дышла вместо выполнения его



Фиг. 539.

равным альбомной длине. Здесь во взаимной связи находятся длина кривошипа, расстояние от центра крейцкопфного валика до середины поршневого диска, расстояние от ведущей оси до средней вертикальной оси цилиндра, точность отливки поршневого диска и цилиндровых крышек.

Для определения размера поршневых дышел существуют два приема: без буксовки и с буксовкой паровоза.

Для сравнения степени совершенства различных методов проверки разберем способы Комеко и Аникеева.

Способ Комеко (фиг. 539) заключается: 1) в измерении штикмасом расстояний O_1C от центра оси до центра крейцкопфного валика на плоскости наружной щеки при среднем положении поршня, 2) в вычислении поправки $П_2$ как разности измерений O_1C и TC.

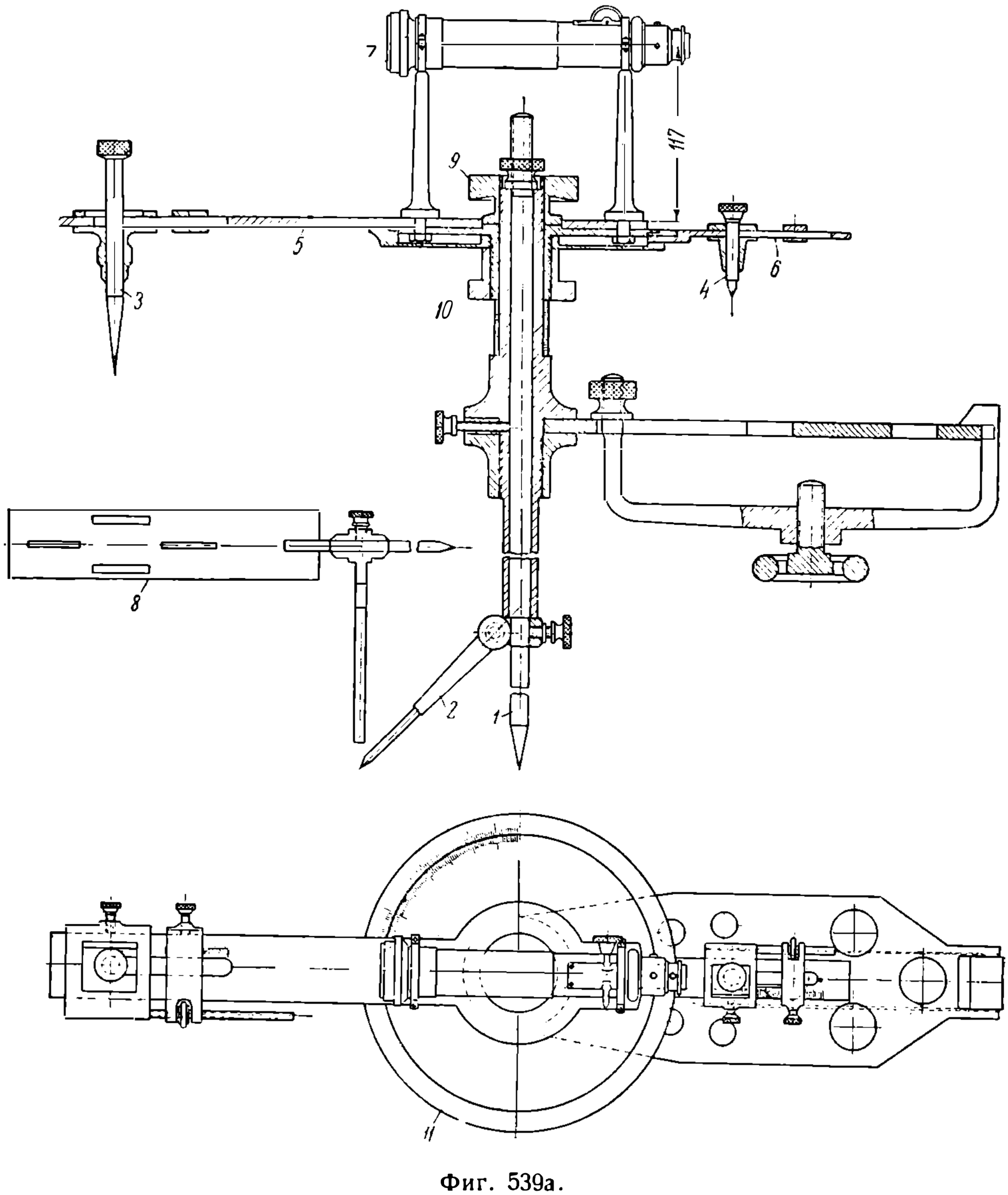
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Величина поправки $П_2$ выражается следующим уравнением:

$$П_2 = O_1C - TC = \sqrt{\overline{TC^2 + TO_1^2}} - TC,$$

где: TC—альбомная длина ведущего дышла;

TO_1—полуразность между расстояниями наружных щек крейцкопфных проушин правой и левой сторон паровоза и длиной ведущей оси, взятых по альбому. Например величина поправки $П_2$, вычисленная для паровозов серии «Э», равняется 21,1 *мм*.



Фиг. 539а.

Отложив снятый размер O_1C на линейке или прямо на оси ведущего дышла и вычитая из него величину поправки $П_2$, мы определяем расстояние между центрами ведущего дышла.

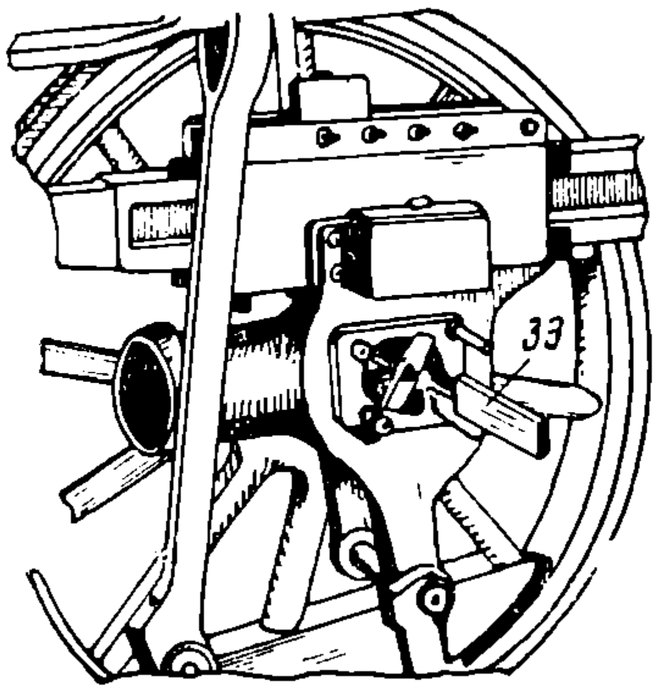
Способ Комеко нельзя отнести к точным приемам, но для допускаемых правилами ремонта отклонений размеров вредных пространств ± 2 *мм* от альбомных размеров вполне приемлем.

Способ определения размеров поршневого дышла прибором Аникеева (фиг. 539а) заключается в следующем:

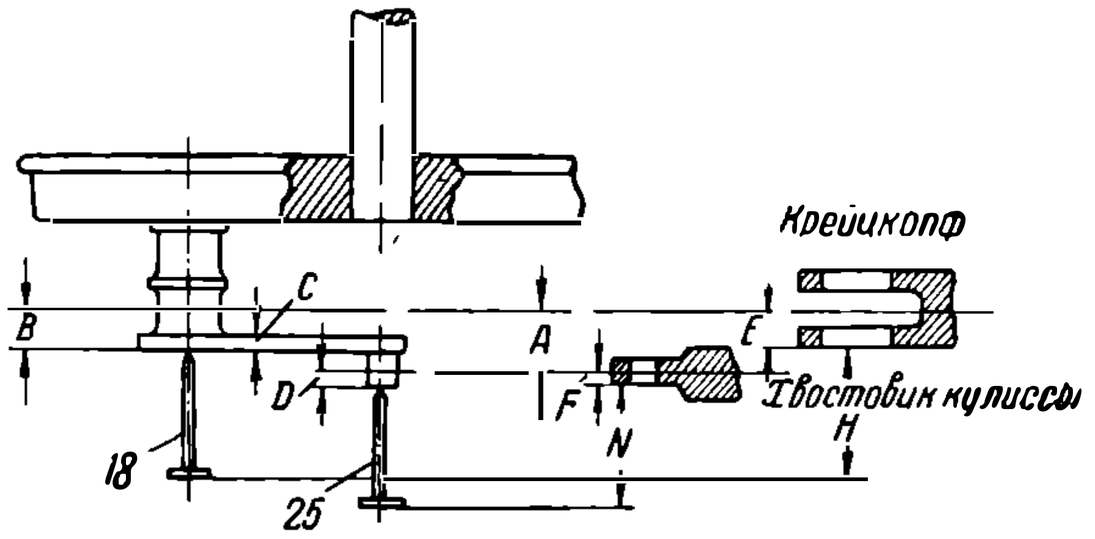
НБ УДУНТ (ДІІТ)

1. Прибор с помощью струбцинки укрепляется к контркривошипу, ножка *1* устанавливается в центр ведущей оси и проверяется ножкой *2*. Затем стержень *3* устанавливается в центр пальца кривошипа, фиксируя таким образом длину последнего.

2. Далее ось стержня *5* устанавливается в мнимое переднее мертвое положение, копируя этим как бы действительное положение пальца кривошипа в мертвом положении.

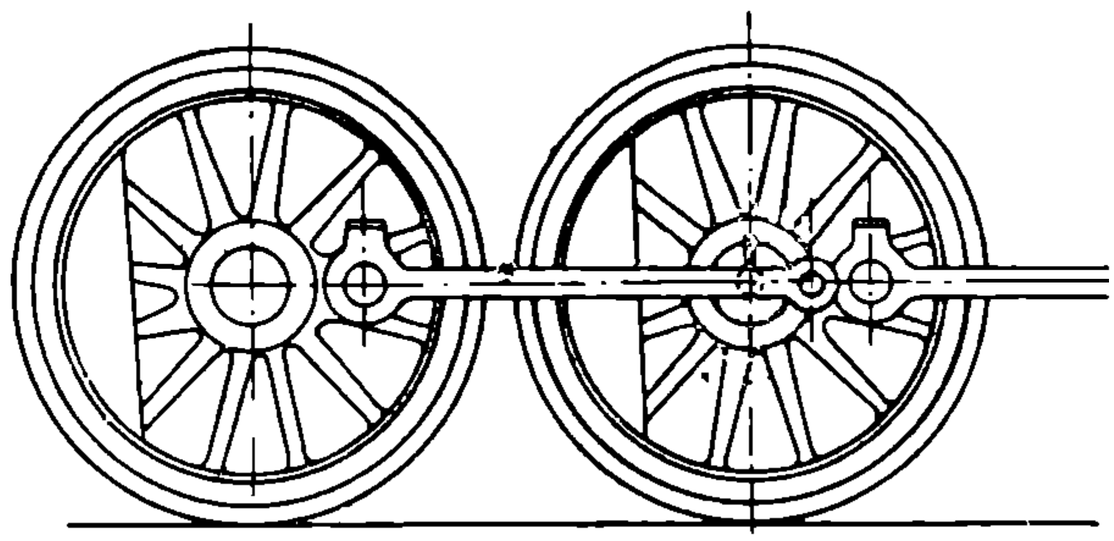


Фиг. 539б.



Фиг. 539в.

3. Крейцкопф устанавливается также в переднее мертвое положение. Одновременное положение центра крейцкопфного валика и центра оси на одной прямой проверяется совпадением точки пересечения проволочных осей в зрительной трубе прибора с средней прорезью на визирной пластинке *33*, установленной в центр крейцкопфного валика (фиг. 539б) (на фиг. 539а визирная пластинка показана под цифрой *8*).



Фиг. 540.

4. Измеряется штикмасом расстояние между центром крейцкопфного валика и центром стержня *3*. Искажение от расположения центров, между которыми делается замер, в различных плоскостях (фиг. 539в) устраняется путем выполнения ножек штикмаса различной длины на разницу смещения плоскостей, указанную в табл. 48.

Таблица 48

Серия паровозов	Альбомные размеры						Смещение плоскости			
							B—E	*D—F*	*H*	*N*
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*I*	*II*	*III*	*IV*
«Э» . .	140	106,5	50.0	75,5	96	30	10	45,5	220	121,5
«Ов» . .	135	104,5	43.0	49 5	81	26	25	23,5	235	99,5
«С» . .	135	70,0	32,5	64,5	91	28	20	35,5	230	112,5
«СУ» .	145	111,0	31.0	77,0	91	28	20	49.0	230	125,0
«К» . .	145	111,0	38,5	75,0	91	26	20	36,0	230	112.0
«Щ» .	153	120,0	45,0	75,0	93.5	29	27	46,0	237	122,0

По выполнении измерения для переднего мертвого положения повторяют таким же способом измерение длины поршневого дышла при заднем мертвом положении крейцкопфа и стержня *3* прибора, поставленного в заднее мертвое положе-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ние. Окончательная длина между центрами поршневого дышла определяется как полусумма измерений при переднем и заднем мертвых положениях поршня.

Наиболее верный способ, изложенный в главе VI и учитывающий совокупность всех неточностей,-—определение длины поршневого дышла буксовкой.

Заслуживает внимания быть отмеченным способ постановки поршня в мертвое положение: по совпадению оси сцепного дышла с центром оси колеса, при условии правильной разметки дышловых подшипников.

Для такой постановки из центра оси наносят на ее торце окружность радиусом, равным половине ширины дышла; при буксовке паровоза на мертвое положение поршня будет указывать касание окружности нижней плоскостью линейки, положенной на сцепное дышло, как указано на фиг. 540.

Вышесказанное справедливо при горизонтальном расположении цилиндров. При наклонном расположении цилиндров окружность на торце необходимо сделать радиусом, равным половине ширины дышла плюс поправка на наклон цилиндра; например при наклоне в $^1/_{25}$ и радиусе кривошипа 350 *мм*—на 350 25 = 14 *мм*, так как при переднем мертвом положении поршня ось сцепных дышел расположится на 14 *мм* выше оси расположения центров, а при заднем мертвом положении — ниже на 14 *мм*.

7. Определение длины эксцентриковой тяги

Обычно при проверке парораспределения практики пытаются определить необходимую длину эксцентриковой тяги при общей буксовке паровоза, когда определяются действительные мертвые положения поршня и длина поршневого дышла.

Вполне естественно в таком случае, что отклонение золотников при мертвых положениях поршней от того положения, которое они должны занимать (открытие паровпускного окна на величину предварения впуска), нельзя приписать определенно влиянию какого-либо одного элемента парораспределения.

Мы знаем из разбора влияния отдельных элементов парораспределения, что отклонение золотника назад может быть от короткой эксцентриковой тяги, от короткой кулисной тяги, от неправильных отклонений маятника, от неравенства углов e_1OK и $bOП$, в общем почти от всех элементов парораспределения. Такое же положение мы имеем и для отклонения золотника вперед; ко всему этому еще необходимо добавить, что буксовкой паровоза будет установлена и неправильность длины поршневого дышла.

При таком положении изменение длины эксцентриковой тяги (как стараются это сделать на практике) не всегда приводит к цели и, изменив подчас ее правильную длину, еще более искажают парораспределение.

Из вышеуказанного положения следует сделать вывод, что при проверке парораспределения должна быть определенная последовательность, заключающаяся в следующем. По нанесении установочных кернов на золотники должны быть определены мертвые положения поршня и длина ведущего дышла, затем проверены подвески кулисной тяги, кулисная тяга и маятник. Устранив недостатки, выявленные предыдущей проверкой и установив золотники при мертвых положениях поршня на предварение впуска, а кулису в среднее положение, необходимо длину эксцентриковой тяги определить измерением расстояния от центра контркривошипа до центра валика для захвата кулисы.

Определить длину эксцентриковой тяги можно различно.

1. При установке пальца кривошипа в мертвые положения—непосредственно измерением штикмасом расстояния между центрами пальца контркривошипа и валика.

Так как положение центров находится в различных плоскостях, то во избежание искажения измерения ножки штикмаса должны иметь разницу в длинах на величину смещения плоскостей (фиг. 539в).

2. С помощью прибора Аникеева, который дает возможность измерить вышеуказанное расстояние не постановкой пальца контркривошипа в положение, соответствующее мертвому положению поршня, а постановкой стержня *4* прибора

НБ УДУНТ (ДІІТ)

(фиг. 539а), играющего роль оси пальца контркривошипа, в положение, соответствующее мертвому положению поршня. Как в том, так и в другом случае длина эксцентриковой тяги, исходя из желания учесть неточности сборки и зазоры, определяется как полусумма измерений, сделанных при обоих положениях поршня.

3. Способом Комеко, который использует свойство кулисы Гейзингера устанавливаться при среднем своем положении так, что эксцентриситет CA (фиг. 540а) перпендикулярен к линии OK, соединяющей центр оси с центром захвата кулисы. По способу Комеко имеем:

$$AK = \sqrt{OK^2 + OA^2}; \tag{424}$$

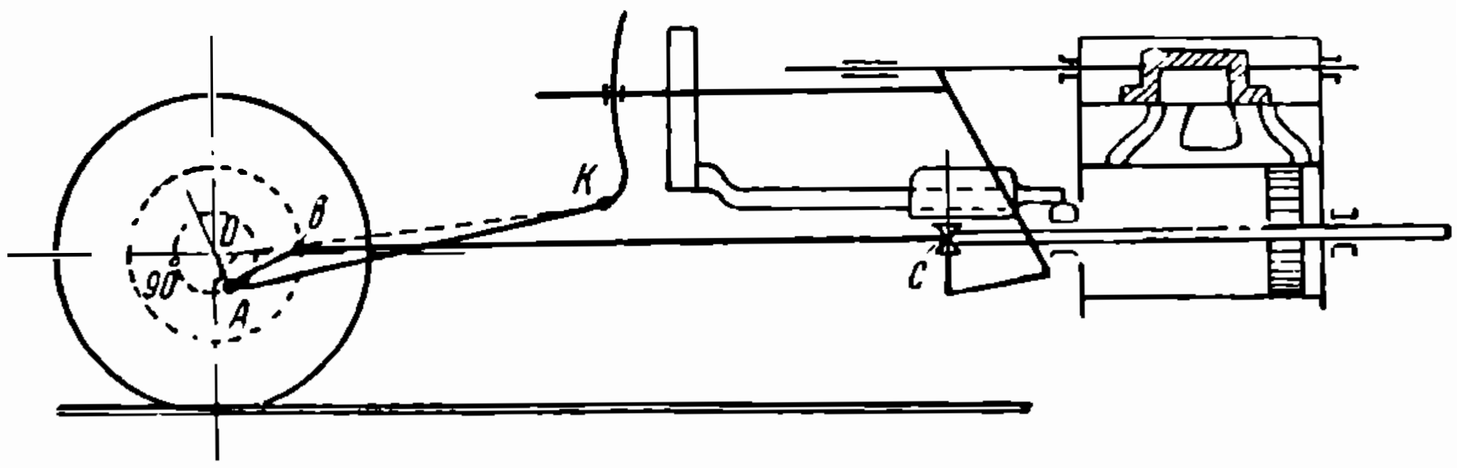
из другой проекции выражение для OK напишется:

$$OK = \sqrt{O_1K^2 + OO_1^2}\cdot \tag{425}$$

Следовательно:

$$AK = \sqrt{O_1K^2 - OO_1^2 + OA^2}\,, \tag{426}$$

где: AK—длина эксцентриковой тяги по альбому паровоза,
OK—расстояние между центром ведущей оси и центром валика захвата кулисы по его наружной плоскости,



Фиг. 540а.

OO—полуразность расстояния между хвостовиками кулис правой и левой сторон (по их наружной поверхности) и длиной ведущей оси, взятых по альбому паровоза,

OA—эксцентриситет кулисного механизма.

Для того чтобы определить длину эксцентриковой тяги, достаточно измерить штикмасом расстояние OK и определить разницу в измерениях OK и AK, которую Комеко дает в виде поправки $П$, т. е.

$$П = O_1K - AK,$$

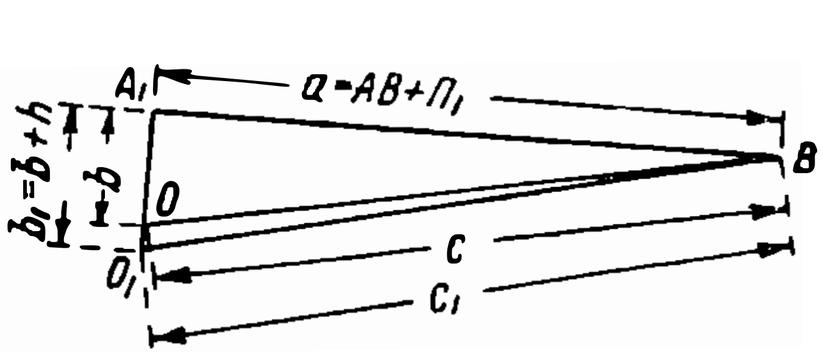
что из предыдущего можно переписать в виде:

$$П_1 = O_1K - AK = \sqrt{OO_1^2 + AK^2 - OA^2} - AK.$$

Величина поправки $П$ например для паровоза серии «Э» после подстановки данных этого паровоза равняется 40,9 *мм*.

Вышеизложенные рассуждения справедливы при расположении оси паровоза на альбомном расстоянии от выреза в раме; при смешении же оси приходится вводить еще одну поправку $П_3$, смысл которой заключается в следующем.

Пусть a—длина эксцентриковой тяги AB плюс поправка $П_1$ (фиг. 541), b—расстояние в вертикальном направлении между центром хвостовика кулисы и линией центров осей, h—величина смещения оси.



Фиг. 541.

Приняв для упрощения подсчетов величину AB равной длине эксцентриковой тяги a, можно при правильном расположении оси в раме написать выражение для расстояния от центра хвостовика кулисы до центра ведущей оси C так:

$$C = \sqrt{a^2 + b^2};$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при смещенном положении выражение для C_1 напишется:

$$C_1 = \sqrt{a^2 + b_1^2},$$

где

$$b_1 = b + h.$$

Следовательно, величина поправки $П_3$ выразится:

$$П_3 = C_1 - C = \sqrt{a + (b + h)^2} - \sqrt{a^2 + b^2}.$$

Если принять величину смещения оси h равной 40 *мм* (что редко бывает) и подставить данные паровоза серии «Э» в формулу для $П_3$, то получим примерно $П_3$ равным 6,6 *мм*.

Следовательно, для того, чтобы определить длину эксцентриковой тяги по способу Комеко, достаточно измерить расстояние OK штикмасом, отложить его на линейке или прямо на оси эксцентриковой тяги и отнять от него величину поправок $П_1$ и $П_3$, предварительно подсчитанных.

Все вышеуказанные способы, не претендуя на абсолютную точность, дают вполне приемлемые результаты для правильной работы парораспределения.

§ 8. Окончательная установка золотников

Несмотря на то, что, казалось бы, при соблюдении последовательности в проверке отдельных звеньев парораспределительного механизма правильность установки золотников обеспечена, нам все же приходится окончательно золотники регулировать. Причиной тому является то, что нами еще не учтено влияние неравенства углов e_1OK и POb (фиг. 535), которое себя проявляет в окончательно собранном положении, и не учтено смещение золотника под влиянием температуры работающего пара. Так как для полного представления о работе паровой машины необходимо иметь ее индикаторную, а в отдельных случаях и эллиптическую диаграмму, то лучше окончательную выверку золотников производить на паровозе в рабочем состоянии и увязывать ее с данными снимаемых диаграмм.

На практике влияние удлинения золотников от нагрева работающим паром обычно учитывают смещением золотников в холодном состоянии на 0,7—1 *мм* назад от установленного положения с помощью регулирующего клина или гаек на золотниковом штоке.

Влияние неравенства углов, как мы выяснили ранее, вызывает например при $\sphericalangle e_1OK > \sphericalangle POb$, что часто бывает при осадке рессор (при мертвых положениях поршня) и при движении камня сверху вниз—отклонение золотника вперед, а при передвижении камня в верхнее положение в кулисе—на ту же величину назад.

При таком положении для переднего хода паровоза, чтобы уравнять линейное предварение, например для внутреннего впуска, необходимо золотник подать назад, а для заднего хода—на ту же величину вперед, чего, конечно, уже нельзя выполнить перемещением золотника клином или гайкой, так как перемещение золотника в какую-либо одну сторону еще больше исказит парораспределение.

В таком случае при незначительном отклонении достигают исправления: поднятием точки подвеса кулисы, регулированием рессор, подкладками под кулисный подшипник, а при значительном—перестановкой кулисного кронштейна, что вызывает поднятие точки b и выравнивание углов e_1OK, POb, которые являлись первопричиной указанных перемещений.

После окончательной установки золотников, имея целью возможность в дальнейшем в эксплуатации при разборке золотников ставить их в правильное положение, на золотниковом кулачке и золотниковом штоке набиваются керны. Расстояние между кернами равняется крючку, равному шаблону длиной в 150 *мм*.

Для проверки мертвых положений поршня на хвостовике параллели и крейцкопфе должны быть выбиты керны для крючка-шаблона, расстояние между которыми—100 *мм*.

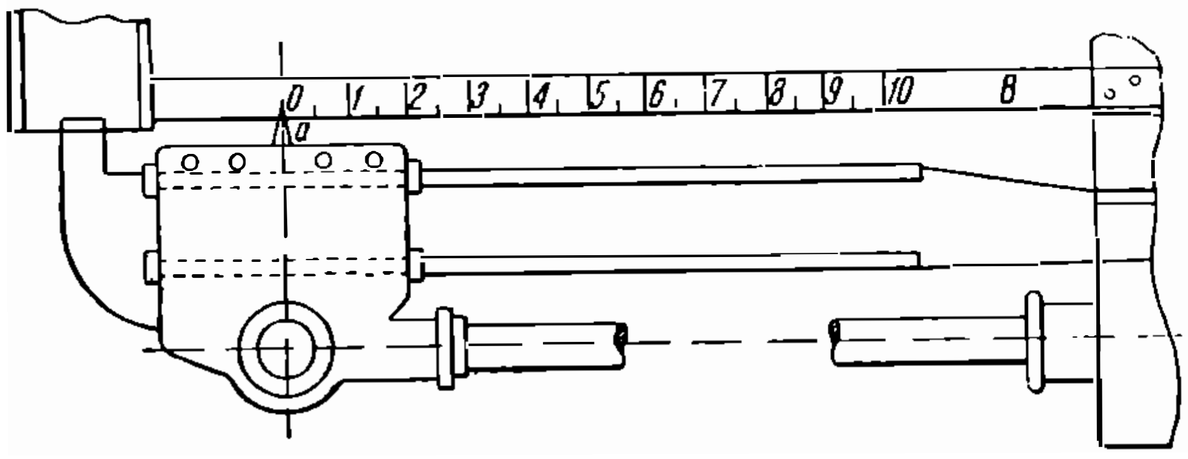
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 9. Разбивка рейки переводного винта

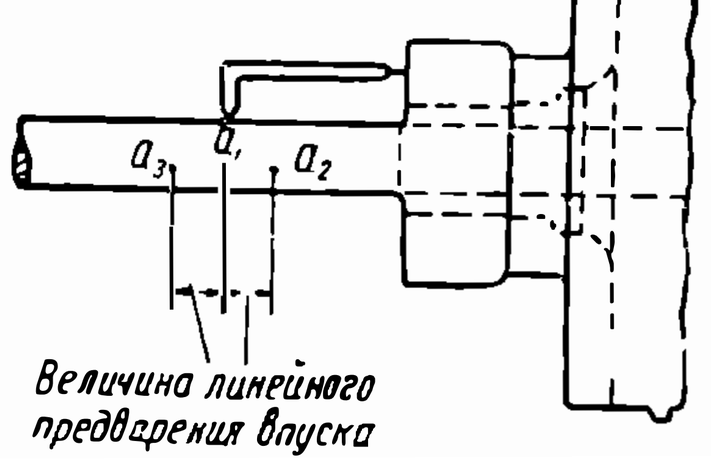
Для разбивки рейки переводного винта или проверки существующих делений на старой рейке золотники должны быть проверены; в случае укрепления станины переводного винта к котлу последний во все время проверки должен быть с паром; на параллели (фиг. 542) должна быть укреплена линейка *B* с разбивкой хода поршня на 10 равных частей и на крейцкопфе должен быть поставлен указатель *a*.

При установке поршня с правой стороны паровоза в заднее мертвое положение (указатель *a* должен совпадать с задним мертвым положением) буксуют паровоз вперед до момента, когда указатель *a* станет против деления *2* линейки. В указанном положении рычаг переводят на передний ход и, постепенно подтягивая к центру, улавливают момент, когда золотник закроет паровпускное окно, т. е. отсечет пар.

Указанное положение золотника находится с помощью установочного крючка, т. е. когда его короткая ножка перейдет при обратном ходе золотника за установочный керн на величину линейного предварения впуска (фиг. 543) и станет при внутреннем впуске в точку a_2, а при наружном—в точку a_3.



Фиг. 542.



Фиг. 543.

Установив такое положение на рейке, делают риску и ставят цифру *2*, что соответствует отсечке *0,2*; затем рычаг переводят на задний ход и, подтягивая к центру, улавливают момент, когда золотник отсечет пар в переднем паровпускном окне, и при таком положении против указателя гайки ставят цифру *7*, что соответствует седьмому зубу работы на задний ход паровоза.

Пробуксовав паровоз вперед до совпадения указателя *a* с третьим делением линейки, точно так же, как и в первом случае, находят моменты отсечки пара на передний и задний ходы, ставят риски, соответствующие отсечке *0,3* на передний ход и *0,6* на задний. Таким образом при продолжении буксовки до совпадения указателя *a* с делением *7* на линейке вперед, а затем точно таким образом от деления *7* до деления *2* назад мы получим для каждого из показаний зуба две риски. Окончательной риской берется средняя между ними, которая для более отчетливого выделения прорезается ножовкой.

Еще более точные результаты для разбивки рейки можно было бы получить, произведя одновременно нанесение рисок и для другой стороны паровоза, установив на ней точно такую же линейку и указатель на крейцкопфе.

При таком положении для каждого положения зуба мы имели бы четыре риски и для окончательного нанесения на рейку брали бы среднюю между ними.

§ 10. Съемка индикаторных и эллиптических диаграмм

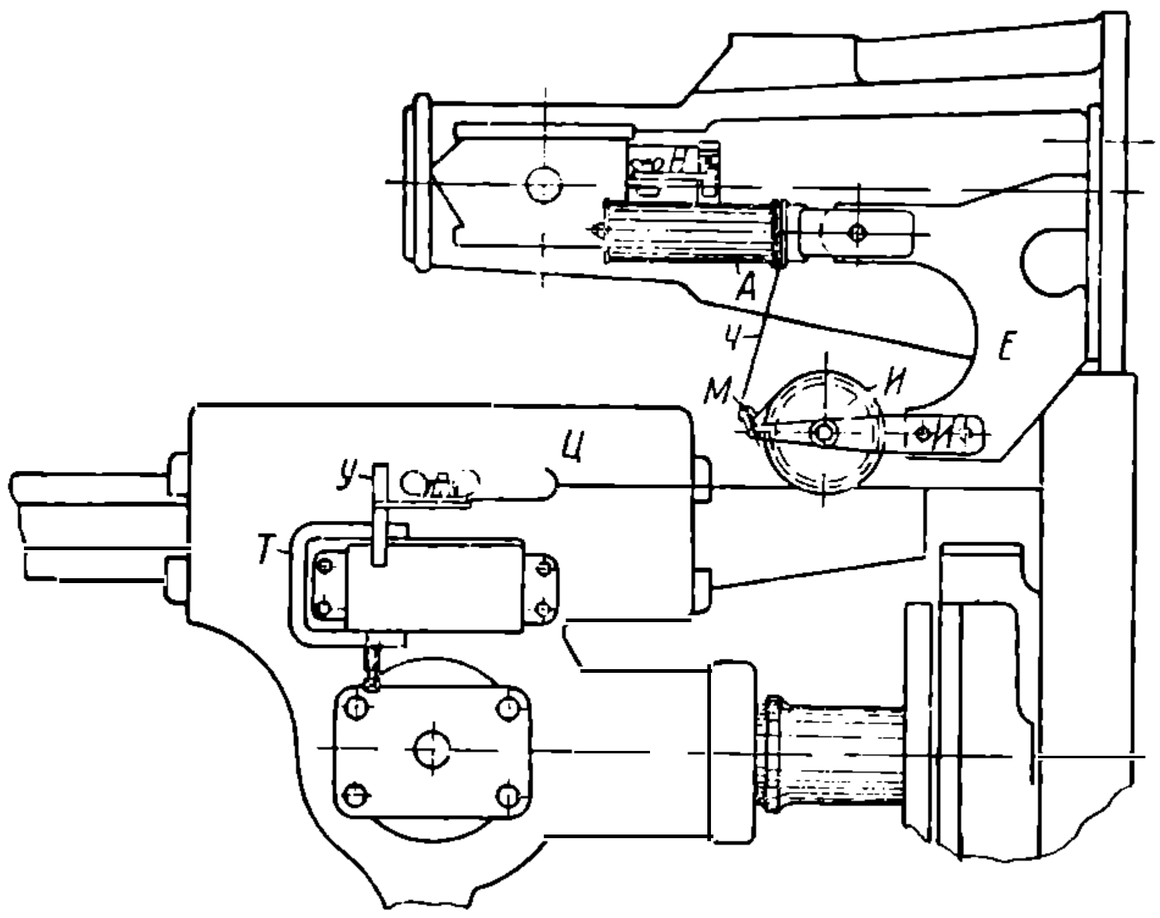
Для полноты картины работы паровой машины паровоза при пробной поездке на паровозах, вышедших из капитального ремонта, должны быть сняты индикаторные диаграммы и приложены к акту приемки паровоза.

Сняв индикаторные диаграммы работы пара с обеих сторон поршня с помощью индикатора, мы имеем возможность сравнить величины предварений впуска по высоте линий впуска, величины наполнений по длине линий впуска, равенство

НБ УДУНТ (ДІІТ)

отсечек по расстоянию конца линии впуска от вертикальных линий, проходящих через начало диаграммы, и, наконец, равенство вредных пространств по высоте линий сжатия.

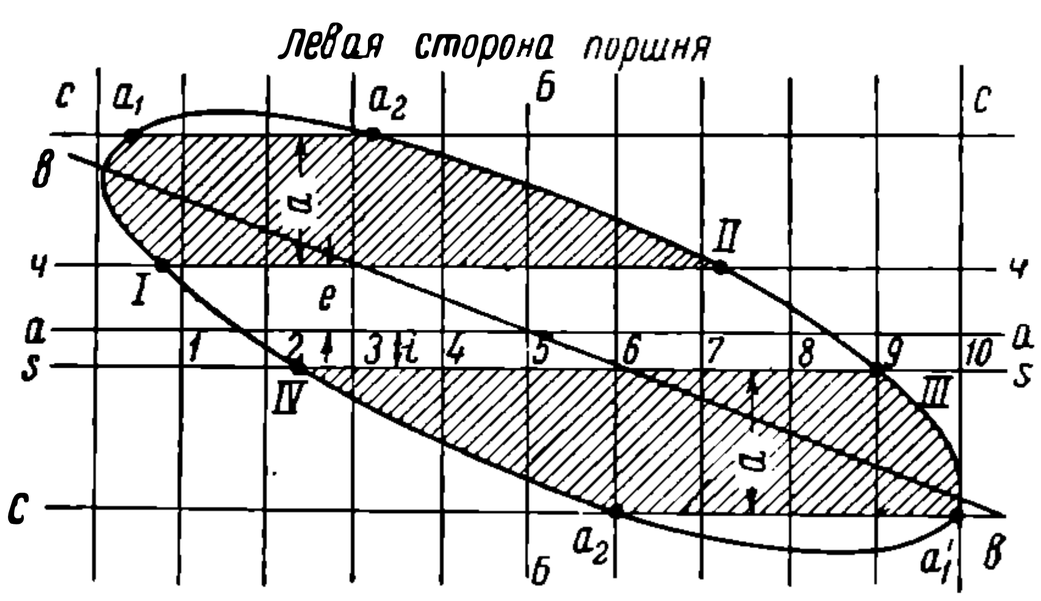
При сравнении данных индикаторных диаграмм с альбомной таблицей элементов парораспределения разница не должна выходить за пределы 5%, а площади индикаторных диаграмм, измеренные планиметром, в целях уравнения работ с обеих сторон поршня не должны разниться более как на 3%.



Фиг. 543а.

Так как по действительным индикаторным диаграммам не имеется возможности точно определить отдельные фазы парораспределения, а некоторых, как например открытия окон, индикаторная диаграмма не дает совсем, то в отдельных случаях по выпуске паровоза из ремонта имеется необходимость в получении эллиптической диаграммы (Шорха). Эллиптическую диаграмму можно получить с помощью специального прибора—эллипсографа или построением при наличии величины открытий окон, снятых с натуры при буксовке паровоза.

Эллипсограф состоит из барабана *А* (фиг. 543а), подвешенного на кронштейне *Е*. Укрепив кронштейн *Е* к шпилькам золотниковой коробки и соединив блок барабана шнуром **ч** с крейцкопфом через передаточные блоки *М* и *И*, мы, перемещая крейцкопф, будем вращать барабан, отражая ход поршня в уменьшенном масштабе. Если при одновременном вращении барабана дать возможность карандашу, укрепленному к золотниковому кулачку, отражать поступательное движение золотника на бумаге, навернутой на барабан, то, как известно, карандаш опишет эллипс.



Фиг. 543б.

Подготовительной работой для съемки эллиптической диаграммы (фиг. 543б) является прочерчивание на бумаге, навернутой на барабан, осей *ББ*, *аа* и *вв*

1. Для этого буксуют паровоз и устанавливают его в положение, при котором поршень станет на середине своего хода, тогда переводят реверс на передний и задний ходы; от движения золотника карандаш прочертит вертикальную линию *ББ*.

2. При постановке реверса на нуль потягивают за шнур прибора рукой, тогда карандаш прочертит на поворачивающемся барабане горизонтальную ось *аа*.

3. Во время буксовки паровоза на оборот колеса при положении реверса на нуле карандаш опишет наклонную ось *вв*.

Пересечение всех трех осей в одной точке будет служить контролем правильности сборки паровоза и работы эллипсографа.

Подготовив таким образом съемку, ставят реверс на ту отсечку, при которой хотят получить картину парораспределения, и еще раз пробуксовывают паровоз, вследствие чего карандаш опишет эллипс. Обыкновенно снимают эллиптические диаграммы при рабочих отсечках, которые считают для машин простого действия

НБ УДУНТ (ДІІТ)

0,3, а для компаунд—0,5. Получив эллиптическую диаграмму, имеем полную возможность видеть недостатки парораспределения и принять меры к их устранению.

Кроме того, эллиптическая диаграмма дает возможность получить необходимые данные для занесения в контрольную карточку по проверке парораспределения, т. е. установить величину наполнения, степень сжатия и предварения выпуска в процентах от хода поршня, а также и линейные величины предварения впуска и наибольшего открытия паровпускного окна.

В тех случаях, когда не имеется возможности по каким-либо причинам снять эллиптическую диаграмму эллипсографом, она может быть построена по данным открытия окон, снятых с натуры при буксовке паровоза, с помощью прибора Геншеля.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

ЭКИПАЖ ПАРОВОЗА

ГЛАВА I

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО ЧАСТЕЙ ЭКИПАЖА

§ 1. Роль и назначение экипажа

Экипажная часть паровоза является «подвижным фундаментом» котла паровоза. Основной частью экипажа являются рама и колесные пары. На раме размещается котел со всеми его деталями, к раме крепятся цилиндры и другие части паровой машины, в вырезах рамы размещаются буксы и движущие паровоз колесные пары. К раме паровоза, наконец, присоединен тендер и, следовательно, идущий за ним состав вагонов.

От прочности и жесткости рамы зависит во многом безаварийная работа паровоза. Прочная и жесткая рама, имеющая малые деформации при движении паровоза, обусловливает отсутствие перекосов в частях правильно собранной паровой машины, обеспечивает уменьшение ремонта ответственных частей паровоза.

Ходовые части экипажа — колесные пары с буксами и тележки — обеспечивают безопасное передвижение паровоза с наибольшими скоростями по жел.-дор. пути — как по прямым участкам пути, так и по кривым и стрелочным переводам. Для возможности свободного прохода по кривым как тележки, так и некоторые движущие колесные пары имеют боковое перемещение.

Путь, по которому движется паровоз, не представляет собой идеальной прямой (неровности стыков, износ рельсов, упругие деформации пути) и, кроме того, сам паровоз не является вполне уравновешенной машиной, так как два цилиндра, расположенные с боков рам с конечной длиной ведущего дышла, обусловливают наличие динамических возмущений паровоза. Поэтому р е с с о р ы паровоза также имеют очень большое значение для достижения безопасной работы паровоза. Рессорное подвешивание уменьшает как динамическое воздействие паровоза на путь, так и обратно — пути на паровоз.

§ 2. Составные части экипажа

Экипаж составляется из нескольких больших групп ответственных деталей. На фиг. 4 (том I) видно общее устройство экипажа паровоза серии «Э^{м}». На фиг. 544 показан экипаж паровоза серии «ФД».

Рама имеет целый ряд разнотипных междурамных скреплений, обеспечивающих ее жесткость. Листовые рамы наших старых паровозов имеют особые буксовые направляющие, привернутые к рамам у буксовых рамных вырезов. По мере износа буксовых направляющих и сопряженных с ними поверхностей букс необходимо подтягивать клин, расположенный у одной из направляющих.

В передней части рамы устанавливается буферный брус, сзади — стяжной ящик для сцепления паровоза с тендером. На раме устанавливаются и опоры парового котла.

Снизу буксовых вырезов на раме надежно укрепляются буксовые струнки, «восстанавливающие» необходимую прочность рамного полотна, ослабленного буксовым вырезом.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Брусковые рамы мощного паровоза, о которых подробно сказано ниже, для упрощения процесса изготовления полотен рамы выполняются обычно не во всю длину паровоза, а заканчиваются сзади последней движущей колесной пары и далее наращиваются рамным хвостовиком, проходящим над задними поддерживающими колесными парами.

Колесные пары паровоза разделяются на движущие, бегунковые (передние) и поддерживающие (задние). Колесная пара составляется осью, двумя колесными центрами (с противовесами у движущих колесных пар), двумя бандажами с заводными кольцами и пальцами (последние, естественно, имеются только у движущих колесных пар).

Все расстояние от оси первой колесной пары паровоза до последней—называется полной или общей базой паровоза. Расстояние от передней до задней оси движущих колесных пар называется базой движущих колес.

Для облегчения прохода паровоза по кривым некоторые движущие колесные пары, как упомянуто, имеют поперечные перемещения под паровозом, некоторые делаются с бандажами без реборд. Но две движущие колесные пары делают обычно жестко поставленными под паровозом, могущими только вращаться. При проходе по кривым эти две колесные пары часто определяют положение экипажа на рельсовой колее. Расстояние между осями жестко поставленных движущих колесных пар называется жесткой базой паровоза. В виде примера рассмотрим паровозы серий «Э», «ФД», «СУ» и «ИС».

У паровоза серии «Э» первая ось — жесткая, вторая имеет поперечное перемещение, третья (ведущая) — безребордная, четвертая — жесткая, пятая — имеет поперечное перемещение. Жесткая база — расстояние между осями первой и четвертой колесных пар (4320 *мм*).

У паровоза серии «ФД» бегунок и первая движущая колесная пара имеют боковое перемещение, вторая — жесткая, третья (ведущая) — безребордная, четвертая — жесткая, пятая и поддерживающая имеют боковое перемещение. Жесткая база — расстояние между 2-й и 4-й осями (3250 *мм*).

У паровоза серии «СУ» бегунок и передняя движущая колесная пара имеют боковое перемещение, вторая — движущая (ведущая) и третья — жесткие, поддерживающая имеет боковое перемещение. Жесткая база — 1925 *мм*.

У паровоза серии «ИС» бегунок и передняя движущая колесная пара имеют боковое перемещение, вторая движущая — жесткая, третья (ведущая) — безребордная, четвертая — жесткая, две поддерживающих имеют боковое перемещение. Жесткая база — 3900 *мм*.

Буксы представляют собой стальные коробки с бортами, охватывающими раму или буксовые направляющие. Буксы имеют подшипники для осевых шеек и оборудуются теми или иными устройствами для смазки.

Рессорное подвешивание в основном составляется рессорами (листовыми, частью спиральными — у ряда паровозов) и рессорными балансирами, выравнивающими нагрузки отдельных колес и частично передающими толчки, испытываемые данной колесной парой, — соседним колесным парам (последнее уменьшает воздействие неровностей пути на паровоз). Рессоры и балансиры соединяютса вертикальными рессорными подвесками.

Тележки являются необходимой частью экипажа каждого пассажирского паровоза и современного крупного товарного паровоза. У этих паровозов вес котла не может быть размещен на движущих колесных парах; излишек веса и воспринимается тележками. Попутно с этим передние тележки имеют и другое назначение — облегчить работу движущих колесных пар по повертыванию паровоза в кривой. Наконец, передняя тележка как бы подготовляет путь к восприятию больших нагрузок движущих колесных пар.

Для обеспечения прохода по кривым тележки, как мы уже знаем, имеют б о к о в о е перемещение. Для обеспечения же безопасности движения и для уменьшения угла набегания колеса на рельс (угол между плоскостью колеса и касательной к кривому рельсу в точке соприкосновения колеса с рельсом) тележки имеют возможность и повертываться вокруг вертикальной оси.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для облегчения работы жестко поставленных движущих колесных пар по повертыванию паровоза в кривых тележки всегда снабжаются возвращающим прибором, назначение которого — центрировать тележку под паровозом. Выходя из среднего положения при проходе кривой, передняя тележка, за счет своего возвращающего прибора, создает горизонтальное усилие, направленное внутрь кривой и облегчающее повертывание паровоза в кривой.

ГЛАВА II

РАМА ПАРОВОЗА И ЕЕ ЧАСТИ

§ 1. Типы рам

Типов рам насчитывается несколько. Наиболее распространенными на наших старых паровозах являются листовые рамы, составленные из сравнительно тонких прокатных листов с большим количеством вертикальных и горизонтальных междурамных скреплений.

Если наиболее характерными для старых русских и всех западно-европейских паровозов являются листовые рамы, то самостоятельно развивавшееся паровозостроение в США уже давно ориентировалось на толстые брусковые рамы, толщина которых в среднем в 3—4 раза больше, чем листовых.

Брусковые рамы, как мы увидим в дальнейшем, имеют целый ряд преимуществ перед листовыми, в особенности для мощных паровозов. Наши мощные паровозы серий «ФД» и «ИС» имеют брусковые рамы толщиной 125 *мм*. Достоинства брусковых рам побудили немцев и отчасти англичан также заимствовать опыт США и перейти на применение брусковых рам для части своих новых паровозов. Мы пока применяем катаные полотнища брусковых рам (углеродистая сталь марки Ст.-5 и Ст.-5 повыш.), в США полотнища льют из стали, обычно легированной (с присадком 0,2—0,25% ванадия, иногда — никеля). Литые рамы имеют меньшую стоимость, значительно меньший процент отходов. Для сокращения расхода толстого проката Ворошиловградский завод переходит на выпуск паровозов серий „ФД“ и „ИС“ с литыми брусковыми рамами.

Получившая чрезвычайно большое развитие американская фасонно-литейная техника обусловила настойчивое стремление американцев перейти на изготовление цельнолитых «интегральных» рам, отливающихся за одно целое с цилиндрами и всеми междурамными скреплениями. Один из американских заводов освоил такое сложнейшее литье, обещающее очень многое в деле улучшения работы паровоза.

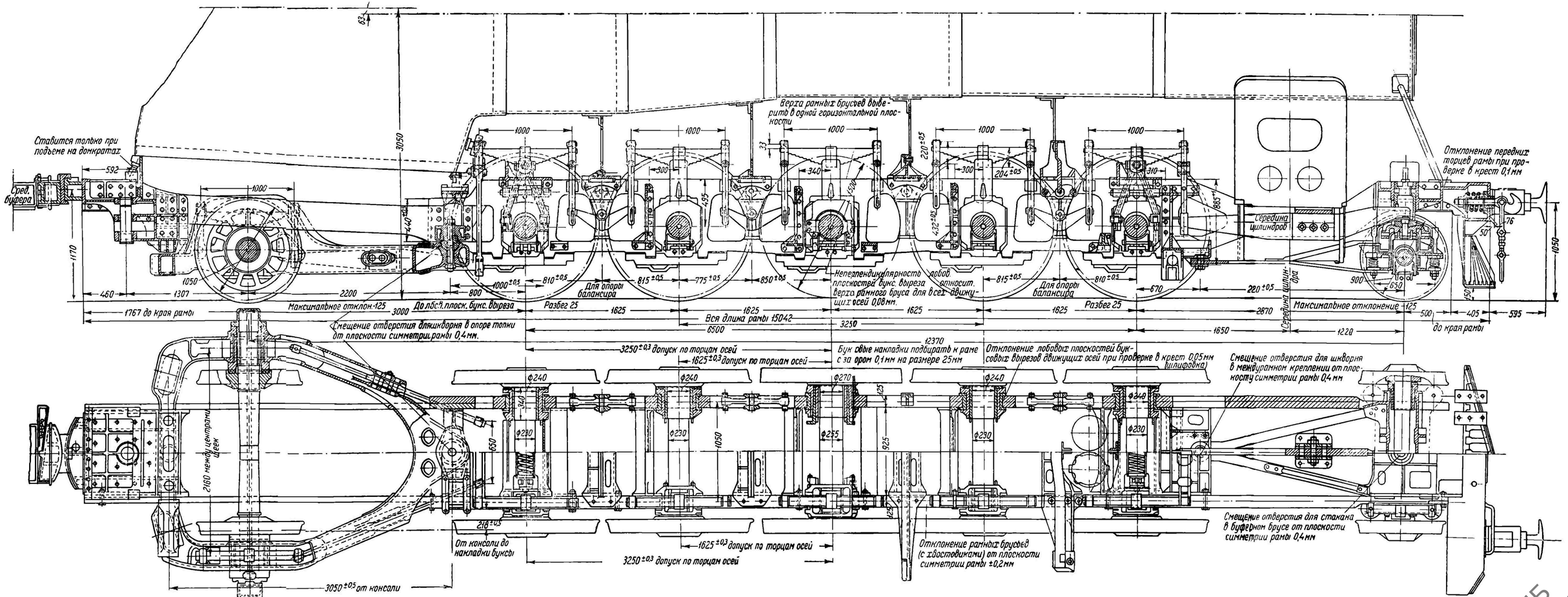
§ 2. Листовые рамы

Листовые рамы представляют собой широкие полотнища прокатной стали толщиной 28—33 *мм*. Материал, из которого изготовляют листовые рамы, — Ст.-3. Применить более твердый и крепкий материал невозможно из-за крайней неравномерности распределения напряжений в полотне рамы, в особенности в участках над буксовыми вырезами (при изгибе рамы в вертикальной плоскости). Наблюдающиеся иногда трещины в листовых рамах, как правило, располагаются в верхних углах буксовых вырезов, где значения разрывающих усилий — наибольшие. Конечно, внимательным наблюдением и регулярным подтягиванием болтов струнок, соблюдением правил подъемки паровоза на домкратах при ремонте можно и должно добиться исключения случаев разрывов рам над буксовыми вырезами.

Высота листа рамы (ширина рамного листа) у наших старых паровозов с такими рамами достигает 1—1,1 *м* (серии «Э» и «$С^{У}$») и в наиболее крупных паровозах с такими рамами даже 1,2 *м* (серия «М»). Длина листовых рам достигает 11—13 *м* (серия «$Э^{м}$» — 10 854 *м*, «$С^{У}$» — 12 830 *м*).

Лист рамы имеет ряд вырезов для осевых букс, небольшие окна частью для облегчения, частью для удобства доступа для осмотра и смазки частей, размещенных между рамами (шарниры рессорного подвешивания). В передней части

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Заказ № 18843

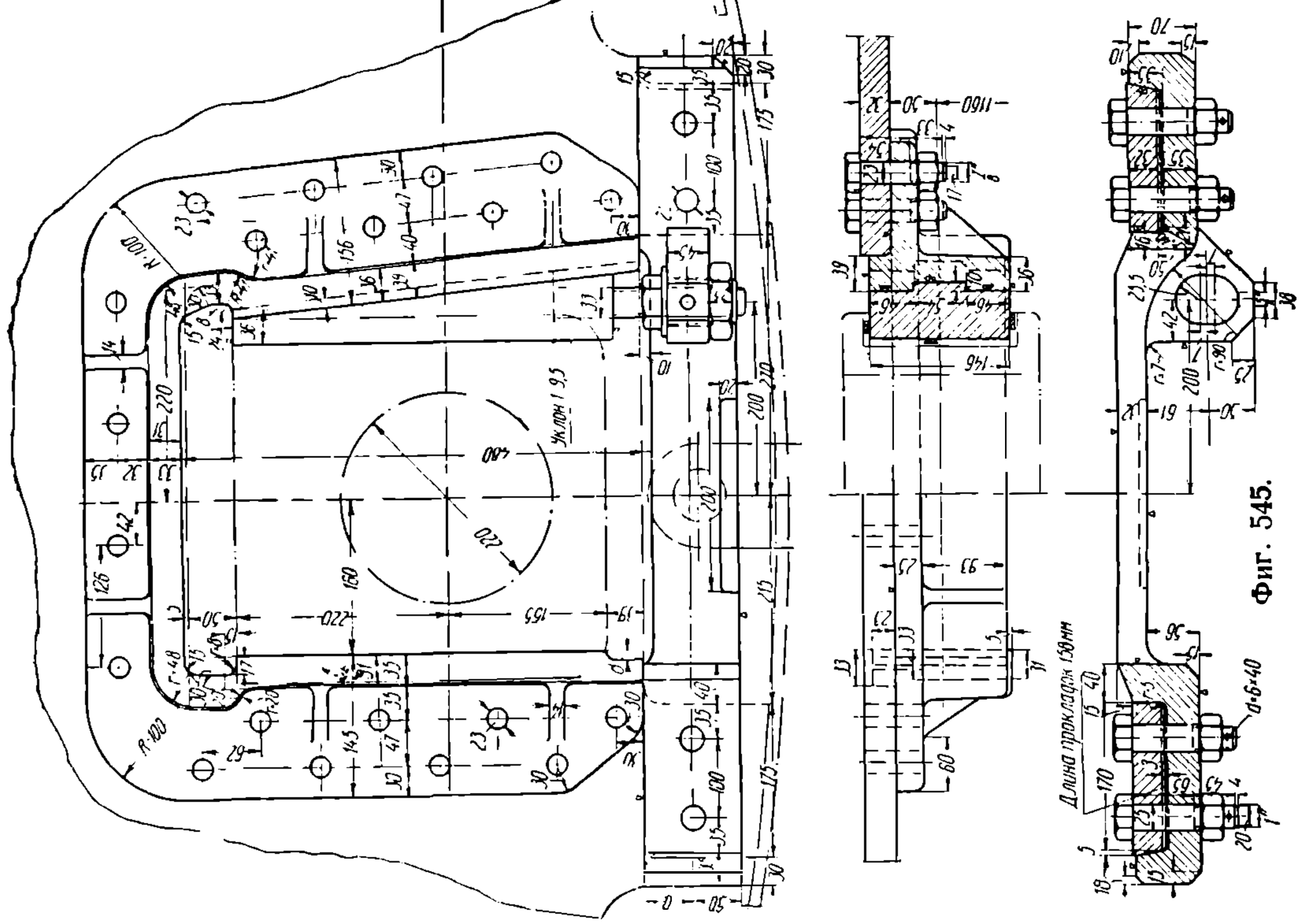
Фиг. 544.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

листа — в том месте, где приваливаются цилиндры, делаются вырезы в раме для размещения цилиндровых клиньев.

Одним из существенных недостатков тонких листовых рам является совершенно незначительная их собственная жесткость в горизонтальной плоскости, заставляющая устанавливать большое количество междурамных скреплений.

Наряду с большим количеством вертикальных междурамных скреплений при листовых рамах совершенно необходимыми оказываются и горизонтальные междурамные скрепления, и в итоге мы получаем крайне трудоемкую и длительную узловую сборку рам: междурамные скрепления должны быть не только укреплены к раме,



Фиг. 545.

но своими смежными полками должны быть сболчены и между собой (фиг. 4, том. I).

Жесткость листовых рам невелика; упругие деформации рамы обусловливают склонность гаек рамных болтов к ослаблению. Поэтому в эксплуатации паровоза необходимо регулярно проверять затяжку гаек всех болтов.

Листовые рамы всегда имеют буксовые направляющие. Эти детали у старых маломощных паровозов представляют собой два литых уголка, привернутых с боков буксового выреза и служащих для обеспечения хорошего направления для букс при их игре в вертикальной плоскости. Для того чтобы противостоять большим горизонтальным продольным усилиям от работы пара в цилиндрах, эти опорные плоскости должны быть достаточно широки — 90 — 120 *мм*. Одна из направляющих устанавливается под небольшим углом к вертикали

НБ УДУНТ (ДІІТ)

(уклон $^1/_8$—$^1/_{12}$) для постановки клина. Такие два уголка — направляющие — называются о т к р ы т ы м и буксовыми направляющими.

Более современные паровозы с их относительно большими горизонтальными продольными усилиями и тяжело нагруженными листовыми рамами имеют так называемые з а к р ы т ы е буксовые направляющие, изготовленные в виде цельной отливки П-образной формы. Эта конструкция значительно лучше старинных и употребляется на всех паровозах, в том числе и последних выпусков (с листовыми рамами). На фиг. 545 показаны буксовые направляющие и струнки паровоза серии «Э^У».

В нижней части буксового выреза рамы у последней делаются небольшие шипы, к которым крепится буксовая струнка (материал — Ст.-3 или Стл.-1), называемая также подбуксовой связью. Для получения возможно более надежной работы такой струнки последняя ставится «под краску» к своим опорным поверхностям и должна быть прижата ко всем четырем боковым поверхностям шипов рамы, причем совершенно необходимой является клиновидная форма шипов, на которые струнка ставится с натягом.

§ 3. Брусковые рамы

Брусковые рамы имеют толщину 114 — 156 *мм*. Наименьшую толщину имеют они у паровозов серии «Е» — 114 *мм*; паровозы серий «ФД» и «ИС» имеют раму толщиной, как указано, 125 *мм*, паровозы серий «Т^А», «Т^Б» — 140 *мм*; у крупнейших американских паровозов брусковые рамы имеют толщину до 156 *мм*.

Что касается в ы с о т ы брусковой рамы, т. е. ширины одного полотна, то последняя делается значительно меньшей, чем у листовых рам. Здесь большая толщина рамы позволяет частично уменьшить ее высоту. Прочность брусковой рамы больше, чем листовой, уже потому, что имеется возможность очень надежной постановки струнок; брусковая рама и струнки в действительных условиях работают, как цельная монолитная ферма, примерно одной и той же высоты на всем протяжении наиболее нагруженных ее участков.

Но, с другой стороны, недостаточно развитая высота брусковой рамы влечет за собой несколько меньшую жесткость ее в в е р т и к а л ь н о й плоскости. Поэтому при брусковых рамах необходимым является целый ряд промежуточных опор котла, позволяющих включать в систему рамы и паровой котел. Котел в этом случае рассматривается как балка, усиливающая раму.

Брусковые рамы требуют значительно большей станочной обработки контура на долбежнофрезерном станке. Вместо шести-восьми штук листовых рам одновременно обрабатывается только пара рамных полотен брускового типа. Обрабатываться должны и боковые плоскости брусковых рам. Боковые поверхности рам должны обрабатываться для получения совершенно правильной п л о с к о й боковой поверхности. Иначе сборка креплений будет затруднительной и, главное, ненадежной. Если листовые рамы имеют незначительную собственную жесткость в горизонтальном направлении и без перегрузки рамных болтов притягиваются к фланцам любого скрепления, — большая жесткость брусковых рам уже при незначительной неточности обработки скреплений не позволит собрать такую раму без большой перегрузки рамных болтов. Строжка боковых плоскостей позволяет получить очень надежную в работе раму, так как строганые фланцы креплений приваливаются к строганой же поверхности рамы.

Брусковая рама имеет целый ряд серьезных преимуществ перед листовой.

Во-первых, большая толщина рамы позволяет применить на паровозе блочные цилиндры со всеми их уже известными нам преимуществами перед старыми типами цилиндров. Это — важнейшее достоинство брусковых рам.

Во-вторых, большая жесткость брусковых рам в горизонтальной плоскости обусловливает возможность уменьшения количества междурамных скреплений и, кроме того, облегчения их. Такое сокращение числа креплений и упрощение их конструкции в основном компенсируют большее количество станочной обработки самих полотен рамы. Но качество (правильность и надежность) собранной брусковой рамы значительно выше. Брусковая рама позволяет с успехом приме-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

нить призонные конусные болты (конус $^1/_{100}$—$^1/_{150}$), обеспечивающие полное и надежное прилегание всей своей конической (п о ч т и цилиндрической) поверхностью к стенкам длинного отверстия брусковой рамы и соединяемого с рамой фланца скрепления.

В-третьих, достоинством брусковой рамы является возможность обойтись без постановки буксовых направляющих. Большая толщина брусковых рам сама по себе является достаточно хорошим направлением для букс.

В-четвертых, большая толщина брусковой рамы позволяет получить очень прочное и надежное соединение нижних шипов рамы со струнками.

Выбор такой к р е п к о й стали, которой является Ст.-5, Ст.-5 повыш., возможен потому, что в брусковой раме мы имеем или растянутые, или сжатые бруски, причем и по абсолютной величине большой разницы в напряжениях различных мест одного и того сечения нет. Это обстоятельство позволяет назначить более твердую, т. е. и более крепкую, сталь, все же не опасаясь появления в ней трещин.

Брусковая рама заканчивается сзади последнего буксового выреза для движущих осей коротким выступом; далее рама должна быть нарощена отдельным х в о с т о в и к о м, причем этот хвостовик врезается в толщу выступа брусковой рамы и закрепляется рядом крупных болтов (у серий «ФД» и «ИС» диаметр болтов— 33 *мм*).

Наращивание вполне возможно потому, что хвостовые участки паровозной рамы, т. е. расположенные за пределами движущих колесных пар, при работе паровоза нагружаются относительно небольшими усилиями. Между тем при изготовлении брусковой рамы (отливка или прокатка) наибольшие затруднения возникают именно из-за большой длины плиты.

У рамы паровоза серии «ФД» междурамных скреплений меньше, чем у паровоза серии «Э^{м}», хотя размеры рамы и мощность паровоза серии «ФД» гораздо больше, чем паровоза серии «Э^{м}». Кроме того, большая часть имеющихся креплений несет и другие нагрузки, подчас настолько ответственные, что можно считать основной целью постановки ряда скреплений именно эти нагрузки, а роль собственно междурамного скрепления отходит как бы на второй план.

В самой передней части рамы паровоза серии «ФД» располагается буферный брус, представляющий собой массивную стальную отливку, в хвостовой плите которой расточено отверстие для стакана балансира рессорного подвешивания передней тележки. Стакан имеет свободные вертикальные перемещения. Передняя консоль рамы свободна от передачи давления на тележку. Сверху буферный брус снабжен двумя массивными наклонными лапами, соединяющими брус с дымовой коробкой (см. общий вид паровоза серии «ФД», фиг. 5, том I).

Назначение этих лап— передать котлу часть изгибающих раму усилий при подъемке паровоза на домкратах, один из которых подводится под буферный брус. Диаметр лап— 65—75 *мм*.

Затем солидным междурамным скреплением являются блочные паровые цилиндры, показанные на чертеже по контуру привалочной плиты.

Между цилиндрами и первой сцепной осью располагается первое собственно междурамное вертикальное скрепление; кроме основного назначения, это скрепление является опорой для шкворня передней тележки и, кроме того,— опорой для тормозного вала.

Над первой сцепной колесной парой, а также и над пятой, сделанными у паровоза серии «ФД» подвижными, расположены возвращающие пружинные устройства. Основная плита прибора является одновременно и легким междурамным скреплением. Наличие этого скрепления позволило укрепить к нему передний конец плиты, расположенной в средней вертикальной плоскости рамы и служащей для установки на ней тормозных цилиндров. Возвращающие приборы, как показали исследования, не являются необходимыми, и паровозы дальнейших выпусков их не имеют.

В нижней части рамы непосредственно сзади первой сцепной оси размещено легкое междурамное скрепление, как фиксирующее междурамное расстояние, так и передающее часть боковых усилий колесных пар на другое полотно брусковой рамы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

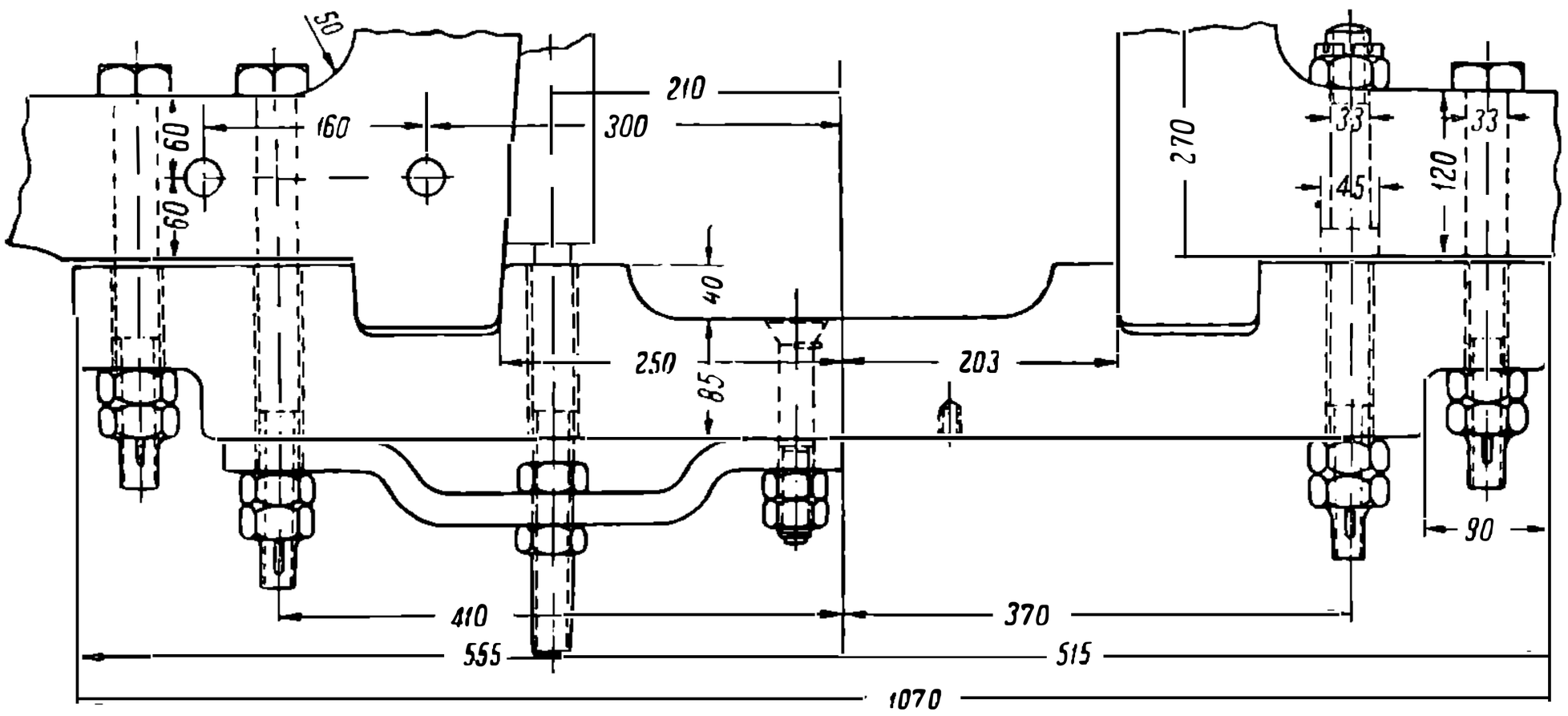
Междурамные скрепления устанавливаются у каждой движущей оси сзади второй, третьей и четвертой.

Между каждой парой смежных движущих осей в верхней части рамы устанавливаются междурамные скрепления—плиты, служащие балками под гибкие промежуточные опоры котла. Верхнее скрепление между первой и второй сцепными осями представляет собой параллельную раму, несущую на себе целый ряд нагрузок.

Перед третьей и пятой движущими осями в нижней части рамы поставлены дополнительные скрепления в виде простых кованых скоб.

Задним скреплением собственно брусковой рамы является также комбинированная деталь, наряду с основным назначением являющаяся и передним скреплением хвостовика, балкой передней опоры топки и опорой для шкворня задней тележки.

Что касается буксовых струнок, то в отличие от струнок листовых рам, крепящихся к шипам рамы с б о к у, струнки брусковых рам приваливаются с н и з у (фиг. 546). Толщина струнки делается равной толщине самой рамы. Площадь сечения струнки делают примерно в 4—5 раз меньше сечения рамы над буксовым вырезом.



Фиг. 546.

Таким образом струнка располагается в п л о с к о с т и с а м о й р а м ы и работает в наиболее благоприятных условиях.

Развитые поверхности, по которым соприкасаются струнки с шипами рамы, вместе с клиновидной формой шипов обеспечивают очень надежную постановку струнок. Пригонка струнок представляет здесь еще более ответственную операцию, чем струнок для листовых рам, так как «под краску» здесь пригоняются ч е т ы р е р а з в и т ы х поверхности, расположенных в разных плоскостях.

Материал струнок: или Ст.-5 при — прокатных рамах, или Стл.-1 — при литых рамах.

Между буксовыми вырезами брусковой рамы, как это видно по фиг. 544, сделаны большие окна — междуосевые вырезы. Для укрепления верхнего пояса рамы, нагруженного промежуточной опорой котла, в вырезах рамы ставятся вертикальные укрепления. Некоторые из этих укреплений служат опорами рессорных балансиров, для чего у них имеются скобы с опорными валиками. Сквозь верхний вертикальный фланец укрепления снаружи рамы и сквозь самую раму пропущен валик тормозной подвески.

§ 4. Хвостовик брусковых рам

Непосредственным продолжением брусковой рамы является задний хвостовик. Хвостовик рамы может быть изготовлен в двух, совершенно отличных одна от другой формах — или наборным, состоящим из двух длинных прокатных плит

НБ УДУНТ (ДІІТ)

(Ст.-5) толщиной 55—75 *мм*, представляющих собой непосредственное нарощение рамы и снабженных теми или иными скреплениями, или же в виде цельной, очень сложной и тяжелой отливки. Наборные хвостовики состоят из целого ряда отдельных, собирающихся на болтах деталей и потому несколько слабее по сравнению с цельнолитыми.

В настоящее время на наших мощных паровозах пока применяются наборные катаные хвостовики; американцы в подавляющем большинстве случаев ставят цельнолитые хвостовики.

На фиг. 544 в числе прочих деталей рамы паровозов серии «ФД» показан и рамный хвостовик, изготовленный из двух прокатных плит толщиной 57 *мм*.

Скрепление одного полотна хвостовика с другим — осуществляется всегда только в передней части, где он соединяется с основной брусковой рамой, и в самой задней, где между полотнами хвостовика устанавливается стяжной ящик. По всем промежуточным участкам длины хвостовика последний не имеет никаких скреплений; все пространство между полотнами занято зольником.

Стяжной ящик (Стл.-1), представляющий собой довольно сложную стальную отливку является основным задним «междурамным» креплением хвостовика, снабженным стяжным прибором. На передней стенке ящика делается вертикальный фланец для крепления задней гибкой опоры топки. Сзади у ящика простраги вается поперечная вертикальная плоскость для укрепления так называемого радиального буфера между паровозом и тендером.

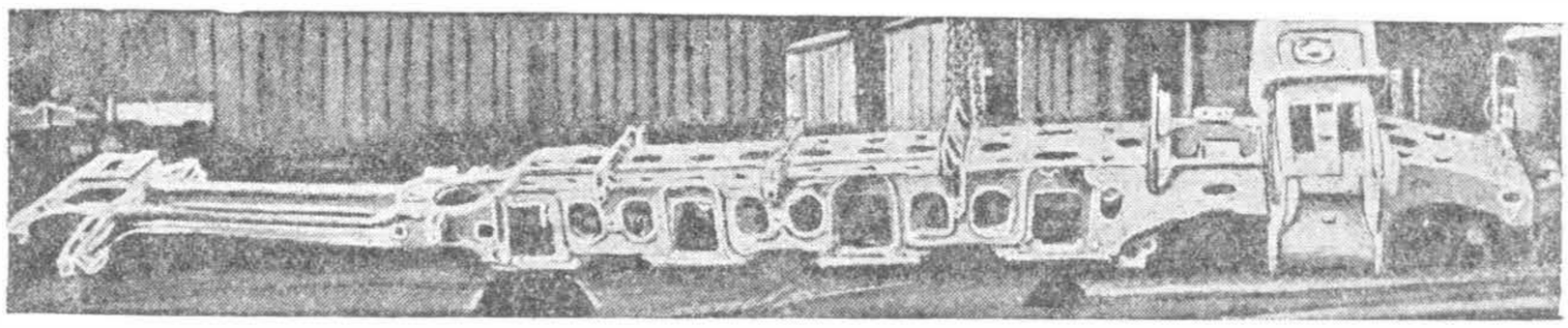
С наружных сторон хвостовика в непосредственной близости к стяжному ящику укрепляются два кронштейна, опирающиеся на заднюю тележку.

Цельнолитой хвостовик (США) отливается за одно целое для обеих сторон паровоза вместе со всеми скреплениями — передним и задним (стяжным ящиком)— со всеми кронштейнами.

В основном жесткость литого хвостовика получается большей за счет отказа от простого прямоугольного сечения полотен и придания им двутавровой или коробчатой формы.

§ 5. Цельнолитые рамы

Цельнолитые рамы появились в США сравнительно недавно. Стремление любыми средствами повысить надежность работы паровоза, устранить опасность ослабления крепления деталей рамы и соединения цилиндров с рамой — на базе высоко развитой фасонно-сталелитейной промышленности — обусловило постепенно наметившийся переход от наборных брусковых рам к цельнолитым.



Фиг. 547

В виде примера на фиг. 547 показана цельнолитая рама крупного американского паровоза типа 2-4-2. Здесь оба полотна рамы отлиты за одно целое, включая сюда и буферный брус, цилиндры (с золотниковыми коробками, со всеми каналами и опорой дымовой коробки), все междурамные скрепления и задний хвостовик. Кронштейны параллельной рамы, все мелкие кронштейны рессорного подвешивания и рессорной передачи, балки опор шкворней тележек отлиты также за одно целое вместе с рамой.

Отливка подобных рам сложна. Положение с технологией отливки, кроме всего прочего, резко усложняется еще и тем, что у такой рамы не должно быть стенок резко разнящихся толщин, иначе неизбежны значительные внутренние напряжения из-за неравномерного охлаждения. По этой причине основные по-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

лотна «брусковой» рамы здесь приходится делать п о л ы м и — трубчатого (прямоугольного сечения) типа, что еще более усложняет отливку рамы.

Нужно заметить, что паровоз с цельнолитыми рамами примерно на 3—4% тяжелее обычных с брусковыми наборными рамами и стоимость их (в США) несколько выше. Оба эти фактора, в особенности второй, не могут считаться недостатком таких рам, так как увеличение стоимости рамы окупится чрезвычайно большой надежностью их работы и почти полным отсутствием ремонта. Случайные механические повреждения таких рам исправляются сваркой [1].

Такие рамы в перспективе их применения являются вполне жизненной конструкцией, в особенности в связи с повышением наших современных требований к паровозу. Развитие нашей фасонно-сталелитейной промышленности является залогом реальности разрешения проблемы применения таких совершенных типов рам в нашем социалистическом жел.-дор. транспорте. Ворошиловградский завод разрабатывает проект цельнолитых рам для паровозов серий «ФД» и «ИС».

§ 6. Укрепление котла на раме

Типы опор котла

Паровой котел укрепляется жестко на раме только в своей передней части (у дымовой коробки). Все остальные точки, где котел опирается на раму, должны быть п о д в и ж н ы м и, обеспечивающими свободу его температурных деформаций. Все подвижные опоры котла могут быть разделены на три группы — скользящие, гибкие и шарнирные (маятниковые). Последние на наших паровозах не применяются вовсе, пользуются лишь небольшим распространением на западноевропейских паровозах и ничтожным в США (старые паровозы). Малоудачные маятниковые опоры здесь не рассматриваем [2].

С к о л ь з я щ и е опоры представляют собой наиболее старый и достаточно надежный способ установки котла на раме. Здесь котел своими опорными частями устанавливается на особых ползунах и может относительно свободно скользить по раме при своем удлинении или укорочении (растопка и охлаждение котла). Наиболее существенным дефектом таких опор является большое трение в скользящих поверхностях.

Г и б к и е опоры, выполняющиеся в виде тонких (12—13 *мм*) вертикально поставленных листов, укрепленных к балкам междурамных скреплений, представляют собой значительно более совершенный способ крепления котла на раме, так как здесь обеспечивается свободное перемещение котла относительно рамы.

Скользящие опоры топки

В современных паровозах скользящие опоры применяются только для укрепления топки на раме. Эти опоры имеют различное устройство в зависимости от размещения котла на раме: узкие топки наших старых паровозов, опущенные в междурамный промежуток, имеют особые карманные опоры, показанные на фиг. 548. К боковому листу кожуха привертывается опорная плита-угольник *a*, нижняя часть которой снабжена бронзовой прокладкой *b*, опирающейся на раму *d*.

При широких топках применяются п е р е д н и е и з а д н и е скользящие опоры топки, так как топка обычно имеет значительно бóльшую ширину по сравнению с рамой. При наличии о б е и х о п о р вносится элемент статической неопределенности, так как котел оказывается опирающимся на рамы в т р е х точках по своей длине — у дымовой коробки и у передней и задней опор топки.

В скользящих опорах нужно предусматривать возможность регулировки одной из них по высоте, так как только при этом условии возможно иметь наибольшую вероятность их одновременной нагрузки.

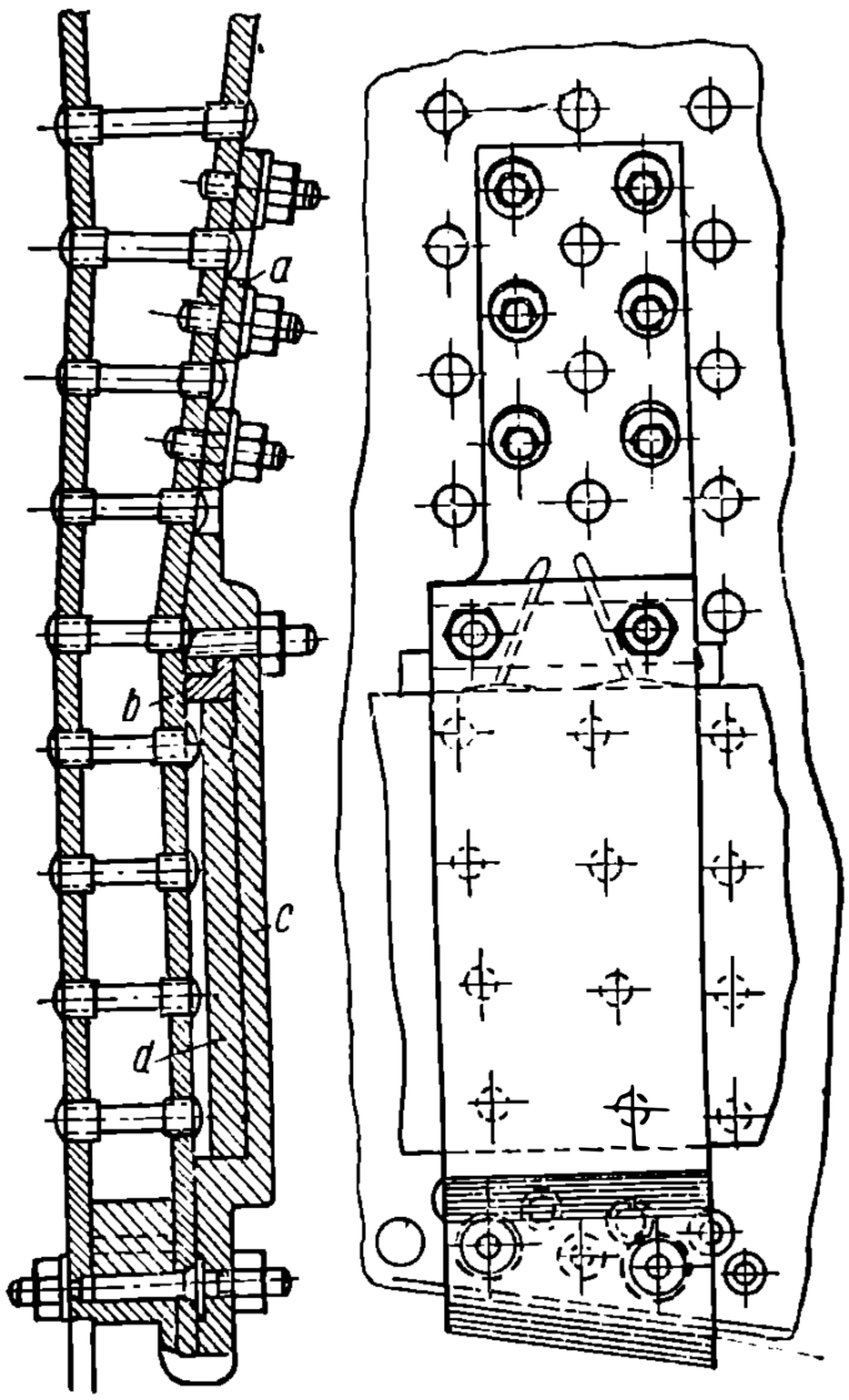
---

[1] Подробнее о цельнолитых рамах и их изготовлении см. И. М. С т р у ж е н ц о в, Конструкции паровозов.

[2] О маятниковых опорах см. И. М. С т р у ж е н ц о в, Конструкции паровозов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наличие бронзовой или чугунной прокладки является обязательным не только для уменьшения трения между нажатыми одна на другую поверхностями, но и для устранения задиров рабочих поверхностей. Обязательными являются и предохранительные скобы, не позволяющие котлу отделяться от рамы.



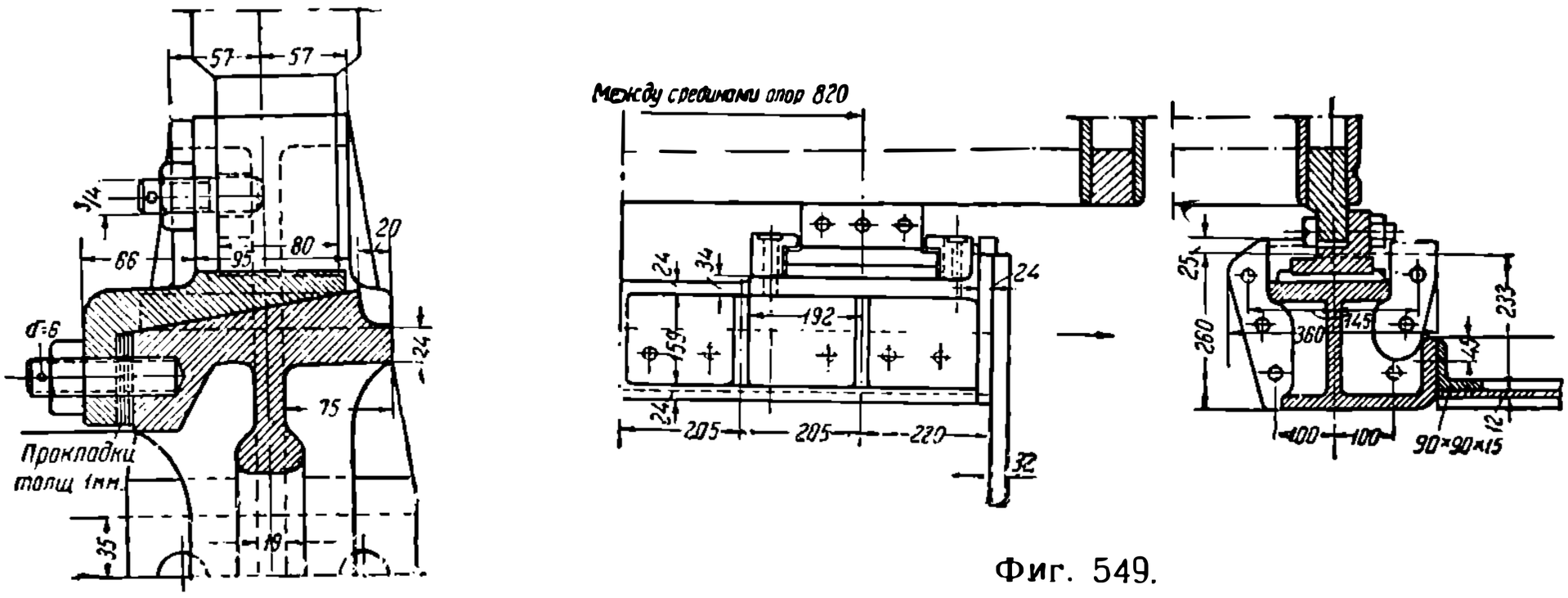
Фиг. 548.

На фиг. 4 видно общее расположение этих опор топки в применении к паровозу серии «Эм». На фиг. 549 показано устройство передней (правые две проекции) и задней (левая проекция) опор топки этого паровоза. Рассмотрим переднюю опору. К нижнему выступу обвязочной рамы крепятся башмаки (Стл.-1), снабженные снизу чугунными (Чл.-1 или ковкий чугун) или, лучше, бронзовыми наличниками. Последние лежат на балке опоры. Дополнительными частями опоры являются угловые предохранительные скобы, полками захватывающие башмаки и тем предохраняющие котел от вертикальных перемещений относительно рамы. Заметим, что паровоз серии «СО» имеет такое же устройство передней опоры топки на раму. Скользящая опора паровозов серий «ФД» и «ИС» напоминает рассмотренную.

Задняя опора топки паровоза серии «Эм» сделана регулируемой. Верхняя опорная поверхность балки состругана под углом к горизонтали и с соответствующим наклоном простругана бронзовая подушка, выполненная в виде уголка.

Величина удельного давления в опорах допускается до

$$R_{см} = \frac{P}{2 \cdot a \cdot b} \leq 35 \ кг/см^2,$$



Фиг. 549.

где P — нагрузка на рассчитываемую опору топки, определяемая в предположении — полной разгрузки другой; a и b — размеры опорной поверхности бронзового или чугунного наличника; коэфициент 2 учитывает наличие двух опорных башмаков (правого и левого).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для более надежного смазывания этих трущихся частей желательно применять густую и твердую смазку, нагнетая ее под опорную поверхность при помощи винтового пресса, или жидким маслом, но от смазочного пресса, т. е. в обоих случаях принудительную смазку.

Гибкие опоры котла и топки

Основное достоинство гибких опор — ничтожное, почти равное нулю сопротивление усилиям, изгибающим опорные листы.

У паровозов серий «Э» и «Э^{У}» посередине цилиндрической части котла имеется гибкий опорный лист. Назначение этого листа — не поддержание веса котла, а в основном — поддержание рамы при подъемке паровоза.

При подъемке паровоза, когда буксовые струнки сняты, рама, как это мы увидим ниже, испытывает чрезвычайно большие напряжения на изгиб. Поэтому оказывается чрезвычайно полезным подвесить ее среднюю часть к жесткому котлу. Таким образом гибкий лист опоры котла будет работать уже не на сжатие, а на растяжение и будет являться как бы подвеской. Напряжения в раме резко уменьшаются, она оказывается прочной и долговечной.

Мощные паровозы с их очень длинными и недостаточно жесткими в вертикальной плоскости брусковыми рамами имеют целый ряд промежуточных гибких опор (в пределах 3—5 опор).

На фиг. 544 показано типовое расположение и устройство гибких промежуточных опор котла (подбрюшников) в применении к паровозу серии «ФД». В верхней части гибкий лист крепится к уголку, приклепанному или, лучше, приваренному к изогнутой накладке котла.

Нижняя часть опорных листов крепится или к специальным балочкам, представляющим собой легкие междурамные скрепления, или же к другим сложным междурамным скреплениям, например к параллельной раме.

Материал гибких листов — Ст.-2-3 и в крайнем случае Ст.-0.

Величина деформации гибких листов неодинакова. Она увеличивается по мере увеличения расстояния от дымовой коробки. Для создания наиболее благоприятных условий работы гибких листов они в рабочем положении паровоза должны занимать или вертикальное положение, или близкое к нему.

Положительные результаты работы гибких промежуточных опор обусловили распространение последних и в более ответственных участках — в опорах топки, где они успешно конкурируют с скользящими.

В первую очередь удалось отказаться от скользящих опор и перейти на гибкие — в задней опоре топки. Эта опора работает в более благоприятных условиях (по величине нагрузки) по сравнению с передней. Задние опоры топки на гибких листах выполнены не только у паровозов серий «ФД» и «ИС», но также и у паровозов серии «СО».

ГЛАВА III

РАСЧЕТ РАМЫ

§ 1. Нагрузки на раму

Паровозная рама в работе паровоза подвергается действию обширного комплекса нагрузок.

Основные нагрузки могут быть разделены на три группы:

1. Нагрузки, растягивающие или сжимающие рамные листы: сила пара в цилиндрах, нажатие тормозных колодок, горизонтальные силы инерции движущего механизма, сила тяги переднего паровоза при двойной тяге, буферные удары.

2. Нагрузки, изгибающие раму в вертикальной плоскости: вес котла, цилиндров, собственный вес рамы со всеми укрепленными на ней деталями, силы трения в скользящих опорах топки, изгибающие раму, а также и вертикальные динамические нагрузки, могущие достигать больших зна-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

чений при проходе паровоза, например по изношенным стыкам, крестовинам стрелок; в эту же группу включаются и динамические нагрузки рамного листа центробежной силой котла при проходе по кривым; под действием этих нагрузок в наружном листе рамы (располагающемся над внешней ниткой рельса) возникают изгибающие моменты в вертикальной плоскости.

3. Нагрузки, изгибающие раму в горизонтальной плоскости: динамические усилия в плоскости, перпендикулярной полотну рамы, в особенности большие при проходе кривых (удары реборд о рельсы, виляние паровоза, поперечные силы трения колес о рельсы).

Наибольшее значение большинства перечисленных сил может быть подсчитано порознь более или менее точно, но затруднительно найти невыгодную комбинацию их, а простым суммированием нагрузок мы ограничиться не можем, так как это значительно искажает в сторону увеличения действительные, даже наиболее неблагоприятные условия работы рамы. Кроме того, и некоторые отдельные нагрузки, как например удары на изношенных стыках или крестовинах, мы с достаточной степенью точности подсчитать не можем.

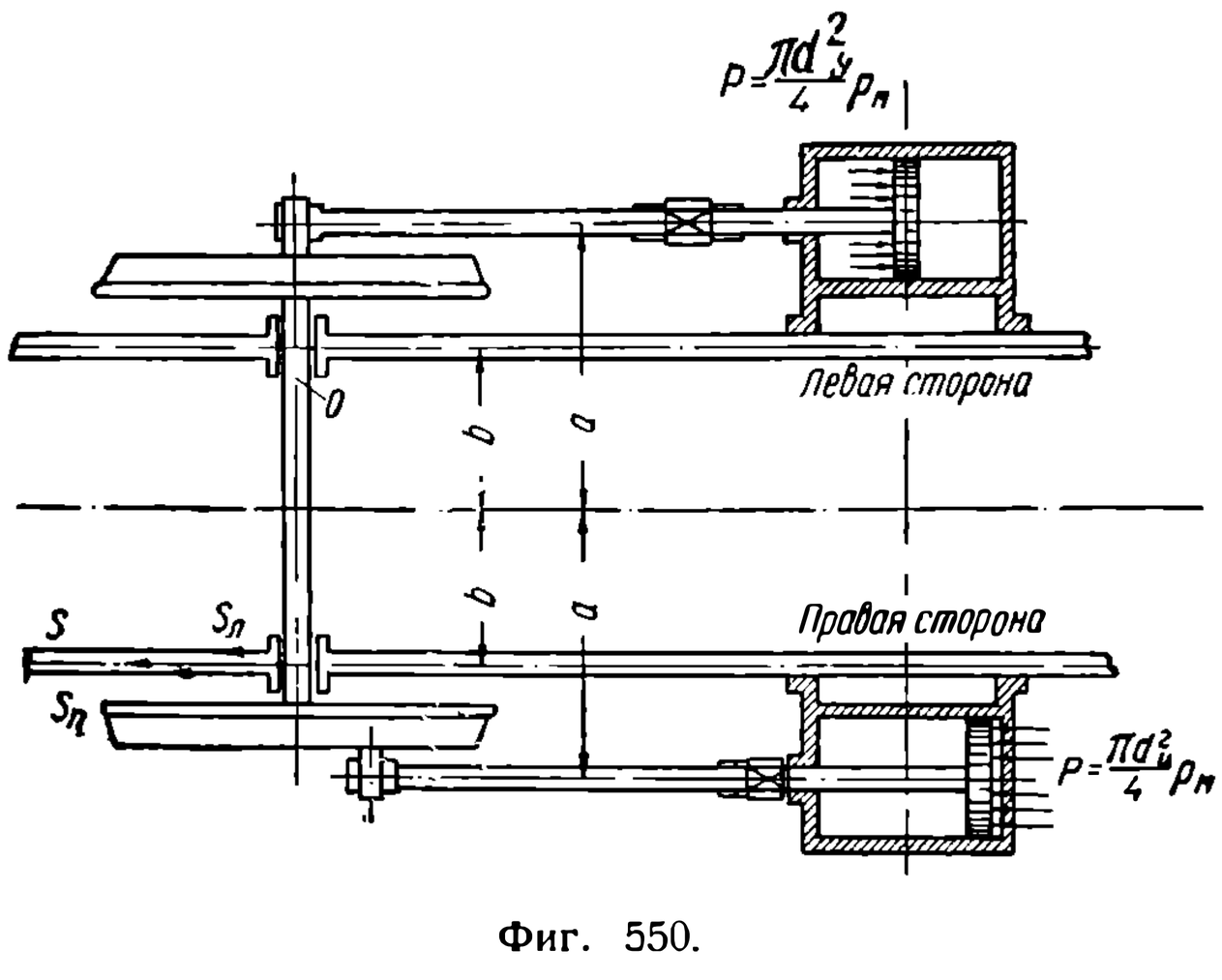
Основной нагрузкой на раму является сила пара на поршень, то растягивающая, то сжимающая рамные листы. Другие нагрузки находятся в некоторой зависимости от этой основной. Поэтому, рассчитывая раму только на основной вид нагрузки — растяжение силой пара и принимая в этом расчете пониженное допускаемое напряжение, установленное длительной эксплуатацией паровозов, мы получаем достаточно прочную раму.

Таким расчетом ограничиться все же нельзя, так как вполне прочная в работе паровоза рама очень часто оказывается слабой для подъемки паровоза домкратами Беккера. Поэтому, рассчитав раму на растяжение силой пара, непременно производим проверку на возможность подъемки паровоза домкратами. При подъемке паровоза с брусковыми рамами в работу здесь включается и котел с его огромным моментом инерции. Наличие целого ряда гибких опор обусловливает незначительные напряжения на изгиб в брусковой раме. Условием, соблюдать которое необходимо при подъемке паровоза с брусковой рамой, является распор задней гибкой опоры топки специальными разгрузочными болтами, облегчающими работу гибкой опоры и самого хвостовика.

§ 2. Расчет рамы на действие силы пара

Расчет листовых рам

Основным расчетом листовой рамы на действие силы пара определяются напряжения на разрыв в участке листа рамы над буксовым вырезом. Буксовая струнка в этом расчете не учитывается вовсе, т. е. здесь определяются напряжения в раме при самых неблагоприятных условиях — при ослаблении струнки.



Фиг. 550.

Рассмотрим схему машины, изображенную на фиг. 550, и напишем уравнение моментов для правого листа, принимая за центр моментов точку *O* левого рамного листа:

$$P\cdot(a+b)=S_{np}^{-}\cdot 2b, \tag{427}$$

откуда

$$S_{np}=P\frac{a+b}{2b}. \tag{428}$$

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Здесь $S_{пр}$ — усилие, нагружающее правый лист рамы на разрыв от действия силы пара в правом цилиндре.

Пар, поступивший в левый цилиндр, в основном нагружает на разрыв или на сжатие левый рамный лист, но частично — и правый. Приняв точку O снова за центр моментов, имеем:

$$P(a-b) = S_л \cdot 2b, \tag{429}$$

откуда

$$S_л = P\frac{a-b}{2b}, \tag{430}$$

здесь $S_л$ — усилие в правой раме от действия силы пара в левом цилиндре.

При некоторых положениях кривошипа эти усилия $S_{пр}$ и $S_л$ складываются, и тогда правый лист рамы растягивается силой:

$$S = S_{пр} + S_л = P \cdot \left(\frac{a+b}{2b} + \frac{a-b}{2b}\right) = P\frac{a}{b}. \tag{431}$$

Напряжение в листе над буксовым вырезом:

$$R_z = \frac{S}{F} = \frac{P \cdot a}{bdh} > 450 \ кг/см^2 \tag{432}$$

для Ст.-3 и до 500 $кг/см^2$ — для Ст.-5.

Рассматривая формулу для определения величины S, мы видим, что расстояние между цилиндрами должно быть возможно меньшим и расстояние между рамными листами возможно бóльшим, так как это уменьшает усилия, растягивающие или сжимающие раму.

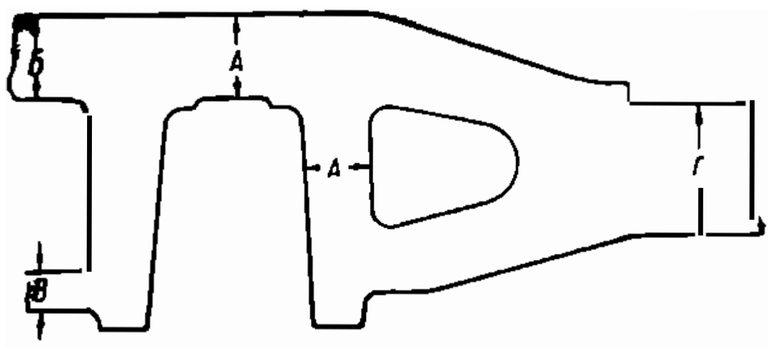
Во-вторых, по поводу небольшого значения R_z нужно заметить, что именно этим понижением допускаемого напряжения мы делаем раму безопасной в сопротивлении и другим нагрузкам.

Рассчитанная таким образом паровозная рама может оказаться недостаточно прочной на изгиб при подъемке паровоза. Поэтому расчет на подъемку делается в дополнение к основному.

Расчет брусковых рам

Изложенный расчет листовой рамы на растяжение может быть полностью применен и здесь. Верхний брусок рамы над буксовым вырезом растягивается тем же усилием.

Ввиду того, что относительное расположение цилиндра и брусковых рам уже вполне установилось, американцы ведут расчет рамы не на усилие S, а на усилие P, учитывая множитель $\frac{a}{b}$, всегда больший единицы и примерно одинаковый у обычных паровозов с брусковыми рамами с соответственным дальнейшим понижением допускаемого напряжения. В США установлены опытом наибольшие допускаемые напряжения от действия силы пара в различных участках брусковой рамы. Выполненные за последние годы проф. Мейнеке и Экзержианом [1] исследовательские работы показали, что американские данные достаточно увязаны с теоретически необходимыми. Эти данные сведены в две таблицы допускаемых напряжений, составленные заводами «АЛКО» и Балдвина, незначительно отличающиеся одна от другой по приводимым в них величинам допускаемых напряжений. Приводим выборку из таблицы завода «Балдвин». Поясняет табл. 49 — эскиз рамы по фиг. 551.



Фиг. 551

[1] Подробно о расчете рамы см: 1) Meineke, Lehrbuch des Lokomotivbahucs, 2) Экзержиан, Напряжения в рамах локомотивов, Труды МЭМИИТ, изд. 1934 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица 49

Усилие пара на поршень в *кг*	Толщина брусковой рамы в *мм*	Наибольший диаметр рамных болтов в *мм*	Примерные допускаемые напряжения в сечениях в *кг/см²*			
			А	*Б*	*В*	*Г*
18 700—34 000	102	28	185	220	305	120
32 700—40 800	114	32	190	225	320	130
41 000—52 000	127	35	200	230	330	135
50 300—60 500	140	38	205	240	340	140
55 000—73 000	152	41	215	245	345	150

Данные табл. 49 относятся к рамам, изготовленным из обыкновенной литой углеродистой стали.

Применение легированной (ванадиевая, никелевая) или же прокатной стали (Ст.-5), как это сделано в наших мощных паровозах, позволяет безопасно поднять все приводимые в табл. 49 допускаемые напряжения на 15—20%.

§ 3. Расчет рамы на подъемку

Этот расчет производится, как было указано раньше, обычно для листовых рам, не имеющих промежуточных непосредственных соединенпй котла с рамой (гибкие листы).

Подъемка паровоза может производиться или со снятыми (выкатка ската), или же с поставленными струнками. В первом случае подъемки — воды в котле нет; колесные пары, буксы, спарники остаются на месте, все остальное — поднимается. Это — наиболее тяжелый случай нагружения рамы на изгиб, так как отсутствие струнок вызывает значительные напряжения в рамных листах по буксовым вырезам. Отсутствие динамических нагрузок на поднимаемую раму (подъем производится очень медленно) и стремление не утяжелять раму заставляют допускать в раме при подъемке очень большие величины напряжений на изгиб — до 2000—2100 *кг/см²* (для Ст.-3).

Несколько отличающиеся условия для работы листовых рам имеют место при эпизодической подъемке паровоза с наполненным водой котлом, со всеми колесными парами, буксами, движением и другими деталями и с поставленными на место струнками. Изгибающие моменты здесь значительно ольше, чем в первом случае, но и моменты сопротивления сечения рамы (добавляется струнка) соответственно увеличиваются. Проверка на этот вид нагружения при расчете рамы на прочность необходима, несмотря на то, что сами случаи такой подъемки редки.

В свою очередь каждый из двух названных расчетов выполняется в двух вариантах, отличающихся один от другого принятым расположением опорных точек котла на раме. Ввиду наличия статической неопределенности балки (котла), лежащей на трех опорах, сначала рассчитывают раму в предположении нажатия одной передней опоры топки и затем — одной задней; опора дымовой коробки нагружена, конечно, в обоих случаях.

Изгибающие моменты в раме определяются по известным правилам графостатики (построение силового многоугольника и затем многоугольника Вариньона). Определив напряжения в раме для обоих случаев нагружения опор топки — или передней, или задней, мы берем среднее арифметическое этих напряжений. Такое решение вопроса оказывается возможным потому, что в действительных условиях, даже если топка опирается на раму только своей передней опорой, — при подъемке паровоза рама, испытывающая такие большие напряжения, как 2000 *кг/см²*, получит упругие деформации, и в работу включится и задняя опора. В действительных условиях подъемки паровоза из-за упругих деформаций рамы все три опорные точки оказываются нагруженными.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

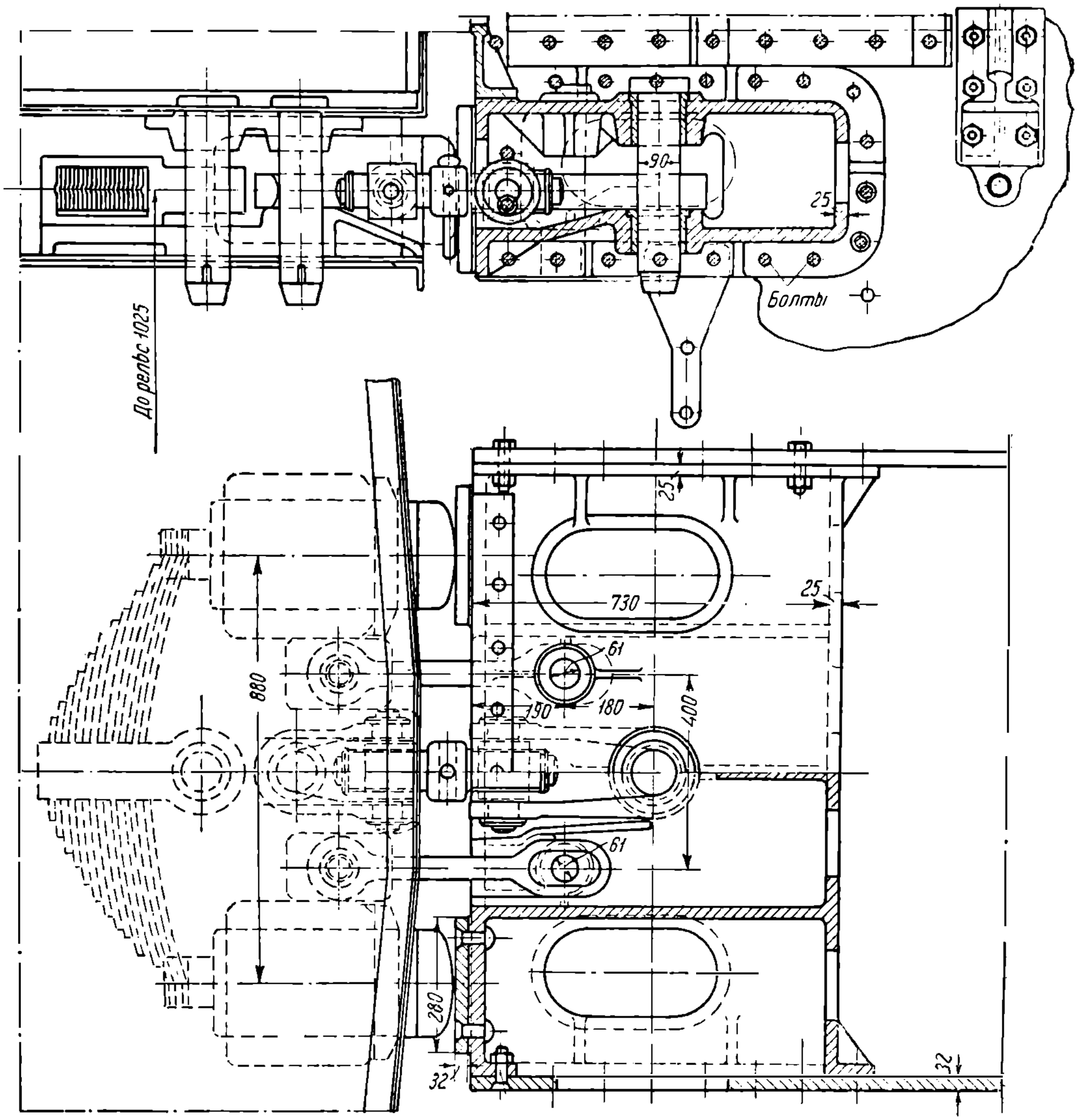
Расчет рамы на подъемку домкратами Беккера (в условиях ремонта паровоза) отличается некоторой громоздкостью, так как приходится, во-первых, иметь дело с десятками различных сил, нагружающих раму, и, во-вторых, составлять эпюру моментов, чтобы можно было определить напряжение на изгиб в любом месте рамы по длине [1].

ГЛАВА IV

ТЯГОВЫЕ И УДАРНЫЕ ПРИБОРЫ

§ 1. Буферный брус и стяжной ящик

Буферный брус должен обладать очень большой прочностью: он воспринимает на себя значительные лобовые толчки, испытываемые паровозом при работе толкачом, при маневрах и т. д. Буферный брус (см. на фиг. 544) предо-



Фиг. 552.

храняет от поломки и случайных повреждений дорогие части паровоза—цилиндры и поршни со всеми деталями.

[1] Весь расчет рамы на подъемку изложен в труде И. М. Струженцова, Конструкции паровозов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Стяжной ящик делается у современных паровозов литым стальным. Целым рядом болтов, работающих на растяжение и срез, стяжной ящик укрепляется на раме. Стяжной ящик паровозов серии «Э^{у}» и части серии «Э^{м}» показан на фиг. 552.

Упряжь подвижного состава, и в частности паровозов, делится на две больших группы — винтовая стяжка и автоматическая сцепка. Автосцепка имеет общеизвестные преимущества перед старой винтовой стяжкой [1].

Мощные паровозы были запроектированы на выпуск с винтовыми стяжками, но предусмотрена ныне используемая возможность постановки автосцепки.

§ 2. Сцепление с тендером

Вопрос о типе сцепления паровоза с тендером — очень важный; наши старые конструкции имеют винтовую стяжку, представляющую собой несовершенный тип сцепления. С боков основной стяжки имеются две запасных серьги. Подтягивание ее очень неудобно, усилия к рычагу необходимо прикладывать очень большие, стяжка дорога, громоздка и недостаточно надежна. При наличии винтовой стяжки приходится применять боковые буферы и смягчающую толчки упряжную рессору. Применение простого жесткого сцепления паровоза с тендером себя вполне оправдывает. На паровозах серий «ФД» и «ИС» имеются две серьги, расположенные одна над другой. Верхняя — рабочая, нижняя — запасная. Отверстия у последней сделаны продолговатыми, и поэтому запасная серьга включается в работу только при обрыве верхней рабочей.

По примеру мощных паровозов, на которых такое сцепление получило исключительное распространение, жесткие стяжки применены и на вновь строившихся в последнее время паровозах старого типа, как например на паровозах серии «Э^{м}», уже не говоря о паровозах серии «СО».

Жесткую стяжку следует рассчитывать на двойную силу тяги с допускаемым напряжением $R_з = 650$ *кг/см*^{2}. При подсчете силы тяги коэфициент сцепления принимается равным $^1/_{3,5}$.

Что касается шкворней (Ст.-5), то их нужно рассчитывать на изгиб (как балки, лежащие на двух опорах и нагруженные сосредоточенной силой) с напряжением до 900 *кг/см*^{2}.

§ 3. Буферы

Тарелчатые буферы

На переднем буферном брусе при винтовой стяжке устанавливаются обычные тарелчатые буферы: одна тарелка (левая) делается плоской, другая (правая) выпуклой; как известно, это облегчает проход состава по кривым и предохраняет от излома тарелки буфера. В дальнейшем при полном переходе на автосцепку буферы будут сняты.

Буферы паровозов серий «ФД» и «ИС» имеют пружины, навитые из круглой пружинной стали, а не из полосовой, как это делалось на наших старых паровозах. Пружины из круглой стали значительно дешевле, чем из полосовой, и работают не менее надежно, правда, при правильном ведении термической обработки, позволяющем получить равномерную закалку материала по всему сечению пружины и тем самым избегнуть внутренних напряжений в пружине еще до ее нагрузки.

Плунжерные буферы между паровозом и тендером

Плунжерные буферы между паровозом и тендером схематически показаны на фиг. 552. Листовая рессора своими концами нажимает на буферы и обеспечивает в общем достаточно упругое поглощение толчков между паровозом и тендером.

Наличие двух буферов и одной рессоры с центральным шарнирным закреплением ее хомута на стяжном ящике тендера обеспечивает некоторую относитель-

[1] Винтовая стяжка и автосцепка рассматриваются в курсе «Вагоны».

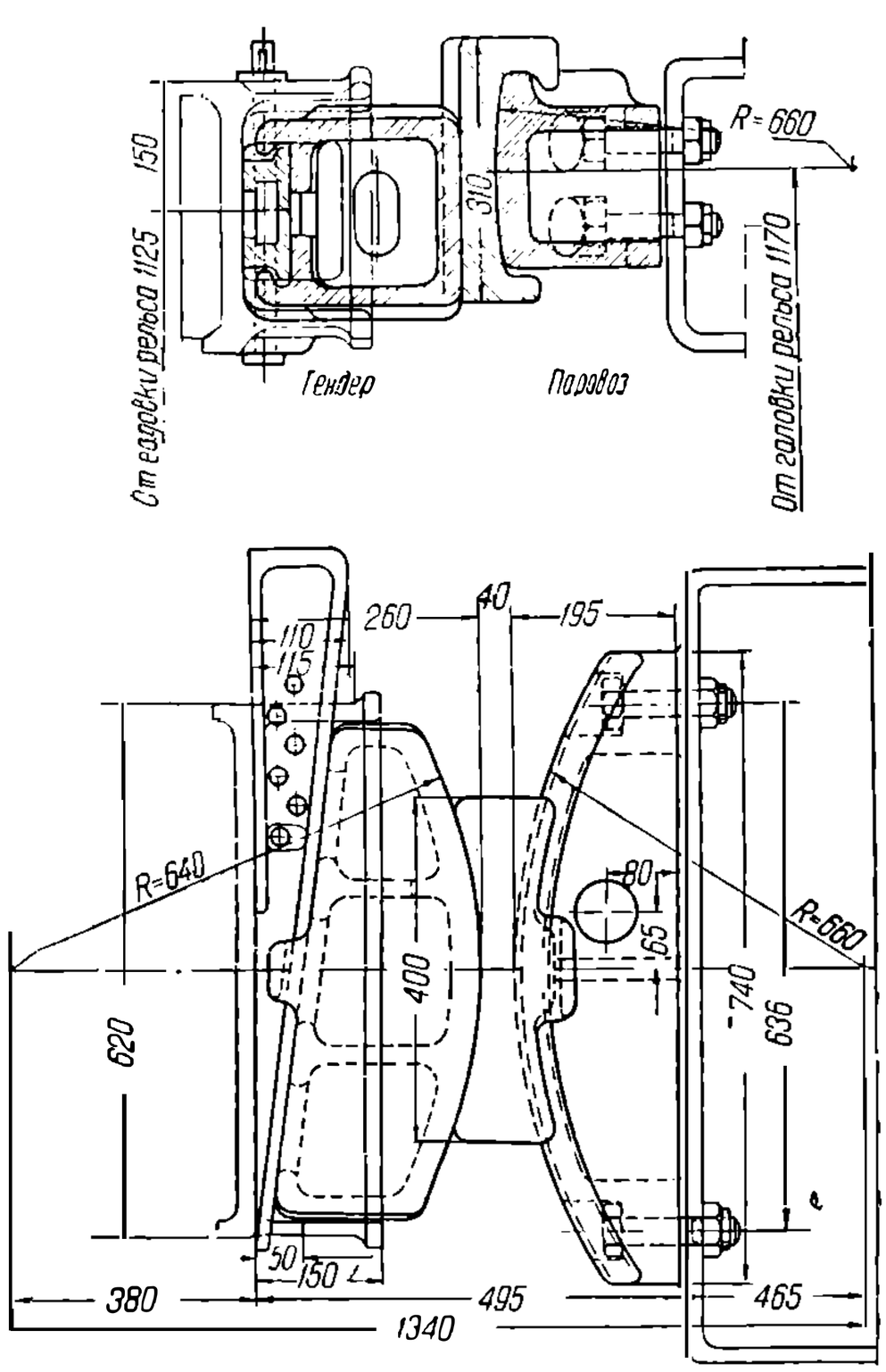
НБ УДУНТ (ДІІТ)

ную подвижность паровоза и тендера в горизонтальной плоскости. Эта подвижность при проходе кривых небольшого радиуса оказывается недостаточной, и паровоз имеет увеличенное боковое давление реборды передних направляющих колес на наружный рельс кривой.

Радиальный буфер

Значительно более совершенным ударным устройством между паровозом и тендером является радиальный буфер, показанный на фиг. 553.

К стяжному ящику паровоза жестко крепится буферная подушка с внешней поверхностью, описанной по шару. В особую коробку, прикрепленную к раме тендера, закладывается другая буферная подушка, описанная по цилиндрической поверхности с вертикальными образующими. Эта буферная подушка удерживается в коробке с помощью фасонного клина, проходящего сквозь отверстия в боковых стенках коробки. Клин позволяет регулировать положение задней буферной подушки. Между буферными подушками свободно закладывается скользящая (подвижная) подушка, рабочие поверхности которой такие же, как и у первых двух буферных подушек. Эта подвижная подушка навешивается зубом на выступ паровозной буферной подушки.



Фиг. 553.

Для нормальной работы радиального буфера необходимо, чтобы сумма радиусов кривизны буферов плюс толщина подвижной подушки была равна длине стяжки.

При проходе по кривым буферные подушки свободно смещаются по отношению друг к другу, скользя по подвижной подушке. Этим вполне обеспечивается хорошая относительная подвижность паровоза и тендера в кривых. Благодаря шаровой поверхности паровозного буфера обеспечена легкая подвижность паровоза по отношению к тендеру и в вертикальной плоскости.

Все без исключения мощные паровозы, в том числе и паровозы серии «СО», оборудуются радиальным буфером.

ГЛАВА V

РЕМОНТ РАМЫ

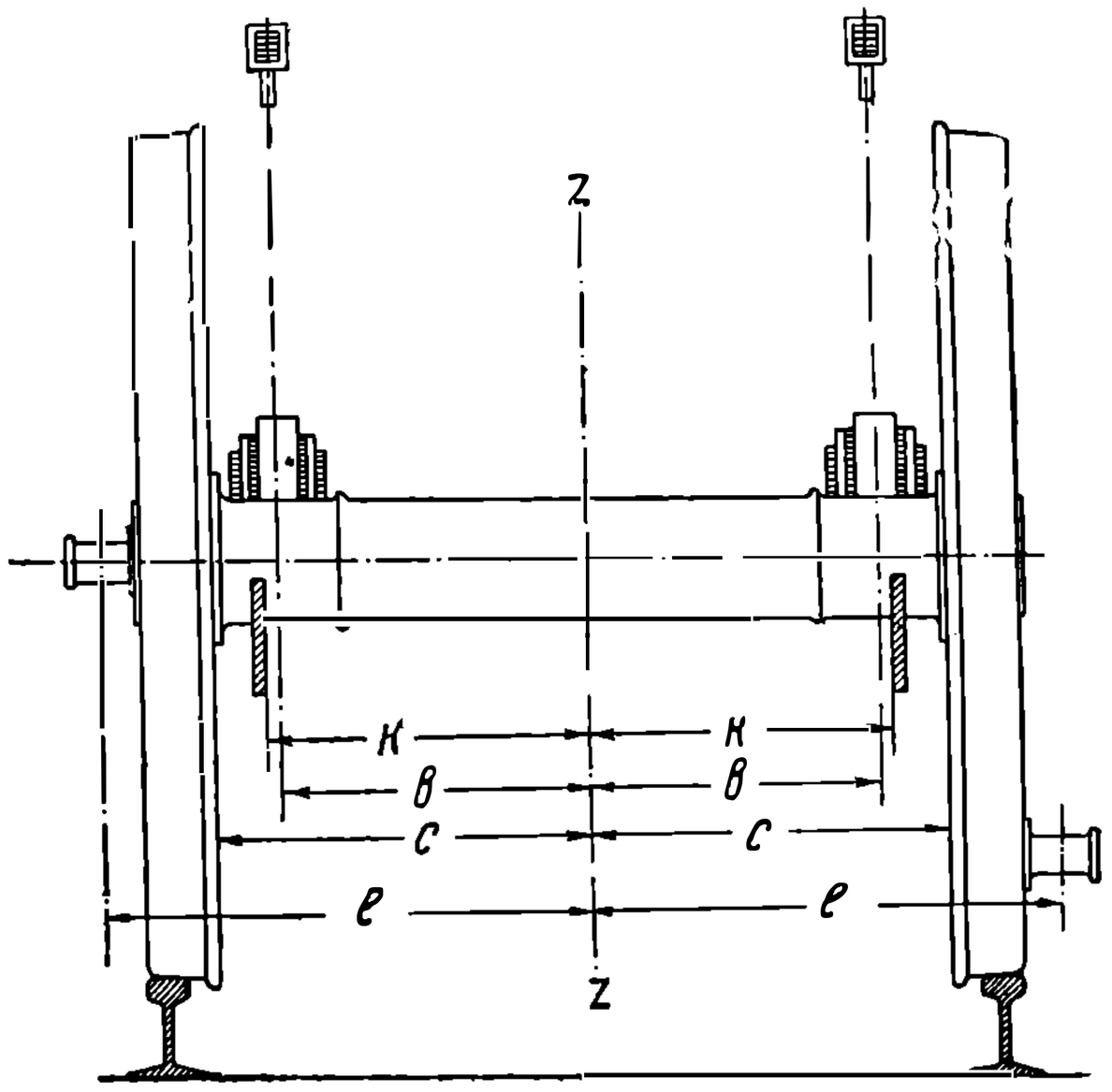
Работы по ремонту рамы подразделяются на: 1) котельные и сварочные: выправка рамных листов, брусьев и междурамных скреплений, исправление их сваркой и переклепка, 2) слесарные и станочные: исправление и проверка трущихся рабочих поверхностей буксовых направляющих, клиньев и буксовых накладок, 3) на проверку рамы: установление правильности положения основных осей и плоскостей рамы и рабочих поверхностей буксовых направляющих. Основные оси рамы:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

1) ось $z-z$ (фиг. 554), проходящая посередине расстояний между рамными листами, она может быть названа главной осью рамы, а вертикальная плоскость, проходящая через нее, — плоскостью симметрии рамы и паровоза;

2) геометрические оси буксовых вырезов, перпендикулярные к главной оси рамы.

Рассмотрим условия, которым должна удовлетворять собранная рама. Для правильной работы рамы и экипажа в целом необходимо при постройке и ремонте паровоза соблюдать проектное расположение основных осей и установленные допуски для размеров важнейших сочлененных частей экипажа, например буксовых направляющих, букс, колесных пар и опор рессорного подвешивания. На фиг. 554 указаны эти размеры в поперечном разрезе рамы.,



Фиг. 554.

Из них постоянными проектными при ремонте должны быть: длина оси колесной пары и расстояния от ее середины до середин буксовых направляющих—$в$, средних продольных осей дышел — l, рамных листов k, внутренних граней бандажей c.

Кроме того, должны быть сохранены проектные расстояния между геометрическими осями буксовых вырезов (колесных пар). Остальные размеры могут меняться в установленных пределах.

§ 1. Износы и повреждения рамы

Износы и повреждения рамы могут появиться как вследствие нормальной работы правильно собранной рамы, так и ненормальной работы при наличии недостатков ее сборки, плохого ухода за паровозом и аварий.

Нормальные износы

К числу нормальных износов рамы и отступлений от проектных размеров следует отнести выработку буксовых направляющих и клиньев, а также вертикальные и горизонтальные прогибы и выпучины рамных листов в установленных пределах.

Согласно «Правилам ремонта» (изд. НКПС 1934 г.) при капитальном ремонте горизонтальные прогибы не должны превышать: в местах прикрепления буксовых направляющих — 5 *мм*, в местах расположения карманных угольников или задних опор котла — 7 *мм* и в нерабочих местах — 10 *мм*. При среднем ремонте прогибы соответственно не должны быть более 10, 10 и 20 *мм*. Прогибы определяются при помощи длинной линейки, а продольные смещения рамных листов, которые допускаются не более 3 *мм*, при помощи линейки и так называемого крестового угольника. Износ буксовых направляющих при капитальном ремонте допускается не более 15% по толщине и 4% по ширине от проектного размера.

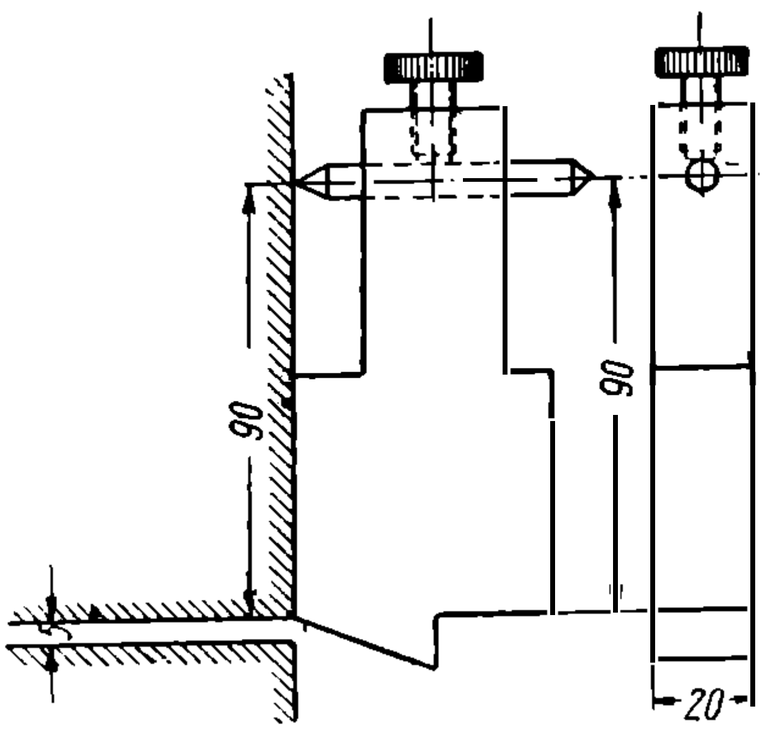
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

К числу ненормальных износов и отступлений следует отнести все износы буксовых направляющих и клиньев, превышающие установленные правилами ремонта, а также задиры их, вызванные плохой смазкой во время работы. В листах рамы наиболее характерными являются: трещины в местах прикрепления буферных брусьев, в углах буксовых вырезов, трещины и прогибы в междурамных скреплениях, ослабление заклепок и болтов этих скреплений, а также изгибы буферного бруса, вогнутости в местах укрепления буферных стаканов, надрывы в отверстии для крюка, местные прогибы и трещины в заднем стяжном ящике и ослабление его заклепок или болтов.

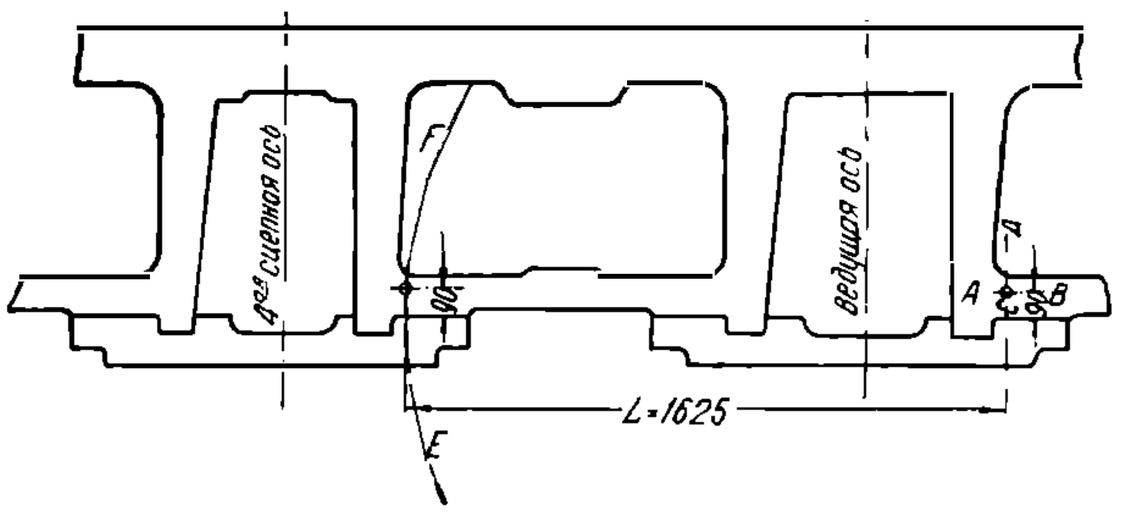
Все эти недостатки относятся главным образом к листовым рамам, являющимся наиболее слабыми конструкциями. В рамах брускового типа изгибы и трещины встречаются значительно реже, а наличие чугунных буксовых накладок, о чем сказано в дальнейшем, в значительной мере предохраняет раму от износа.

§ 2. Подготовка рамы к ремонту

Поступающая в капитальный ремонт рама освобождается от всех деталей, затрудняющих ремонт. Цилиндры отваливаются при наличии ослабших болтов в количестве 25% от общего числа[1] или при аварийных повреждениях, требующих смены цилиндра или ремонта его сваркой на специальных горнах.



Фиг. 555.



Фиг. 555а.

До поступления в сборный цех рама подвергается предварительной очистке струей горячей воды в смеси с нефтью, распыленной под давлением пара в специальном приборе, а во время разборки она окончательно очищается вручную от оставшейся грязи.

Прежде чем снять с рамы котел, разобрать рессорное подвешивание и снять раму со ската, на ней при затянутых струнках необходимо тщательно очистить досуха и покрыть мелом места у каждой буксы в нижнем углу. Затем специальным рейсмусом (фиг. 555) от нижней кромки рамы на определенном расстоянии дается горизонтальная *AB* (фиг. 555а) у каждой сцепной оси и, кроме того, вертикальная *СД* риски около буксы ведущей оси.

Измерительным крючком с постоянным расстоянием, равным расстоянию между центрами колесных пар, в обе стороны от намеченного керна делают засечки *EF*, пересекающие горизонтальные риски у остальных сцепных букс. Пересечение дуговых засечек с горизонтальными рисками отмечают кернами. Таким же образом делают засечки горизонтальных рисок у 5-й и 1-й осей от точек, полученных у 4-й и 2-й осей.

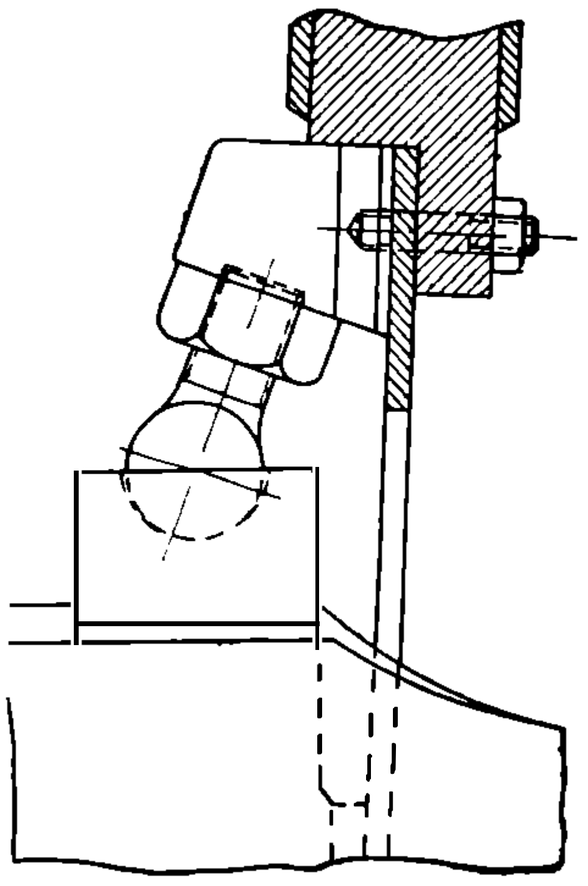
---

[1] В настоящее время это правило пересматривается: намечается отнимать цилиндр от рамы только в случае обнаруженного сдвига его.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

После снятия котла и выкатки колес, в том случае, если нет сварочных и котельных работ по исправлению листов и междурамных скреплений, раму устанавливают на домкратах на ремонтное стойло и проверяют расстояние между намеченными кернами у буксовых вырезов. При наличии несовпадения расстояний между кернами и ножками крючка регулируют положение плоскостей буксовых вырезов домкратами.

Лучшей мерой предосторожности во избежание продольного изгиба рамы от собственного веса является наличие на ней во время переноски буксовых струнок. При захвате рам паровозов серий «ФД» и «ИС», когда они переносятся с котлом, необходимо, кроме того, установить жесткую связь между котлом и хвостовиком рамы в месте расположения задней гибкой опоры (фиг. 556).



Фиг. 556.

§ 3. Ремонт буферного бруса и заднего стяжного ящика

В буферных брусьях наиболее часто встречаются: изгибы, вогнутость по месту укрепления буферных стаканов, надрывы в крюковом отверстии и трещины. Изогнутый брус отнимают от рамы и расклепывают. Листы его и угольники исправляют в горячем состоянии и пригоняют по месту. Части бруса собираются на временных болтах, отверстия развертываются, после чего брус склепывается. Затем после установки его в раме на временных болтах развертывают заодно с отверстиями в рамных листах дыры для заклепок и болтов, и брус приклепывают к раме.

Трещины на брусе завариваются при помощи электрической или газовой сварки. После заварки надрывов в углах отверстий для упряжного крюка следует укрепить это место накладкой толщиной не более толщины основного листа.

В переднем буферном брусе паровозов серий «ФД» и «ИС», который служит одновременно и солидным междурамным скреплением, вогнутости под буферными стаканами исправляются тем же способом, а погнутые крылья в случаях незначительного изгиба устраняются при помощи местного нагрева и правки под линейку. В случаях больших изгибов брус для облегчения правки разрезают по верхней и нижней полкам в месте изгиба, нагревают газовой горелкой или иным способом и возвращают крылья бруса в нормальное положение. Щели в полках заваривают электросваркой.

Листы заднего стяжного ящика паровозов в случаях местных прогибов выправляются без отъемки ящика, приклепанные к листам его ударные планки заменяются при капитальном ремонте новыми, если углубления от буферных шпинтонов превышают 5 *мм*. При меньших износах планок они отклепываются, состраиваются на величину износа и вновь ставятся на место.

Описанные способы ремонта применимы как при заводском, так и при деповском ремонтах.

§ 4. Ремонт рамных листов и междурамных скреплений

Ремонт рамных листов и междурамных скреплений начинается с исправления всех повреждений: изломов, трещин, изгибов и выпучин.

Устранение трещин

Особенно часты бывают трещины в углах буксовых вырезов тонких рамных листов, что вызывается, с одной стороны, формой таких вырезов, а с другой — не-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

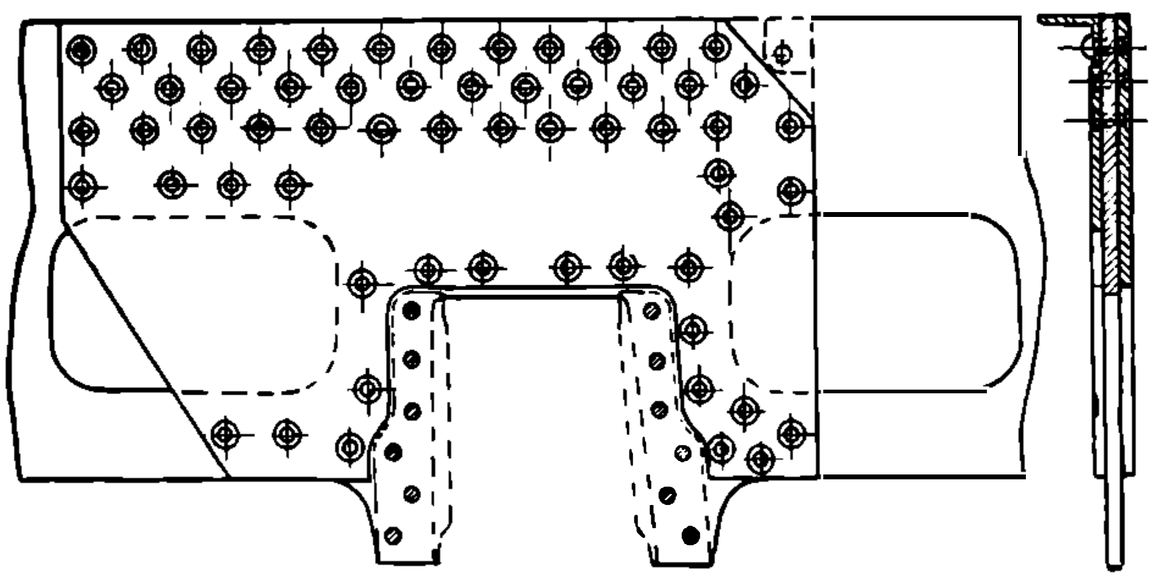
правильным скреплением буксовых направляющих струнками (без натяга), Такие трещины устранялись ранее постановкой накладок с обеих сторон листа (фиг. 557). В последнее время трещины устраняются электросваркой с постановкой заплат толщиной не менее $^3/_4$ от нормального листа.

Стальные литые рамные скрепления, имеющие трещины, должны быть исправлены также электросваркой или в случае отсутствия ее—постановкой плотно пригнанных накладок на точеных болтах.

Трещины в брусковых рамах, встречающиеся в эксплуатации паровозов серии «ФД», располагаются обычно у так называемого каблука буксового выреза и на продольной части бруса.

Помимо электродуговой сварки, брусковые рамы могут в местах излома свариваться посредством термитной сварки.

Способ электродуговой сварки наиболее экономичен и в отличие от других характеризуется тем, что тепловое воздействие на основной материал распространяется не глубоко (2—4 *мм*). Наварка изношенных мест в рамных листах также предпочитается способом электродуговой сварки.



Фиг. 557

Электросварка изломов брусковых рам допускается при выполнении следующих условий:

1) Соответствующая разделка стыков X-и V-образным способом, при разделке кислородо-ацетиленовым резаком обязательна последующая обрубка зубилом на толщину в 1 *мм* краев разделки во избежание получения крупнозернистого строения шва и мелких трещин после резака.

2) Усиление сварного места по возможности со всех четырех сторон на толщину не менее 0,25 толщины рамы.

3) Предварительный подогрев свариваемого места до 300—350°.

4) Число изломов на одном участке рамы (прогоне) не должно быть более двух, а при большем числе изломов дефектное место должно быть вырезано и вместо него подогнана и вварена новая часть рамы.

В целях уменьшения усадочных напряжений делается одновременная сварка скосов с обеих сторон.

При ремонте изломов электросваркой применяются машины постоянного тока и электроды марки 0 (ОСТ 2807).

Для первых слоев применяются электроды диаметром 4 *мм* при силе тока 180—200 *А*, а для вторых — 5 *мм* при силе тока 200—220 *А*.

Сварочные работы вызывают некоторую деформацию рамы, поэтому они должны производиться ранее котельных работ по выправлении основных листов рамы и междурамных скреплений. После сварки трещин в рамных листах производится исправление междурамных скреплений.

Иногда междурамные скрепления требуют выемки их из рамы для сварки или для выправки.

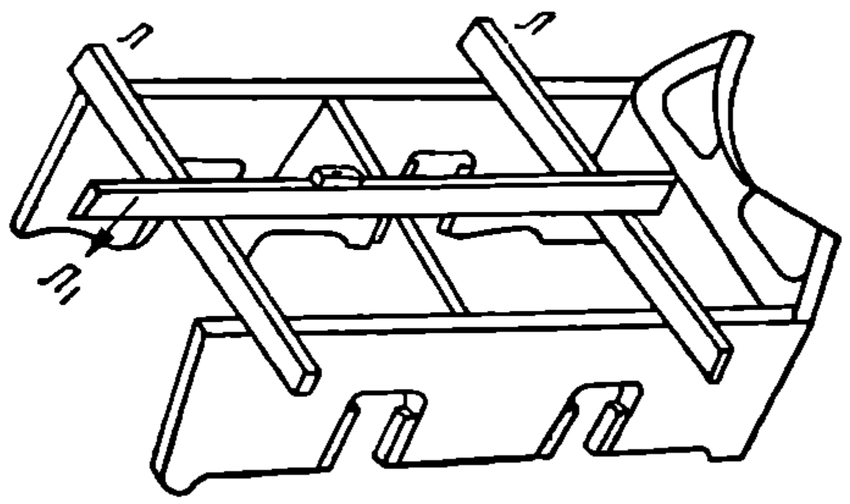
Исправление прогибов рамных листов

Исправление прогибов рамных листов, если на них нет трещин, производится в горячем состоянии. В случае наличия значительного изгиба в горизонтальном направлении листы расклепывают и вынимают междурамные скрепления около места изгиба. Затем нагревают место изгиба до светлокрасного каления и ударами кувалды по гладилке или при помощи стяжного винта и накладок выравнивают изогнутое место (фиг. 558). Нагрев рамного листа производится или переносными нефтяными форсунками, или специальными металлическими корзинами, напол-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ненными горящими древесными углями. После выправки рамного листа междурамное скрепление с рамой связывается временными болтами и при помощи переносного станка рассверливают и развертывают отверстия для заклепок или болтов, а затем производят клепку или ставят болты.

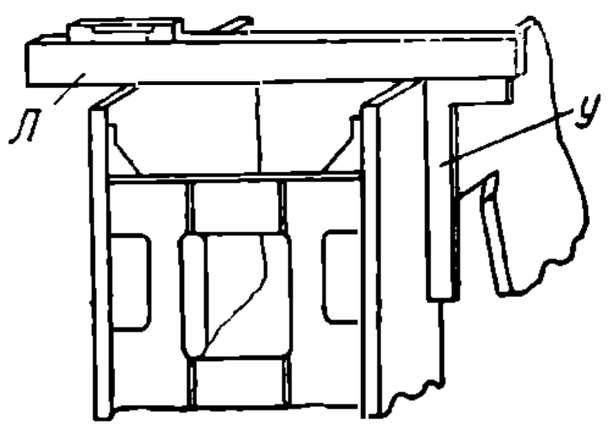
Фиг. 558.



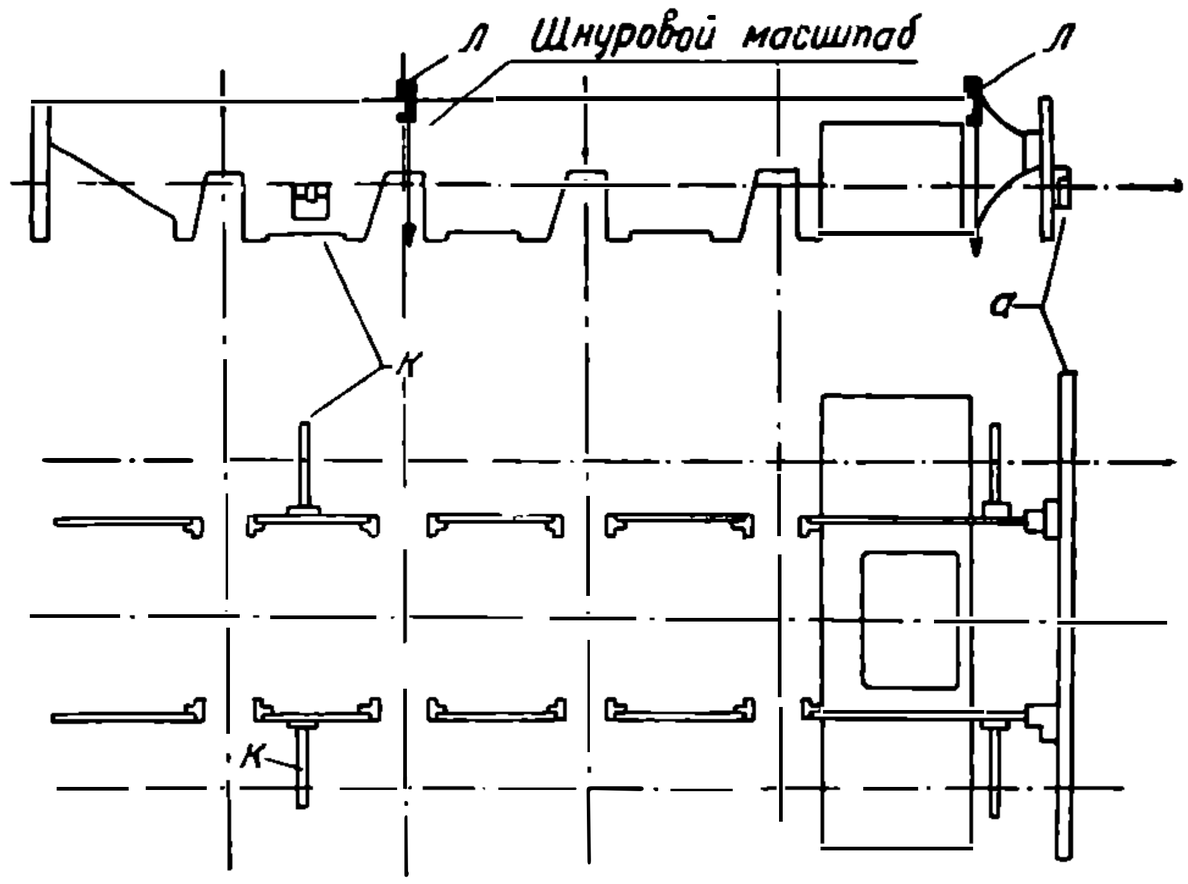
Фиг. 559.

В толстых листах брусковых рам серий «ФД», «ИС» и «Е» изгибы в вертикальной плоскости встречаются сравнительно редко. Иногда появляются изгибы в горизонтальной плоскости. В этом случае предварительно нагретую изогнутую часть выправляют при помощи пресса или домкрата.

В случае большого изгиба тонкого листа рамы иногда не удается уничтожить его при помощи пресса; тогда прибегают к разрубке или резке листа по изгибу, после чего разрубленные части выправляют отдельно и затем склепывают или сваривают с постановкой накладок.



Фиг. 560.



Фиг. 561.

После исправления всех трещин и прогибов в рамных листах и междурамных скреплениях рама устанавливается на домкраты, при этом расстояния между кернами у буксовых вырезов рамы должны быть равны альбомным расстояниям между осями паровозов.

Для правильности установки рамы в поперечном направлении кладут на ребра верхних ее кромок две линейки *Л* (фиг. 559), на которых поочередно ставят уровень. Затем кладется длинная линейка $Л_1$ и по установленному на ней уровню устанавливают раму в продольном направлении.

Установив раму в горизонтальном положении и поставив струнки, приступают к необходимым проверкам.

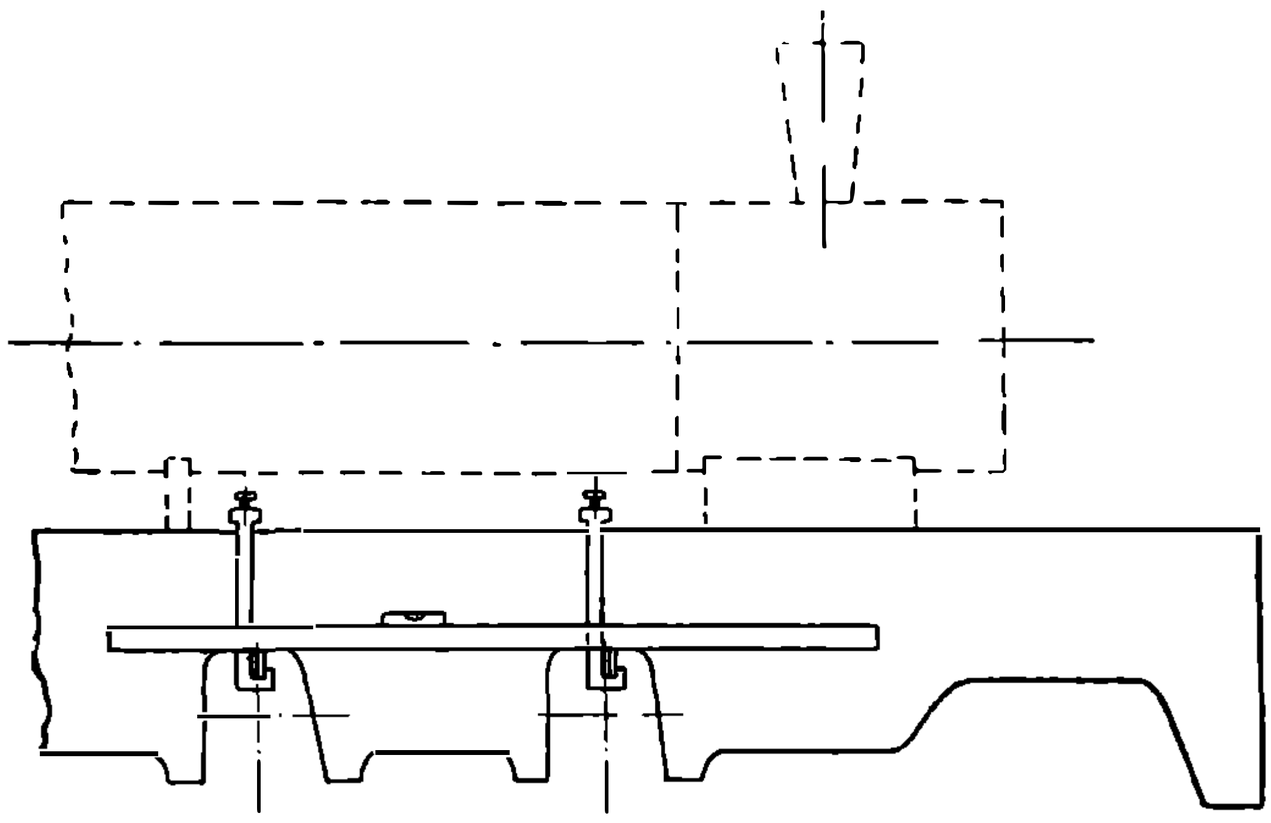
Проверка рамы

В первую очередь производится проверка рамы: отвесность, параллельность, наличие оставшихся прогибов, выпучин и продольных смещений рамных листов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

С этой целью по верхним кромкам вдоль рамы передвигают линейку *Л*, прикладывая к ней угольник *У* (фиг. 560), измеряют при помощи щупа зазоры между вертикальной полкой угольника и рамным листом, отмечая найденные отступления на раме.

Затем измеряют расстояния между рамными листами в передней, задней и средней частях рамы у верхних и нижних кромок рамных листов и также отмечают на ней полученные размеры. Кроме того, устанавливают впереди и сзади рамы приборы (фиг. 561), при помоши которых на альбомном расстоянии осей цилиндра от рамы производят натяжение нити. При этом альбомные размеры берут: в горизонтальной плоскости от нерабочих частей рамы (у междурамных креплений), а в вертикальной— от линейки *Л*, установленной поперек рамы на верхних кромках листов, впереди цилиндров и у ведущей оси. При помощи угловой линейки с полкой *К* измеряют расстояние от нити до рамы у каждой буксовой направляющей с лобовой и клиновой сторон и у задней части цилиндра. Полученные размеры записывают на раму в местах промеров.



Фиг. 562.

До проверки верхние грани рамных листов должны быть тщательно выпилены под линейку, особо в местах скольжения котла и прилегания кромки цилиндров. Затем при помощи линейки и крестового угольника производят проверку совпадения буксовых вырезов рамы.

Если эта проверка покажет их смещение в одном направлении, то имеет место продольный сдвиг рамных листов. Перед этой проверкой необходимо убедиться в отсутствии искривлений и выпучин междурамных скреплений при помощи линейки, прикладываемой в различных местах к плоскостям скреплений. При капитальном и среднем ремонтах продольный сдвиг в отдельных вырезах допускается до 3 *мм* и исправляется за счет буксовых наличников.

При среднем ремонте на заводе и при подъемочном ремонте в депо проверку рамы можно произвести и с установленным на ней котлом. В этом случае для установки рамы в горизонтальном положении и проверки отвесности рамных листов поперечные линейки подвешивают так, чтобы они прижимались к верхним кромкам буксовых вырезов (фиг. 562).

§ 5. Ремонт буксовых направляющих, клиньев и подбуксовых струнок

Буксовые направляющие осматриваются и проверяются при помощи штангенциркуля, линейки и угольника.

При наличии большого износа допускается исправлять буксовые направляющие электросваркой.

После наварки буксовая направляющая подается на горизонтальный или вертикальный фрезерный станок, где фрезеруются ее рабочие плоскости.

Ремонт буксовых клиньев и струнок

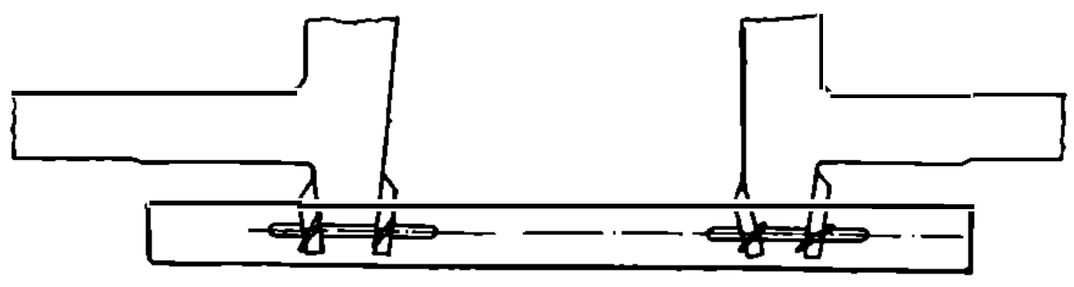
Буксовые клинья в случаях незначительного износа исправляются посредством шлифовки по нанесенным контрольным рискам. Большой износ клина может потребовать наварки как на широкую рабочую, так и на узкие вертикальные грани. В целях сокращения затраты электродов допускается привар-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ка на широкую плоскость клина стальной пластины с укреплением электрозаклепками.

После наварки или непосредственно после разборки клин размечается и устанавливается на узкую грань на поперечно-строгальном станке, на котором поочередно строгаются узкие его грани.

По контрольным рискам строгается широкая плоскость. Поочередно строгаются грани выступа наклонной плоскости его, причем клин устанавливается на станке по широкой рабочей грани, затем на вертикальном фрезерном станке фрезеруются торцы и выемка для хвостовика клина. После этого клин передается на плоскошлифовальный станок для шлифовки широкой и узких граней, соприкасающихся с буксой.



Фиг. 563.

Буксовые струнки должны быть отремонтированы и пригнаны на место после разборки паровоза.

Ремонт струнки большей частью заключается в сообщении ей утраченного за время эксплуатации паровоза натяга.

Поэтому первой операцией является осадка нагретой струнки или наварка под натяг мест соприкасания ее с рамой. После осадки или наварки обрубаются кромки, и струнка размечается при помощи специального шаблона (фиг. 563): затем места соприкасания струнки с рамой строгаются по разметке на поперечно-строгальном станке, после чего она пригоняется по месту с запасом на натяг, равным 5 *мм*, и укрепляется на два временных болта. Струнка ставится окончательно на место после опускания рамы на колеса. Постоянные болты изготовляются по установленным градационным размерам с натягом и ставятся на место ударами кувалды или пневматического молотка.

§ 6. Сборка рамы при ремонте на заводе

Сборка рамы начинается с постановки на места отремонтированных: буферного бруса, междурамных скреплений и заднего стяжного ящика, затем рама проверяется, после чего устанавливаются на место отнятые и отремонтированные буксовые направляющие. Далее определяется объем ремонта всех других направляющих, характер и степень износа которых не требовали отъема их от рамы. С этой целью производится проверка положения буксовых направляющих на раме и одновременно устанавливается главная продольная ось рамы, на которой должны располагаться отверстия для упряжных приборов.

За проверкой следует ремонт буксовых направляющих и шкворневых отверстий переносными станками.

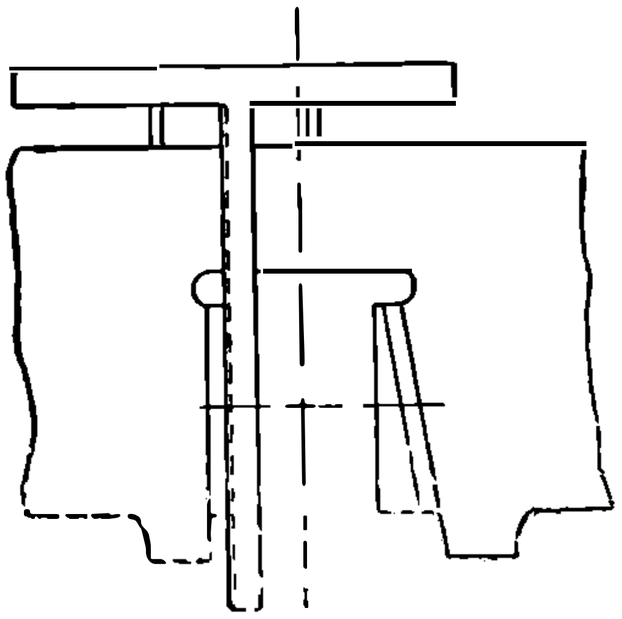
Для правильного положения буксовых направляющих необходимо, чтобы: 1) узкие и широкие рабочие грани были правильными с взаимно-перпендикулярными плоскостями; 2) при горизонтально вывешенной раме все рабочие грани были отвесны; 3) наружные боковые грани и грани клиньев каждой стороны паровоза (особенно обе грани одного и того же буксового выреза) лежали в одной плоскости, параллельной главной оси рамы; 4) широкие рабочие грани противоположных сторон каждой оси находились в одной или в параллельных плоскостях, перпендикулярных к главной оси рамы; 5) широкая рабочая грань каждого буксового клина, работающая по буксовому наличнику, была параллельна противоположной широкой грани той же буксовой направляющей.

§ 7. Проверка буксовых направляющих

Отвесность рабочих граней буксовых направляющих проверяют при горизонтально вывешенной раме специальным угольником, перемещаемым по двум линейкам, положенным над буксовыми вырезами поперек рамы (фиг. 564).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

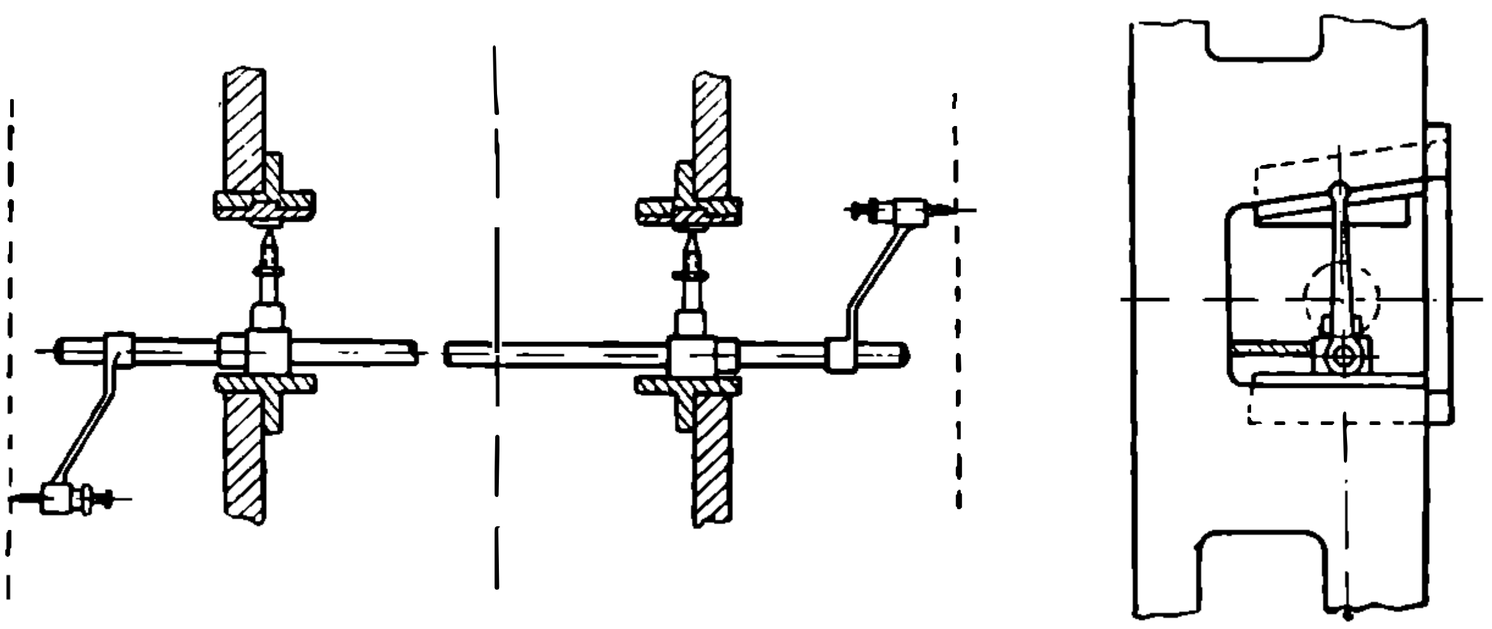
По обе стороны рамы, как и при проверке прогибов рамных листов, провешиваются нити на альбомных расстояниях осей цилиндров от вертикальной плоскости рамы и от верхней кромки рамы. Затем при помощи угольника с линейкой определяют расстояние от боковых граней буксовых направляющих до нити (отступление допускается при капитальном не более 2 *мм*, а при среднем ремонте не более 3 *мм*).



Фиг. 564.

Если отступления не больше допускаемых, то они компенсируются за счет величины буртов буксовых подшипников, в противном случае под привальный фланец буксовой направляющей может быть поставлена целая прокладка толщиной не более 5 *мм*. Нахождение в одной плоскости, перпендикулярной главной оси рамы, широких рабочих граней буксовых направляющих и клиньев проверяется при помощи особого прибора (фиг. 565).

Этот прибор устанавливается в буксовом вырезе ведущей оси на высоте центров подшипников и закрепляется, а острия его рычагов устанавливают до соприкосновения с нитями, затем вращают ось прибора на 180°. Тогда при правильном положении широких лобовых граней буксовых направляющих острия рычагов должны снова касаться нитей, а если этого нет, то для определения



Фиг. 565.

смещения этих граней одна из пят прибора отводится от плоскости лобовой грани буксовой направляющей, пока острия плеч снова не коснутся нитей. Расстояние между пятой и гранью измеряют, а под пяту ставят прокладку соответственной толщины. Пята закрепляется, после чего еще раз проверяют относительно нитей правильность смещенного положения буксовой направляющей.

Согласно «Правилам капитального ремонта паровозов» несовпадение вертикальных плоскостей широких граней буксовых направляющих одного буксового выреза допускается до 3 *мм*.

Дальнейшая проверка буксовых направляющих и клиньев соединена с разметкой их, причем все риски и размеры выносятся на боковые листы рам, на горизонтальные риски, проведенные над буксовыми вырезами.

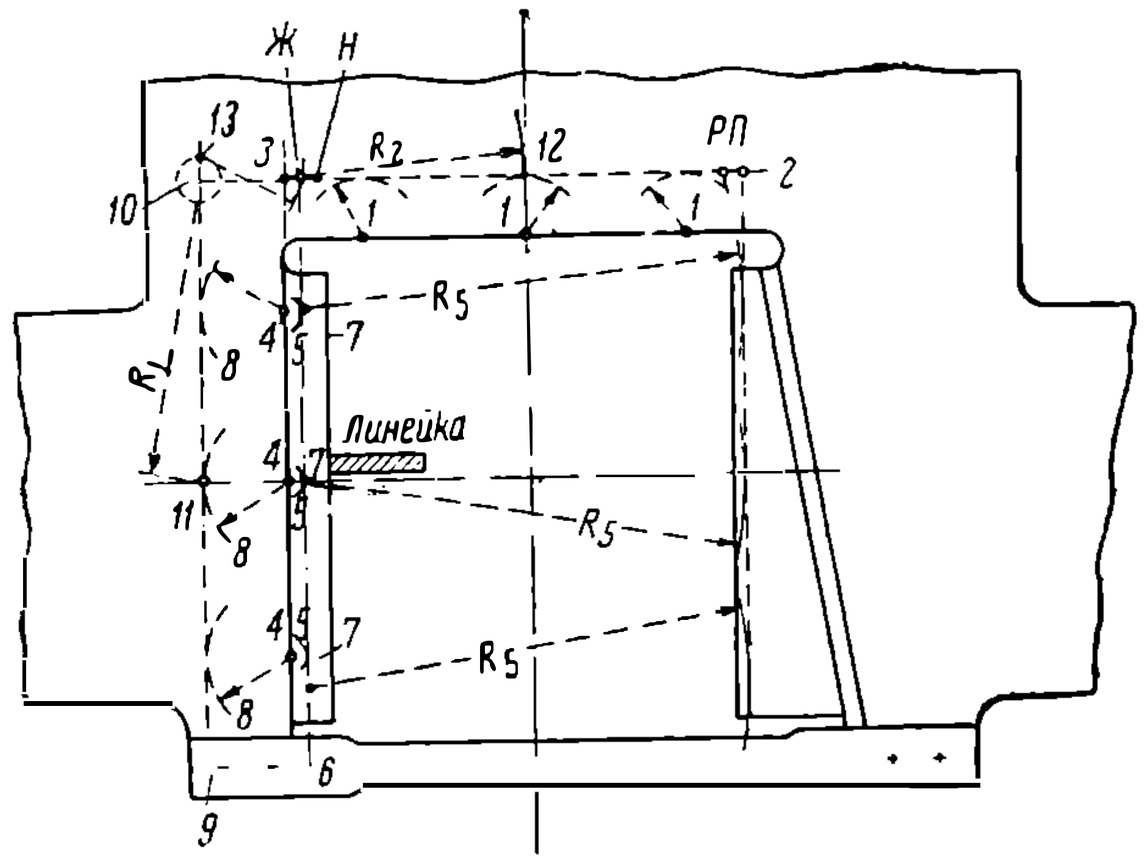
Проверку начинают с буксовых направляющих ведущей оси. Ставят на место клинья, удерживая их особыми распорками, зачищают и покрывают меловой краской места рамы около буксовых вырезов.

Из нескольких точек верхней части буксового выреза рамы для ведущей оси произвольными, но одинаковыми радиусами делают засечки *1* (фиг. 565а) и проводят к ним касательную *2*. Затем продолжают вертикальную кромку выреза рамы до пересечения с касательной *2-3* в точке *3*, которую закернивают.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

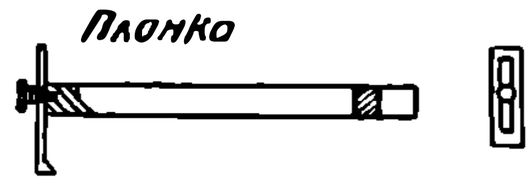
Из произвольных точек *4* вертикальной кромки делают одинаковыми радиусами несколько засечек *5* на боковой наружной грани лобовой стороны буксовой направляющей, проводят к этим засечкам касательную *6* и ставят контрольные керны *7*.

Такие же операции производят и на противоположной буксовой направляющей ведущей оси, учитывая смещение плоскости широкой грани этой буксовой направляющей по отношению к такой же плоскости буксовой направляющей.



Фиг. 565а.

Затем из точек *4* произвольными, но одинаковыми



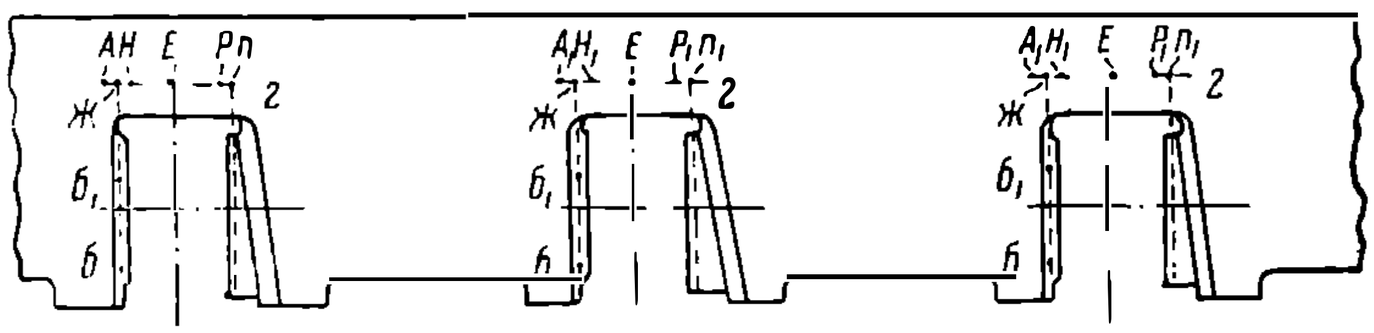
Фиг 565б.

радиусами делают засечки *8* и проводят к ним касательные *9* с обеих сторон рамы. Точку *10* пересечения касательных *2* и *9* закернивают и из нее радиусом R_1, равным проектному расстоянию от выреза рамы до центра оси, увеличенному на радиус засечек *1*, делают засечку и ставят керн *11*. Из точки *3* радиусом R_2, равным проектному расстоянию от бокового выреза рамы до центра оси, делают вторую засечку и ставят керн *12*. Керны *11* и *12* определяют положение центра оси буксы.

Затем на касательной *2* находят точку *ж*, для чего из точки *10* описывается окружность радиусом, равным углублению буксовой направляющей за плоскость рамного листа, и на пересечении ее с касательной *9* ставится керн *13*, из которого радиусом, равным расстоянию между засечками *8* и *5*, делают засечку на линии *2*; точка пересечения *ж* закернивается.

Далее к обеим широким граням буксовых направляющих прикладывается линейка и контрольные керны *7* переносятся специальным крючком (фиг. 565б) на внутренние буксовые грани.

При помощи того же крючка, передвигая его так, чтобы линейка соприкасалась с широкой гранью буксовой направляющей, а крючок всегда совпадал



Фиг. 565в.

с контрольной риской *7—7*, определяют как с наружной, так и с внутренней стороны размеры стружки, которая должна быть снята с широкой грани буксовой направляющей для уничтожения имеющегося износа и получения правильного относительного положения широких граней буксовой направляющей.

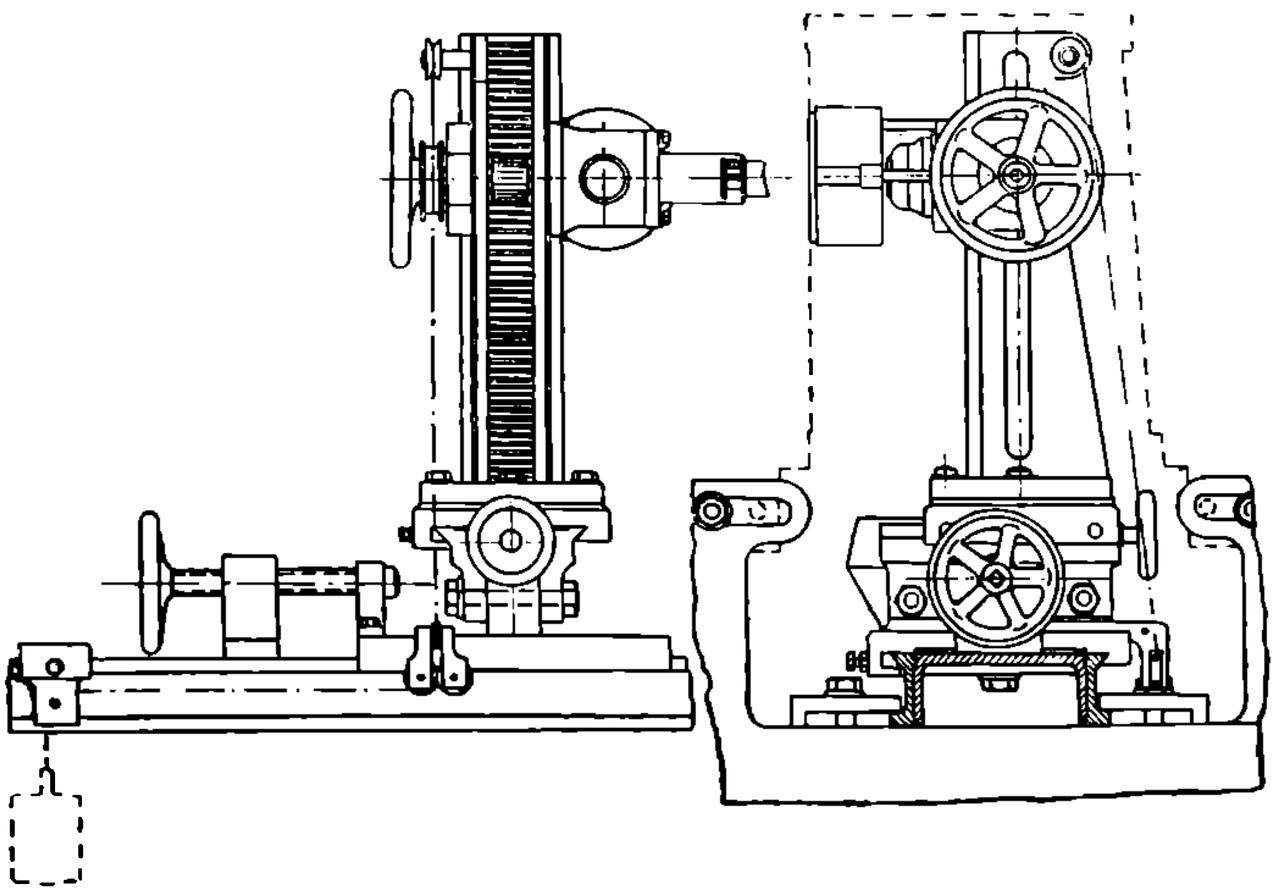
Определив тем же крючком расстояния от намеченной таким образом новой широкой грани до контрольной линии *7 — 7*, откладывают их от точки *ж*

НБ УДУНТ (ДІІТ)

как с правой, так и с левой стороны рам; точки отложения *H* закерниваются. Размер *HE* будет служить для разметки буксовых наличников (фиг. 565в).

Чтобы проверить положение и разметить для опиловки или стружки широкие грани буксовых направляющих других сцепных осей, от верхней кромки буксового выреза рамы каждой оси делают засечки *1—1* тем же радиусом, что и для буксовых вырезов ведущей оси, и проводят касательную *2*. Затем посредством штикмаса откладывают от точки *E* над буксовым вырезом ведущей оси на линиях *2—A* проектные расстояния между центрами осей и в точках отложения ставят керны *E* (фиг. 565в).

Тем же штикмасом делаются контрольные засечки от точек *7* с наружных граней буксовых направляющих ведущей оси на наружные грани буксовых направляющих сцепных осей и проводят риски $б—б_1$. Аналогичным описанному способом находят точки H_1. Размеры H_1, *E* будут служить для разметки буксовых наличников. Для разметки буксового клина произвольным радиусом R_5 (фиг. 565а) из точек *7* делают на нем засечки и проводят касательную, определяют пересечение ее в точке *П* с линией *2* и отмечают керном.



Фиг. 566.

Аналогично тому, как это было сделано для широкой грани буксовой направляющей, определяют расстояние от контрольной линии *n* до широкой поверхности клина, которое должно получиться после уничтожения износа и придания этой поверхности правильной формы. Это расстояние откладывают от точки *n* в сторону центра оси по линии *2* и отмечают точку *P* керном. Расстояние *Pn* будет служить для разметки наличников букс.

Ремонт буксовых направляющих на раме

В случае незначительного износа и неправильностей взаимного положения рабочих плоскостей буксовой направляющей в пределах, указанных правилами капитального ремонта, последняя не отнимается от рамы, а исправляется на месте по разметке, сделанной при проверке рамы. Это исправление может быть выполнено наждачным кругом, насаженным на шпиндель электрической или пневматической машинки.

Кроме того, для ремонта буксовых направляющих без отъемки от рамы могут быть применены специальный переносный шлифовальный станок (фиг. 566) или шлифовальные станки, устанавливаемые на специальном стойле.

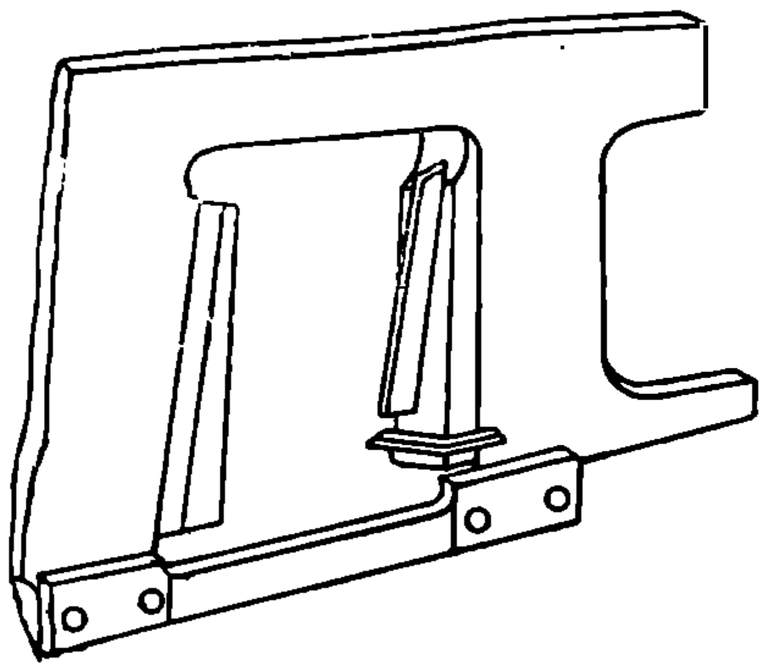
Наличие таких станков позволяет значительно сократить время на ремонт и достичь значительно большей точности работы. Для проверки правильности обработки каждой буксовой направляющей употребляют угольник и короткую линейку (фиг. 567). Отремонтированные и собранные на раме буксовые направляющие и клинья окончательно проверяются вышеуказанным способом. Порядок ремонта и проверки буксовых направляющих остается без изменения и для того случая, когда котел остается в течение ремонта на раме, т. е. и для подъемочного ремонта в депо.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Определение середин буксовых направляющих

Последняя операция в проверке рамы — определение проектных середин буксовых направляющих — производится после исправления последних. Отметка этих середин производится при помощи прибора, который прикладывается к наружной поверхности рамы против буксового выреза (фиг. 568).

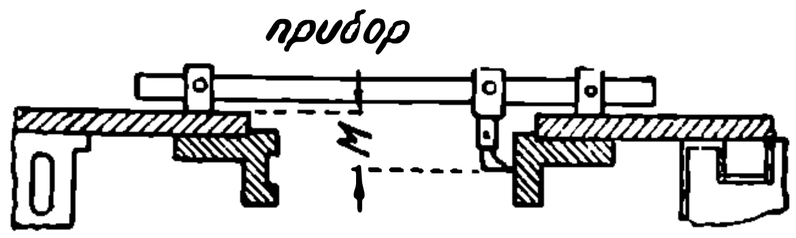
Соединив отметки середин буксовых направляющих вверху и внизу, определяют штикмасом расстояние между ними для каждого буксового выреза рамы.



Фиг. 567.

Все размеры, полученные после проверки и разметки, необходимые для разметки буксовых наличников и подшипников, передаются в буксовую бригаду. Эти размеры следующие:

1. Расстояния между серединами буксовых направляющих для лобовой и клиновой сторон каждой пары буксовых вырезов.



Фиг. 568.

2. Расстояния от середины буксовых направляющих до наружной и внутренней кромок их отдельно для лобовой и клиновой сторон правого и левого буксовых вырезов.

3. Расстояния от оси колесной пары до лобовой поверхности буксовой направляющей и до широкой рабочей плоскости клина для правой и левой сторон каждого буксового выреза.

§ 8. Ремонт рам паровозов серий «ФД» и «ИС»

Особенность конструкций рам этих паровозов, заключающаяся в применении чугунных буксовых накладок, позволяет за счет их толщины компенсировать износ рабочих плоскостей букс и буксовых вырезов. Эти накладки сильно изнашиваются, а поэтому при среднем и капитальном ремонтах паровозов они большей частью заменяются новыми. При наличии накладок имеется возможность обрабатывать полностью буксу и подшипник, не ожидая размеров от бригады, ремонтирующей раму. Проверка и ремонт самой рамы, вследствие особенностей ее конструкции (отсутствие отъемных буксовых направляющих), облегчаются.

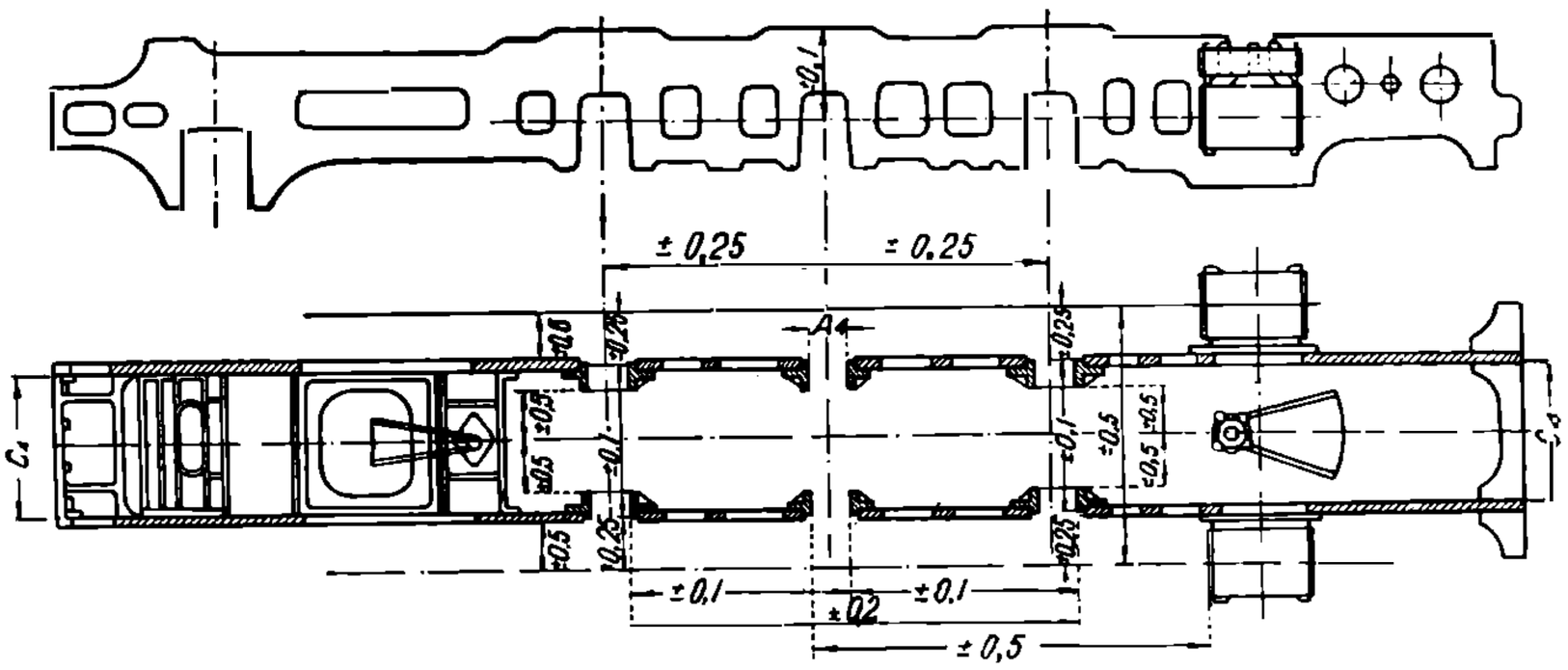
Изготовление рамных или буксовых накладок производится двумя способами. В первом случае заготовка размечается и простругивается по плоскостям прилегания к буксе; затем, установив буксу на плите и вложив в верхний паз ее накладку, размечают последнюю, как обычный буксовый наличник. Клиновая накладка также пристрагивается по плоскостям прилегания к буксе, а затем по наклонной плоскости прилегания к буксовому вырезу. Для строжки накладка устанавливается на особой подкладке, имеющей форму клина и привернутой к столу станка. Для второго случая имеются в запасе накладки, пристроганные и пришлифованные по плоскостям прилегания к буксовому вырезу рамы и грубо отделанные с припуском по плоскостям прилегания к буксе. Перед окончательной отделкой плоскостей прилегания к буксе лобовые и клиновые накладки заводятся в буксовые вырезы, укрепляются в них распорками, проверяются и размечаются, как описано выше для листовых рам.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Несовершенство применяемых методов проверок

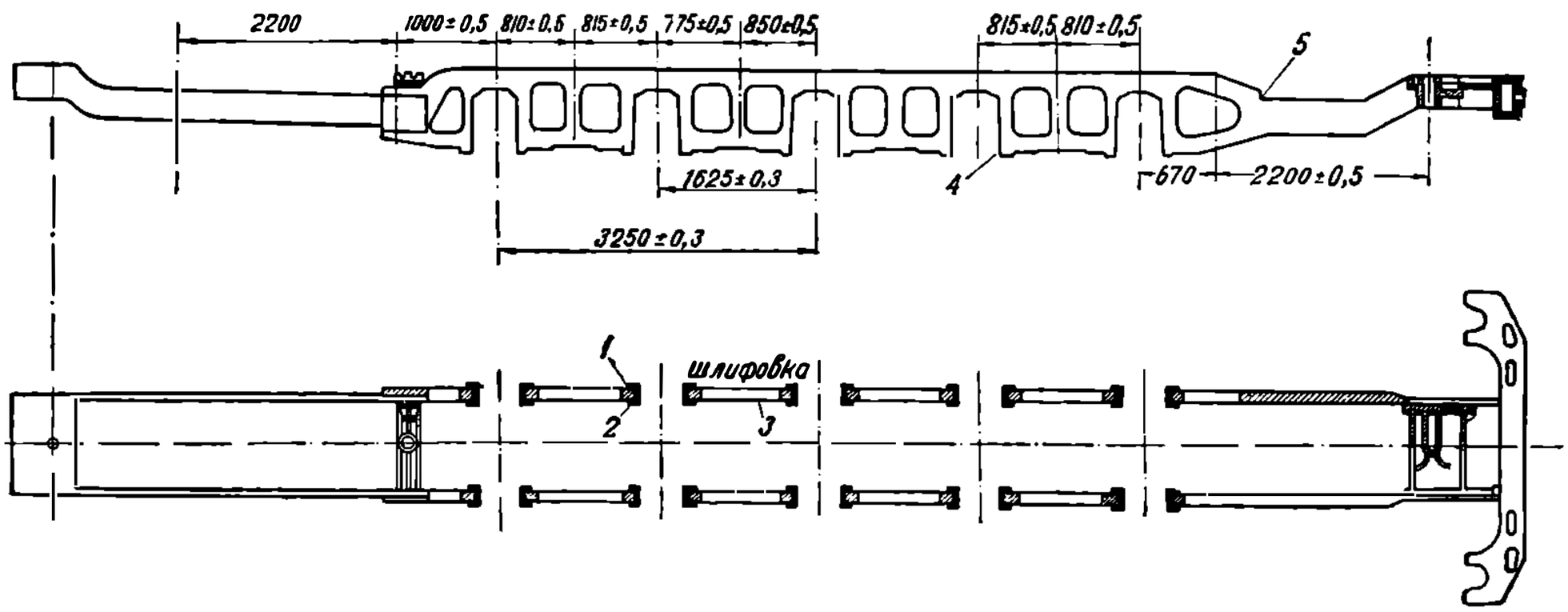
Существующие методы проверки не дают достаточной точности измерения, а следовательно и качества ремонта.

Это происходит потому, что применяемые длинные линейки и нити провисают и делают затруднительным точный обмер расстояний от буксовых напра-



Фиг. 569.

1. Не вкрест лобовые плоскости буксовых направляющих ± 0,1 *мм*.
2. Неперпендикулярность лобовых плоскостей буксовых направляющих относительно верхней кромки рамы ± 0,1 *мм*.
3. Неперпендикулярность геометрической оси колесной пары относительно продольной оси паровоза 0,5 *мм* (принимая на всю длину оси колесной пары).
4. Отклонение расстояния между центрами спаренных осей ± 0,25 *мм*.
5. Расстояние от струны, проведенной по оси цилиндра до листа рамы, ± 0,5 *мм*.
6. Расстояние от струны до верхней кромки рамы ± 1,0 *мм*.
7. Смещение шкворневых отверстий для тележек по отношению к продольной оси паровоза ± 0,5 *мм*.



Фиг. 570.

1. Отклонение лобовых плоскостей буксовых вырезов движущих осей при проверке вкрест ± 0,05 *мм*.
2. Буксовые накладки подбирать к раме с зазором 0,1 *мм* на размер 125 *мм*.
3. Отклонение рамных брусьев (с хвостовиком) от плоскости симметрии рамы ± 0,2 *мм*.
4. Неперпендикулярность лобовой плоскости буксового выреза относительно верха рамного бруса для всех движущих осей ± 0,05 *мм*.
5. Отклонение упоров для цилиндров при проверке вкрест ± 1,0 *мм*.
6. Смещение шкворневых отверстий и стакана люльки от плоскости симметрии не более 0,4 *мм*.

вляющих, а небольшие неправильности в положении длинных линеек влекут за собой при проверках крестовыми угольниками значительные отклонения. Вынесение рисок на раму и дальнейшее перенесение их на пластинки для передачи по плите посредством рейсмуса на буксу увеличивают неточность разметки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тому же может способствовать дальнейшая обработка букс по закерненным рискам.

К этому нужно присоединить также большую зависимость производимых обмеров и проверок от внимательности и квалификации рабочих, производящих проверку и разметку.

Для характеристики допусков, устанавливаемых в настоящее время при постройке паровоза, а следовательно подлежащих восстановлению их при капитальном ремонте паровоза, на фиг. 569 и 570 приведены допуски, установленные и вводимые для рам паровозов серий «С^{У}» и «ФД» на Коломенском и Ворошиловградском заводах.

Ремонт листовой рамы или брускового типа современных мощных паровозов по допускам возможен лишь при существенном изменении принятых у нас на заводах методов проверки и ремонта. Устройства для проверки и весь измерительный инструмент должны давать возможность определения основных расстояний при проверке рамы с установленными для каждого из расстояний допусками, а станки для ремонта буксовых направляющих и приспособлений для их установки должны полностью соответствовать по степени точности их работы этим допускам с тем, чтобы точность измерения соответствовала точности обработки.

§ 9. Новые методы ремонта и проверок рамы

В иностранной практике, например на германских заводах, пользуются двумя способами проверки рам: 1) способ завода «Геншель» и 2) вводимый в настоящее время оптико-механический способ Цейса.

По методу «Геншель» рама устанавливается на домкратах, имеющих одновременное перемещение поперек рамы. Сквозь паровые цилиндры пропускают длинные шлифованные трубы, поддерживаемые 3—4 парами подпорок, установленных вдоль рамы. Трубы устанавливают так, чтобы расстояния между их осями были равны альбомному расстоянию между осями цилиндров, что контролируется специальным штикмасом с микрометром. Путем передвижки домкратов добиваются такого положения рамы, чтобы расстояния от оси каждой трубы до рамного листа спереди и сзади ее были альбомными. Установленные таким образом шлифованные трубы будут занимать проектное положение осей цилиндров по отношению к раме. Правильность положения буксовых направляющих проверяется при помощи специального крестового угольника, накладываемого короткой полкой на шлифованные трубы, правильность расположения рабочих плоскостей буксовых направляющих и расстояния их до осей букс проверяются специальными приборами, устанавливаемыми на шлифованных трубах, точно по осям букс. Измерение осуществляется при помощи специальных шиберов, располагаемых на крестовых угольниках. Приборы эти имеют два цилиндрических шлифованных отростка, которые направляются в буксовый вырез, располагаясь в вертикальной плоскости, проходящей через ось буксы. Насаживая на отростки штикмасы, микрометром или индикаторными часами определяют расстояние от оси буксы до широких плоскостей буксовых направляющих и правильность положения узких граней их. Относительно тех же установленных труб при помощи штикмасов с микрометрическими винтами проверяются правильность расточки цилиндров и положение их осей. Расстояние середины цилиндра от ведущей оси проверяется шибером и штикмасом.

Точность проверки этим способом—до 0,1 *мм*.

Проверка требует специального стэнда и ряда штикмасов и других приборов с микрометрическими винтами или индикаторами.

Способ, предложенный советским инженером Пановым А. А., имея в основе также применение шлифованных труб, определяющих проектное положение осей цилиндров, в отличие от описанного, не требует специального стэнда с домкратами, так как трубы подвешиваются к раме на специальных подвесках. Применения уровня, концевых мер и штикмасов не требуется, так как положение

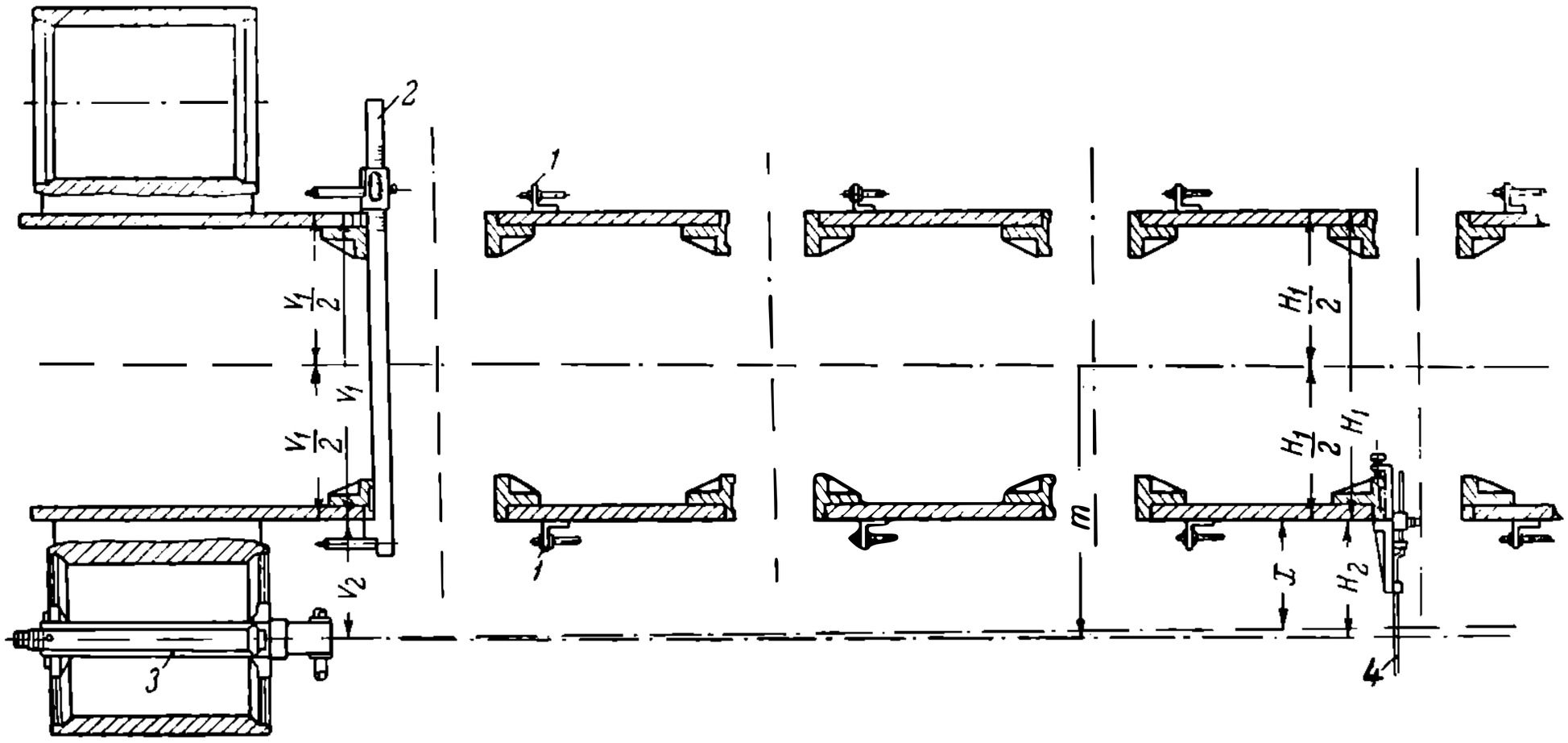
НБ УДУНТ (ДІІТ)

центров осей цилиндров определяется автоматически и, наконец, кроме проверки, этот способ позволяет осуществить разметку буксовых направляющих [1].

Применение способа Цейса вызвано стремлением уточнить и упростить измерения, исключив из процесса проверки ряд операций, зависящих от индивидуальных качеств работников, и устранив ряд длинных труб, линеек и крестовых угольников.

В этом случае отремонтированная рама с отдельными направляющими и клиньями, с поставленными на место струнками устанавливается по уровню обычным способом.

На раме против середины буксовых вырезов укрепляются установочные угольники (фиг. 571) с их болтами. Затем с помощью раздвижного калибра *2* определяют в передней и задней частях рамы ее ширину поверх наружных граней буксовых направляющих и размеры V_1 и H_1. В один из цилиндров ставят



Фиг. 571.

по оси его при помощи самоцентрирующих звезд смотровую трубу *3*. Затем при помощи масштаба *4* с кернером определяют положение оси цилиндра относительно бокового листа рамы и находят для заднего выреза рамы величину H_2.

Основной плоскостью, от которой ведется отложение при ремонте, должна быть вертикальная плоскость симметрии рамы.

Ось цилиндра будет расположена параллельно этой плоскости, когда $\frac{v_1}{2} + v_2 = \frac{H_1}{2} + H_2$, но в практике это равенство редко сохраняется и H_2 не всегда соответствует альбомному размеру. Тогда, перемещая зрительную трубу *3* на деление масштаба, соответствующее альбомному расстоянию оси цилиндра от середины рамы, устанавливают ее на расстоянии от рамы: $x = \frac{v_1}{2} + v_2 - \frac{H_1}{2}$, т. е. параллельно оси рамы, и при этом положении зрительной трубы ведут дальнейшие отсчеты. Разность $H_2 - x$ не должна превышать величины, допускаемой правилами ремонта.

Относительно найденного правильного положения оси цилиндра производится установка положения осей колесных пар, начиная с ведущей оси.

Для этой цели употребляются специальная трубчатая измерительная рейка и оптический прибор «коллиматор» (фиг. 572).

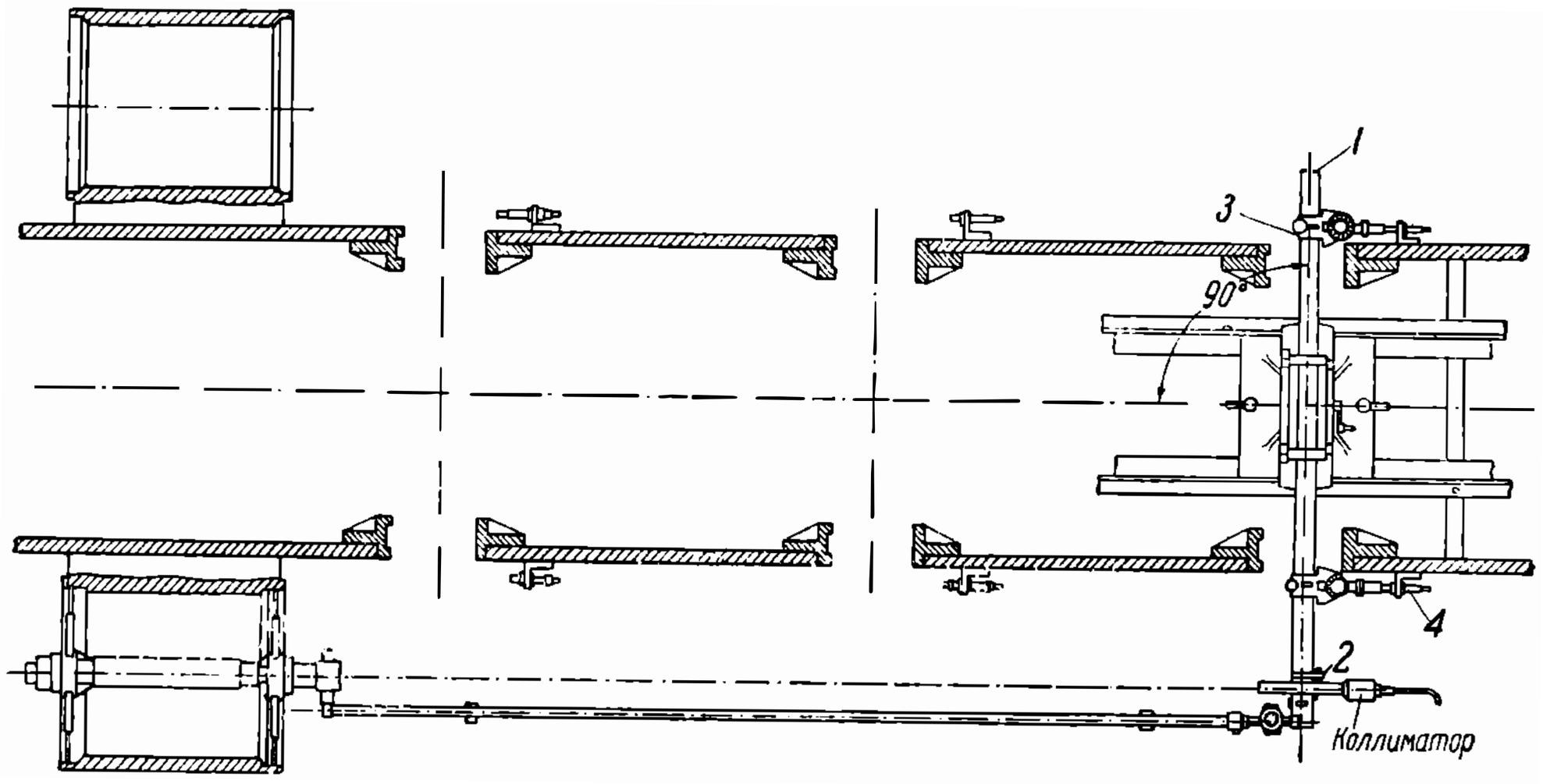
Коллиматор пригнан так, что ось его перпендикулярна к оси рейки *1*, на которой он точно устанавливается при помощи винта *2*. Коллиматор имеет на

[1] См. журнал «Транспортное машиностроение» № 4 за 1936 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

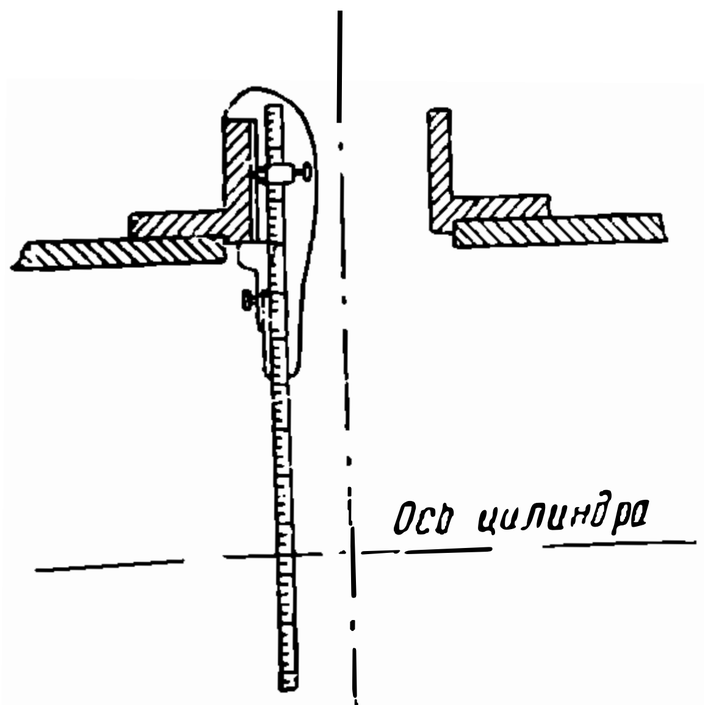
обоих концах стекла, освещающиеся сзади электрической лампой, с нанесенными на них крестообразно расположенными шкалами.

Совпадение ближайшего к лампе пересечения шкал коллиматора с крестом зрительной трубы в цилиндре укажет на параллельностъ осей его и зрительной трубы; видимое при этом положение переднего пересечения шкал укажет смещение этих осей. При помощи штикмаса с микрощупом рейка *1* устанавливается

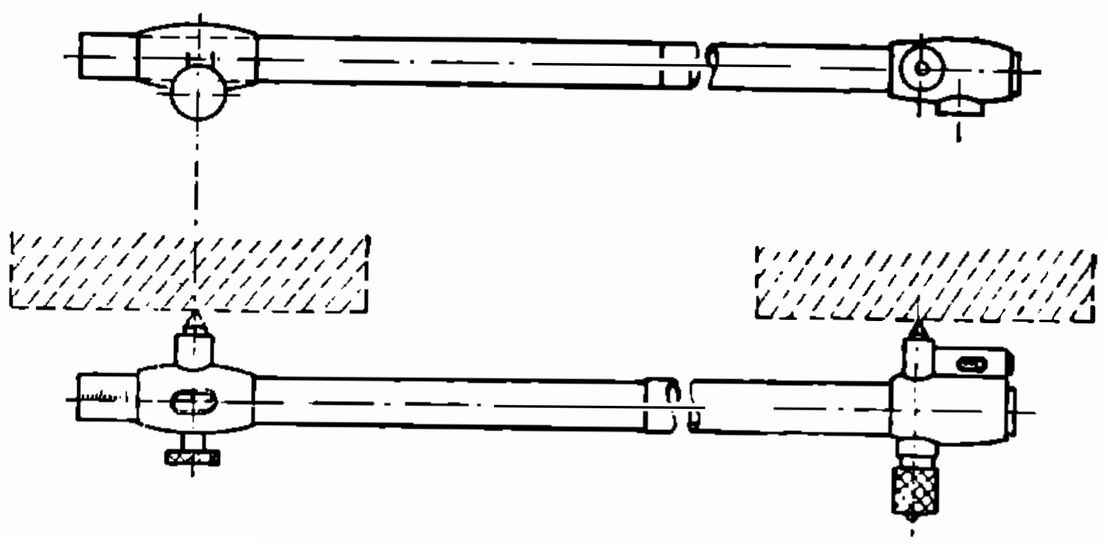


Фиг. 572.

на альбомном расстоянии от середины цилиндра, по оси ведущей колесной пары. На концы рейки надевают микрощупы *3* и по ним устанавливают болты *4*. От первой пары этих болтов ведется установка болтов у других буксовых вырезов при помощи штикмасов с индикаторами, установленными по альбомному расстоянию между осями колесных пар. Таким образом устанавливается положение осей колесных пар, перпендикулярных к оси рамы.



Фиг. 573.



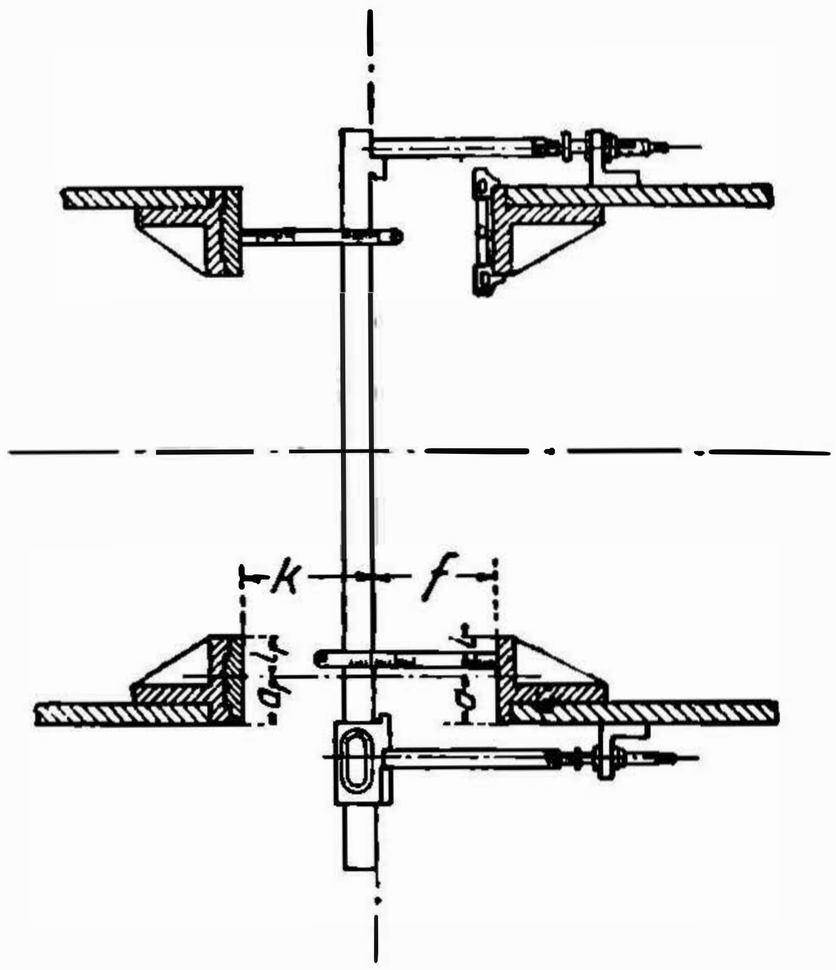
Фиг. 574.

Затем при помощи масштаба с кернером (фиг. 573) берут проектное расстояние от оси цилиндра до ближайшей к нему середины буксовой направляющей и отмечают его, устанавливая масштаб в каждом буксовом вырезе рамы на лобовой и клиновой сторонах буксовых направляющих и закернивая эту середину. Ряд таких отметок с одной стороны рамы будет лежать на прямой, параллельной главной оси рамы. После того отметки, нанесенные кернерами, переносят на другую сторону рамы, пользуясь для этого штикмасом с двумя кернерами, установленными на альбомном расстоянии между серединами буксовых направляющих (фиг. 574). Затем обмеряют расстояния a, i, a_1, i_1 (фиг. 557) при

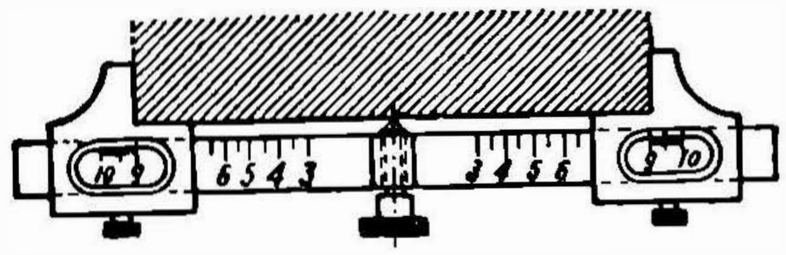
НБ УДУНТ (ДІІТ)

помощи раздвижной меры с кернером (фиг. 576) и определяют расстояния *k* и *f* для разметки наличников.

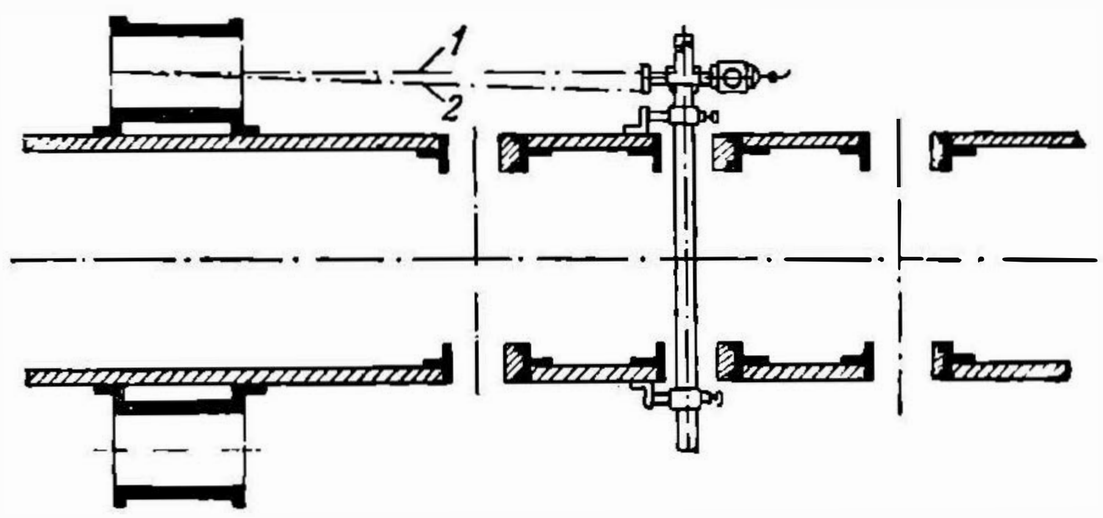
Для проверки положения оси второго цилиндра устанавливается коллиматор (фиг. 577), как в первом случае, и со стороны второго цилиндра.



Фиг. 575



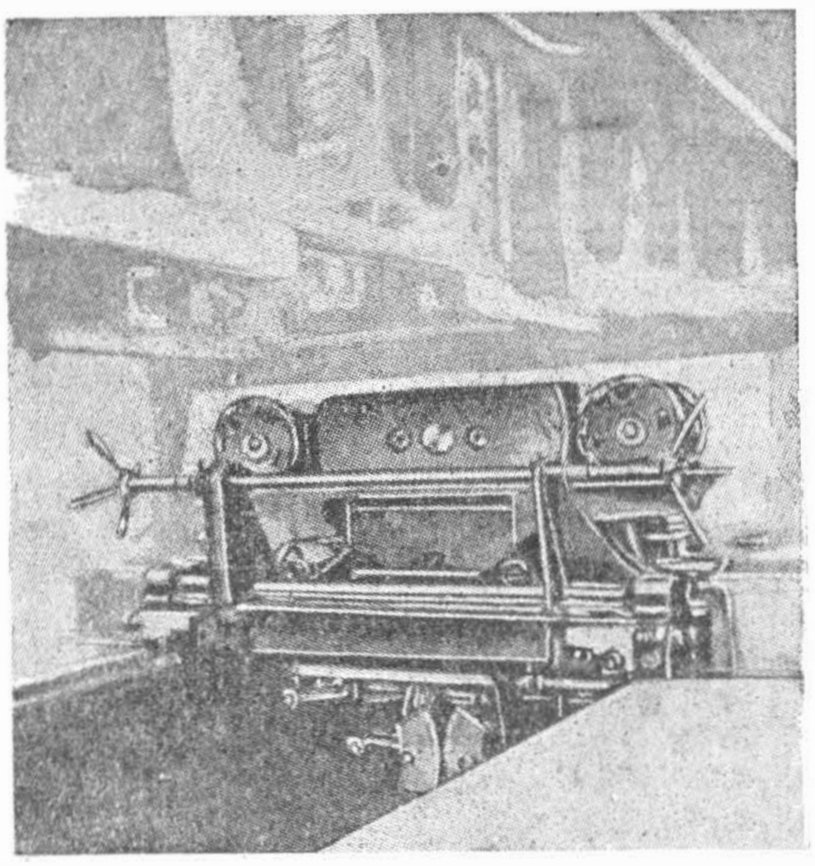
Фиг. 576.



Фиг. 577.

Этим заканчивается обмер рамы, после чего снимаются установочные угольники, а сделанные для их укрепления в рамах отверстия с резьбой остаются для следующих ремонтов того же паровоза.

В практике заграничных паровозоремонтных заводов устранение износов буксовых направляющих производится шлифовкой на специальных шлифовальных станках без отъемки от рам (фиг. 566 и 578).



Фиг. 578.

Обмеры после такой шлифовки применяются более точные. Для этого с обеих сторон рамы к установочным угольникам укрепляются измерительные угольники *1* (фиг. 579) с мерными на них стержнями *2*. На эти угольники поперек рамы укладывается линейка *3* и прижимается нажимными винтами *4* к концам мерных стержней; при этом средняя линия линейки точно совпадает с осью колесной пары. На линейку *3* предварительно надевают два микрощупа, снятые с ранее описанной трубчатой измерительной рейки, и путем подбора мерных стержней соответствующей длины находят точно расстояния *f* и *k*.

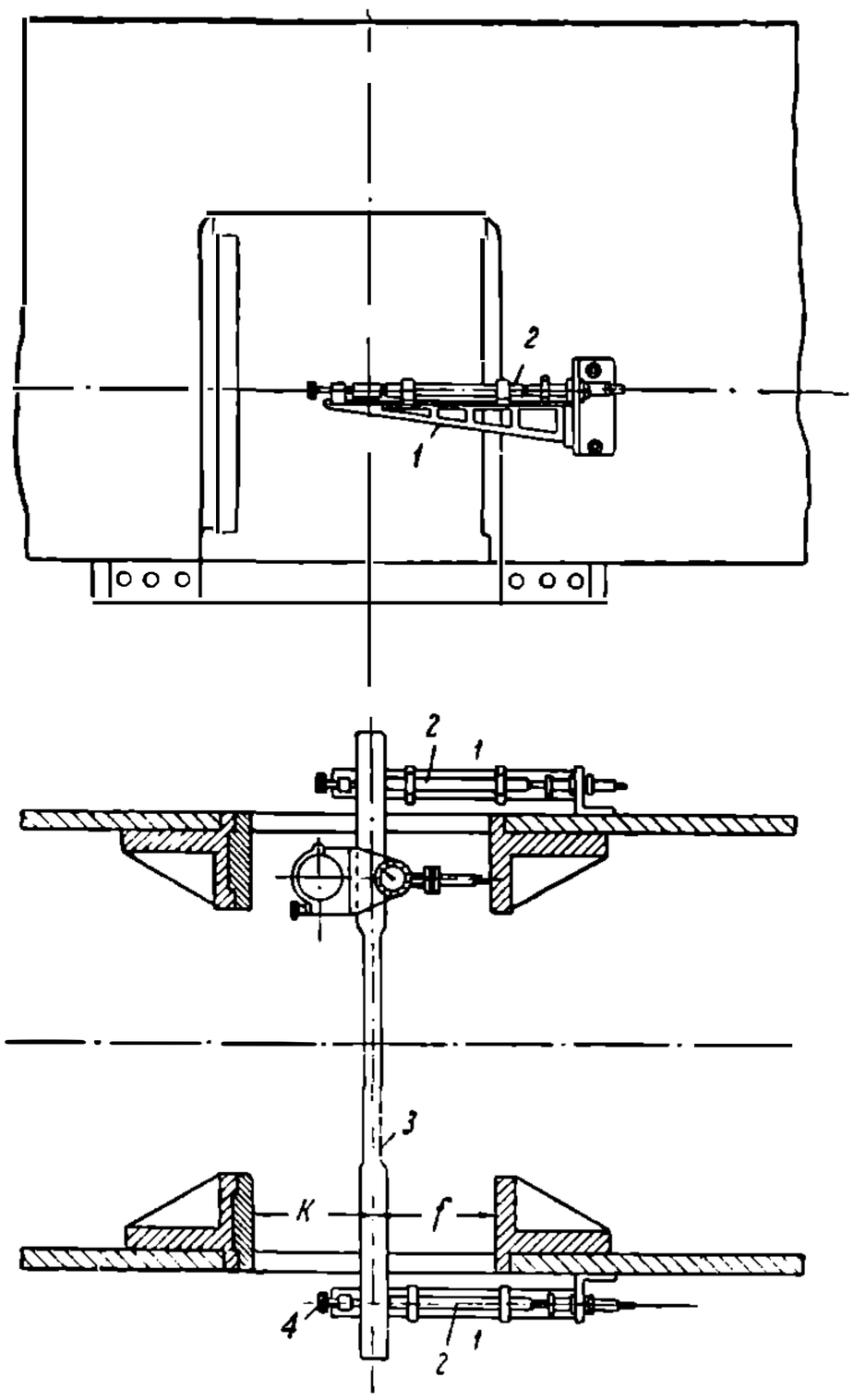
Теми же приборами может быть произведено измерение брусковых рам паровозов серий «ФД» и «ИС», причем здесь роль буксовых направляющих играют широкие плоскости буксовых вырезов; буксовые же накладки следует ремонтировать или как буксовые наличники по размерам, определяемым во время обмера рамы, или как буксовые направляющие.

За последнее время область применения этого способа была значительно расширена. В первую очередь этот метод был распространен на проверку положения гнезд шкворней упряжных приборов и буферных плит, обмеры цапф

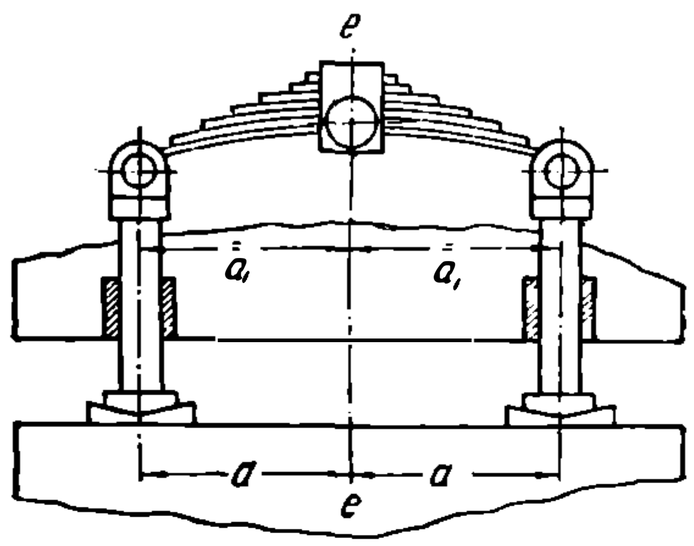
НБ УДУНТ (ДІІТ)

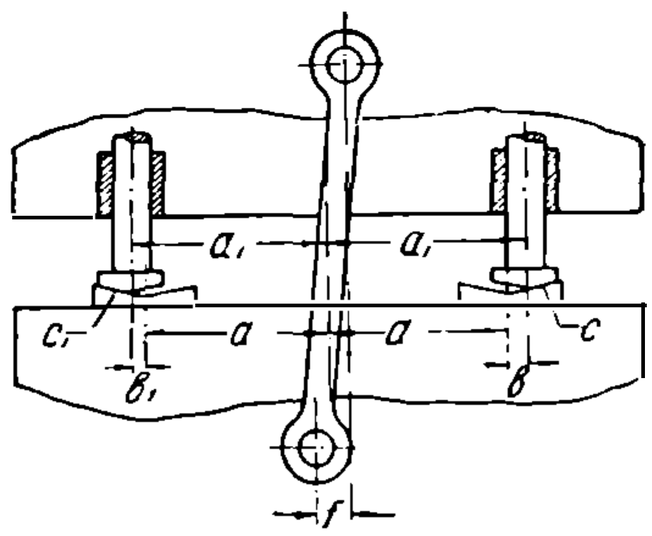
тележек, опорных плит тележек, а затем внутренних паровых цилиндров, обмер и исправление парораспределения Гейзингера.

Продольные оси рам паровоза и тендера в сцепленном состоянии должны лежать в одной плоскости *е—е* (фиг. 580). Это имеет место только в том случае, когда размеры *а* у паровозной рамы одинаковы с соответствующими размерами рамы тендера. Если например оба размера a_1 больше, чем размеры *а*, то тендер будет совершать виляющее движение, и середина рамы его будет перемещаться в горизонтальном направлении на величину *в* или на величину $в_1$, находясь при этом под давлением буферной ударной рессоры. Плоскости *с* и c_1 будут изнашиваться более сильно вследствие малой и притом односторонней поверхности соприкосновения.



Фиг. 579.





Фиг. 580.

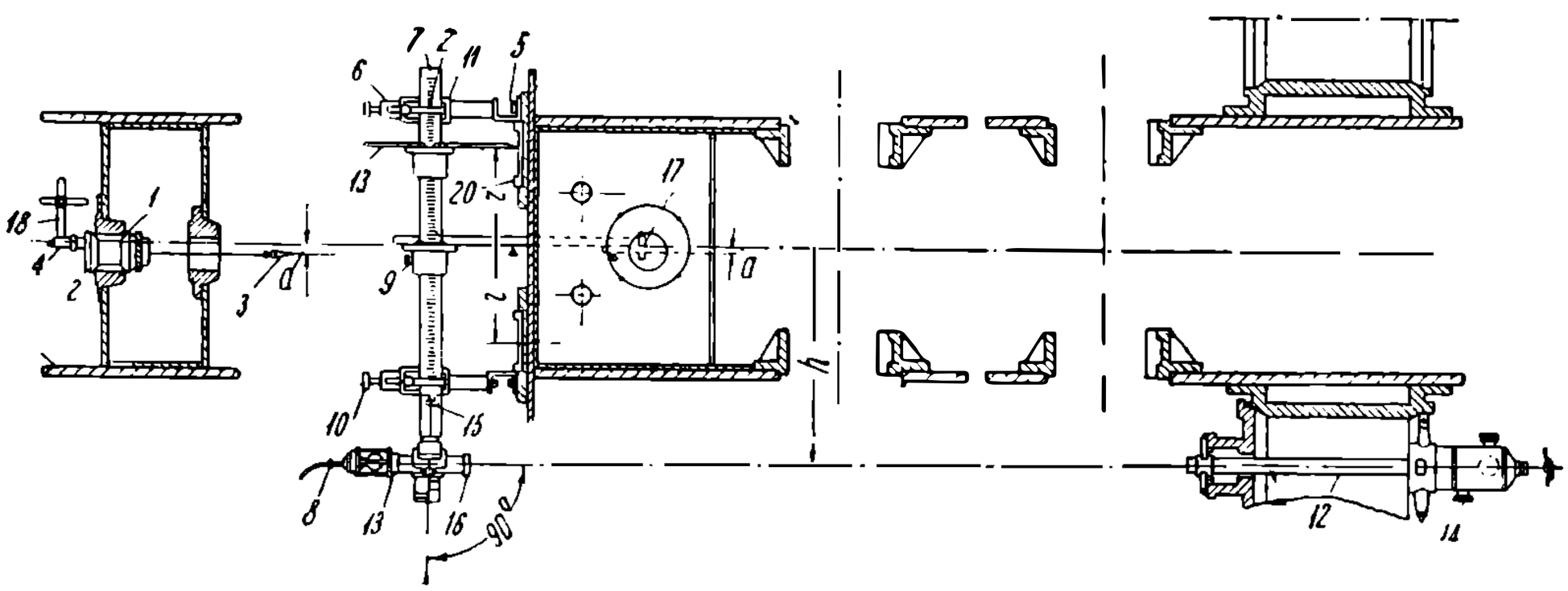
Перемещение рамы передается также и на колесные пары, вследствие чего зазор между гребнями колес и рельсами на одной стороне будет меньше, а на другой больше. Боковое перемещение оси рамы тендера относительно главной оси рамы паровоза и односторонняя нагрузка буферов и направляющих также будут иметь место, когда размеры *а* будут равны размерам a_1, но оси шкворневых болтов упряжи у паровоза и тендера будут расходиться между собой на более или менее значительную величину, например *f*.

Для выяснения указанных неточностей и устранения их поступают следующим образом.

В верхнее гнездо для упряжного шкворня вставляется приспособление *1*, автоматически самоцентрирующееся относительно оси гнезда (фиг. 581). Линейка *2*, на которой укреплен отвес *3*, устанавливается на нулевое деление, соответствующее оси гнезда, и закрепляется винтом *4*. Затем к задней стенке стяжного ящика на правой и левой сторонах болтами *5* привинчиваются державки, к которым прикрепляются скобы *6* с сидящими на них направляющими. В эти направляющие вставляется мерительная линейка *7* с коллиматором *8* и мерительным движком *9*. Скобы *6* могут быть сначала грубо, а затем точно установлены в вертикальном направлении, благодаря чему линейка приводится в горизонтальное положение.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

После этого линейка *7* при помощи регулирующего винта *10* поворачивается в направлении стрелки вокруг вертикальной оси *z* направляющей *11* до приведения оси линейки в перпендикулярное положение относительно оптической оси телескопа *12*, установленного в цилиндре. Перпендикулярное положение отсчитывается этим телескопом на пластинке *13* с рисками. Затем при помощи микрометрического винта *15* линейка передвигается до совпадения оси коллиматора *8* с оптической осью телескопа *12*, что отсчитывается через телескоп на пластинке *16*. После этого мерительный движок *9*, пользуясь миллиметровыми делениями линейки, устанавливают и закрепляют по определенному при обмере рамы действительному размеру. По миллиметровому делению линейки *17*, передвигаемой в продольном направлении, может быть отсчитана имеющаяся разница *a* между осью рамы и осью гнезда. Циркульный прибор передвигается на величину установленной разницы *a* так, что ось цапфы его приходит в совпадение с осью рамы. Затем прибором *18* на верхнем гнезде проводится контрольная окружность, по которой устанавливается приспособление для расточки гнезда. Для обмера опорных буферных плит



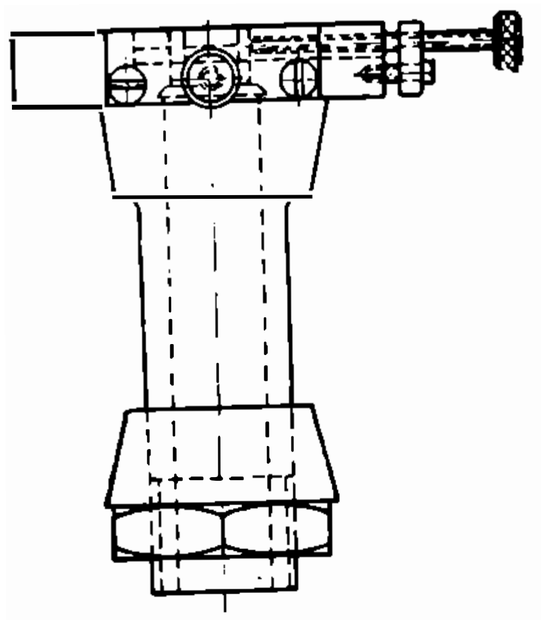
Фиг. 581.

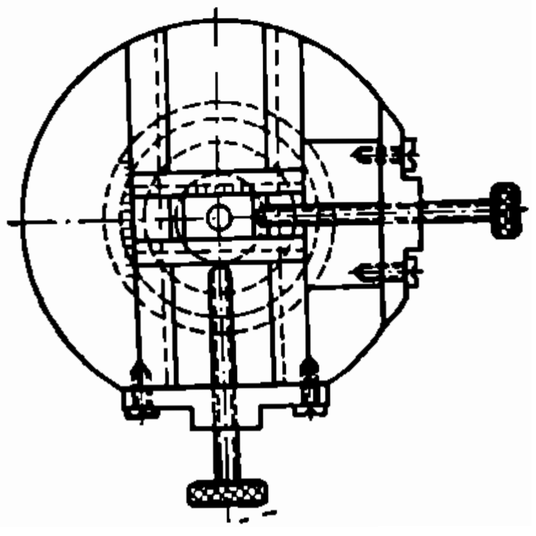
мерительный движок *9* устанавливается для левой плиты на a + альбомный размер r и для правой плиты на альбомный размер $r-a$. Иглой на основных плитах наносятся риски (середины), отмечаемые кернами. Если середина опорной плиты буфера не сходится с риской более чем на установленный допуск, то одна из боковых направляющих плоскостей *20* основной плиты наваривается, после чего обе направляющие плоскости обрабатываются. Гнезда шкворня упряжного прибора при капитальном ремонте паровоза растачиваются в том случае, когда отступление центра гнезда от главной оси рамы превышает допускаемое.

Передний буферный брус серии «ФД» имеет в задней части направление для шкворневого стакана передней тележки. Положение центра отверстия этого стакана при ремонте рамы должно быть проверено и в случае отклонений его от оси рамы и от центра валика водила, превышающих допускаемые, отверстие должно быть расточено. Для проверки положения центра относительно оси рамы в отверстие шкворневого стакана вставляется самоцентрирующийся прибор (фиг. 582). При помощи штикмаса с микрометрическим винтом определяются отклонения от осей цилиндра с каждой стороны паровоза. Эту проверку нельзя произвести при обычном способе с достаточной точностью, поэтому ее производят при помощи штикмасов только от внутренних поверхностей рамных листов до стержня самоцентрирующегося прибора. Как видно из описанных способов, проверка положения оси шкворня может быть произведена или непосредственным измерением с помощью шлифованных труб, или при помощи дополнительной зрительной трубы, устанавливаемой на приборе, находящемся в буксовом вырезе рамы. Установив стержень самоцентрирующегося прибора, согласно произведенной проверке, устанавливаем такой же прибор в отверстие для валика водила

НБ УДУНТ (ДІІТ)

передней тележки, выверяем его положение относительно внутренних поверхностей листов рамы или шлифованных труб и измеряем штикмасом расстояние между стержнями обоих самоцентрирующих приборов. Выверив таким образом положение оси шкворня передней тележки и по оси рамы, окончательно устанавливаем в самоцентрирующемся приборе положение оси шкворня и от стержня прибора намечаем на торце направляющей шкворневого стакана контрольную окружность. В случае отступлений, превышающих допускаемые, отверстие шкворня тележки и валика водила растачиваются. Для расточки отверстия шкворня может быть использован переносный станок. Расточка производится, когда рама выверена по уровню, для установки станка служит контрольная окружность, нанесенная на торце направляющей шкворня.

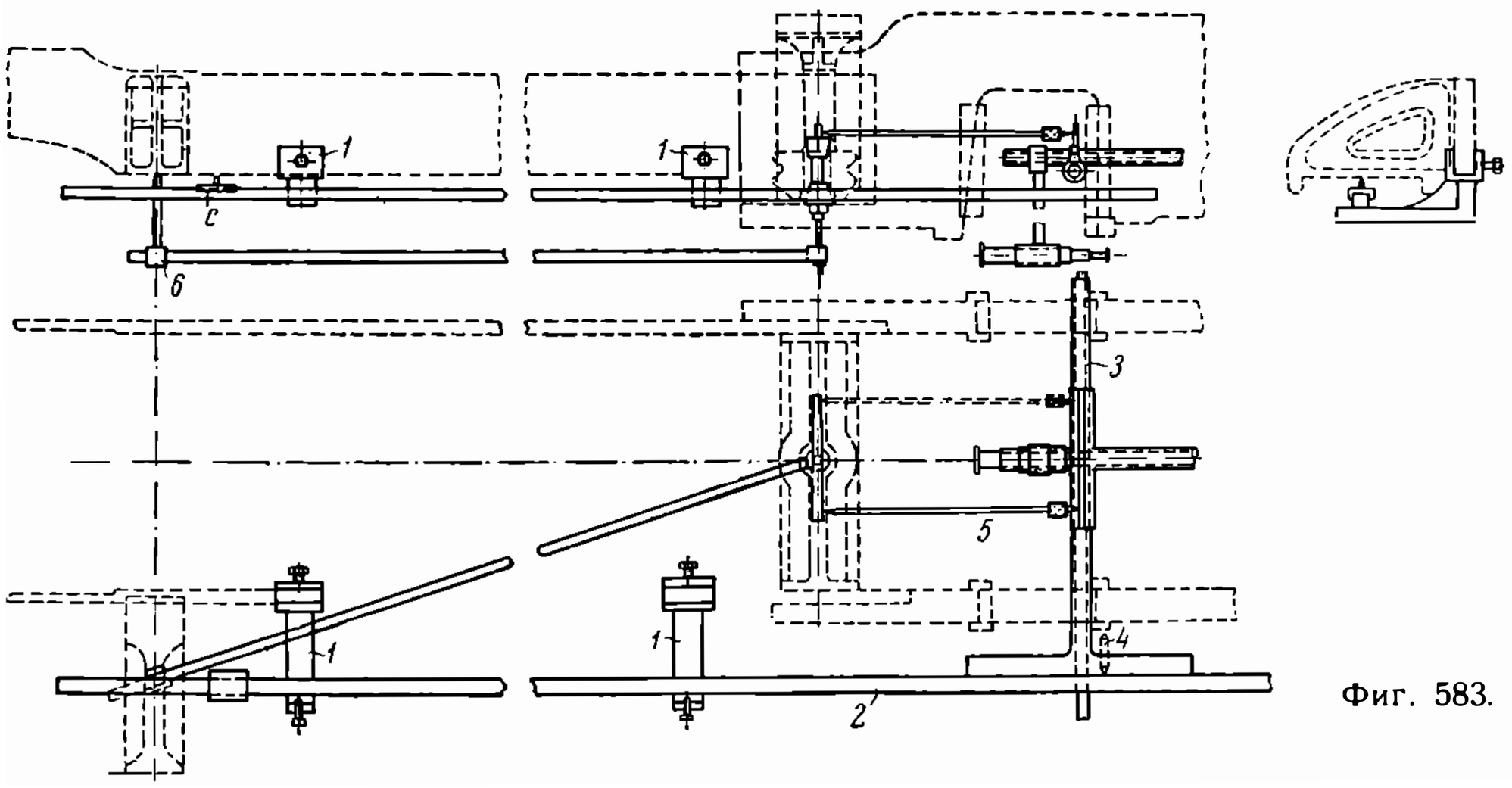




Фиг. 582.

В случае смены втулок заднего шкворня следует проверить положение оси отверстий для шкворня. Эта проверка производится посредством установки указанного выше самоцентрирующего прибора в отверстие. Вновь изготовляемые втулки обтачиваются по наружной поверхности с установленным натягом.

Овальность расточки старых втулок исправляется на месте при помощи того же станка, причем если контрольных окружностей нет, они наносятся указанным уже способом. Передняя опора топки котла на паровозе серии «ФД», служащая одновременно междурамным скреплением, имеет в нижней части отверстие для укрепления шкворня задней тележки. Положение оси этого отверстия не должно отклоняться от плоскости симметрии рамы более чем на 0,4 *мм*. Поэтому оно должно быть проверено и в случае отступлений, превышающих допускаемые, — расточено. Проверка производится так же, как и для других шкворневых отверстий.



Фиг. 583.

Проверка положения опорных плит для секторов задней тележки паровозов серии «ФД»

Установив и проверив отверстия для шкворня задней тележки, следует для паровозов серии «ФД» также проверить положение плит (опор) для секторов задней тележки. Центры этих плит, укрепляемых на двух консолях к хво-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

стовым рамным листам, должны находиться от центра отверстия для шкворня на расстоянии 3059,5 ± 0,5 *мм* и от плоскостей, проходящих по наружным кромкам буксовых накладок сцепных осей, на расстоянии 218 ± 0,5 *мм*.

Для указанной проверки вдоль хвостовика рамы следует проложить на кронштейнах *1* линейку *2* (фиг. 583) и выверить положение ее по уровню при помощи крестового угольника *3*, прикладываемого длинной полкой к широкой плоскости буксовой накладки и также концевой меры *4*. Установив внутреннюю кромку линейки *2* на расстоянии 218 *мм* от плоскости, проходящей через узкие наружные кромки буксовых накладок, при помощи движка *с*, следует прочертить на опорных плитах риски. Затем на стержень самоцентрирующегося прибора в отверстии для шкворня задней тележки надеть концевую меру (трубу) с движком *6* и на проектном расстоянии, равном 3059,5 ± 0,5 *мм*, засечь другую риску. Пересечения рисок дадут центры опорных плит. В случае значительных отступлений опорные плиты должны быть сменены.

ГЛАВА VI

РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

§ 1. Общее устройство и работа рессорного подвешивания

В наших старых паровозах большим распространением пользуются статически неопределенные системы подвешивания, т. е. с числом точек подвешивания, большим трех. Заметим, что в многоточечных системах подвешивания, подтягивая или отпуская гайки рессорных подвесок, можно изменять нагрузки на отдельные колесные пары, уменьшать нагрузку севшей рессоры, перекладывая частично на рессоры смежных колесных пар. В действительных условиях эта возможность «регулировки» рессор зачастую приводит к значительным искажениям в распределении нагрузок на отдельные колесные пары. На фиг. 4 (том 1) видны части рессорного подвешивания паровозов серии «Эм» (4 точки подвешивания).

Подвешивание в трех точках имеет значительно более простое конструктивное выполнение, рессорные подвески могут быть выполнены неподтягивающимися, как это сделано на паровозах серий «ФД», «ИС» и «СО» (фиг. 544).

При брусковых рамах подвески выполняют в виде хомута, которым они охватывают рессору с обеих сторон, и двух серег. Последние внизу связаны с рамой или с балансиром. На фиг. 544 показано рессорное подвешивание паровоза серии «ФД», где имеются 3 точки (группы) подвешивания. В переднюю группу включено подвешивание переднего бегунка и двух передних движущих колесных пар; задние две точки составляются подвешиванием правой и левой сторон третьей, четвертой и пятой движущих колесных пар и задней поддерживающей. Передняя группа рессор представляет собой одну «точку» подвешивания, так как, во-первых, все рессоры соединены продольными балансирами и, во-вторых, имеется и п о п е р е ч н ы й б а л а н с и р (перед первой движущей колесной парой).

Задняя группа рессор паровоза серии «ФД», так же как и всех других мощных паровозов, позади последней сцепной колесной пары имеет поперечный «балансир» — траверсу.

Не будет ли это соединение двух точек в одну и вообще какова цель постановки этой траверсы? Раньше мы указывали, что одним из существенных достоинств брусковых рам является возможность расположить все рессоры движущих колесных пар в плоскости самой брусковой рамы. Следовательно, в этой же плоскости должна разместиться и подвеска к рессорному балансиру задней поддерживающей оси. Но это н е п о с р е д с т в е н н о е соединение разместить невозможно, так как задняя тележка имеет н а р у ж н у ю раму. Рессоры задней тележки располагаются внутри основной трубчатой балки — рамы, и поэтому продольный балансир в плане должен иметь перекошенное расположение. Балансир пропускается под хвостовиком рамы, и передний конец его

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

соединяется подвеской с дополнительной траверсой задних концов рессор последней сцепной оси. Таким образом брусковая рама уже не является помехой для соединения рессор задней группы колес в одну кинематическую систему. Эту поперечную балку, расположенную сзади последней движущей колесной пары, мы называем т р а в е р с о й потому, что она имеет не одну среднюю опорную точку, а две, расположенные на сравнительно большем расстоянии от середины этой траверсы. Таким образом траверса не имеет свободных качаний и поэтому не может рассматриваться как б а л а н с и р, соединяющий правую и левую точки рессорного подвешивания в одну.

У паровоза серии «ФД» рессоры расположены над буксами, это—в е р х н е е р е с с о р н о е п о д в е ш и в а н и е, а у паровозов серии «Э^{м}» (фиг. 4) — под буксами; это — н и ж н е е р е с с о р н о е п о д в е ш и в а н и е. И то и другое расположение рессор имеет свои достоинства и недостатки. При многоточечном подвешивании на наших старых паровозах преимущественным распространением пользуется «н и ж н е е» расположение рессор, которое однако существенно усложняет операцию выкатки колесных пар при ремонте паровоза.

При трехточечном подвешивании, когда подвески делаются неподтягивающимися, нижнее подвешивание не имеет никаких преимуществ перед верхним, обусловливая в то же время худшие условия работы рессорных подвесок (точнее «упорок»), — последние работают на продольный изгиб. С другой стороны, верхнее подвешивание облегчает наблюдение за рессорами, не затрудняет выкатки колесных пар при ремонте, и подвески работают на простое растяжение.

Изложенное заставляет считать верхнее подвешивание для современных паровозов, в особенности мощных, имеющих брусковые рамы, более удобным.

У некоторых паровозов, например у паровозов серии «Е», применено так называемое п р о м е ж у т о ч н о е расположение рессор, когда они размещаются в окнах брусковой рамы. Так делают у товарных паровозов, когда по условиям размещения в габарите рессоры не могут быть поставлены под буксами, и где расположенные н а д рамой части паровоза, например топка и др., не позволяют применить и верхнего подвешивания. В этом случае на буксу опираются два изогнутых балансира, находящиеся с обеих сторон полотнища рамы; концы балансиров соединяются с рессорами.

Передняя тележка паровоза серии «ФД» имеет в центральной части своей рамы поворотную люльку, на которую опирается «стакан» балансира. В боковой стенке стакана сделано большое прямоугольное отверстие, в которое заведен передний конец большого балансира, последний через головку шкворневого болта нажимает на дно стакана и таким образом передает нагрузку на тележку. В средней части балансира, на определенном расстоянии (определяется по закону рычага) от его концов находится центр качания — опора балансира. Нагрузка на тележку и на передние концы рессор движущих колесных пар передается именно через эту опору. Задний конец балансира соединяется подвеской и поперечным балансиром с рессорами движущих колесных пар. Для того чтобы можно было несколько разгрузить или, наоборот, несколько догрузить тележку за счет соответствующего изменения нагрузки передних движущих колесных пар, в средней части большого балансира делается не одно отверстие для валика, а три. Опорная привертная плита цилиндров, передающая нагрузку на балансир, имеет соответствующие три отверстия. Вставляя валик в то или иное отверстие, мы изменяем плечи балансира и тем самым перераспределяем нагрузки передних движущих осей и бегунка.

Задние большие балансиры задней тележки работают в тех же условиях, что и передние; они также имеют по три средних отверстия.

Для некоторого увеличения сцепного веса паровоза серии «ФД» и улучшения использования паровоза в целом полезно переставить валики всех трех балансиров (передний и два задних) в отверстия, ближайшие к движущим колесным парам. Это дает примерно по 22 *т* нагрузки на движущие колесные пары (109 *т* сцепного веса). Для компенсации уменьшившейся нагрузки на передний бегунок — переднюю часть паровоза балластируют при этом грузом в 2 *т*.

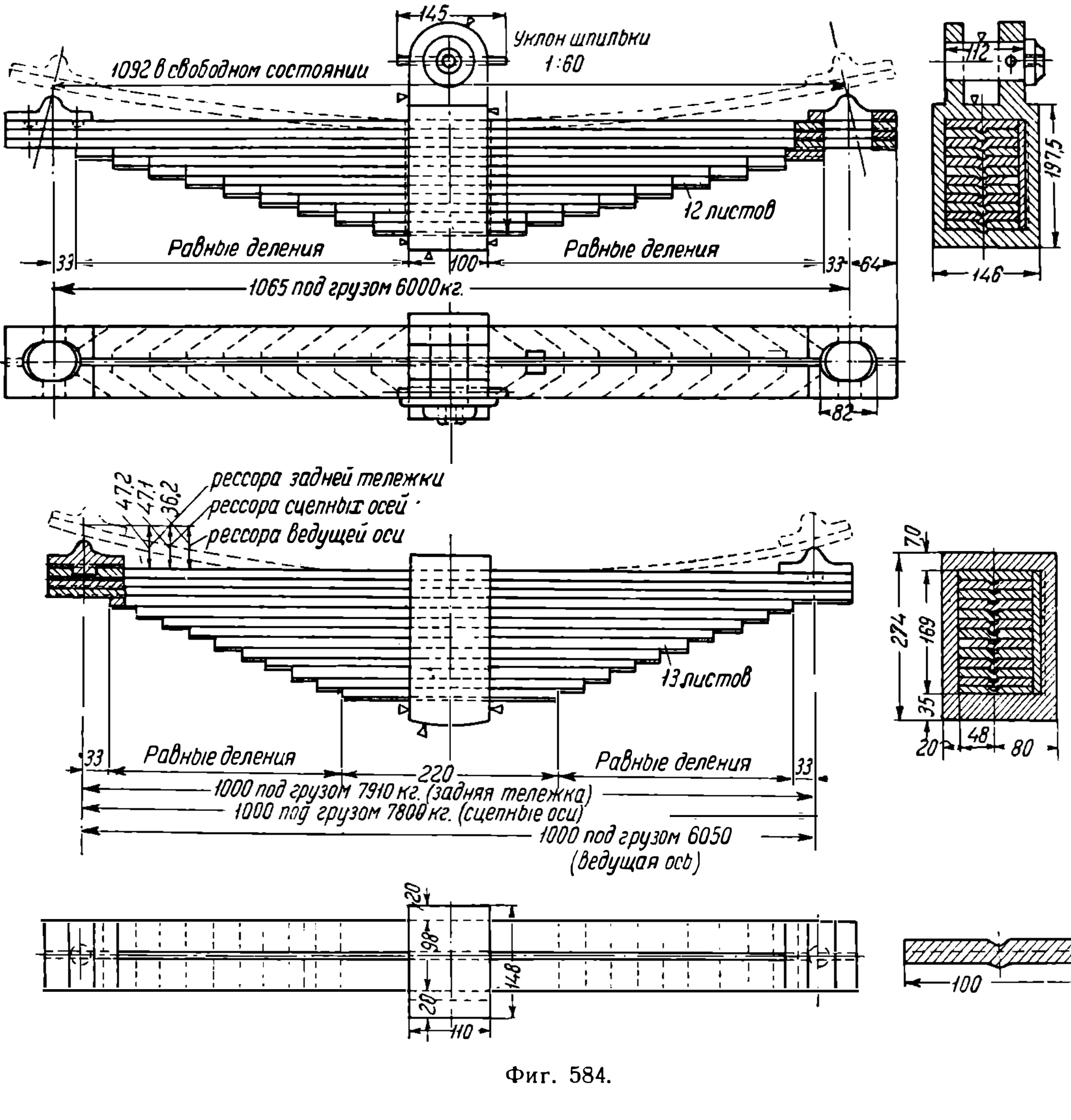
НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 2. Детали рессорного подвешивания

Рессоры

Рессоры изготовляются из очень твердой «рессорной» стали, соответствующей ОСТ 971, и должны соответствовать техническим условиям по ОСТ 1452.

Длина рессоры между осями подвесок колеблется в сравнительно узких пределах: 900—1100 *мм* — для товарных и 1000—1200 *мм* — для пассажирских



Фиг. 584.

паровозов. У западно-европейских паровозов иногда длину рессоры доводят до 1400—1500 *мм*.

Заметим, что длина рессоры плюс длина балансира всегда равны расстоянию между осями смежных колесных пар. Поэтому в товарных паровозах, с их небольшими диаметрами движущих колес приходится итти на некоторое уменьшение длины рессор, чтобы не получить слишком короткого и потому нечувствительного балансира.

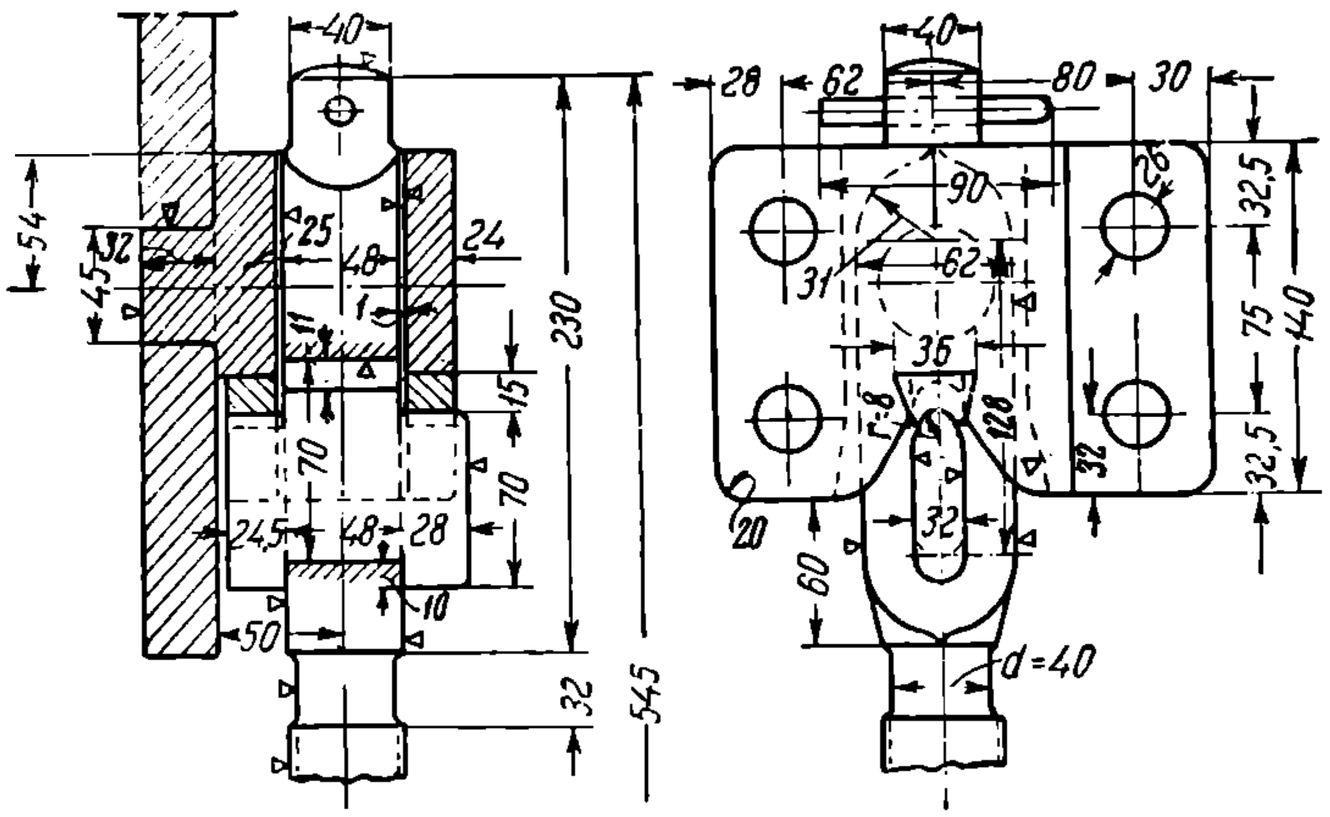
На фиг. 584 сверху показана рессора паровоза серии «Э^{у}» — для нижнего подвешивания. Здесь рессорный хомут имеет ушко в верхней своей части для шарнирного соединения с нижней частью коробки буксы. Листы закладываются в хомут и закрепляются на месте постановкой боковой прокладки. Боковые

НБ УДУНТ (ДІІТ)

кромки средних участков листов по нужной длине сфрезерованы, и образовавшиеся заплечики удерживают листы от продольных перемещений в хомуте.

Для того чтобы полностью обеспечить рессорные листы от сдвига по отношению друг к другу в поперечном направлении, они снабжаются при прокатке с одной стороны продольным средним выступом, а с другой — канавкой (желобком). В собранной рессоре выступ заходит в желобок, и точное относительное положение листов обеспечено.

Наличие желобков затрудняет прокатку очень твердой рессорной стали и, кроме того, иногда является причиной поломки рессор. Американцы, как правило, не применяют желобчатой рессорной стали, употребляя в дело сталь п р я м о у г о л ь н о г о сечения. Хомут имеет горячую прессовую посадку и при охлаждении плотно стягивает листы и удерживает их от скольжения. Рессоры из гладкой (нежелобчатой) стали применены теперь и нами для подвешивания бегунка паровозов серии «ФД». От продольного скольжения листы удерживаются выдавленными лунками посередине длины каждого листа.



Фиг. 585.

Рессора паровоза серии «Эу» имеет мало рациональную конструкцию своих концов: они сперва просверлены и затем продолблены для пропуска подвесок. Именно в этих местах замечаются наиболее частые поломки листов; необходим регулярный и в особенности тщательный осмотр этих участков рессор. Конструкции рессор паровозов серий «ФД» и «ИС» более совершенны, так как здесь отверстие делается небольшого размера и только в о д н о м верхнем листе — для надежного удержания на месте фасонной накладки под рессорную подвеску.

Что касается размеров сечения рессорных листов, то распространенным сечением является 100 × 13; у мощных паровозов за последнее время в связи с добавлением в ОСТ более широких номеров рессорной стали — получают применение листы шириной 130 *мм*.

В концевых частях рессоры изломы листов происходят значительно чаще, чем в средних участках по длине; поэтому верхние три-четыре листа делаются п о л н о й длины, и только затем уже листы имеют постепенно уменьшающуюся длину.

Р е с с о р н ы е п о д в е с к и

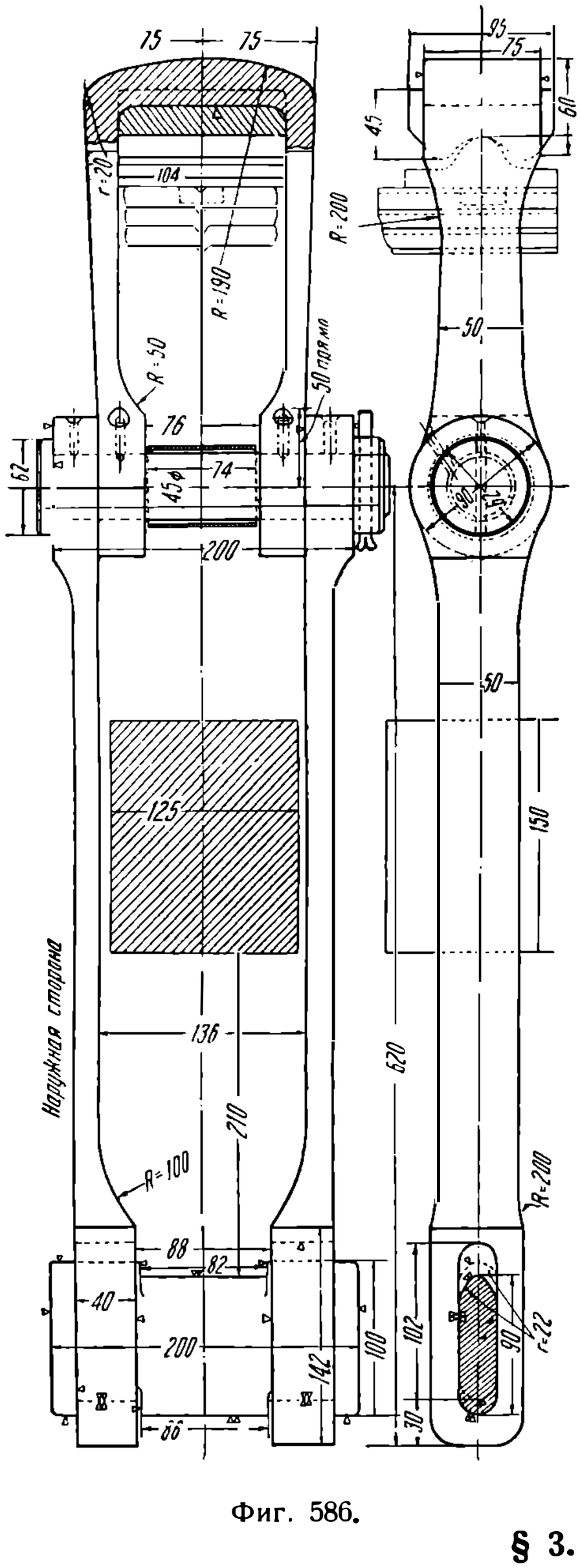
Верхняя часть рессорной подвески (упорки) паровоза серии «Эу» показана на фиг. 585; общее их расположение в применении к паровозу серии «Эм» показано на фиг. 4 (том 1).

Нижним концом подвеска пропущена через рессору, верхним — шарнирно закрепляется или в раме или в балансире. Шарнир верхнего конца выполнен на чеке и призме, изготовляющихся из Ст.-2 с последующей цементацией. По-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

казанное на этом чертеже соединение типично для всех наших старых паровозов, а также и для мощных паровозов серий «ФД» и «ИС».

Достоинством соединения на чеках и призмах является чувствительность этого шарнира: здесь чека только «перекатывается» по призме. Срок работы этих тяжело нагруженных опорных поверхностей необходимо увеличить как применением новых материалов, так и улучшением термической обработки.



Фиг. 586.

Рессорная подвеска паровозов серии «ФД», имеющих верхнее подвешивание и глухие концевые хомуты рессор, показана на фиг. 586. Верхний концевой хомут рессоры имеет форму скобы (штамповка). Соединение подвески с балансирами — также на чеках.

Изготовляются подвески из стали Ст.-3; напряжения на разрыв допускаются не свыше 300 *кг/см²* при статической нагрузке.

Рессорные балансиры

При брусковой раме рессорные балансиры располагаются в окнах рамы; опорные точки балансиров помещены, как указывалось выше, на междуосевых вертикальных креплениях; если паровоз имеет листовые рамы, то балансиры размещаются сбоку (между рамными листами).

Балансиры движущих колесных пар делаются часто литыми (Стл.-1), хотя иногда применяют и кованые (Франция, США, частично и у нас). Напряжения на изгиб допускаются не свыше 250 *кг/см²* для Стл.-1 и 300 *кг/см²* для Ст.-3. Паровозы серии «ФД» первых выпусков имеют балансиры литые; теперь ставятся более надежные — кованые.

У мощных паровозов большие продольные и поперечные балансиры, с их значительными по абсолютной величине моментами изготовляются исключительно коваными. Продольные большие балансиры, нагруженные значительными усилиями, должны изготовляться непременно из твердой качественной стали Ст.-5 или Ст.-5 повыш., поперечные балансиры — из Ст.-3 или даже Ст.-0.

§ 3. Расчет рессор

На фиг. 587 видно, что величина изгибающих моментов защемленной балки растет прямо пропорционально увеличению плеча, т. е.:

$$M_{x1} = \frac{P}{2} \cdot x_1; \qquad M_{x2} = \frac{P}{2} \cdot x_2,$$

в соответствии с этим напряжение увеличивается также в прямой зависимости от плеча:

$$R_1 = \frac{M_1}{w} = \frac{3P}{b\delta^2} \cdot x_1 = A \cdot x_1;$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

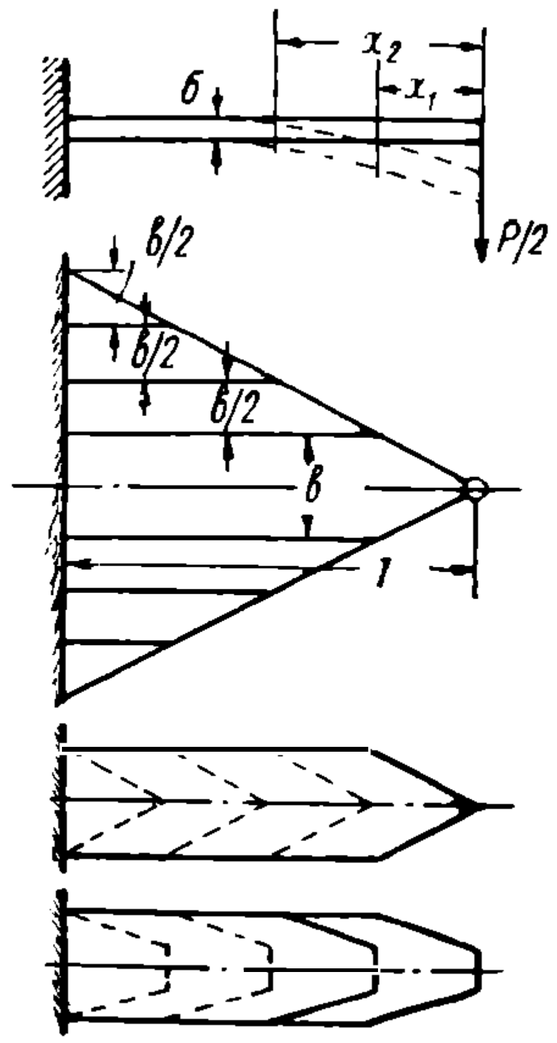
$$R_2 = \frac{M_2}{w} = \frac{3P}{b\delta^2} \cdot x_2 = A \cdot x_2,$$

где b — ширина и δ — высота балки.

Эти равенства показывают, что для получения балки, равнопрочной на изгиб во всех своих сечениях (т. е. могущей дать наибольший прогиб без перенапряжений отдельных участков), когда

$$R_1 = R_2 = R_3 = \ldots const,$$

необходимо иметь тот же закон изменения ширины балки, по которому изменяется и момент. Такая балка равного сопротивления изгибу (одинаковой высоты по всему расчетному вылету) имеет в плане форму равнобедренного треугольника. Здесь по мере увеличения расстояния x по тому же закону увеличивается и ширина b балки.



Фиг. 587.

Если мы разрежем треугольный лист в плане на отдельные полосы, как показано на фиг. 587, и боковые полосы уложим одну под другой, то получим т е о р е т и ч е с к у ю форму половины листовой рессоры.

Такая рессора будет равнопрочной во всех сечениях. В целях облегчения технологического процесса изготовления рессоры обычно делают простые прямые срезы листов или трапецоидальные. В последнем случае мы имеем форму рессоры, приближающуюся к теоретической.

Напишем выражение напряжения балки у ее защемления: B — наибольшая ширина балки. Если мы выбираем n листов рессорной стали шириной b, так что $B = n \cdot b$, то, обозначая длину «балки» через $\frac{l}{2}$, получаем формулу для определения напряжения в рессоре:

$$R_b = \frac{3}{2} \cdot \frac{P \cdot l}{nb\delta^2}. \qquad (433)$$

Величина напряжения рессорной стали допускается до 5500÷6000 *кг/см²*.
Нагрузка на рессору:

$$P = \frac{8 \cdot E}{3l^3} f \cdot B \cdot \delta^3 = \frac{8 \cdot E}{3l^3} f \cdot n \cdot b \cdot \delta^3, \qquad (434)$$

где E — модуль сопротивления рессорной стали ($E = 2\,200\,000$ *кг/см²*) и l — длина рессоры (считая от оси одной подвески до оси другой).

Подчеркиваем, что груз P равен статической нагрузке колеса на рельс за вычетом веса необрессоренного строения паровоза, т. е. половины веса самой колесной пары, веса буксы, $^1/_3$ веса рессоры и спарников; для рессоры ведущей колесной пары — кроме того, и $^2/_3$ веса поршневого дышла.

Стрела прогиба рессоры:

$$f = \frac{3P \cdot l^3}{8 \cdot E \quad n \cdot b \cdot \delta^3}. \qquad (435)$$

Подставляя приведенное раньше значение P, получаем:

$$f = \frac{3 \cdot l^3 \cdot R_b \cdot 2n \cdot b \cdot \delta^2}{8 \cdot E \cdot n \cdot b \cdot \delta^3 \cdot 3l} = \frac{R_b \cdot l^2}{4E \cdot \delta}. \qquad (435')$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Практически при расчете рессор выбирают по ОСТ наиболее подходящий размер рессорной стали и, зная нагрузку на рессору, определяют необходимое число листов по формуле:

$$n = 1{,}5 \cdot P \frac{l}{b \cdot \delta^2 R_b}. \qquad (435)$$

Расчет на прочность спиральных пружин производится по общим правилам «Сопротивления материалов» [1].

Напряжение на кручение допускается до 3000—3500 *кг/см²*.

Число р а б о ч и х витков в паровозных пружинах выбирается 6—7; п о л н о е число — примерно на два витка больше.

В заключение заметим, что применение пружин для подвешивания паровоза должно быть ограничено небольшим их числом и не для всех колесных пар, так как у с п и р а л ь н ы х п р у ж и н о т с у т с т в у е т т р е н и е между отдельными витками. Неуравновешенная же машина паровоза требует энергичного поглощения (затухания) колебаний надрессорного строения; поэтому листовые рессоры, имеющие значительное внутреннее трение (между листами), должны являться основным элементом подвешивания паровозов.

§ 4. Распределение нагрузок на оси

Паровоз в целом состоит из:

1) надрессорного строения — котла, будки, рамы, цилиндров, тормоза, парораспределительного и движущего механизмов (за исключением $^2/_3$ эксцентриковой тяги и $^2/_3$ веса шатуна) и рессорного подвешивания (за исключением $^1/_3$ веса рессор);

2) необрессоренного веса — колес осей, букс, подшипников, части шатуна и эксцентриковой тяги, рессор ($^2/_3$) и сцепных дышел.

Между необрессоренными деталями и частями надрессорного строения для смягчения ударов и толчков, возникающих при движении паровоза по неровностям пути, вводятся упругие рессоры. Благодаря последним удар, передаваясь от колеса на надрессорное строение, смягчается, причем добавочная инерционная нагрузка имеет меньшую величину, так как непосредственно в ударе принимает участие не вся нагрузка колеса, а лишь его необрессоренный вес.

Нагрузка оси на рельс $П$ складывается из:

$$П = M + P, \qquad (436)$$

где: M — необрессоренный вес данной оси,

P — обрессоренный вес, передающийся на ось через посредство рессор.

В то время, как на данную ось приходится вполне определенный необрессоренный вес, величина обрессоренного веса на эту же ось зависит от веса и положения центров тяжести отдельных деталей надрессорного строения, иначе говоря, от веса и положения центра тяжести всего надрессорного строения.

Эти данные определяются путем нахождения веса и положения центра тяжести каждой отдельной детали относительно произвольной плоскости моментов (крайняя плоскость буфера заднего стяжного ящика).

Определение обрессоренных нагрузок, приходящихся на отдельные оси, производится путем «развески» надрессорного веса на основании условий равновесия статики:

$$\Sigma G - \Sigma P = 0 \qquad (437)$$

и

$$\Sigma G l_G - \Sigma P l_0 = 0, \qquad (438)$$

где $\Sigma G = G_1 + G_2 + G_3 + \ldots$—веса отдельных деталей надрессорного строения,

$\Sigma P = P_1 + P_2 + P_3 + \ldots$—обрессоренные нагрузки, приходящиеся, на данную ось,

[1] Уточненный расчет вагонных спиральных рессор, применимый и для расчета паровозных, см. „Транспортное машиностроение“ № 3 за 1936 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

l_{G1}, l_{G2}, l_{G3}... — расстояния центров тяжести деталей надрессорного строения от плоскости моментов,

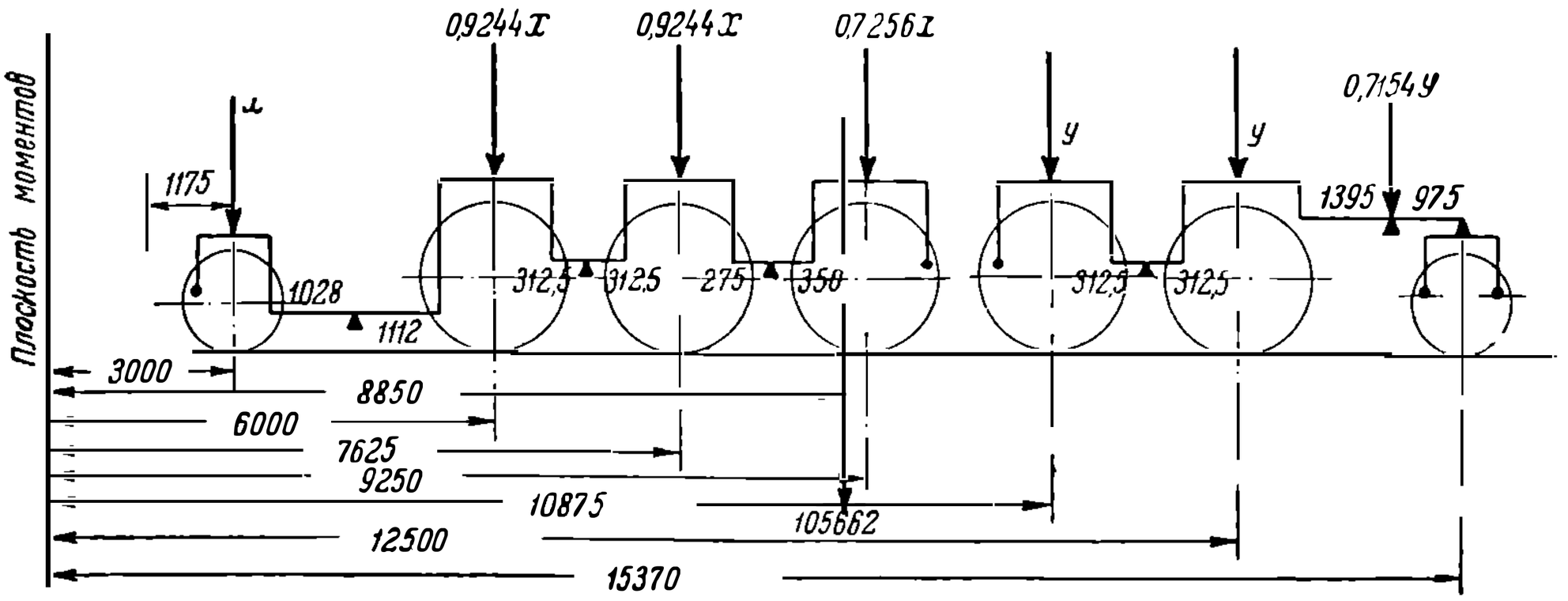
l_1, l_2, l_3 — расстояния обрессоренных нагрузок осей от плоскости моментов.

Определив P_1, P_2 имеем суммарную нагрузку на ось:

$$П_1 = P_1 + M_1; \quad П_2 = P_2 + M_2; \quad П_3 = P_3 + M_3 .... \tag{439}$$

Рессорное подвешивание в виде отдельных рессор над каждой буксой называют независимым подвешиванием. Соединяя концы рессор соседних осей в продольном направлении — продольными балансирами, либо в поперечном направлении — поперечными балансирами, получаем сопряженное подвешивание, при котором изменение нагрузок отдельных рессор, возникающее на неровностях пути, уменьшается.

Каждую самостоятельную группу рессорного подвешивания можно считать за эквивалентную рессору, расположенную в точке приложения равнодействующей обрессоренных нагрузок данной группы и обладающую упругими качествами, соответствующими данной рессорной группе. Каждая самостоятельная группа рессор дает, как говорят, одну опорную точку рессорного подвешивания.



Фиг. 588.

Под опорной точкой рессорного подвешивания понимается центр тяжести вертикальных сил, приложенных к раме от данной группы рессор. В зависимости от числа таких точек различают подвешивание в трех, четырех, пяти и более точках.

Ясно, что при числе осей, более двух, распределение обрессоренных нагрузок на оси становится задачей, статически неопределимой (число неизвестных больше числа уравнений статики). Однако, вводя соответствующее количество балансиров, можно и в этом случае получить статически определимое рессорное подвешивание. К нему относится рессорное подвешивание в трех точках (и четырех по прямоугольнику). В этом случае лишние неизвестные определяются из добавочных уравнений равновесия балансиров.

Определим нагрузки на оси паровоза серии «ФД». Паровоз серии «ФД» имеет статически определимую систему рессорного подвешивания (фиг. 588), состоящую из трех групп: одной передней и двух задних — правой и левой, симметричных друг относительно друга.

Обозначим нагрузку на II сцепную ось через $У$ и нагрузку на заднюю поддерживающую ось — X. Нагрузка на остальные оси в зависимости от соотношения плеч балансиров выразится:

на первую сцепную ось

$$\frac{n_2}{m_2} У = \frac{312,5}{312,5} У = У,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

на вторую ось:

на переднюю тележку $\frac{n_1}{m_1} \cdot \frac{У}{2} = \frac{1395}{975} \cdot \frac{У}{2} = 0{,}7154\ У$;

на заднюю поддерживающую ось — X;

на пятую сцепную ось $\frac{n_5}{m_5} X = \frac{1028}{1112} X = 0{,}9244\ X$;

на четвертую сцепную ось

$$\frac{n_4}{m_4} P_5 = \frac{n_4}{m_4} \cdot \frac{n_5}{m_5} X = \frac{312{,}5}{312{,}5} 0{,}9244\ X = 0{,}9244\ X;$$

на третью сцепную ось $\frac{n_3}{m_3} P_4 = \frac{n_3}{m_3}\ 0{,}9244\ X = \frac{275}{350} 0{,}9244\ X = 0{,}7256\ X$.

Из подсчетов для паровоза серии «ФД»:
суммарный обрессоренный вес равен $\Sigma G = 105\,662$ *кг*, а момент его относительно выбранной плоскости моментов (3 *м* сзади поддерживающей оси) $\Sigma G l_G = 935\,074$ *кгм*.

Уравнения равновесия дают:

первое $$\Sigma G = \Sigma P;$$

$$0{,}7154\ У + У + У + 0{,}7256\ X + 0{,}9244\ X + 0{,}9244\ X + X = 105\,662,$$

или $$3{,}5744\ X + 2{,}7154\ У = 105\,662,$$

откуда $$X = 29\,564 - 0{,}7597\ У; \qquad (a)$$

второе $$\Sigma G l_G = \Sigma P l_0;$$

$$3\ X + 0{,}9244\ X \cdot 6 + 0{,}9244\ X\ \ 7{,}625 + 0{,}7256\ X \cdot 9{,}25 + У\ \ 10{,}875 + У\ \ 12{,}5 +$$

$$+ 0{,}7154\ У \cdot 15{,}37 = 935\,074,$$

или

$$22{,}3067\ X + 34{,}3707\ У = 935\,074. \qquad (b)$$

Совместное решение уравнений (a) и (b) дает:

$$У = 15\,817;$$

$$X = 17\,548.$$

Следовательно, обрессоренные нагрузки осей будут:

$P_6 = 0{,}7154\ У = 0{,}7154 \cdot 15\,817 = 11\,316;$

$P_I = У = 15\,817;$

$P_{II} = У = 15\,817;$

$P_{III} = 0{,}7256\ X = 0{,}7256 \cdot 17\,548 = 12\,740;$

$P_{IV} = 0{,}9244\ X = 0{,}9244 \cdot 17\,548 = 16\,215;$

$P_V = 0{,}9244\ X = 0{,}9244 \cdot 17\,548 = 16\,215;$

$P_n = X = 17\,548.$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Нагрузки осей на рельс, очевидно, равны:

$$П_б = P_б + M_б = 11\,316 + 2\,412 = 13\,728;$$
$$П_{I} = P_{I} + M_{I} = 15\,817 + 4\,010 = 19\,827;$$
$$П_{II} = P_{II} + M_{II} = 15\,817 + 4\,238 = 20\,055;$$
$$П_{III} = P_{III} + M_{III} = 12\,740 + 7\,750 = 20\,500;$$
$$П_{IV} = P_{IV} + M_{IV} = 16\,215 + 4\,258 = 20\,473;$$
$$П_{V} = P_{V} + M_{V} = 16\,215 + 4016 = 20\,231;$$
$$П_п = P_п + M_п = 17\,548 + 2500 = 20\,042.$$

Распределение нагрузок при статически неопределимых системах подвешивания производится также на основании условий равновесия, но с помощью добавочных уравнений упругих деформаций рессор.

Заметим, что величина отношения нагрузки на конец рессоры $\frac{P}{2}$ к прогибу под этой нагрузкой характеризует упругие свойства рессоры—жесткость (груз в *кг*, прогибающий рессору на 1 *см*):

$$ж = \frac{P}{f} = \frac{8}{3} \cdot \frac{Enbδ^3}{l^3}. \qquad (440)$$

Величина, характеризующая прогиб рессоры под грузом в 1 *т*, называется гибкостью *г*, причем:

$$г = \frac{1}{ж} = \frac{3}{8} \cdot \frac{l^3}{Enbδ^3}. \qquad (441)$$

Для товарных паровозов $ж = 100—150$ *кг/мм*, $г = 10—6{,}7$ *мм/т*.
Для пассажирских паровозов $ж = 60—100$ *кг/мм*, $г = 16{,}7—10$ *мм/т*.
Прогиб рессоры под статической нагрузкой называется статическим прогибом.

При увеличении нагрузки рессоры на ΔP прогиб увеличивается на Δf, причем:

$$\frac{\Delta P}{\frac{P}{2}} = \Delta f : f. \qquad (442)$$

На высоких скоростях увеличение прогиба рессоры равно неровности рельса или бандажа *г*, т. е. $\Delta P = \frac{P}{2} г : f.$ (443)

Это приращение нагрузки вызывает ускорение обрессоренных масс, которое обратно пропорционально статическому прогибу f. Таким образом статический прогиб также характеризует свойства рессорного подвешивания в отношении колебаний.

Свободные колебания рессоры после приложения мгновенной нагрузки совершаются согласно принципу д'Аламбера по уравнению:

$$жz = -m\frac{d^2z}{dt^2} \quad \text{или} \quad \frac{mg}{f}z + \frac{md^2z}{dt^2} = 0, \qquad (444)$$

откуда

$$\frac{d^2z}{dt^2} + \frac{g}{f}z = 0.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Решая это уравнение, имеем:

период колебания
$$T = 2\pi\sqrt{\frac{f}{g}}, \tag{445}$$

частота колебания
$$\tau = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{f}}. \tag{446}$$

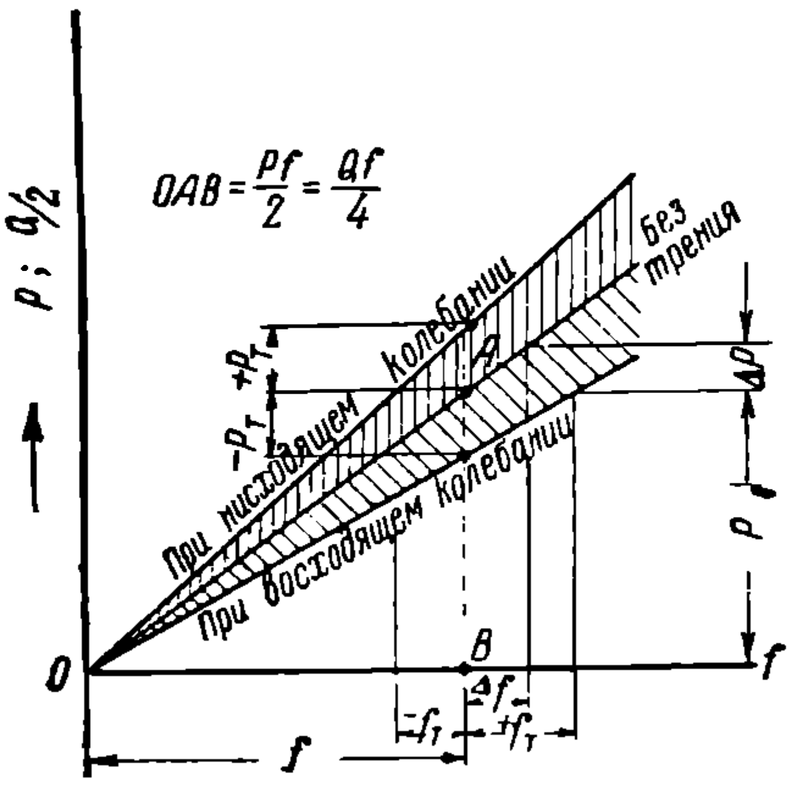
Здесь: f — статический прогиб в *см* и
$g = 981$ — ускорение силы тяжести в *см/сек²*.

Таким образом, чем больше статический прогиб, тем медленнее совершаются колебания и тем меньше частота собственных колебаний рессор. Как то, так и другое одинаково важно для паровозов с большими скоростями движения. На фиг. 589 приведена зависимость нагрузки от статического прогиба рессоры.

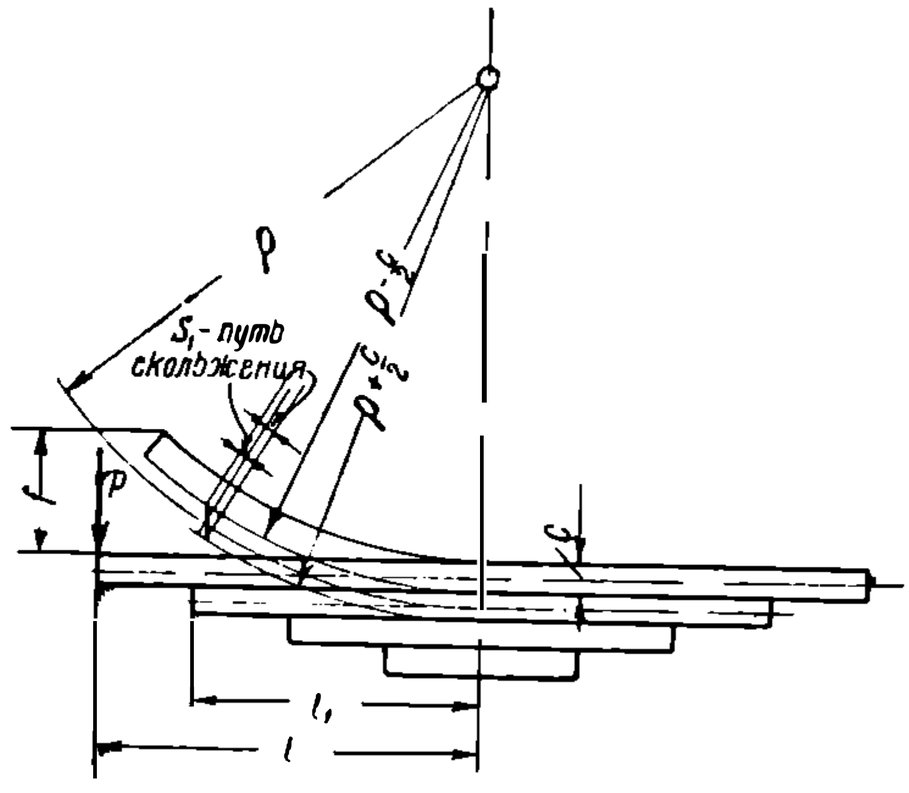
В спиральных рессорах вследствие неодинакового напряжения внутренних и наружных витков приращение нагрузки в зависимости от прогиба не следует тому же закону, что и в листовых рессорах.

§ 5. Влияние трения рессор

Во время работы рессоры отдельные листы, изгибаясь по разным радиусам кривизны, соприкасаются друг с другом по концам. Поэтому при изменении прогиба рессоры происходит скольжение листов друг относительно друга, развиваются силы трения, увеличивающие или уменьшающие жесткость рессоры.



Фиг. 589.



Фиг. 590.

Таким образом при одном и том же прогибе f, в зависимости от его направления, нагрузка рессоры может достигать величины $P \pm P_T$, в пределах заштрихованной на диаграмме площади (фиг. 589).

В этих условиях справедливо соотношение:
$$\frac{f \pm f_T}{f} = \frac{P}{P \mp P_T}.$$

В зависимости от изгиба листа нижние и верхние его волокна удлиняются или укорачиваются.

Согласно фиг. 590:

длина нижнего волокна
$$l_1 \frac{\rho + \frac{c}{2}}{\rho},$$

а длина верхнего волокна
$$l_1 \frac{\rho - \frac{c}{2}}{\rho}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Следовательно, путь скольжения листа:

$$S_1 = \frac{l_1\left(\rho+\frac{c}{2}\right) - l_1\left(\rho-\frac{c}{2}\right)}{\rho} = \frac{l_1 c}{\rho}.$$

Очевидно, при n листах скольжение будет в $(n-1)$ раз больше.

Если средняя полудлина всех листов $\frac{l}{2}$, то общее скольжение рессоры будет:

$$S = (n-1)\frac{l}{2}\,\frac{c}{\rho}.$$

В действительности путь скольжения всей рессоры зависит от средней длины рессоры:

$$\lambda = \frac{l_1 + l_2 + \ldots + l_n}{(n-1)\,l},$$

так как верхние листы, имеющие полную длину, подвержены срезывающим усилиям.

Для обычных паровозных рессор:

$$\lambda = 0{,}67 \div 0{,}70$$

и

$$S = \lambda\,(n-1)\frac{lc}{\rho}.$$

Уравнение работ силы трения $P\varphi \cdot S$ и нагрузки на конец рессор $P_{тр}f$ дает:

$$P_{тр}f = P\varphi S,$$

откуда сила трения в рессоре:

$$P_{тр} = \frac{\lambda\varphi(n-1)cl}{\rho f}P;$$

так как

$$f \cong \frac{l^2}{2\rho},$$

то

$$P_{тр} = 2\,\lambda\Phi\,(n-1)\frac{c}{l}P.$$

Отсюда коэфициент относительного трения:

$$\mu = \frac{P_{тр}}{P} = 2\,\lambda\varphi\;(n-1)\frac{c}{l}.$$

Сила трения составляет 6—10% от нагрузки на рессору.
Коэфициент трения новых рессор паровоза $\varphi = 0{,}8$.
Коэфициент трения приработанных рессор паровоза $\varphi = 0{,}4$.
Коэфициент трения рессор, забрызганных смазкой (нижнее подвешивание), $\varphi = 0{,}2$.

Коэфициент трения рессор при верхнем подвешивании или твердой смазке $\varphi = 0{,}3$—$0{,}4$. При большом числе колебаний коэфициент трения уменьшается.

§ 6. Влияние балансиров

При несопряженном подвешивании нагрузки отдельных колес при прохождении неровностей меняются разновременно и независимо друг от друга, что может повести в некоторых случаях к резонансу. При сопряженном подвешивании величина изменения нагрузки колеса меньше, причем нагрузки отдельных сопряженных рессор меняются одновременно.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

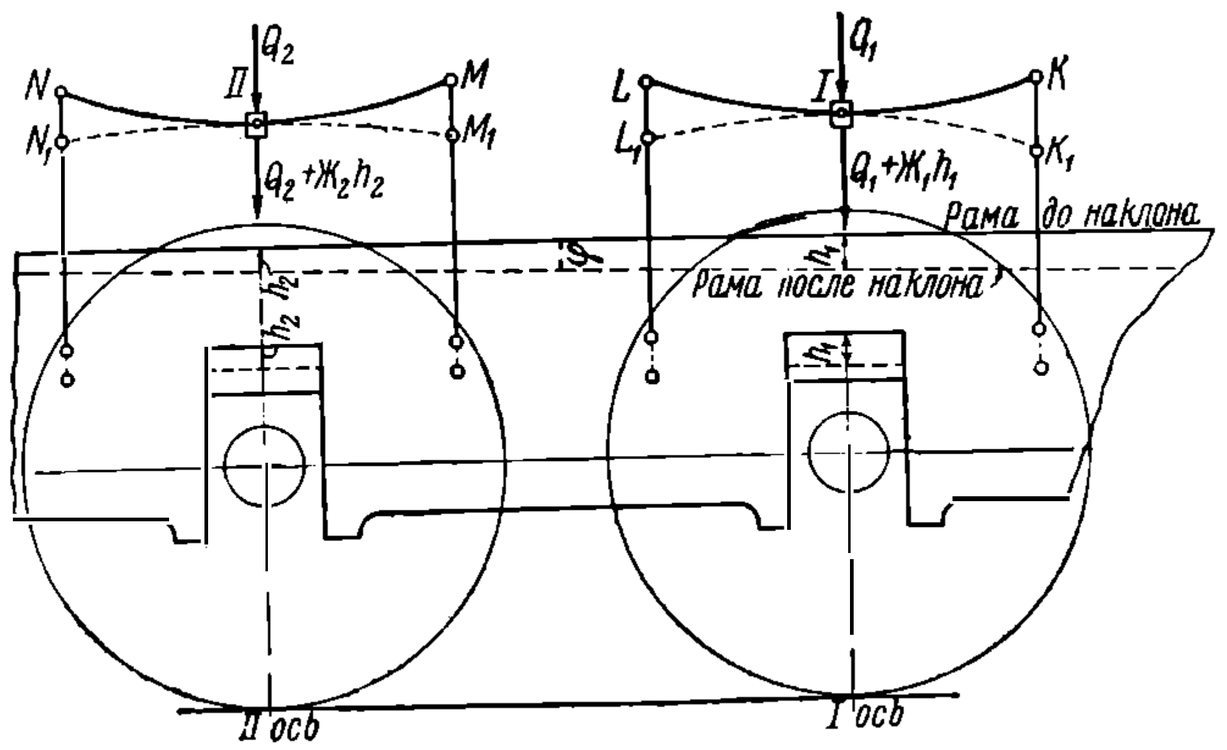
Если (фиг. 591):

Q_1, Q_2 — нагрузки несопряженных рессор; $Q_1 + жc_1h_1$, $Q_2 + жc_2h_2$ — новые нагрузки при проходе первым колесом неровности высотой n, то благодаря наклону рамы на угол φ увеличение нагрузок будет:

на первое колесо $h_1жc_1$,

на второе колесо $h_2жc_2$ и т. д.

Обычно на сцепных осях $жc_1 = жc_2 = жc$.

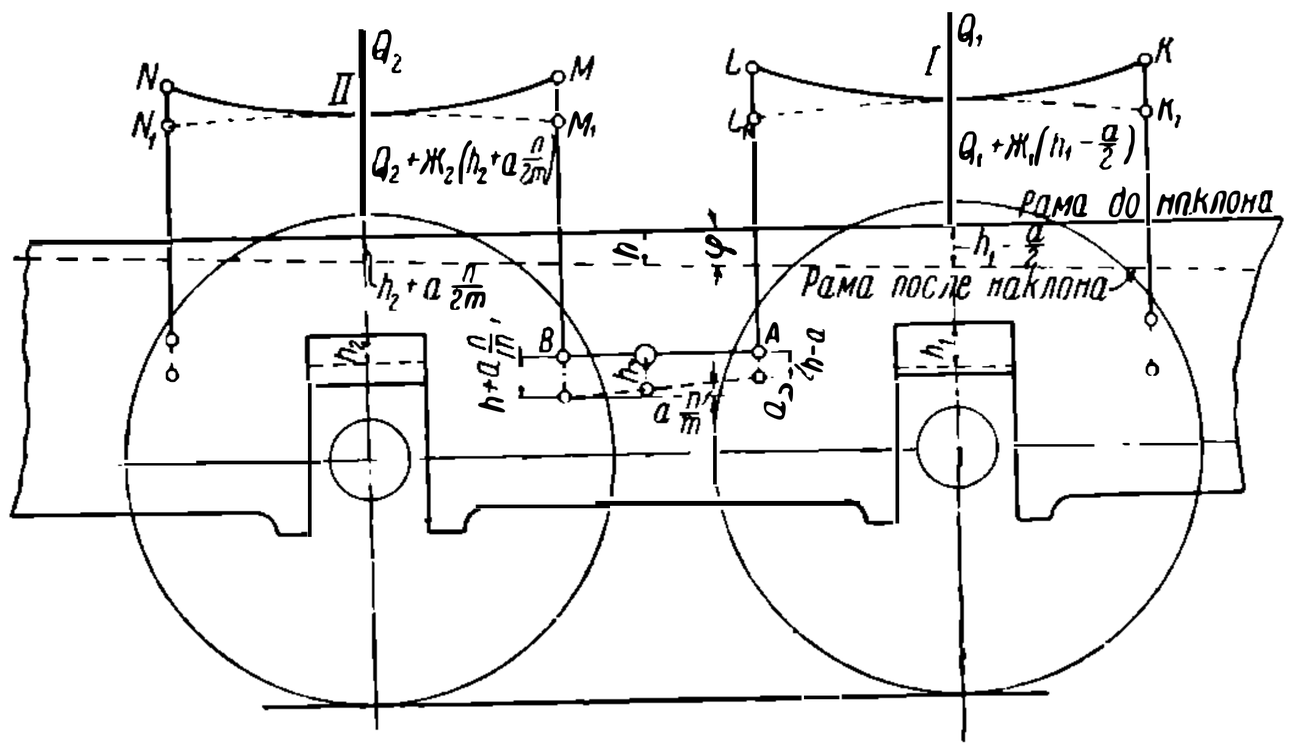


Фиг. 591.

Поэтому приращение нагрузок несопряженных рессор:

$$жch_1 > жch_2.$$

Следовательно, изменение нагрузки первой оси, набежавшей на неровность, больше, чем второй и последующих. Большой разгруз первого колеса, если оно является направляющим в кривой, опасен, так как может повлечь сход с рельсов.



Фиг. 592.

Если имеется балансир (фиг. 592), то при набегании переднего колеса на неровность передний конец балансира поднимется (или опустится) на некоторую величину a *мм*, а задний его конец опустится (или поднимется) на $a\,\frac{n}{m}$.

Добавочный прогиб рессор и изменения нагрузок:

переднего колеса $h_1 - \frac{a}{2}$, $\Delta Q_1 = жc_1\left(h_1 - \frac{a}{2}\right)$,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

а заднего колеса

$$h_2 + \frac{n}{m}\frac{a}{2},\ \Delta Q_2 = ж_2\left(h_2 + \frac{n}{m}\frac{a}{2}\right).$$

При этом получатся новые нагрузки на концы рессор:
у переднего колеса

$$Q_1 + \Delta Q_1 = \frac{1}{2} ж_1\left(f_1 + h_1 - \frac{a}{2}\right),$$

у заднего колеса

$$Q_2 \mp \Delta Q_2 = \frac{1}{2} ж_2\left(f_2 + h_2 + \frac{n}{m}\frac{a}{2}\right).$$

Равенство моментов двух новых нагрузок на концы соседних рессор относительно точки вращения балансира дает:

$$\frac{1}{2} ж_1\left(f_1 + h_1 - \frac{a}{2}\right) m = \frac{1}{2} ж_2\left(f_2 + h_2 + \frac{n}{m}\frac{a}{2}\right) n.$$

откуда:

$$a = 2\,\frac{ж_1 h_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 h_2 \frac{m}{n}}{ж_1\left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2}$$

Поэтому изменение нагрузки переднего колеса с балансиром меньше, чем без балансира, на величину:

$$ж_1 \frac{a}{2} = ж_1 \frac{ж_1 h_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 h_2 \frac{m}{n}}{ж_1\left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2}, \qquad (447)$$

а заднего больше на

$$ж_2 \frac{a}{2}\frac{n}{m} = ж_2 \frac{n}{m} \frac{ж_1 h_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 h_2 \frac{m}{n}}{ж_1\left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2}. \qquad (448)$$

При равноплечем балансире: $m = n$, $ж_1 = ж_2$, $f_1 = f_2$ — изменение нагрузки обоих колес одинаково и в два раза меньше по сравнению с тем, что было без балансира.

Балансиры особенно полезны на передних осях.

Иногда вместо балансиров вводят балансирные рессоры, которые не только уменьшают изменение нагрузки сопряженных рессор, как обычные балансиры, но также уменьшают и жесткость подвешивания. Рама тележки также может выполнять роль балансиров и оказывать влияние на перераспределение нагрузок отдельных рессор.

Жесткость рессор при двойном подвешивании

Рессоры расположены одна над другой или в комбинации листовой со спиральной, имеющих коэфициенты жесткости:

$ж_1$ — верхняя рессора (спиральная),

$ж_2$ — нижняя рессора (листовая).

Общий коэфициент жесткости $ж$ найдется из условия:

$$ж_1 f_1 = ж_2 f_2 = ж(f_1 + f_2),$$

откуда

$$ж = \frac{ж_1 ж_2}{ж_1 + ж_2}. \qquad (449)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Аналогично при тройном подвешивании:

$$ж = \frac{ж_1 ж_2 ж_3}{ж_1 ж_2 + ж_1 ж_3 + ж_2 ж_3}. \qquad (450)$$

При двойном подвешивании с неравноплечими балансирными рессорами, имеющими неодинаковые жесткости:

$ж_{I}$ и $ж_{II}$—концов передней или задней балансирной рессоры,
$ж_{III}$ и $ж_{IV}$—концов задней балансирной рессоры,
$ж_1$ — передней или задней подвесной рессоры,
$ж_2$ — второй подвесной рессоры,
имеем коэфициент жесткости крайних рессор:

$$ж_k = \frac{ж_1 2ж_I}{ж_1 + 2ж_I}; \qquad (451)$$

коэфициент жесткости промежуточных рессор:

$$ж_п = \frac{ж_1 2ж_{II}\, 2ж_{III}}{ж_1 2ж_{II} + ж_1 2ж_{III} + 2ж_{III}\, 2ж_{II}}. \qquad (452)$$

§ 7. Независимое и сопряженное подвешивания

Независимое или статически неопределимое подвешивание обычно применяется в Англии, где имеются паровозы с 10 опорными точками. В Америке распространено статически определимое подвешивание в трех точках. На наших паровозах применяются и статически неопределимое (серия «СУ» — 6 точек, «КУ» — 7 точек) и статически определимое подвешивание (серии «ФД» и «ИС»).

Преимущества каждой системы подвешивания приведены в табл. 50.

Таблица 50

Трехточечное подвешивание — статически определимое	Независимое подвешивание — статически неопределимое
1. Распределение нагрузок не зависит от прогиба отдельных рессор 2. В статическом положении дает постоянные нагрузки рессор, почему не нуждается в регулировании	1. Простота 2. Малая поперечная качка 3. Небольшая продольная качка

С точки зрения продольной и поперечной качки независимое подвешивание выгоднее по сравнению с трехточечным, ибо у первого все рессоры участвуют в качке и силы трения их оказывают влияние на затухание колебаний. При трехточечном подвешивании рессоры, соединенные балансирами, не влияют на качку. Последняя здесь сильнее и дольше не затухает.

При отклонении поперечной оси на угол ψ момент от изменения нагрузок рессор $2\Delta p \cdot 2a$ восстанавливает надрессорное строение в среднее положение (фиг. 593).

Если:

$$p = \Delta \frac{\Delta f}{f} \cdot p,$$

G_2 — вес надрессорного строения,
n — число рессор,
p — статическая нагрузка на конец рессоры,
$G_2 = 2pn$,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

η — часть надрессорного веса, передающаяся через поперечно-несбалансированные рессоры,

Δf — добавочный прогиб рессор,

f — прогиб под статической нагрузкой

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{e}{H} = \frac{\Delta f}{a}$$

H — высота центра тяжести надрессорного строения над центром колебаний,

e — отклонение центра тяжести надрессорного строения от среднего положения,

то

$$G_2 e = \eta 2\Delta p \cdot 2an = \eta 2 \frac{\Delta f}{f} p \cdot 2a \cdot n,$$

откуда

$$e = \eta \frac{\Delta f}{f} 2a.$$

Подставляя это значение в уравнение $\operatorname{tg}\psi$, находим допускаемую высоту центра тяжести надрессорного строения:

$$H = \frac{ea}{\Delta f} = \eta \frac{\Delta f}{f} 2a \frac{a}{\Delta f} = \eta \frac{2a^2}{f}.$$

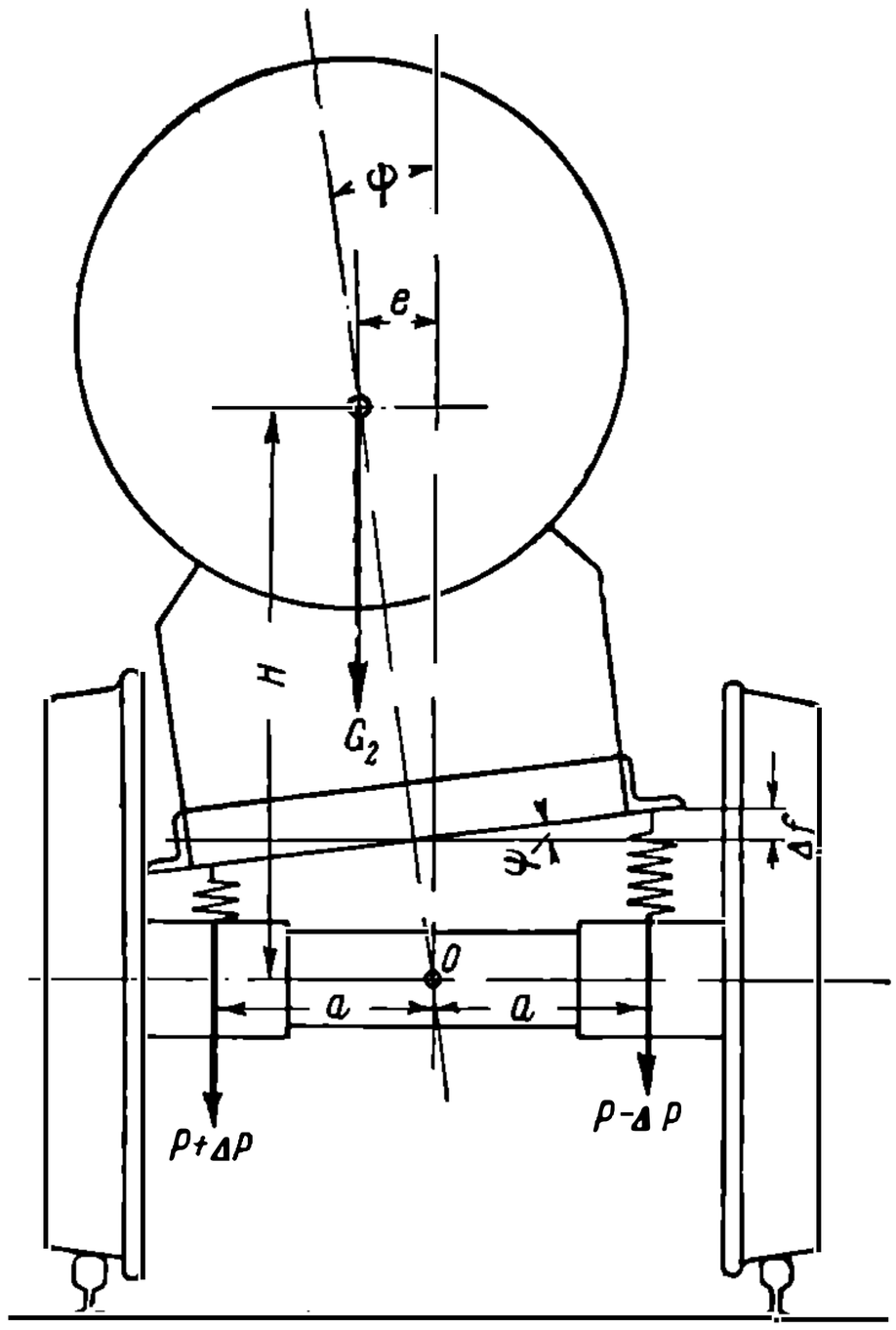
С учетом трения в листах вместо прогиба f нужно подставить $f \frac{p}{p - p_{тр}}$;

тогда

$$H \leqslant \eta \frac{2a^2}{f} \cdot \frac{p - p_{тр}}{p}. \quad (453)$$

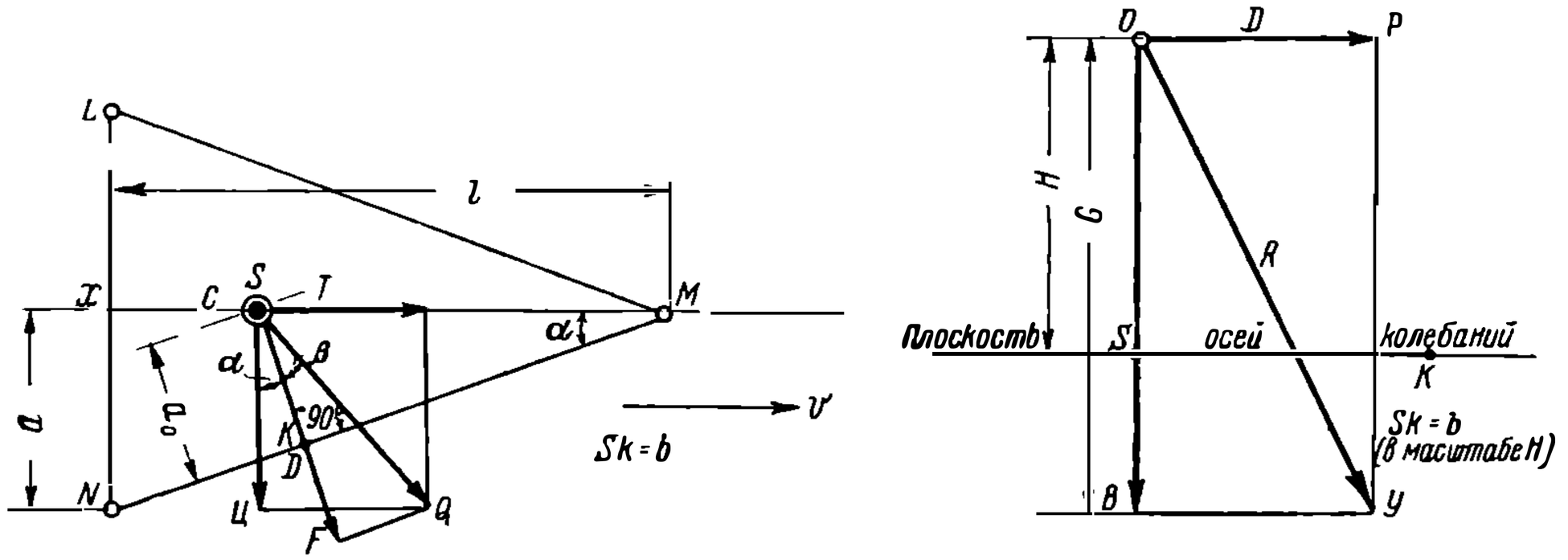
При трехточечном подвешивании $\eta < 1$, следовательно, высота H должна быть меньше.

Таким образом трехточечное подвешивание с точки зрения поперечных колебаний хуже независимого подвешивания.



Фиг. 593.

Опрокидывание на рессорах. В отношении опрокидывания в кривой или при торможении трехточечное подвешивание также несколько уступает подвешиванию без поперечных балансиров.



Фиг. 594.

Наиболее опасным для опрокидывания трехточечного подвешивания является вход в кривую при сильном торможении под действием сил $Ц = \frac{Mv^2}{R}$ и $T = M\frac{d^2x}{dt^2}$ или их равнодействующей Q (фиг. 594).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Проекция D силы Q на направление $\perp MN$ будет вызывать опрокидывание надрессорного строения вокруг MN.

Во избежание опрокидывания равнодействующая сил D и G не должна выходить за ребро MN, т. е. за точку K. Для большей устойчивости R должна пересекать линию Sk ближе к S.

Обычно сила $T = 0{,}2\ G$ при служебном торможении и $T = 0{,}25\ G$ — при экстренном торможении;

$Ц = 0{,}2\ G$ в кривой при наибольшей скорости и $Ц = 0{,}25\ G$ при входе в кривую.

Очевидно:

$$Q = \sqrt{T^2 + Ц^2} = \sqrt{(0{,}25G)^2 + (0{,}25G)^2} = G\,0{,}25\ \sqrt{2} = 0{,}35\ G.$$

В нашем лучае

$$\beta = 45 - \alpha; \qquad \alpha = \operatorname{arctg}\frac{a}{l}.$$

$$D = Q\cos\beta = 0{,}35\,G\cos\beta = 0{,}35\,G\cos(45 - \alpha).$$

При высоко расположенном центре тяжести, когда на устойчивость влияет смещение центра тяжести надрессорного строения, величина опрокидывающей силы

$$D = 0{,}35\,G\cos(45 - \alpha)\frac{a_0'}{a_0' - fH}.$$

Коэфициент безопасности от опрокидывания:

$$\frac{SK}{OS} > \frac{D}{G}$$

или

$$\frac{a_0}{H} > \frac{0{,}35\,G\cos\left(45 - \alpha\right)\dfrac{a_0'}{a_0' - fH}}{G}, \tag{454}$$

откуда

$$\frac{a_0' - fH}{a_0 H} > 0{,}35\cos(45 - \alpha).$$

Так же проверяется устойчивость от опрокидывания надрессорного строения назад вокруг LN. В этом случае:

$$\frac{c^2 - fH}{cH} \geqslant 0{,}25. \tag{455}$$

Здесь плечо опрокидывания $c = SX$.

Приняв, что: $a_0 = a$ и что $2a$ мало по сравнению с l, а также, что D параллельно LN и $T = Ц$, можно считать, что опрокидывающая сила равна $Ц$, тогда

$$SK = a_0 = a\,\frac{MS}{MX}.$$

Таким образом для сохранения тех же условий безопасности скорость паровоза при трехточечном подвешивании по сравнению с независимым подвешиванием должна быть:

$$v_3 = v\,\sqrt{\frac{MS}{MX}}.$$

В обычных условиях это уменьшение настолько незначительно, что практически скорости принимаются в обоих случаях одинаковыми. Для высокоскоростных паровозов это обстоятельство имеет большее значение и должно приниматься во внимание.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При продольных колебаниях рама наклоняется на угол φ, рессоры прогибаются и в них возникают силы упругости $\Delta P = жhn$, дающие восстанавливающий момент (фиг. 595, *а*).

Прогибы рессор:

$$h_1 = l_1 \operatorname{tg} \varphi;$$
$$h_2 = l_2 \operatorname{tg} \varphi \text{ и т. д.}$$

Изменения нагрузок рессор:

$$\Delta P_1 = ж_1 h_1 = ж_1 l_1 \operatorname{tg} \varphi;$$
$$\Delta P_2 = ж_2 h_2 = ж_2 l_2 \operatorname{tg} \Phi \text{ и т. д.}$$

Восстанавливающий момент статически неопределимой системы (фиг. 595, *б*):

$$M = 2(l_1 \Delta P_1 + l_2 \Delta P_2) = 2(l_1 ж_1 l_1 \operatorname{tg} \varphi + l_2 ж_2 l_2 \operatorname{tg} \varphi), \qquad (456)$$

при $ж_1 = ж_2 = \ldots$ восстанавливающий момент несопряженного подвешивания

$$M_н = 2ж \operatorname{tg} \varphi (l_1^2 + l_2^2). \qquad (457)$$

При статически определимой системе (фиг. 595, *в*):

$$M_0 = (2\Delta P_1 + \Delta P_2)\left(\frac{l_1 + l_2}{2}\right). \qquad (458)$$

Здесь

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 = \frac{h_1 + h_2}{2} ж = \frac{l_1 + l_2}{2} \operatorname{tg} \varphi 2ж,$$

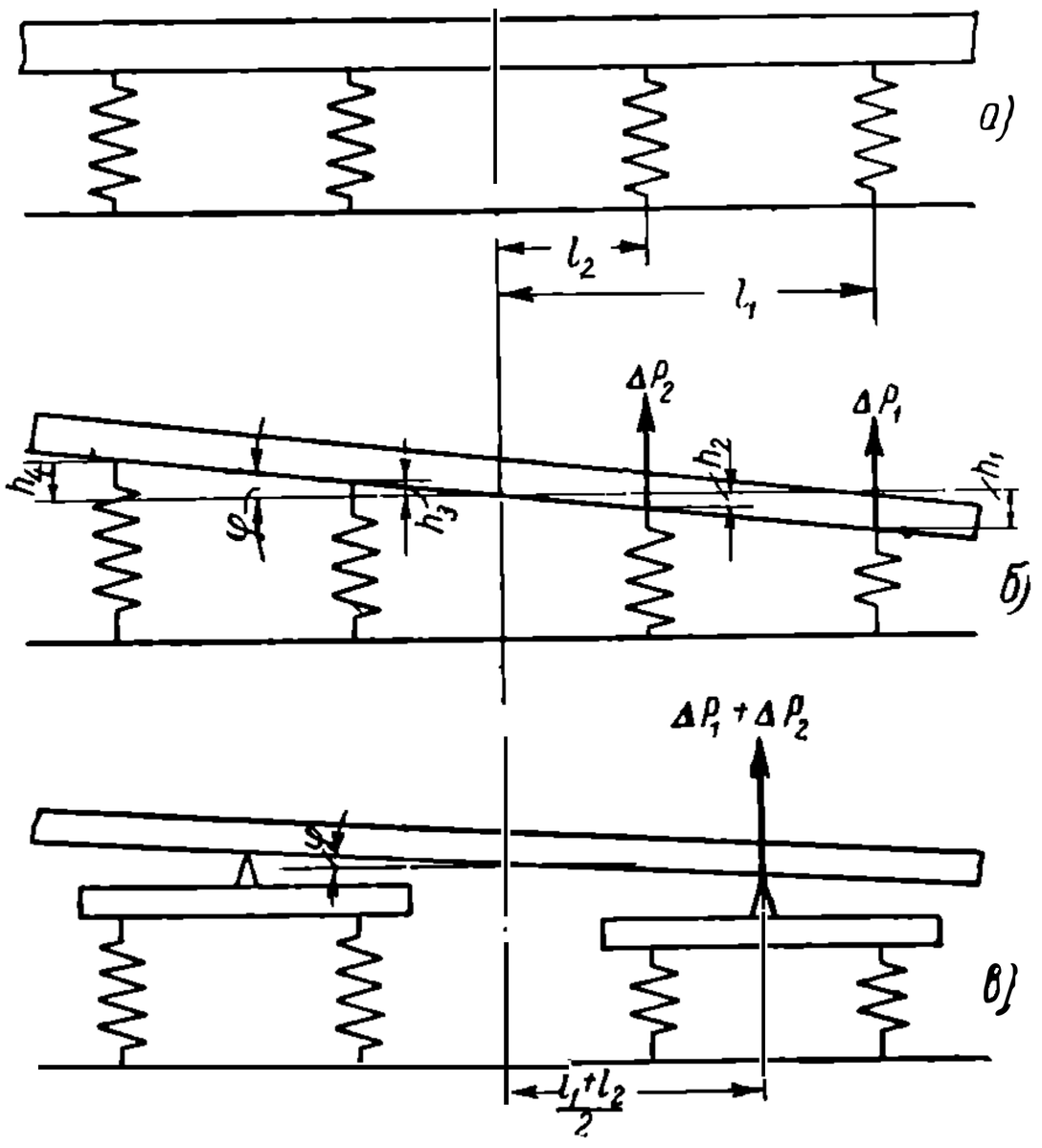
так как обе рессоры с жесткостью $ж$ действуют на опору балансира.

$$M_0 = 2\left(\frac{l_1 + l_2}{2}\right)^2 2ж \operatorname{tg} \varphi = (l_1 + l_2)^2 ж \operatorname{tg} \varphi. \qquad (459)$$

Нетрудно видеть, что

$$M_н > M_0, \quad \text{ибо} \quad 2(l_1^2 + l_2^2) > (l_1 + l_2)^2. \qquad (460)$$

Все же, несмотря на указанные преимущества независимого подвешивания при плохом верхнем строении, предпочитают делать подвешивание в трех точках, так как при первом с течением времени возможно изменение нагрузок. Кроме этих двух типов подвешивания, имеются подвешивания в четырех точках (по прямоугольнику и по ромбу), в пяти, шести и т. д.



Фиг. 595.

Влияние неровностей пути. Благодаря неровностям пути от неправильной укладки, выпучин или вследствие превышения наружного рельса, например на переходной кривой, появляются дополнительные прогибы и изменения нагрузок рессор.

Когда паровоз с четырьмя рессорами и базой t находится на неровности с уклоном $i^0/_{00}$, то превышение крайних колес будет $z = it$, а каждого колеса над соседним $\frac{z}{4}$. Если расстояние между рессорами $2a$, а между кругами катания $2\xi_k$, добавочный прогиб одинаково жестких рессор:

$$\Delta f = \frac{z}{4} \cdot \frac{2a}{2\xi_k} \qquad (461)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В обычных условиях при внутренних рессорах ($2a < 2\xi_k$) прогиб рессор меньше, чем при наружных. Поэтому при наружных рессорах необходимы более мягкие рессоры для того, чтобы иметь одинаковое изменение нагрузок от неровностей пути:

$$\Delta П = \pm 2\Delta p = \pm \Delta f \Sigma ж. \qquad (462)$$

Переход на возвышение рельса при входе в кривую вызывает перегруз переднего колеса, тогда как выход из кривой влечет разгруз переднего наружного колеса. Неправильная укладка пути при выходе из кривой — сужение колеи—особенно опасна, так как одновременно с разгрузом появляется большое направляющее усилие, могущее вызвать всползание реборды на рельс.

Для смягчения поперечной качки от давления пара на параллель и сил инерции у паровозов с передними тележками — опоры главной рамы на тележку делают по бокам и лишь при трехточечном подвешивании при помощи центрального шкворня. Если при трехточечном подвешивании балансир упрется в раму, например при переходе с подъема на уклон или обратно, то система подвешивания становится статически неопределимой, и нагрузка рессор будет сильно меняться. Поэтому необходимо давать достаточные зазоры для игры балансиров. У многоосных паровозов трехточечное подвешивание получается за счет введения балансиров. При большом числе последних трение в частях рессорного подвешивания затрудняет выравнивание нагрузок. Кроме того, балансиры, обладая инерцией, на высоких скоростях также затрудняют выравнивание нагрузок. Эти недостатки смягчаются при введении балансирных рессор, особенно полезных при большом числе точек подвешивания.

Распределение нагрузок при четырех точках подвешивания по прямоугольнику ввиду равенства нагрузок правой и левой сторон одинаково со статически определимым подвешиванием. Четырехточечное подвешивание по ромбу представляет собой балку на трех опорах и является статически неопределимой системой. В этом случае в типах 1-3-1, 2-3-1, 1-4-1 и т. д., при независимом подвешивании передних и задних тележек и соединенных балансирами рессорах сцепных осей, нагрузка, приходящаяся на движущие оси, зависит от необходимого сцепного веса. Остаток веса и момента надрессорного строения распределяется на переднюю и заднюю тележки, как в балке на двух опорах. Необходимые нагрузки достигаются при взвешивании путем подтягивания гаек рессорных подвесок. При таком статически неопределимом подвешивании определение величины изменений нагрузок рессор под влиянием: 1) силы тяги на крюке, 2) при торможении, 3) во время перехода с одного профиля на другой, 4) при поднятии или опускании рамы во время работы возвращающего устройства, 5) при расходовании запасов воды и топлива в танк-паровозах — производится с учетом упругости рессорного подвешивания [1].

§ 8. Распределение нагрузок в статически неопределимых системах рессорного подвешивания

Отбрасывая «лишние неизвестные» промежуточные опоры [в нашем случае (фиг. 596,*а*) опору *Б*] и рассматривая раму как жесткую балку, свободно опертую в точках *А* и *В*, можно найти прогибы в сечениях над промежуточными опорами под действием обрессоренного веса *G*. Прикладывая над отброшенными опорами силы, дающие одинаковые прогибы с ранее найденными, найдем и искомые опорные реакции. Для упрощения подсчетов силы *G* и *Б* принимаются равными одному килограмму.

Пусть: прогиб рессор под нагрузкой $G=1$ равен

$$\frac{1}{ж} = г = \frac{f}{G} \; см/кг$$

и опускание рамы под силой, равной единице, будет δ *см/кг*.

[1] Leitzmann Glasers Annalen, 41,157 (1897); Garbe Die Dampflokomotiven der Gegenwart 2 изд. 681 (1920); Lindemann Glasers Annalen, 55, 227(1904); Denecke Glasers Annalen, 59,141 (1906); Jrotschek Glasers Annalen, 86,25 (1920). Meineke. Kurzes Lehrbuch des Dampflokomotivbaues.

НЕ УДУНТ (ДІІТ)

Предположим, что опора $Б$ отсутствует, поэтому рама под действием груза $G = 1$ дополнительно опустится на величину $f_Б$.

В этом случае имеем:

реакции двухопорной балки, нагруженной силой $G = 1$:

$$A = G\frac{l-m}{l} = \frac{l-m}{l}; \tag{463}$$

$$B = G\frac{m}{l} = \frac{m}{l}; \tag{464}$$

прогибы рессор (гибкости):

в точке A
$$\frac{1}{ж_A} = r_A; \tag{465}$$

в точке B
$$\frac{1}{ж_B} = r_B; \tag{466}$$

опускание рамы:

в точке A
$$\delta_{AG} = \frac{l-m}{l}\cdot\frac{1}{ж_A}; \tag{467}$$

в точке B
$$\delta_{BG} = \frac{m}{l}\cdot\frac{1}{ж_B}. \tag{468}$$

Откладывая на фиг. 596,*б* в масштабе 2 *см* = 0,0001 *см/кг* полученные значения, находим опускания рамы в точках $Б$ и G, $\delta_{ББ}$ и δ_{GG}.

Теперь рассмотрим действие упругой опоры $Б$, приложив нагрузку $Б = 1$. В опорных точках будем иметь реакции:

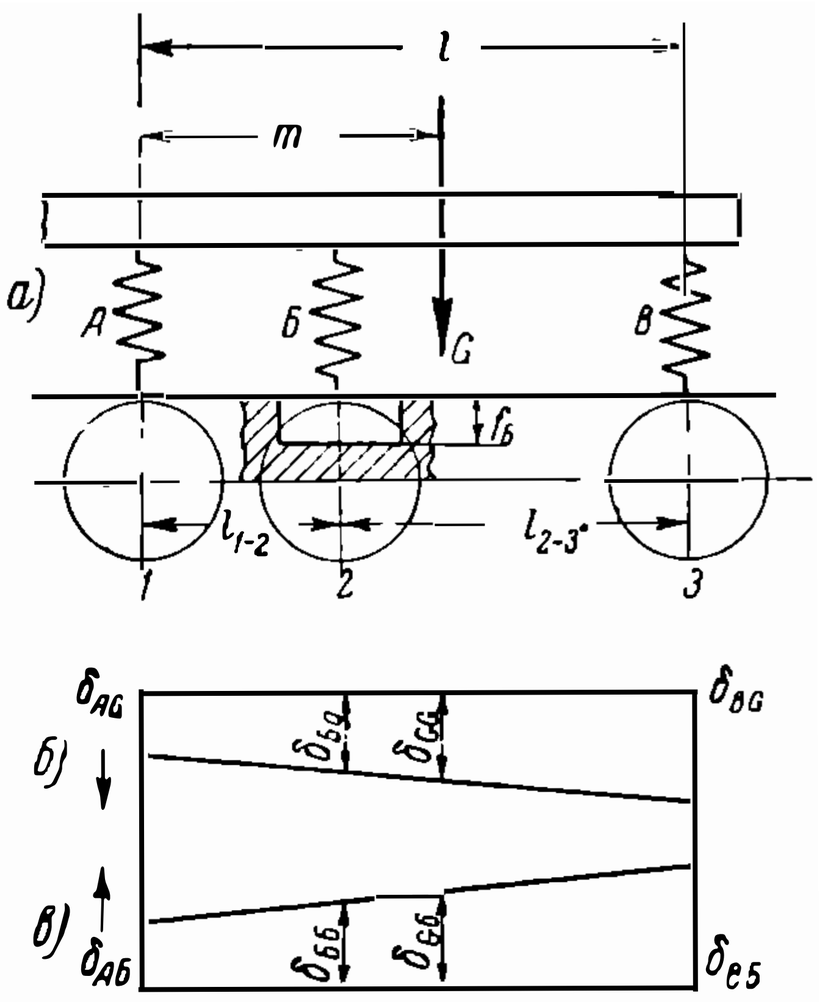
$$A' = Б\frac{l-l_{1-2}}{l} = \frac{l-l_{1-2}}{l}; \tag{469}$$

$$B' = Б\frac{l_{1-2}}{l} = \frac{l_{1-2}}{l} \tag{470}$$

Соответствующие опускания рамы:

в точке A
$$\delta_{AB} = \frac{l-l_{1-2}}{l}\cdot\frac{1}{ж_A}; \tag{471}$$

в точке B
$$\delta_{BБ} = \frac{l_{1-2}}{l}\cdot\frac{1}{ж_B} \tag{472}$$



Фиг. 596.

Так как рама под действием силы $Б = 1$ поднимется кверху, то эти перемещения нанесены вверх от нулевой линии (фиг. 596,*в*). Из этой диаграммы находим перемещения под $Б$ и G, т. е. $\delta_{ББ}$ и $\delta_{GБ}$.

Полное перемещение $Б$ складывается из перемещения под силой $Б$, равного $\delta_{ББ}$ $Б$, и перемещения $\frac{1}{ж_Б}Б$, необходимого для того, чтобы опора $Б$ достигла своего первоначального положения. В этом случае общий прогиб под силой $Б$:

$$Б\left(\frac{1}{ж_Б} + \delta_{ББ}\right) \tag{473}$$

по фиг. 596,*в* будет равен прогибу под действием груза G

или
$$Б\left(\frac{1}{ж_Б} + \delta_{ББ}\right) = G\delta_{БG} \text{ (по фиг. 596,б).} \tag{474}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда искомая нагрузка на опору $Б$:

$$Б = G \frac{\delta_{БG}}{\frac{1}{ж_Б} + \delta_{ББ}}. \qquad (475)$$

Нахождение неизвестных в статически неопределимых системах еще проще решается помощью теоремы Максвелла о взаимности перемещений, а именно: прогиб в точке $Б$ под грузом $G = 1$ равен прогибу в точке G под грузом $Б = 1$.

Поэтому найдем величину изменения нагрузки в точке $Б$:

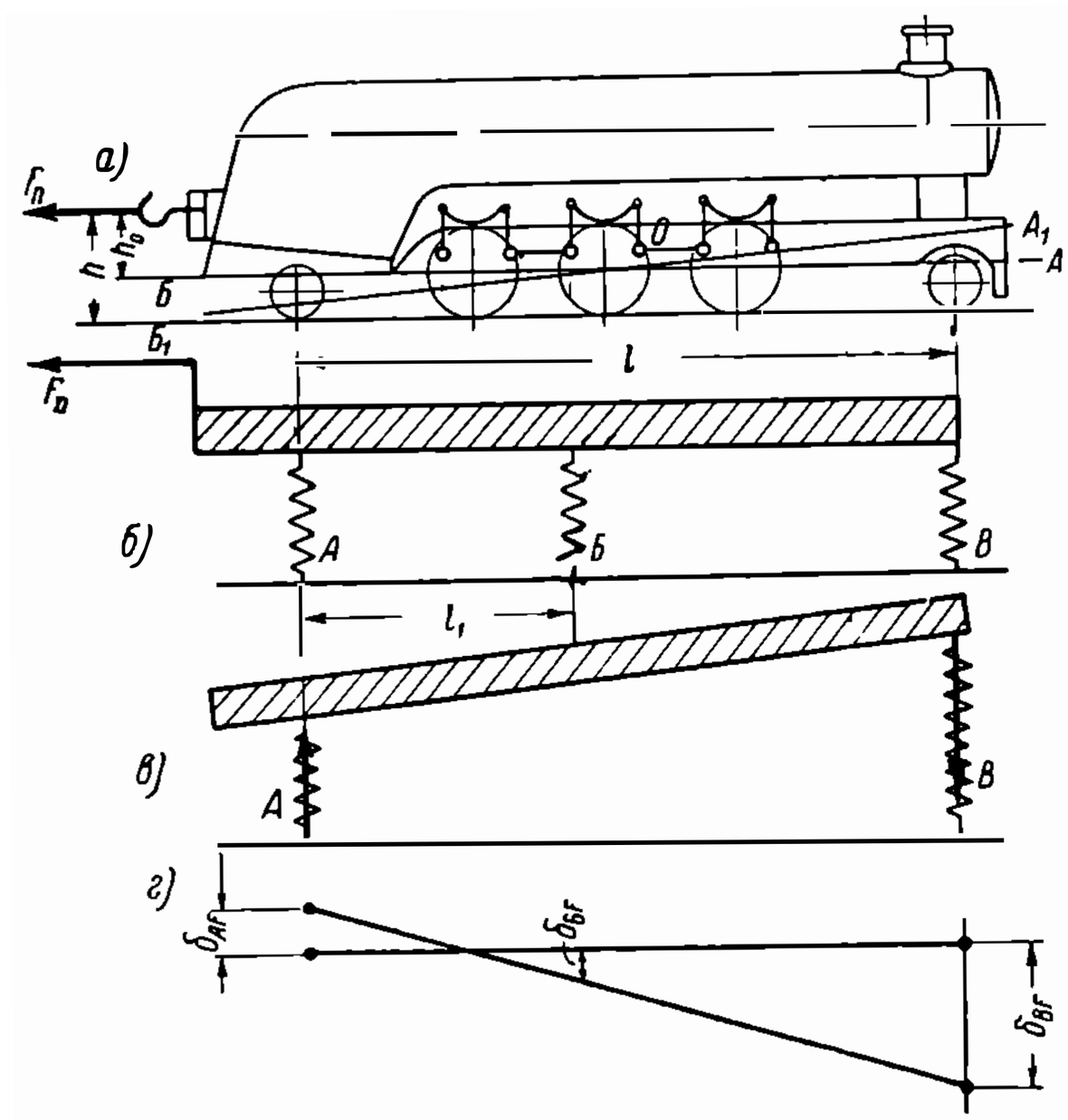
$$Б = G \frac{\delta_{GБ}}{\delta_{ББ} + \frac{1}{ж_Б}}. \qquad (476)$$

Нагрузки в точках A и B найдутся обычным путем. Ввиду принятого допущения об одинаковой высоте опорных точек рессор найденные нагрузки не совпадут с желаемыми. Последние могут быть получены при взвешивании на весах, путем подтягивания подвесок.

Изменение нагрузок рессор под действием силы тяги[1]

Сила тяги, приложенная на высоте h от головки рельса, дает момент[2] ($M = F_п h$), вращающий надрессорное строение так, что перед поднимается, а задняя часть паровоза опускается (фиг. 597,*а*).

Такое же воздействие оказывает момент от тормозных усилий, который, наоборот, переднюю часть опускает, а заднюю приподнимает[3].



Фиг. 597.

Принимая, как и ранее, $F_п = 1$ и что опора $Б$ отсутствует, находим опорные реакции:
в точке A

$$\pm \frac{M}{l} = \pm \frac{h}{l}, \qquad (477)$$

в точке B

$$\pm \frac{M}{l} = \pm \frac{h}{l}, \qquad (478)$$

Верхний знак от силы тяги, нижний при торможении.

Соответствующие просадки:
в точке A

$$\delta_{AF} = \pm \frac{h}{l} \cdot \frac{1}{ж_A}, \qquad (479)$$

в точке B

$$\delta_{BF} = \pm \frac{h}{l} \cdot \frac{1}{ж_B}. \qquad (480)$$

Нанося прогибы на фиг. 597,*г* находим прогиб $\delta_{БF}$ под опорой $Б$. Нагрузка в точке $Б$ найдется из уравнения

$$F_п \delta_{БF} = \Delta Б \left(\delta_{ББ} + \frac{1}{ж_Б} \right), \qquad (481)$$

---

[1] P. Ritter Glasers. Annalen — 1920, Band. 87 S 47.
Evers Glasers Annalen — 1926, Band 99 S 82.

[2] Точнее момент равен произведению силы тяги на плечо h_0 от упряжного крюка до центра колебаний, принимаемого на уровне геометрических центров движущих осей.

[3] Erdoss Glasers Annalen — 1929, № 1259 и 1260.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

$$\Delta Б = F_n \frac{\delta_{БF}}{\delta_{ББ} + \frac{1}{ж_Б}}. \quad (482)$$

Здесь $\delta_{ББ}$ получается согласно фиг. 596,*в*. Следовательно, новая нагрузка рессоры *Б* будет:

$$Б' = Б + \Delta Б. \quad (483)$$

Из уравнения моментов находим дополнительные нагрузки на точки *A* и *B*:

$$\pm F_n \cdot h \pm \Delta Б(l - l_1) + \Delta Al = 0, \quad (484)$$

$$\pm F_n \cdot h \pm \Delta Б l_1 - \Delta Bl = 0, \quad (485)$$

откуда

$$\Delta A = \pm \frac{F_n h \pm \Delta Б(l - l_1)}{l}, \quad (486)$$

$$\Delta B = \pm \frac{F_n h \pm \Delta Б l_1}{l}. \quad (487)$$

Влияние неровностей пути (переход с одного профиля на другой)

Если опорная точка *Б* находится на неровности высотой *z см*, то нагрузка точек *A*, *Б* и *B* изменится. В точке *Б* новая нагрузка $Б_z$ определяется из соотношения:

$$\frac{Б_z}{Б} = \frac{Б(г_Б + \delta_{ББ}) + z}{Б(г_Б + \delta_{ББ})}, \quad (488)$$

откуда

$$Б_z = \frac{Б(г_Б + \delta_{ББ}) + z}{г_Б + \delta_{ББ}}. \quad (489)$$

При определении $Б_z$ используются данные фиг. 596. Определив *A* и *B*, вводят поправки. Зная приращения нагрузок, находят дополнительные прогибы:

в точке *A*

$$\Delta A \frac{1}{ж_A}, \quad (490)$$

в точке *Б*

$$\Delta Б \frac{1}{ж_Б}, \quad (491)$$

в точке *B*

$$\Delta B \frac{1}{ж_B} \quad (492)$$

Влияние возвращающих устройств

При наличии возвращающих устройств, действие которых основано на использовании веса паровоза (наклонных плоскостей, подвесок с люльками и секторов), во время движения паровоза в кривых надрессорное строение паровоза поднимается. Происходящий при этом разгруз сцепных осей повышает склонность паровоза к боксованию, тем самым способствует уменьшению силы тяги.

В статически неопределимых системах работа таких возвращающих устройств вызывает изменение нагрузок на опорные точки рессорного подвешивания. При нахождении подобных возвращающих устройств впереди и сзади паровоза происходит разгруз сцепных колес, повышающий еще больше склонность

НБ УДУНТ (ДІІТ)

к боксованию. У паровоза со статически определимым рессорным подвешиванием подобное явление отсутствует (серии «ФД» и «ИС»), поэтому при статически неопределимом рессорном подвешивании более целесообразны рессорные возвращающие устройства, не создающие указанных последствий.

Проверка распределения нагрузок на оси

Производимое в эксплуатации взвешивание паровозов на весах часто показывает значительное отклонение действительных нагрузок от проектных. Такое отклонение, доходящее до 1,5—2 *т* (паровоз серии «СУ»), наблюдается особенно у паровозов со статически неопределимым рессорным подвешиванием.

Причины этих отклонений следующие:

1) произвольное подтягивание или отпускание рессор;
2) неправильные сборка и проверка рессор и балансиров;
3) износ деталей рессорного подвешивания;
4) неправильный качественный подбор рессор (жесткость);
5) выбоины бандажей;
6) неправильная посадка котла на раму;
7) просевшие или изношенные рессоры;
8) неравномерный прокат бандажей;
9) плохая смазка деталей рессорного подвешивания — валиков, чек, подвесок, шкворней.

Взвешивание паровоза производится в рабочем состоянии: с водой в котле, углем на колосниковой решетке, песком в песочнице и с грузом 250 *кг*, заменяющим бригаду.

Для устранения влияния трения на результаты взвешивания детали рессорного подвешивания хорошо смазываются, буксовые клинья отпускаются и в процессе самого взвешивания производится остукивание частей подвешивания.

§ 9. Ремонт рессорного подвешивания

Условия, которым должно удовлетворять правильно собранное и отремонтированное рессорное подвешивание

1. Все детали подвешивания должны быть отремонтированы на станках таким образом, чтобы: а) основные оси их сохраняли проектное взаимное положение, а также и расстояния между центрами отверстий в сочленениях, б) размеры различных элементов деталей не выходили из пределов, установленных существующими правилами ремонта, в) степень точности отделки в местах сочленений соответствовала установленным допускам, д) термическая обработка обеспечивала работу сочленений до следующего заводского ремонта.

2. Сборка рессорного подвешивания должна быть произведена таким образом, чтобы:

а) рессоры и балансиры были расположены правильно, без перекосов;

б) при нахождении на горизонтальном пути рессорные подвески были расположены на одинаковых расстояниях от плоскости симметрии рамы и перемещались параллельно плоскости рамы, а при поперечных рессорах — перпендикулярно к ней;

в) расстояния между буксами и верхними кромками буксовых вырезов рамы были проектными.

Износ и повреждения рессорного подвешивания

К дефектам в рессорном подвешивании следует отнести частичную потерю некоторыми рессорами их упругих свойств и неправильную их осадку, что является обычно следствием неправильной термической обработки листов: нагрева, закалки, отпуска. Затем — поломку рессорных листов

НБ УДУНТ (ДІІТ)

вследствие неправильной термической обработки их или несоответствия материала листов установленному стандарту.

Недостаточный нагрев хомута перед его надеванием на рессору и обжатием влечет за собой ослабление его в эксплуатации. Наоборот, сильный перегрев и последующее после обжатия замачивание могут вызвать образование чрезмерных внутренних напряжений и трещин в хомуте при его работе.

Недостаточные цементация и закалка ножей и призм балансиров влекут за собой преждевременный износ их.

Иногда встречаются трещины в балансирах подвешивания, появляющиеся в гнездах для призм вследствие острых граней, оставляемых при образовании гнезд, и вследствие чрезмерных нагягов и давления, применяемых при постановке призм в гнездо. Обрывы рессорных подвесок получаются обычно вследствие резких переходов по длине подвески от одного сечения к другому (от круглого к прямоугольному и к другому диаметру), что увеличивает в местах перехода предусмотренные при проектировании напряжения.

Как следствие неправильной обработки деталей и их сборки наблюдаются:

а) перекосы рессор в результате неправильной обработки гнезда или опорной части хомута рессоры, торцов шпинтона, гнезд буксы, чек подвески, неодинаковой высоты выступов накладки и шайбы на конец рессоры, перекосы отверстий в ушках хомута рессоры и т. д.;

б) неправильное размещение балансиров в механизме подвешивания;

в) затруднения или отсутствие регулировки нагрузки по осям в результате неправильной обработки закругления рабочей поверхности ножей или чек, увеличения радиусов закруглений, что уменьшает чувствительность в работе балансиров. При капитальном и среднем ремонтах необходима проверка распределения нагрузки по осям посредством взвешивания паровоза после ремонта.

При сборке рессорного подвешивания необходимо обратить внимание на правильное положение рессор.

Существующие способы ремонта рессорного подвешивания

Приемы работ в настоящее время по ремонту и изготовлению рессор на наших паровозоремонтных заводах применяются в большинстве случаев кустарные и нерегламентированные, преобладают ручные способы выполнения работ по разборке рессор, гибке листов, насадке и обжимке хомутов.

Нагревательные печи работают без должного наблюдения за температурным режимом и потому рессорные листы в ряде случаев нагреваются не равномерно.

При термической обработке важно знать не только температуру нагрева, но и время, в течение которого рессорный лист находится в печи при нагреве для отжига, закалки или отпуска.

Нередко можно встретить ручную пригонку листов ударами легкой кувалды, производимую после закалки. Этого безусловно нельзя допускать, так как подобная пригонка ведет к появлению трещин на листе, если не во время ремонта рессоры, то в эксплуатации. Поэтому одной из главных задач по ремонту рессор следует считать правильную постановку термической обработки их, а затем механизацию ручных работ.

Подготовка, осмотр и правила ремонта рессорного подвешивания

Рессоры должны тщательно осматриваться еще до подъема паровоза и выемки котла из рамы, так как часто при этом можно обнаружить незаметные снаружи дефекты рессор по неправильному их положению или прогибу. Снятые рессоры должны быть еще раз промерены и исследованы для обнаружения поломок и трещин, неплотности посадки хомутов, согласно правилам ремонта паровозов

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и тендеров. При капитальном ремонте все рессоры должны быть испытаны на изгиб, и те из них, которые при этом испытании дают остающийся или ненормальный прогиб, должны быть разобраны и перебраны. Сломанные и имеющие трещины листы заменяются новыми, а остающиеся отжигаются, выправляются, закаливаются и испытываются на твердость. Хомуты лопнувшие, с признаками трещин и истертые заменяются новыми, они плотно должны охватывать листы своими внутренними поверхностями, которые должны быть обработаны на станке. Все рессоры при капитальном ремонте подвергаются следующим испытаниям на изгиб: а) рессора с заранее измеренной стрелой прогиба подвергается действию груза, равного полуторной статической рабочей нагрузке; измеренный по снятии этой нагрузки остающийся прогиб не должен быть более 3%; б) рессора, вторично нагруженная после первого испытания грузом, равным статической нагрузке, не должна давать остающегося прогиба. Стрелы прогиба всех подвесных рессор одного паровоза под испытательными нагрузками пресса не должны разниться более чем на 10 *мм*.

Все шарнирные соединения балансиров рессорных подвесок должны быть пригнаны плотно и точно. Валики рессорного хомута заменяются новыми, овальность отверстий у рессорных хомутов и отверстий рессорной подвески допускается до 1,0 *мм*. Резьбу у рессорных подвесок восстанавливать наваркой воспрещается. Все балансирные призмы заменяются новыми, стальными, закаленными, которые плотно загоняются в свои гнезда, имеющие форму ласточкина хвоста. Допускается наварка истертых мест балансиров, направляющих скоб, шпинтонов. В рессорных хомутах допускается заварка разработанных отверстий для валиков.

При среднем и подъемочном ремонтах паровоза допускается сварка рессорных листов контактным способом, причем на одной рессоре допускается сварка не более двух листов с тем, чтобы место сварки приходилось под хомутом рессоры и чтобы не было сварки ни у верхнего, ни у двух соседних листов.

Длина плеч рессоры не должна разниться более чем на 15 *мм* от альбома. Износ валика рессорного хомута допускается до 2 *мм*. Износ рессорных подвесок допускается до 6%. Зазор между рессорными шпинтонами и скобами в поперечном направлении допускается при среднем ремонте до 3 *мм*, при подъемочном — до 4 *мм*. Допускается наварка балансирных ножей; призмы при наличии выработки заменяются новыми. Допускается наварка электросваркой надрывов у скоб балансира, наварка разработанных отверстий, заварка мест для призм балансиров, опорных шайб и рессорных шпинтонов.

Все сварочные работы в рессорах, балансирах и шпинтонах следует производить по $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} - \frac{7155}{57/9}$

Технологический процесс ремонта рессор

Основная деталь подвешивания — рессора — требует весьма тщательного ремонта в целях правильной и длительной работы рессорного подвешивания. Необходимость эта наиболее остро ощущается для паровозов, регулировка подвешивания которых не может быть произведена подтягиванием рессор посредством изменения длины подвесок, т. е. для паровозов серий «ФД» и «ИС».

Все снятые рессоры, не имеющие явных недостатков, предварительно испытываются под прессом. Те из них, которые будут иметь остающийся прогиб более допустимого, а также имеющие сдвиги листов, трещины или признаки трещин в листах и хомутах, разбираются при помощи специального пресса, пестик которого выжимает два или три нижних листа рессоры. Этим ослабляется положение остальных листов, которые могут быть легко вынуты. Из заграничных систем следует указать на пресс системы Реерсона. У нас изготовляются подобные прессы системы инж. Уварова[1]. В паровозных рессорах серий «ФД» и «ИС», где ставится

[1] Для вагонных рессор.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

прокладка между боковой стенкой хомута и рессорными листами, после предварительного срубания отбуртовки ее прокладка выбивается и тогда, при помощи указанного пресса, выбиваются из рессоры два-три листа, а все остальные легко вынимаются.

После разборки рессорные листы тщательно осматриваются. При осмотре их остукивают ручником с целью выявления их цельности. Листы с трещинами откладывают и немедленно отрезают помощью ножниц новый лист с таким расчетом, чтобы разобранная рессора пошла в ремонт без задержки с полным комплектом листов; отложенные старые листы используются для листов меньшего размера. Затем все старые листы обязательно отжигаются в специальной печи при температуре до 750° и при медленном охлаждении.

После отжига листы очищаются и подаются в специальную печь для подогрева перед гибкой их по шаблону и закалкой после гибки.

Все рессорные листы нагреваются комплектами на целую рессору в специальной печи с хорошо закрываемыми дверцами до температуры не свыше 950°. Температура печи все время контролируется пирометром с самопишущим прибором, чтобы иметь возможность в любой момент установить на ленте температуру в печи. Пирометр и лента пломбируются, и показания их должны быть под стеклом. Нагретые листы вынимаются из печи и изгибаются каждый отдельно на особом прессе до требуемой формы.

После изгибания листов их по комплектам укладывают на тележку и оставляют на открытом воздухе до потери красного цвета. Затем они подвозятся к следующим печам, также контролируемым пирометром с самопишущим прибором, и снова подвергаются равномерному нагреву, но уже до 800°; при этой температуре листы остаются в печи 30 минут, причем листы ставятся в печь на ребро. Очень важно, чтобы листы во время нагрева не касались друг друга и между ними было расстояние 40—50 *мм*. Нагретые до 800° листы последовательно с другой стороны печи (печи «сквозные») вынимаются с помощью клещей и опускаются на ребро в масляную ванну с температурой масла примерно 100°, причем для поддержания равномерной температуры масло охлаждается водой, циркулирующей по трубам, проходящим в ванне. Здесь также важно соблюсти, чтобы листы не касались при закалке друг друга; для этого делается специальная корзина из железа с отверстиями, с высотою стенок, примерно равной ширине рессорных листов; в дно корзины вделаны так называемые разделители для листов из круглого $^5/_8''$ железа на расстоянии 40—50 *мм* один от другого. Высота разделителей в два-три раза больше ширины рессорных листов. Перед закалкой листов корзина опускается в ванну так, чтобы были видны верхушки разделителей: они служат указанием мест для опускания рессорных листов в ванну (корзину). После закалки листы комплектно же, при помощи мостового крана или блока на монорельсе, переносятся в той же корзине к другой соляной ванне, где происходит отпуск листов. В этой ванне поддерживается постоянная температура в 450°. При опускании корзины обычно оставшееся на листах и корзине масло вспыхивает и сгорает. В соляной ванне листы остаются 20 минут. Ванна должна иметь особое нагревательное устройство и контролироваться пирометром и часами. Вынутая из соляной ванны корзина с листами тотчас же при момощи того же крана опускается в бак с температурой воды 20—30° для удаления остатков соли.

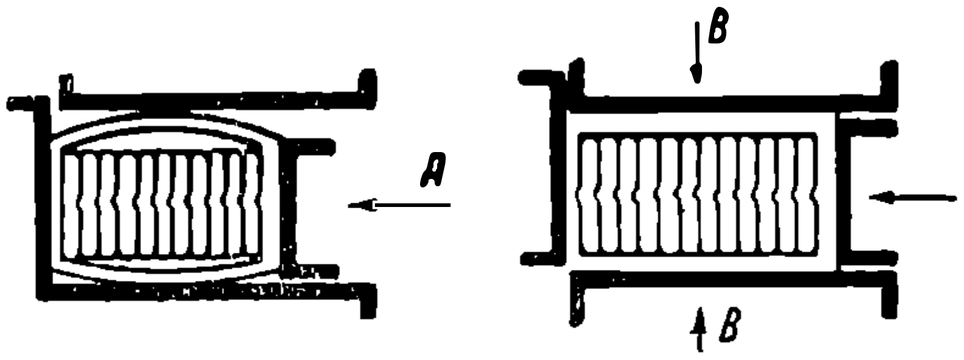
При всех описанных операциях материал не должен подвергаться действию дождя, снега и даже холодных сквозняков. Пирометры регулярно проверяются, чтобы иметь полную уверенность в правильности их показаний. После очистки в водяном баке листы вынимаются из корзины на тележку узкоколейки и подаются к прессу для сборки рессоры, насадки и обжатия хомута. Рядом с таким прессом целесообразно иметь печь для нагрева хомутов перед насадкой и обжимкой.

Обычно на паровозных рессорах хомуты обжимаются кувалдой вручную. Такая работа обходится очень дорого, и качество выполнения ее неудовлетворительно: рессорные листы нередко смещаются, и паровоз выходит из строя. Во избежание этого необходимо производить обжимку хомута таким образом,

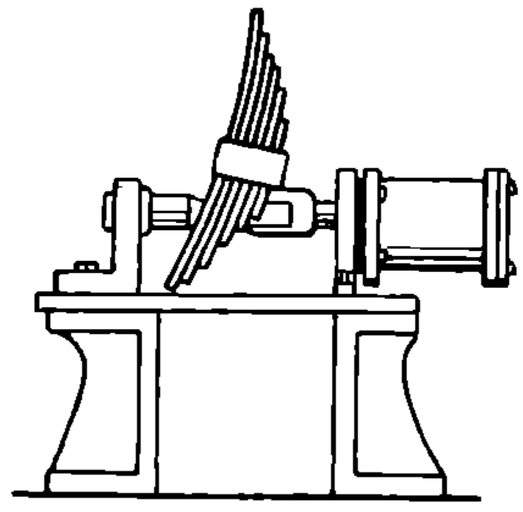
НБ УДУНТ (ДІІТ)

чтобы смещения рессорных листов при этом не происходило, а обжатие производилось механически с достаточной силой (фиг. 598).

Вначале на хомут действует горизонтальная сила *А*, которая сжимает его и уплотняет рессорные листы. Под действием этой силы две другие стороны хомута почти не высаживаются, а каждая из них изгибается и отстает от рессорных листов. Под таким усилием хомут остается до конца всей операции. После того, не разгружая хомут от действия силы *А*, начинают обж - мать его одновременно сверху и снизу двумя противоположными и равными силами *В*, чем и оканчи-



Фиг. 598.



Фиг. 599.

вается операция обжимки. Обжимка получается быстрая и надежная, без какого бы то ни было смещения рессоры в зажимаемых ее плоскостях и без поворотных нажатий, практикующихся при других схемах. На этом принципе построен пресс для обжимки рессорных хомутов системы Уварова. Помимо обжимки хомутов рессор, он служит также для одновременного их испытания[1]. В практике заграничных заводов для обжатия хомутов можно указать прессы системы «Эймуко», «Реерсона», «Пелиссье» и др.

У пресса для обжатия хомутов должен быть металлический стол с тисками (фиг. 599) для удерживания рессор перед насадкой хомута.

Фиг. 600.

Испытание рессор на прессе имеет целью установить стрелу прогиба под нагрузкой, а также длину рессоры под нагрузкой и остаточный прогиб.

При сборке соприкасающиеся поверхности листов должны быть смазаны смесью тавота с графитом.

У каждой вновь отремонтированной или изготовляемой рессоры прилегание листов должно быть плотным как в свободном состоянии, так и в нагруженном.

Допускаются просветы между листами до 0,5 *мм* на длине участка не более 200 *мм* и не более чем в 3 листах рессоры.

Хомуты должны плотно охватывать листы своими внутренними поверхностями, которые желательно обрабатывать на станках. На хомуте выбивается клеймо с указанием завода и срока изготовления или переборки рессоры.

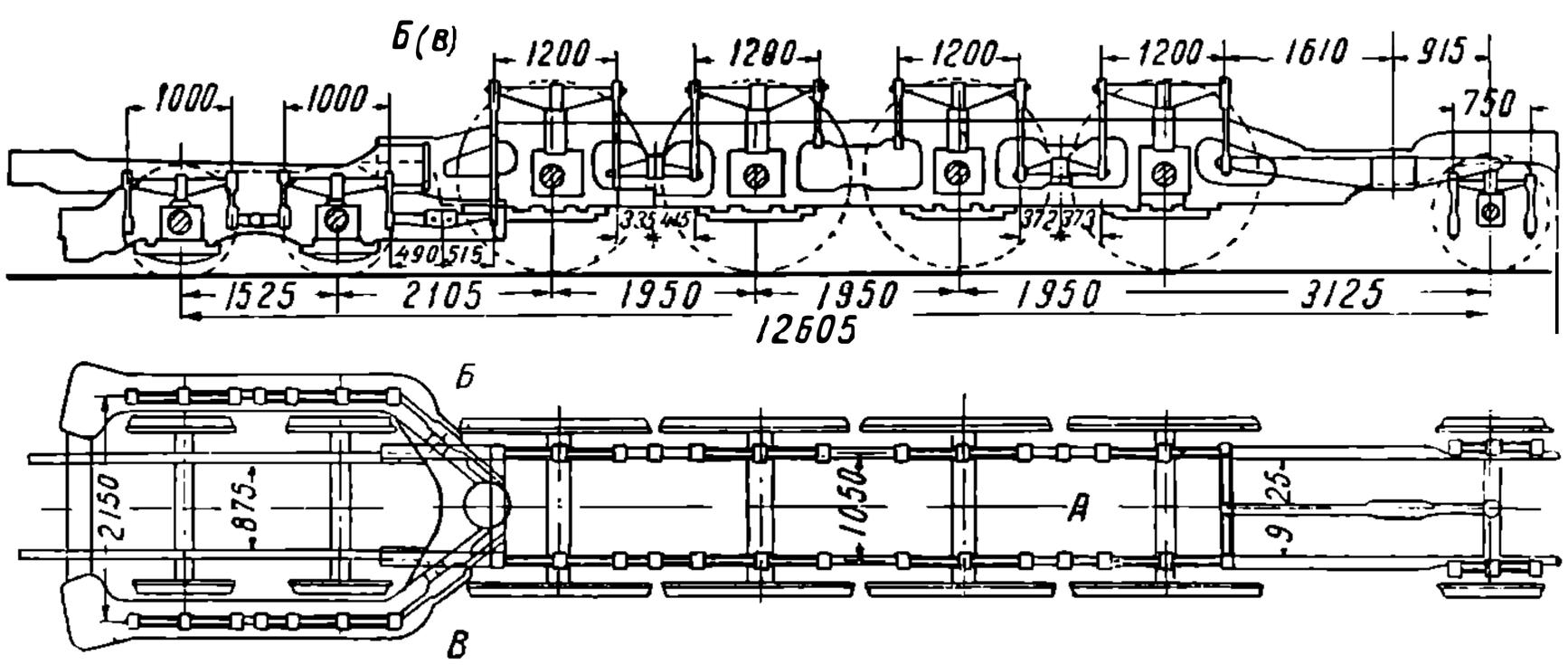
---

[1] Подробное описание пресса см. журнал «Подвижной состав» № 3 за 1932 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При ремонте балансиров необходимо обратить особое внимание на соблюдение проектной длины балансиров, надлежащую запрессовку призм в гнезда и цементацию или закалку призм. Рабочие поверхности призм должны быть отделаны точно по проектным размерам. Ножи, работающие сочлененно с призмами, должны быть отделаны в части рабочей поверхности точно по чертежу и цементированы или закалены. Термическая обработка должна быть тщательной во избежание преждевременного износа призм и ножей.

Ниже рассмотрим ремонт, сборку и проверку рессорного подвешивания паровозов серий «ФД» и «ИС».



Фиг. 601.

Рессорное подвешивание, осуществляемое при помощи подвесок неизменной длины паровозов серий «ФД» и «ИС» (фиг. 600 и 601), требует бóльшей точности изготовления и ремонта, нежели обычное подвешивание с подвесками переменной длины, позволяющее в широких пределах регулировать нагрузку на оси.

§ 10. Ремонт рессорного подвешивания паровозов серий «ФД» и «ИС»

В рессорном подвешивании паровозов серий «ФД» и «ИС», а также «$Т^{А}$» и «$Т^{Б}$» могут встретиться следующие неисправности. Например, паровозы серии «$Т^{А}$» при первой подъемке потребовали обточки только сцепных колес. Прокат бандажей тележки допускал дальнейшую эксплуатацию без обточки. Первые паровозы, пропущенные через подъемку, обнаружили склонность к боксованию. Это обстоятельство было приписано разгрузке сцепных осей (с обточенными бандажами) и перегрузке тележечных (с необточенными бандажами), т. е. потере свойства балансировки в результате перекоса рессор и балансиров. На следующих паровозах перекос предупреждался с помощью подкладок, поставленных на концах рессор сцепных осей (фиг. 602), толщина которых принималась равной толщине стружки, снятой при обточке бандажей, боксование после этого прекратилось. Паровоз серии «ИС» № 20-2 был передан Коломенским заводом в эксплуатацию 20/XII 1932 г., а в середине апреля 1933 г. его пришлось вернуть обратно на завод для устранения многочисленных недостатков, в число которых входил заметный крен всего паровоза на левую сторону. После разборки и обмера было установлено, что рессорные упорки, подвески и подкладки к ним изготовлены с точностью ± 8 *мм*, а подвесные рессоры имели отступления от проектной жесткости до 15% [1].

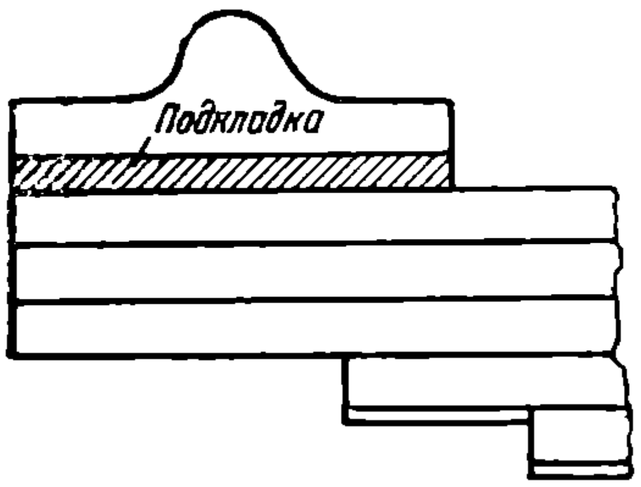
Отсюда следует, что точность изготовления всего рессорного подвешивания с глухими подвесками целиком решает эксплуатационные качества экипажной части паровоза и его движущего механизма.

В результате износа и обработки соприкасающихся поверхностей подвешивания, отступления от чертежа при ремонте неизбежны, но они должны быть

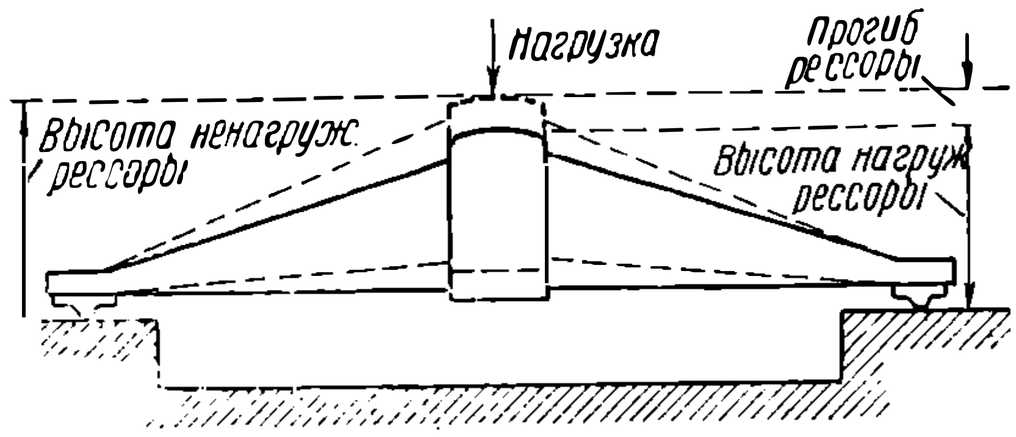
[1] См. «Технический бюллетень» Коломенского завода 1933 г., декабрь.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

так распределены, чтобы их влияние на положение рессорного подвешивания было минимальным. При сборке рессорного подвешивания отступления от чертежа будут компенсироваться постановкой некоторых деталей с размерами по месту. Этот способ будет применяться при ремонте рессорного подвешивания и во время подъемочного ремонта паровоза.



Фиг. 602.



Фиг. 603.

Предварительной операцией будет испытание рессор на изгиб и все изложенное выше при описании ремонта рессор.

Операции с рессорами должны закончиться измерением прогиба каждой подвесной рессоры, которое производится с накладками на концах рессоры, изготовленными по альбому (фиг. 603) под грузом.

Сборка и проверка рессорного подвешивания

Регулировку рессорного подвешивания следует выполнять на горизонтальном пути в следующем порядке:

I. Раму паровоза, опертую на домкраты, привести в горизонтальное положение в продольном и поперечном направлениях с помощью уровня, при этом

Фиг. 604.

рама задней тележки также должна быть установлена на свое место, буксовые струнки надеты (фиг. 604). Переднюю тележку можно для целей регулировки подвешивания паровоза не собирать, так как подвески ее имеют переменную длину благодаря наличию нарезки. Достаточно подпереть конец переднего балансира отдельным домкратом.

II. Собрать отремонтированное рессорное подвешивание и выравнять балансиры до горизонтального положения с помощью регулировочных домкратов. При этом необходимо поставить временные рессорные упорки альбомных размеров.

Последовательность при сборке и выравнивании должна быть следующая:

1. Поставить на место тележечные балансиры, при этом у продольных балансиров опорный валик расположить в среднем отверстии.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

2. Установить регулировочные домкраты на буксовые струнки задней тележки.

3. На головках регулировочных домкратов разместить подвесные рессоры задней тележки.

4. Собрать рессорные подвески задней тележки и надеть их на концы рессор.

5. Разместить на главной раме временные рессорные упорки альбомной высоты над буксовыми вырезами сцепных осей.

6. Расположить на них подвесные рессоры.

7. Навесить рессорные подвески.

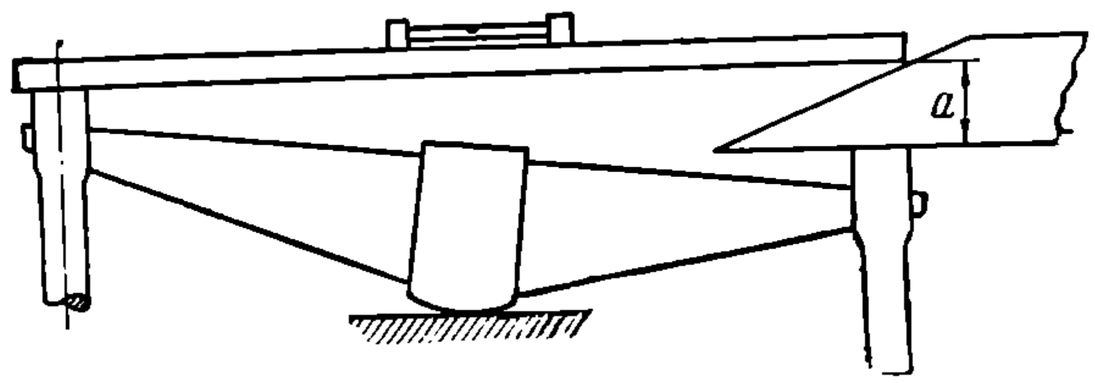
8. На нижние концы подвесок разместить балансиры сцепных осей.

9. Установить регулировочные домкраты на буксовые струнки сцепных осей.

10. С помощью этих домкратов одновременно и равномерно поднимать рессорное подвешивание до тех пор, пока камни балансиров сцепных осей не упрутся в ножи.

11. Привести все балансиры в горизонтальное положение регулировочными домкратами.

На паровозе серии «ИС» балансирные рессоры на время проверки следует заменить болванками, размеры которых по высоте и длине плеч должны в точности равняться соответствующим размерам балансирной рессоры, находящейся под нормальной рабочей нагрузкой и установленным допуском при испытании рессор на изгиб.



Фиг. 605.

III. После выравнивания балансиров, при правильной длине подвесок — рессоры должны устанавливаться горизонтально. Перекос подвесной рессоры укажет на подвеску и величину отклонения ее длины от необходимой в данных условиях. Величина отклонения определяется с помощью уровня и клиновой линейки (фиг. 605).

Изменение длины подвески для выправления перекоса рессоры производится путем замены опоры рессорной подвески другой, отличной по толщине. Для замены опоры необходимо снять подвеску; чтобы при этом не расстраивать положение всей группы сбалансированных рессор, перед снятием подвески следует заклинить концы балансиров, примыкающих к рессоре, у которой снимается подвеска. Как правило, при сборке должны ставиться опоры рессорных подвесок альбомного размера. Для устранения перекоса подвесных рессор необходимо иметь запас опор, отличных по толщине от альбомной на ± 10 *мм*. Перекос концов рессор менее 10 *мм* оставляется без исправления.

Для определения длины рессорной упорки необходимо:

а) обмерить расстояние от низа рессорной упорки до головки рельса H_1, H_2 ... H_6 (фиг. 604);

б) обмерить расстояние от опорной поверхности для рессорной упорки на буксе, надетой на шейку оси, до головки рельса h;

в) определить разности отдельных размеров по пунктам: «а» и «б» и вычесть из них прогибы соответствующих подвесных рессор от рабочей нагрузки: приняв наименьший из полученных результатов за основной и уменьшив на него все остальные, получим величину, которая, будучи прибавлена к проектной длине упорки, в сумме даст необходимую в данном случае длину для отремонтированной рессорной упорки;

г) рессорные упорки сцепных осей доводить до необходимой длины (пункт «в») путем наварки их нижней опорной поверхности. На тележечных осях, у которых рессора непосредственно опирается на буксу, необходимо наваривать опорную поверхность хомута.

При недостатке регулировочных домкратов обмеры, указанные в пунктах «а» и «б», могут производиться последовательно для групп А, Б и В, но так, чтобы одновременно регулировалась вся группа сбалансированных рессор. Для удоб-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ства определения необходимой длины рессорных упорок все обмеры и подсчеты следует делать по форме табл. 51, в которой приведен в качестве образца пример подсчета.

Таблица 51

Стороны паровоза	Наименование оси	Расстояние от низа рессорной упорки до головки рельса в *мм*	Расстояние от верха буксы до головки рельса в *мм*	Прогиб рессоры при испытании под рабочей нагрузкой	Разность 3—(4)—(5)	Разность 6—(6)	Длина рессорной упорки по черт. в *мм*	Необходимая длина рессорной упорки 7+8	Группа рессор
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Правая	2-я задняя тележечная .	963	716	52	[195]	0	—	—	Б
	1-я .	965	713	55	197	2	—	—	
	4-я сцепная .	1419	1148	70	201	6	420	426	
	3-я ведущая .	1409	1149	60	200	5	420	425	
	2-я сцепная	1423	1147	71	209	14	420	434	А
	1-я .	1425	1148	75	202	7	410	417	
	1-я » .	1426	1146	80	200	5	410	415	
	2-я .	1421	1149	76	198	3	420	423	
Левая	3-я ведущая . .	1420	1146	63	199	2	420	424	В
	4-я сцепная . .	1421	1147	73	201	6	420	426	
	1-я задняя тележечная .	964	712	57	[195]	0	—	—	
	2-я .	968	713	59	196	1	—	—	

Примечание. В квадрате наименьшая цифра из графы 6.

Описанный приближенный способ регулировки требует установления определенных пределов, в которых могут изменяться размеры деталей рессорного подвешивания, влияющие на положение рессор и балансиров. В табл. 52 приводятся допуски, которых следует придерживаться при ремонте.

Рессорное подвешивание, отрегулированное тем или другим способом, при эксплуатации иногда изменяет правильное положение своих элементов от неравномерной просадки рессор. Причина этого лежит в неудовлетворительности процесса изготовления рессор. Идентичность упругих свойств рессор может быть достигнута только тогда, когда на заводе будет установлен правильный процесс ремонта рессор и в частности термическая обработка.

Более совершенный способ ремонта, применимый в условиях заводской работы, может быть в основном построен на существующих правилах капитального ремонта паровозов с включением некоторых особенностей. Этот способ предусматривает более точную обработку ремонтируемых деталей (по допускам, установленным для ремонта рессорного подвешивания) и не требует предварительной навески всего подвешивания для определения высоты рессорной упорки, которой, наряду с высотой опорной накладки рессоры, компенсируются возможные перекосы подвешивания.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица 52

Наименование деталей	Наименование размера	Характер износа детали	Вид ремонта	Размер допуска в *мм*
Рессорная накладка	Высота	Смятие	Заменяется новой	1
Подвеска	Длина	Смятие и истирание рамки и опоры подвески	Опора заменяется новой	±2
Балансир жесткий	Размер	Смятие призм	Призмы заменяются	±0 5
Рессорная упорка	Высота	Большой и неравномерный износ поверхности ножек, опирающихся на буксу	Наварка и строжка	±0,5
Рессоры подвесные и балансирные с хомутами	Высота в нагруженном состоянии	Смятие и истирание опорной поверхности хомута, остаточный прогиб рессоры	Наварка и строжка опорной поверхности хомута, испытание рессор	±5

ГЛАВА VII

СКАТ

§ 1. Основные сведения

Роль ската (комплекта колесных пар) в деле обеспечения безаварийной работы паровоза очень ответственна, и в новых «Правилах технической эксплуатации» целая группа параграфов (§ 188—191) рассматривает правила эксплуатации колесных пар: даются указания о соблюдении основных размеров колесных пар (между бандажами 1440 ± 3 *мм*), величины нормальных прокатов бандажей (пассажирские паровозы — не больше 5 *мм*, товарные — 6 *мм*, маневровые — 7 *мм* и тендерные — 8 *мм*); перечисляются различные определенные дефекты (ослабление центров, трещины, износ гребней, выбоины), при наличии которых запрещается выпускать паровозы под поезда.

Диаметры бегунков колеблются в пределах от 760 *мм* (паровозы серии «Е») до 1050 *мм*, и лишь как исключение у паровоза серии «М» второй бегунок передней тележки имеет диаметр 1320 *мм*. Движущие колеса товарных паровозов делаются в пределах 1200 (серия «О^{в}») —1520 *мм* (серия «Т^{А}»); наиболее употребительные диаметры — 1320 (серия «Э») и 1500 *мм* (серия «ФД»).

Пассажирские паровозы имеют движущие колеса диаметром 1700 (серии «Ж», «З», «К», некоторые серии «Н») — 1850 *мм* (серии «С», «С^{У}», «Л», «ИС») — 1900 *мм* (серии «К^{У}», часть «Н»).

Всемерное сокращение различных диаметров колес вновь проектирующихся паровозов — чрезвычайно актуальный вопрос (по условиям прокатки различных бандажей, наличия запасных бандажей на заводах и в мастерских и т. д.).

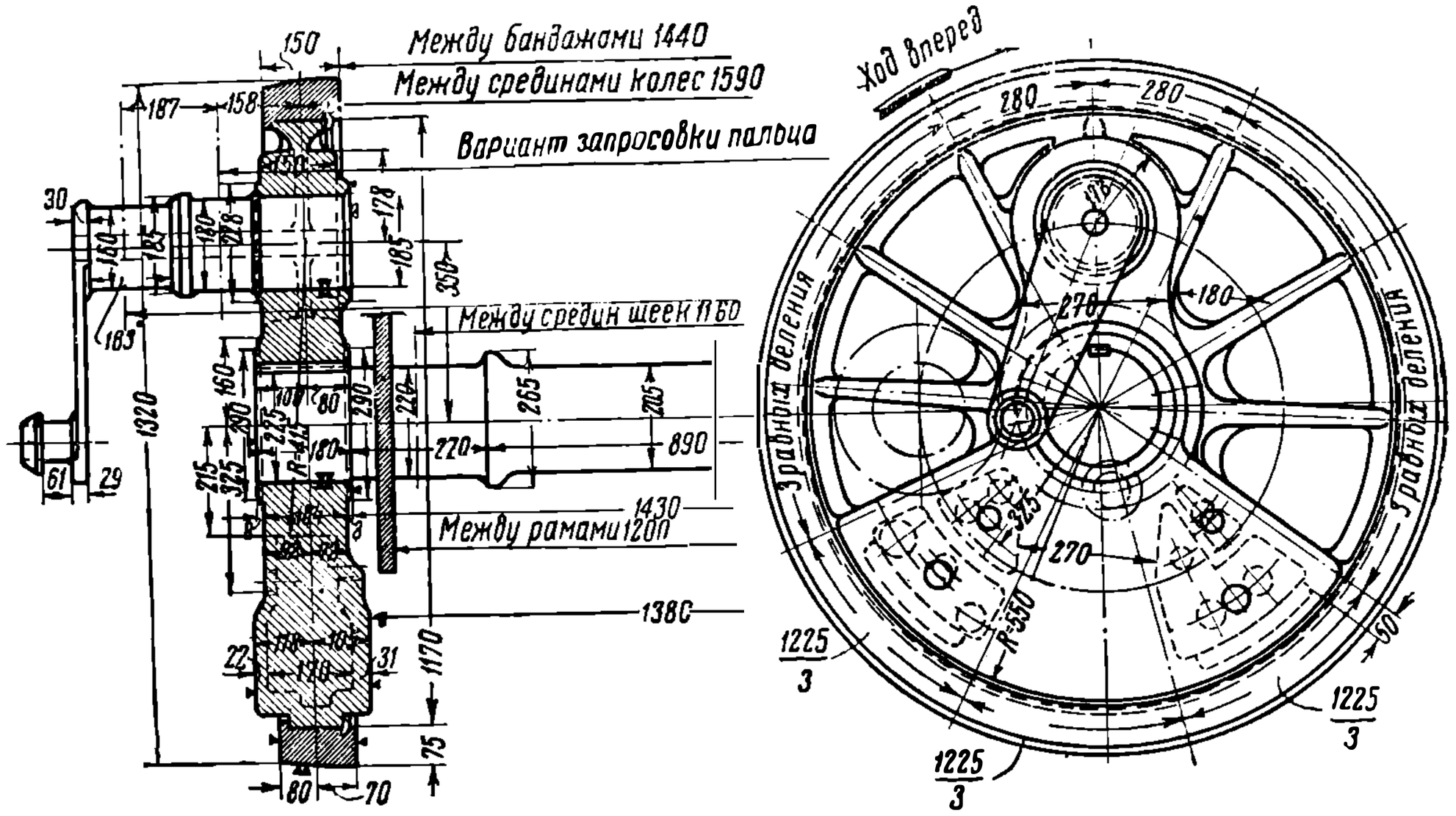
В США диаметры движущих колес пассажирских паровозов делаются до 2030 *мм*, в Англии — до 2100 *мм*. Новейшие скоростные паровозы за границей имеют диаметры колес до 2300 *мм*.

Что касается поддерживающих (задних) колес, то их диаметр колеблется в пределах 1050 (серии «ФД» и «ИС») — 1220 (серия «С») — 1320 *мм* (серия «С^{У}»).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На фиг. 606 показано в виде примера старое т и п о в о е устройство ведущей колесной пары товарного паровоза серии «$Э^У$». Бандажи этой колесной пары сделаны безребордными.

Ворошиловградский завод применяет для вновь строящихся паровозов серии «ФД» более совершенные, так называемые дисковые ведущие колесные пары, показанные на фиг. 607. Об их достоинствах сказано при рассмотрении устройства колесных центров.



Фиг. 606.

У мощных паровозов стараются р а з г р у з и т ь в е д у щ у ю к о л е с н у ю п а р у о т б о к о в ы х у д а р о в р е л ь с о в и к о н т р р е л ь с о в. Как правило, ведущие колесные пары делаются безребордными. Этим несколько выравниваются условия работы всех движущихся колесных пар.

Незначительным распространением пользуются колесные пары с подрезанными ребордами, назначать которые приходится также по условиям вписывания. За границей, впрочем, избегают делать колеса безребордными, предпочитая им бандажи с подрезанными ребордами. Практика показывает неосновательность такой тенденции, так как большое количество наших паровозов, имеющих бандажи той или иной колесной пары без реборд, отнюдь не склонны к сходу с рельсов, имея при этом более свободное движение в кривых.

Что касается бегунковых и поддерживающих колесных пар, то пример устройства последних дан на фиг. 608. Здесь показана задняя поддерживающая колесная пара паровозов серий «ФД» и «ИС». Оба паровоза имеют также объединенные бегунковые колесные пары с диаметром колес 1050 *мм*.

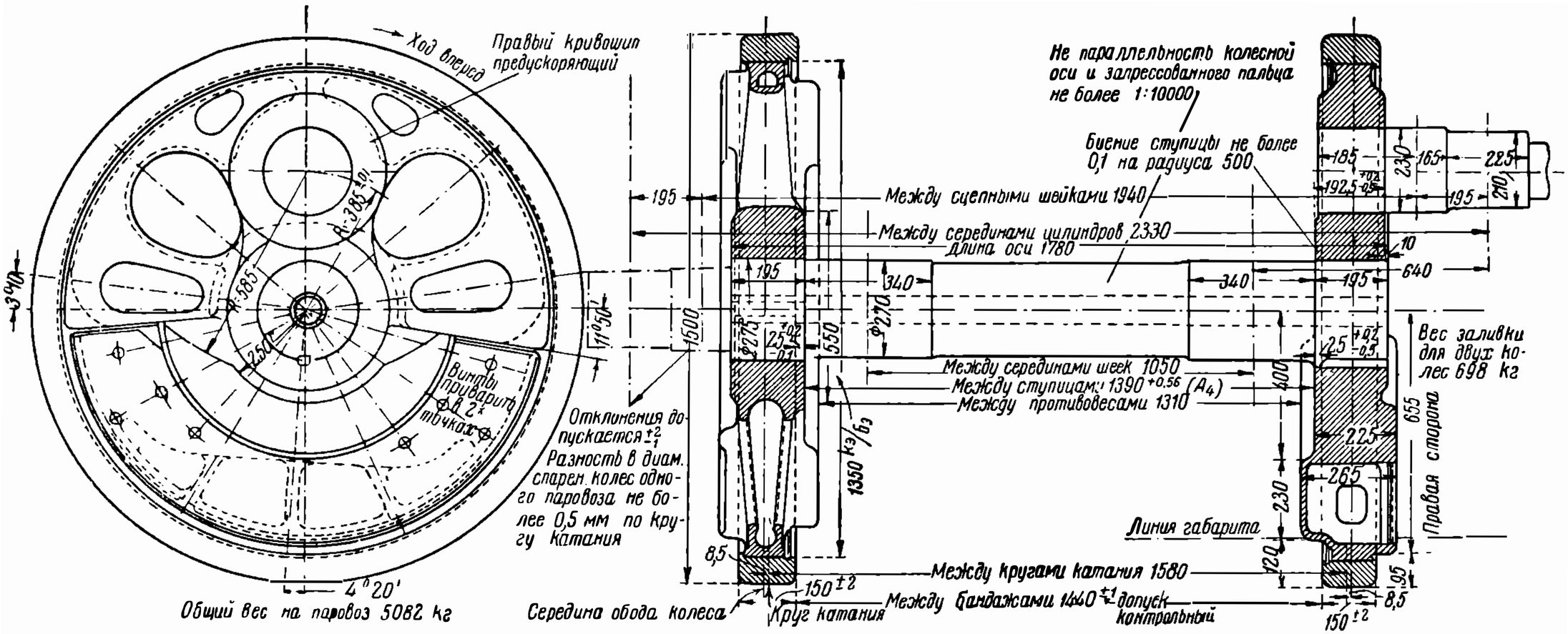
Если задние поддерживающие колесные пары наших старых типов паровозов (серий «Л», «С», «$С^У$») имеют устройство, аналогичное передним бегунковым, т. е. с внутренними шейками осей, то у мощных паровозов из соображений размещения зольника применяются н а р у ж н ы е рамы задних тележек и в связи с этим колесные пары выполняются с наружными шейками осей.

§ 2. Оси

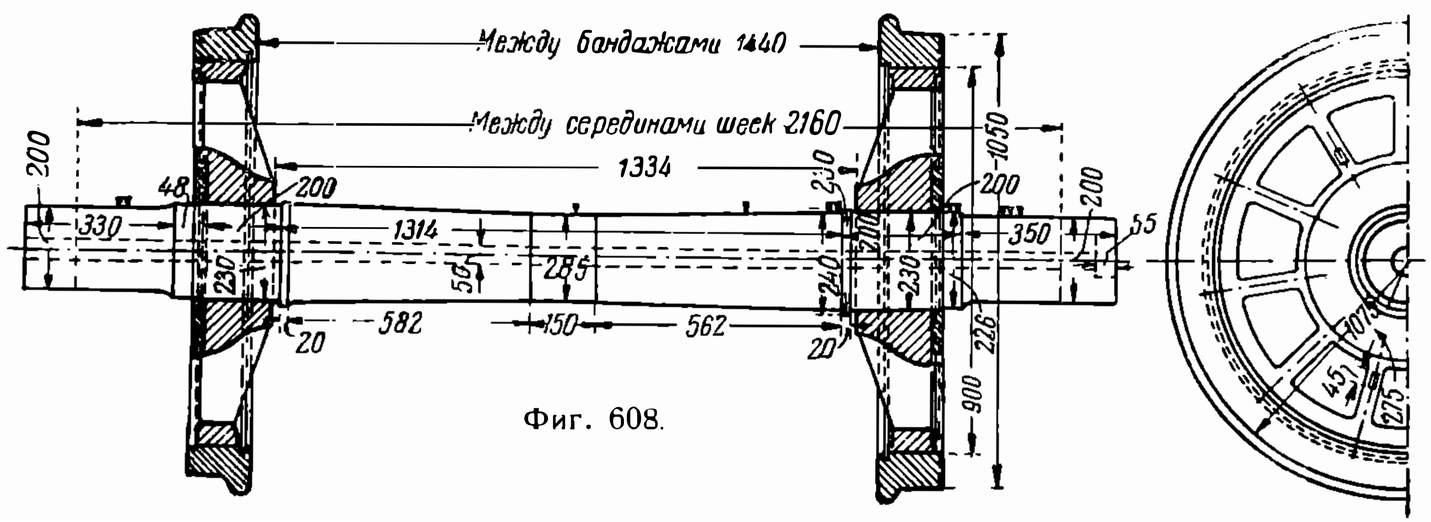
Оси колесных пар паровозов отковываются из твердой стали марки Ст.-5 повышенная и должны удовлетворять ОСТ 3954.

У современных мощных паровозов, а также и у паровозов серий «$С^У$», «Л» и «М» оси сделаны сверленными. Сверление осей осуществляется пушечным свер-

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 607.



Фиг. 608.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

лом (сверло имеет лишь осевую подачу, изделие вращается). Сверление имеет обычно диаметр около $^1/_3$ диаметра оси или несколько больше; уменьшение момента инерции оси совершенно ничтожно и измеряется 1—1,5%, зато облегчение комплекта осей на паровоз значительно. Помимо облегчения оси, сверление позволяет с некоторой надежностью проверить качество материала оси. Все же единственно надежными и новыми способами узнать внутренние пороки металла являются или «просвечивание» оси, или другое исследование материала. Приборы, называемые «дефектоскопами», получают большое распространение.

Рассматривая очертание осей старого типа (фиг. 606), мы видим, что между шейкой оси и средней частью имеются бурты, удерживающие колесную пару в среднем положении (относительно средней продольной плоскости паровоза). В новых типах осей этих буртов не делают, а колесные пары удерживаются от поперечных перемещений торцовыми частями ступиц колес, касающимися буртов буксы. В этом случае опорная поверхность торца ступицы может быть значительно развита, износ — ничтожен; отковка и обработка оси без буртов, как видно, упрощаются. Переходы между разными диаметрами описываются кривыми больших радиусов для избежания резких изменений сечения оси и для устранения образования трещин.

Если же ось имеет бурты, то, помимо общего усложнения отковки и обработки, наличие бурта, в зоне расположения которого диаметры оси резко изменяются, иногда обусловливает появление трещин, в особенности если остались хотя бы небольшие следы от резца. Роль плавных переходов от одного диаметра к другому здесь, как и при простых прямых осях, — чрезвычайно велика.

Наиболее ответственным местом оси является шейка. Последняя в работе паровоза истирается и требует обточки, уменьшающей ее диаметр и повышающей еще больше ее напряжения. Шейки осей рассчитываются на изгиб, износ и нагревание.

При движении паровоза каждая его сцепная и в особенности ведущая ось подвергается действию целого комплекса отдельных нагрузок, значительно усложняющих расчет ее на прочность. Между тем этот расчет крайне ответственный, так как поломка оси паровоза часто вызывает серьезную аварию.

Все силы, действующие на ведущую прямую паровозную ось, могут быть разбиты на две больших группы: вертикальные и горизонтальные; последние могут быть, в свою очередь, подразделены на две подгруппы: продольные горизонтальные силы и поперечные горизонтальные.

Вертикальные силы составляют группу вертикальных нагрузок: статическая нагрузка буксы на шейку, вертикальная реакция рельса, вертикальная слагающая от влияния конечной длины шатуна, а также слагающие силы инерции дышел. Горизонтальные продольные нагрузки: сила пара на палец, горизонтальные составляющие сил инерции дышел, реакция силы тяги на ободе колеса, реакции спарников и нажатие тормозных колодок. Наконец, горизонтальные поперечные усилия составляются: поперечной силой трения колеса о рельс, реакцией бокового давления на реборду и обратной (противоположной по знаку) реакцией контррельса при проходе крестовин стрелочных переводов.

Все эти нагрузки действуют, конечно, не одновременно, но случайно может быть совпадение большинства из них. Ось должна безопасно выдержать и такие случайные перегрузки без вредных перенапряжений материала. Если величину многих сил и реакций можно подсчитать с достаточной степенью точности, — то вертикальное воздействие пути на шейку оси подсчитать нельзя, так как никогда не может быть заранее известна величина удара, испытываемого шейкой, например при неисправных или сильно изношенных рельсах, стыках, крестовинах и т. д.

Столь сложные условия работы шеек и крайне ответственное назначение осей колесных пар уже давно побуждали изыскивать пути для создания формулы, хотя бы полуэмпирической, но достаточно надежной для расчета шейки.

Одна из подобных формул пользуется большим распространением. Это формула проф. Раевского, дающая выражение для момента, игзибающего и скручивающего шейку ведущей, сцепной и бегунковой осей.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

1. Для ведущей оси:

$$M_{вед} = R_в \cdot W_{вед} =$$

$$= \sqrt{\left[Q \cdot l + 0{,}4\,(Q + 1000)\,\frac{D}{2}\right]^2 + \left[0{,}3 \cdot Q\,l + P\left(l_1 - \frac{m-1}{m}\,l_2\right)\right]^2 + (0{,}15\,Q \cdot D)^2}. \quad (493)$$

2. Для сцепной оси:

$$M_{сц} = R_в \quad W_{сц} =$$

$$= \sqrt{\left[Q \cdot l + 0{,}4\,(Q + 1000)\,\frac{D}{2}\right]^2 + \left[+ 0{,}3 \quad Ql + P\,\frac{l_2}{m}\right]^2 + (0{,}15\,QD)^2}. \quad (494)$$

3. Для бегунковых осей:

$$M_{бег} = R_в \quad W_{бег} = Q \cdot l + 0{,}4\,(Q + 1000)\,\frac{D}{2} \quad (495)$$

Здесь:
$R_в$ — напряжение на изгиб в *кг/см²*,
W — момент сопротивления шейки оси в *см³*,
Q — статическая нагрузка колеса на рельс (в *кг*),
m — число движущих осей, включая сюда и ведущую,
D — диаметр колеса по кругу катания,
$P = \frac{\pi d^2_{цил} \cdot p_к}{4}$ — усилие на поршень (в *кг*).

Обозначения l, l_1 и l_2 показаны на фиг. 609; это — расстояние от середины длины шейки до плоскости круга катания l, до середины длины поршневой шейки l_1 и до середины длины центровой шейки l_2.

Допускаемые напряжения:

Для новых ведущих осей:

$$R_в \leqslant 1200 \ кг/см^2.$$

Для изношенных (износ допускается в среднем до 12% по диаметру):

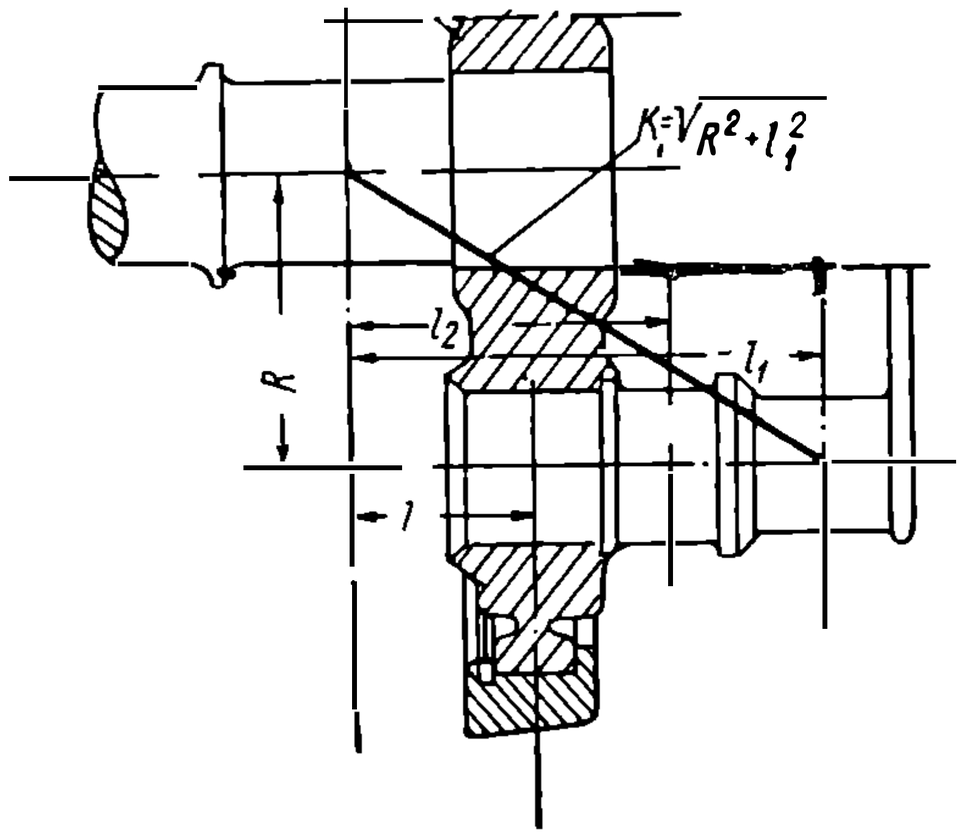
$$R_в \leqslant 2000 \ кг/см^2.$$

Для сцепных и бегунковых осей, новых:

$$R_в \leqslant 900 \ кг/см^2.$$

Для изношенных:

$$R_в \leqslant 1600 \ кг/см^2.$$



Фиг. 609.

В отличие от этой формулы американцы (ARA) рассчитывают шейки ведущих осей по значительно более простой формуле, учитывающей лишь основные — изгибающий и крутящий моменты. Эта формула дает напряжение в шейке:

$$R_в = \frac{P\,(l_1 + k)}{2 \cdot W} \leqslant 1620 \ кг/см^2, \quad (496)$$

где k — гипотенуза прямоугольного треугольника, катетами которого являются расстояние l_1 и радиус кривошипа R.

Длина шеек осей ведущих и сцепных колесных пар должна быть:

$$l_ш = (1{,}2 \div 1{,}45)\,d_ш; \quad (497)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

для бегунковых и поддерживающих:

$$l_ш = (1{,}9 \div 2{,}1)\, d_ш \qquad (497')$$

Относительно большая длина шеек бегунковых осей объясняется значительно бóльшим числом оборотов бегунковых и поддерживающих колесных пар по сравнению с движущими осями; повышенное число оборотов и вызывает необходимость удлинения шеек бегунковых и поддерживающих колесных пар (для устранения грения).

Шейки должны быть проверены на удельное напряжение и на нагревание. Величина удельного давления (на износ) не должна превышать:

$$q = 15\ кг/см^2.$$

Наконец, отсутствие грения шейки проверяется по величине работы трения, развивающейся между шейкой и буксовым подшипником. Эта работа при проверке шейки на нагревание заменяется пропорциональной ей «характеристикой грения», величина которой представляет собой не что иное, как произведение удельного давления на скорость, с которой перемещается одна трущаяся поверхность по другой.

Характеристика грения:

$$R = q \cdot v = \frac{Q}{d_ш \cdot l_ш} \pi \cdot d_{ш(м)} \cdot n\ кгм/см^2\, сек. \qquad (498)$$

Здесь $v = \pi d_{ш(м)}$ n—скорость на окружности шейки в *м/сек*,

n — число оборотов колеса в секунду при конструкционной скорости паровоза.

Сокращая алгебраически $d_ш$, из формулы видим, что грение шейки не зависит от ее диаметра. Отсюда следует, что для устранения опасности нагревания шеек следует увеличивать исключительно д л и н у ш е й к и, а о т н ю д ь н е е е д и а м е т р.

Характеристика $R\ \frac{кгм}{см^2 сек}$ не должна выходить за пределы:

$R = 70$ для пассажирских паровозов,

$R = 60$ для мощных товарных (быстроходных) паровозов,

$R = 50$ для товарных паровозов с небольшими диаметрами колес ($D < 1400$ *мм*).

Увеличенные значения R для быстроходных паровозов объясняются наличием интенсивного «искусственного» охлаждения шеек встречным потоком воздуха.

§ 3. Колесные центры

Колесные центры отливаются из стали марки Стл.-1, или, лучше, из специальной литой стали (ОСТ 7504).

Колесный центр состоит из ступицы (втулки), спиц и обода. Центры движущих колесных пар имеют, кроме того, отлитые за одно целое с центром кривошипы и противовесы. Противовесы ведущих колесных пар товарных паровозов делаются часто полыми, для заливки свинцом, имеющим значительно больший удельный вес (11,30), чем литая сталь (7,85), и облегчающим размещение на колесе нужного противовеса. Но даже и при заливке свинцом противовесы крупных товарных паровозов получаются настолько большими, что занимают почти половину колеса. Такая форма противовеса, конечно, мало рациональна из-за значительного уменьшения радиуса центра тяжести противовеса.

Сравнивая колесные центры наших старых паровозов по фиг. 606 с колесными центрами новых типов паровозов по фиг. 607 и 608, мы замечаем существенную разницу в конфигурации отдельных элементов колеса: если наши старые конструкции имели симметричную форму сечения каждого элемента обода, спиц и ступицы, то теперь для упрощения изготовления (упрощение моделей

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и опок) применяют несимметричную, причем и спицы и обод, и ступица имеют увеличенную ширину с внутренней стороны (со стороны рамы).

Отсутствие буртов на осях заставляет использовать внутренний торец ступицы как упор, ограничивающий перемещение оси относительно букс и рамы паровоза. Значительно развивая эту опорную поверхность, мы имеем вполне удовлетворительную работу такого «ограничителя», значительно лучшую, чем бурта на оси, очень узкого и потому быстро срабатывающегося и изнашивающего торцовую часть подшипника.

Колесо насаживается на ось под прессовым давлением и удерживается в основном трением за счет натяга. Последний для паровозных движущих колес делается в пределах 0,25—0,35 *мм* и зависит от диаметра подступичной части оси. Для увеличения надежности укрепления колеса на оси соединяемые при запрессовке поверхности должны быть шлифованными, так как только в этом случае усилие пресса, доходящее до 200 *т* (ведущие колесные пары паровозов серий «ФД» и «ИС»), будет несколько раздвигать, растягивать ступицы и сжимать подступичную часть оси.

Наоборот, при грубо обточенных поверхностях усилие запрессовки будет расходоваться на срезание неровностей, и посадка колеса будет недостаточно надежной.

Для надежного предохранения движущего колеса от провертывания на оси ставится шпонка.

Наружный диаметр ступицы должен удовлетворять следующему соотношению:

$$d_{cm} = (1{,}8 \div 2{,}0)\, d', \tag{499}$$

где d' — диаметр подступичной части оси.

Заметим, что у мощных паровозов часто приходится увеличивать радиус кривошипа (т. е. ход поршня) из-за невозможности получать достаточно надежную работу перешейка между отверстиями для оси и ведущего пальца; у паровоза серии «ФД», имеющего радиус кривошипа 385 *мм*, это расстояние равно всего:

$$385 - \frac{275}{2} - \frac{235}{2} = 130\ мм.$$

Толщина ступицы в наиболее ослабленном (отверстием для пальца) месте должна быть:

$$b \geqslant (0{,}35 \div 0{,}40)\, d'. \tag{500}$$

Полости противовесов ведущих колес делаются или закрытыми, как это показано на фиг. 606, или открытыми, закрывающимися железными крышками, приклепываемыми и затем привариваемыми к бортам коробки непрерывным швом.

За последние годы у нас и в США получают большое распространение бесспицевые колесные центры, изготовляемые по типу дисковых, но снабженные большими окнами формы, напоминающей овальную. Уменьшение веса такого колеса обусловливает увеличение эффекта противовеса.

Большим достоинством дисковых колес является их меньший собственный вес, так как материал используется в значительно большей степени, чем при спицевых колесах. У последних сечения спиц и обода, работающих на изгиб, имеют значительные скопления металла у нейтральных слоев этих «элементарных балок». На фиг. 607 показана дисковая ведущая колесная пара паровоза серии «ФД». Если вес свинцовой заливки спицевой колесной пары паровоза серии «ФД» равен 1408 *кг*, то у дисковой вес свинца уменьшен до 698 *кг*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 4. Бандажи

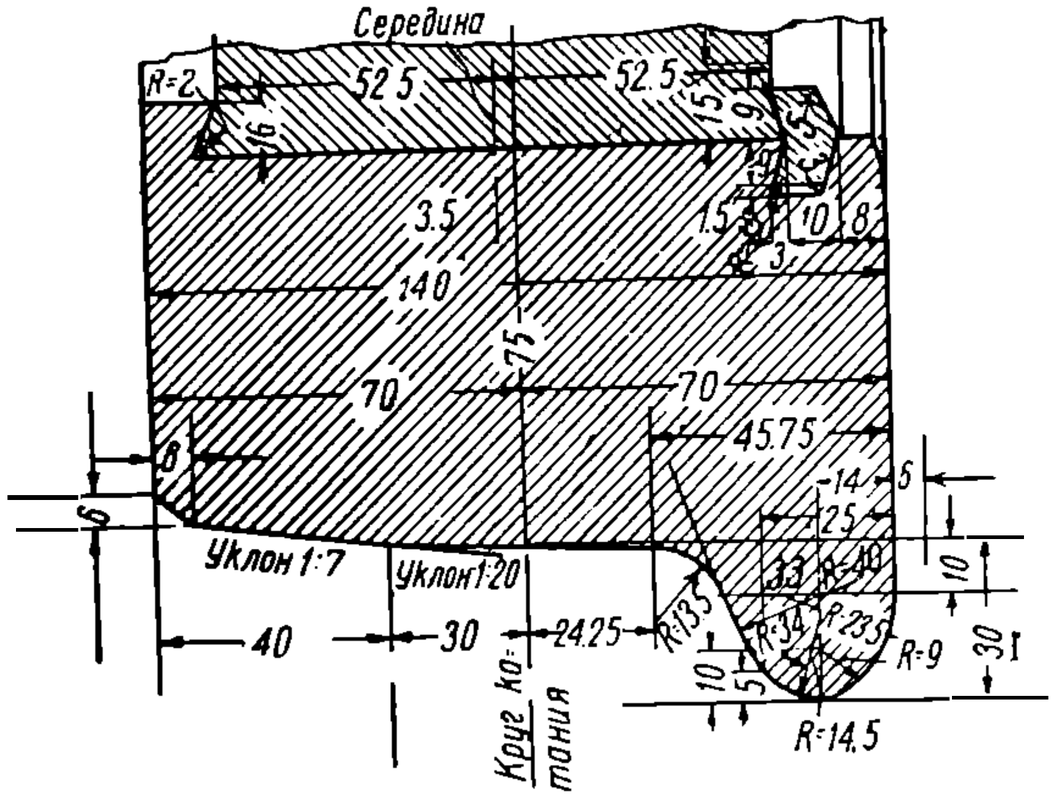
Насаживаемые на колесные центры бандажи являются сменной частью колес, подверженной износу. Для возможного удлинения срока службы бандажей их прокатывают из очень твердой бандажной стали, согласно ОСТ 5094 [1]. Марок бандажной стали две. Первая применяется для бандажей с внутренним диаметром, равным или большим 1690 *мм* (в черном виде), вторая — для бандажей с меньшим диаметром. Сталь марки 1 должна иметь $\sigma_{вр} \not< 73$ *кг/мм²* и $\varepsilon \geqslant 13\%$. Сталь марки 2 — соответственно $\sigma_{вр} \not< 80$ *кг/мм²* и $\varepsilon \geqslant 10\%$ (длина образца равна четырем диаметрам).

Бандажи удерживаются на месте в основном трением: внутренний диаметр бандажа делается на 1,5—2,3 *мм* меньше наружного диаметра колесного центра. Перед посадкой на колесо бандаж нагревается до температуры примерно 200—250°. Установленная практикой зависимость, дающая выражение для внутреннего диаметра бандажа

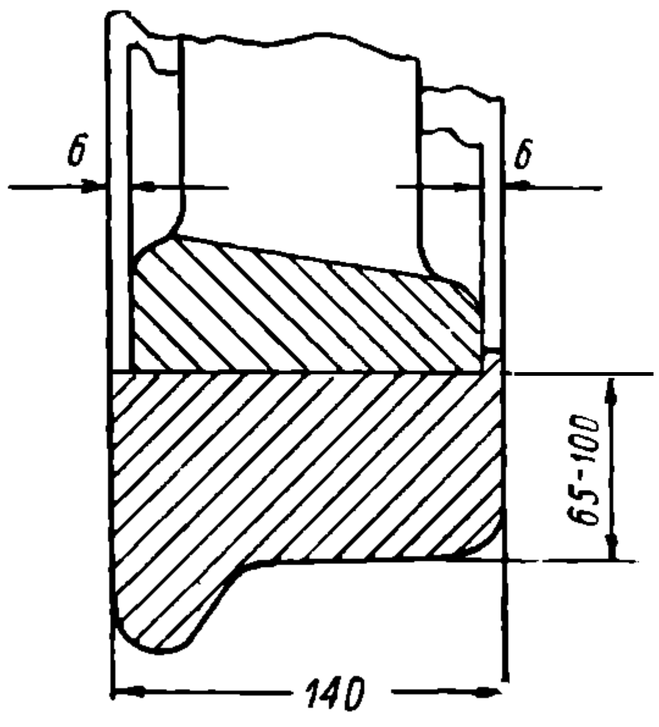
$$D_б = D_ц - \frac{1}{800} D_ц, \qquad (501)$$

обусловливает надежное укрепление бандажа именно силой трения, причем в бандаже отсутствуют опасные для его прочности напряжения на разрыв.

Приведенные величины временного сопротивления, а также и удлинения бандажной стали показывают, что на изготовление бандажей идет очень твердая и к р е п к а я сталь. Бандажи в работе паровоза подвергаются как изгибу (нагрузкой на колесо), так и растяжению. Иногда до сих пор имеют место случаи разрывов бандажей, поэтому для удержания лопнувших кусков бандажа на колесном центре применяется дополнительное укрепление бандажа посредством заводного кольца (русско-германский способ).



Фиг. 610.



Фиг. 611.

На фиг. 610 показано сечение бандажа с ребордой; безребордный бандаж делается шире ребордного на 10 *мм*. Заводное кольцо загоняется, «заводится» ударами ручника в канавку, проточенную с внутренней поверхности бандажа; выступающая за пределы канавки часть кольца плотно прилегает к ободу колеса и удерживает бандаж от сползания. Плотное прилегание кольца к обеим боковым стенкам канавки бандажа осуществляется подкаткой кромки бандажа.

Рассмотренный способ крепления бандажа называется «непрерывным», так как бандаж укрепляется по в с е й длине окружности обода колес.

Недостаточная надежность работы заводного кольца, наряду со сложностью всего устройства, а также и определенное стремление к повышению качества

[1] Разработан новый стандарт.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

бандажной стали обусловили распространение в США простой посадки бандажа на колесный центр, без каких бы то ни было особых деталей для укрепления бандажа; трение само по себе является достаточно солидным фактором укрепления бандажа на колесном центре. Такой способ укрепления бандажа показан на фиг. 611. Здесь бандаж удерживается только трением. От сползания бандаж предохраняется лишь частично: с одной стороны буртом (необходимым при посадке бандажа), а с другой стороны — только ребордой.

Бандажи с таким укреплением работают достаточно удовлетворительно. Заметим, что при американском способе насадки бандажа удается развить ширину обода, т. е. увеличить поверхность соприкосновения бандажа с ободом и тем самым значительно увеличить и трение, т. е. и надежность посадки бандажа.

Что касается толщины бандажей, то нормальной толщиной нового бандажа у нас считается 75 *мм*. В США по мере увеличения нагрузки на ось увеличивают также и толщину бандажа. Так, при нагрузке 22—26 *т* на ось бандажи имеют толщину 90 *мм* (в том числе и паровозы серий «$Т^{А}$» и «$Т^{Б}$»); при нагрузках 28 *т* и больше — 100 *мм*.

В заключение нужно указать, что в работе паровоза постепенно нарастает прокат бандажей. Согласно § 191, пункт 3 ПТЭ запрещается выдавать под поезда паровозы, имеющие прокат паровозных бандажей свыше 7 *мм* и тендерных — 9 *мм*. Для того чтобы уменьшить прокат бандажей, нужно наряду с применением лучшей стали и улучшением уравновешивания паровоза избегать всеми мерами боксования паровоза, умело пользуясь рационально сконструированной и исправной воздушной песочницей. Пускать в ход песочницу нужно непременно до начала боксования. Если колеса уже забоксовали, то песок, пущенный под колеса, чрезвычайно сильно истирает бандажи (и дает подергивания паровоза — обрыв состава), не прекращая при этом боксования.

С другой стороны, нужно умело пользоваться тормозами, никогда не доводить нажатия колодок до остановки движущих колес паровоза. Для уменьшения проката многое может сделать не только машинист, но и депо (исправные форсунки и герметичный корпус песочницы, чистые пескопроводные трубы, правильное их расположение у точки касания колеса с рельсом и их жесткое закрепление, хороший сухой просеянный мелкий кварцевый песок без примеси глины, инструктаж паровозной бригады и т. д.).

Весьма действительным средством для уменьшения проката бандажей следует считать гребневые колодки, которые почти не истирают бандажа в плоскости круга катания. Эти колодки в ближайшем будущем будут введены в широком масштабе на нашей сети.

Вопрос об увеличении межподъемочных пробегов стоит остро; мириться со средним пробегом в 45 000—50 000 *км* недопустимо. Наконец, наряду с лучшим использованием бандажей нужно предъявить жесткий счет металлургам — повысить качество бандажной стали.

5. Пальцы движущих колес

Пальцы изготовляются, так же как и оси, из Ст.-5 повышенной. В США и в Англии уже ряд лет пальцы подвергаются термической обработке (нормализации), повышающей физические свойства стали.

На фиг. 612 показаны ведущий и сцепной пальцы паровозов серии «$Э^{У}$», на фиг. 613 — то же паровозов серии «ФД». На первом чертеже показаны старые типы пальцев — с буртами между отдельными шейками и цельнокованым контркривошипом ведущего пальца. На втором — показаны современные типы пальцев без буртов и со съемным контркривошипом.

Бурты на наших старых типах ведущих пальцев необходимы для того, чтобы избежать возможности трения друг о друга разрезных подшипников поршневого и центрового дышел. Применение втулочных неразрезных головок дышел позволило отказаться от буртов (тем более, что они и не позволили бы надеть втулочную головку центрового дышла).

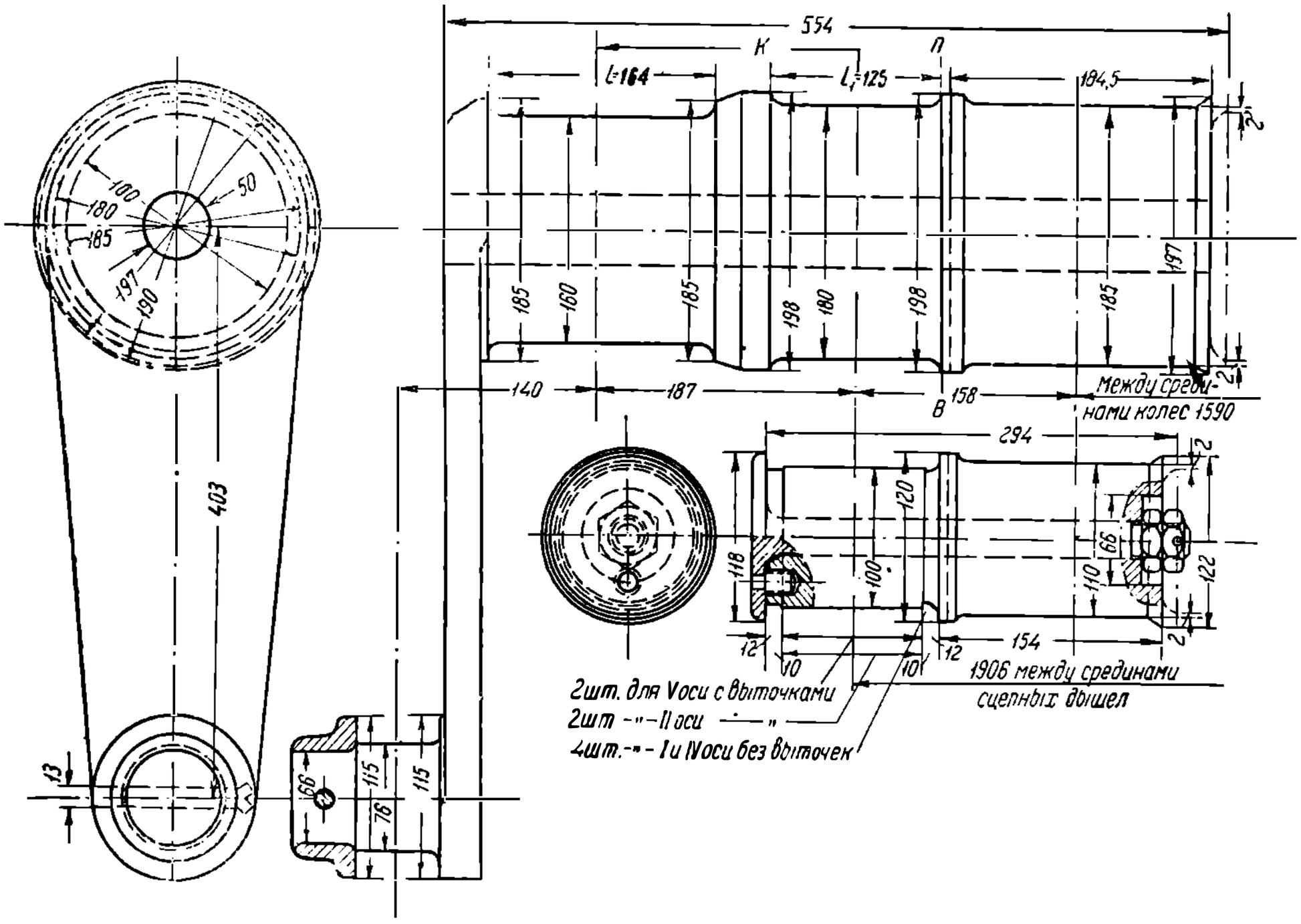
Ведущий палец делается обычно сверленым.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Пальцы держатся на месте трением, развившимся при запрессовке; торцовая часть пальца, обращенная к раме, прежде делалась с расклепкой. Выдерживая точно натяги по диаметру и давления запрессовки, можно вполне довериться лишь одному трению.

Старые конструкции пальцев имеют также бурт на стыке шейки и запрессованной в колесо части пальца. Этот бурт теперь также не делается, и окончание запрессовки контролируется приспособлением на самом прессе.

Контркривошип ведущего пальца делается теперь исключительно съемным, откованным из той же Ст.-5 повышенной. Укрепление контркривошипа на наружном хвостовике ведущего пальца должно быть очень надежным, так как уже небольшое отступление от правильного расположения может вызвать сильнейшие искажения в пароораспределении.



Фиг. 612.

На фиг. 613 в числе других деталей пальцев показан и съемный контркривошип. Закрепляется контркривошип на пальце следующим способом. Во-первых, затягивая два показанных на чертеже болта, мы плотно охватываем хвостовик пальца корпусом контркривошипа; для увеличения упругости последнего в нем имеется длинный щелевой прорез. Вторым элементом крепления является врезка только что упомянутых болтов в тело хвостовика пальца. Стягивающие болты таким образом оказываются еще и «поперечными» шпонками, не позволяющими контркривошипу сползти с пальца. Третьим элементом, предохраняющим контркривошип от провертывания, является обычная шпонка.

Что касается сцепных пальцев, то при втулочных головках дышел бурты пальцев должны быть съемными, укрепленными вполне надежно.

Бурты пальцев первой сцепной оси или других, слишком близко подходящие к крейцкопфу, должны иметь «утопленное» крепление бурта, чтобы шайбы и гайки не выходили за пределы бурта. Для того чтобы бурт не мог случайно провернуться на пальце, употребляются особые небольшие штифты, одним концом заходящие в торец пальца, а другим — в углубление бурта. Другой способ надежного укрепления бурта без выступающих деталей показан снизу на фиг. 613

НБ УДУНТ (ДІІТ)

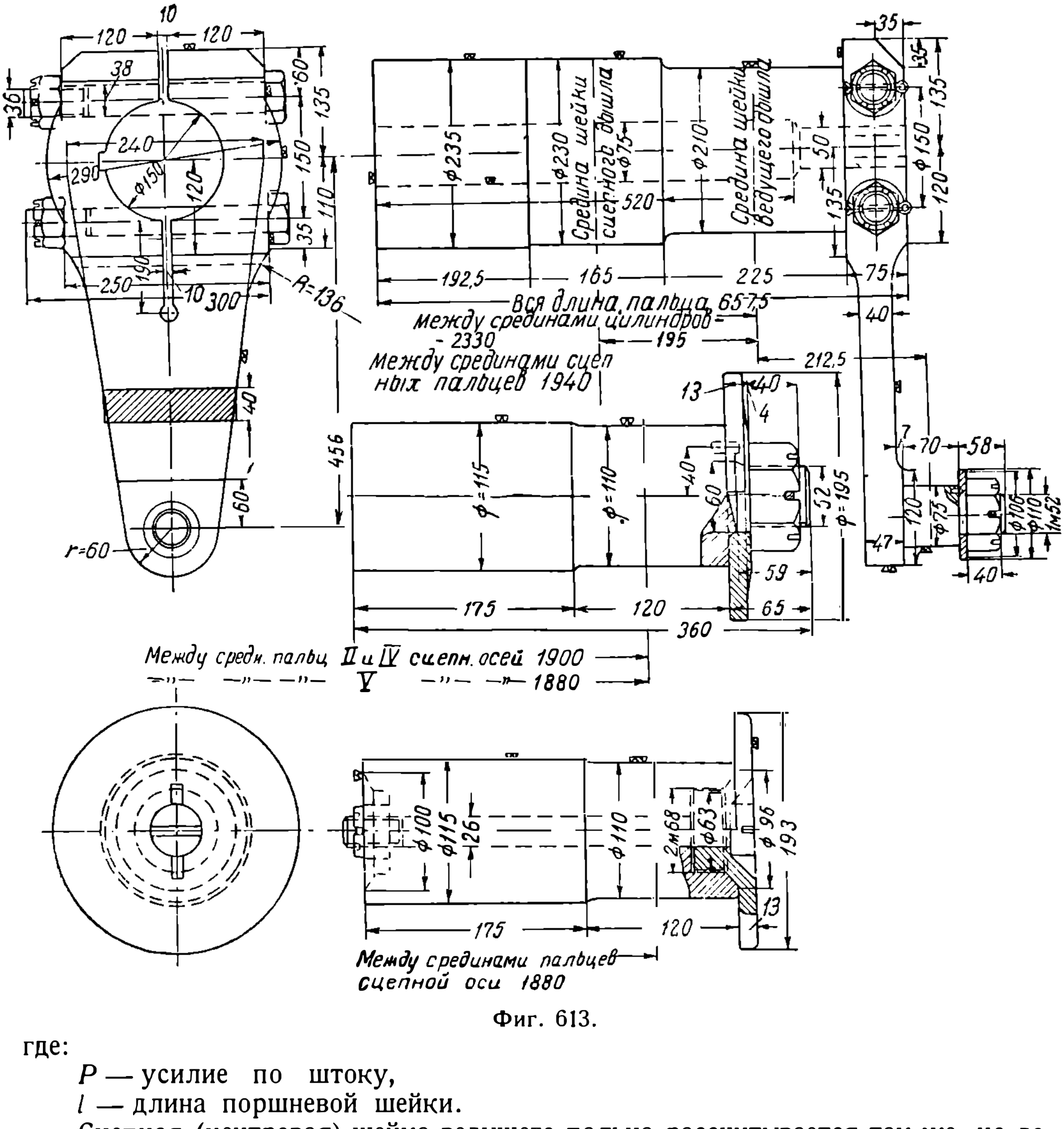
(палец первой сцепной оси). Здесь бурт в в е р н у т в гнездо в торце пальца и предохранен от отвертывания с к в о з н ы м болтом.

При разрезных подтягивающихся подшипниках бурты сцепных пальцев делаются цельнокованными за одно с самим пальцем.

Пальцы, так же как и оси, рассчитываются на изгиб, удельное давление (износ) и грение. Нагрузку на шейке пальцев предполагаем в виде сосредоточенной силы, приложенной к середине длины шейки.

Поршневая шейка ведущего пальца рассчитывается по формуле:

$$R_в = \frac{M}{W} = \frac{Pl}{2W}, \tag{502}$$



Фиг. 613.

где:

P — усилие по штоку,

l — длина поршневой шейки.

Сцепная (центровая) шейка ведущего пальца рассчитывается так же, но добавляется реакция системы спарников, направленная в обратную сторону и частично разгружающая центровую шейку от изгибающих усилий.

Рассчитываем сечение шейки A—B (фиг. 612).

Момент, изгибающий шейку усилием поршневого дышла:

$$M_1 = P\left(k + \frac{l_1}{2}\right)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

момент реакции системы спарников напишем, предполагая, что тяговое усилие паровоза распределено поровну между всеми m движущими колесными парами, т. е. считая, что на долю ведущего колеса приходится усилие $\frac{P}{m}$, момент реакции спарников:

$$M_2 = P \cdot \frac{m-1}{m} \cdot \frac{l_1}{2}.$$

Итак, изгибающий момент сцепной (центровой) шейки ведущего пальца:

$$M = M_1 - M_2 = P\left(k + \frac{l_1}{2}\right) - P\frac{m-1}{m} \cdot \frac{l_1}{2} = P\left(k + \frac{l_1}{2} - \frac{m-1}{m} \cdot \frac{l_1}{2}\right).$$

Напряжение: $R_в = \frac{M}{W} = \frac{P}{W}\left(k + \frac{l_1}{2} - \frac{m-1}{m} \cdot \frac{l_1}{2}\right)$. (503)

Расчет спепных пальцев ведется иным методом. Так же, как сцепные дышла, пальцы сцепных колес следует рассчитывать по величине сцепления колес с рельсами.

Наибольшее усилие на любой сцепной палец:

$$P_1 = \frac{Q \cdot R}{3 \cdot r}.$$

Напряжение:

$$R_в = \frac{Q \cdot R \cdot l_2}{6W \cdot r}. \quad (504)$$

Напряжение на изгиб в новых пальцах допускается до

$$R_в \leqslant (900 \div 1200)\ кг/см^2.$$

Первая цифра относится к сцепным пальцам, вторая — к ведущим.

Заметим, что при большом количестве оборотов колеса в единицу времени (при большой скорости движения) в пальцах возникают большие усилия на изгиб от силы инерции движущего механизма. Поэтому желательно проверить прочность пальцев и на эти условия их работы [1].

На удельное давление и нагревание расчет пальцев ведется только по усилию пара $\frac{P}{m}$ обычным способом, с допускаемым напряжением для новых пальцев:

$$q \leqslant 140\ кг/см^2.$$

При износе пальца q соответственно увеличивается.

Характеристика грения:

$$R = q \cdot v = \frac{P}{d \cdot l}\pi d_{(м)} \cdot n\ кгм/см^2\ сек. \quad (505)$$

Цифровые значения R должны вписываться в следующие величины:

1. Для сцепных пальцев:
   - а) товарные паровозы $R \leqslant (115 \div 150)$;
   - б) пассажирские паровозы $R \leqslant (185 \div 240)$.
2. Для ведущих пальцев центровые и ведущие шейки:
   - а) товарные паровозы $R \leqslant (300 \div 400)$;
   - б) пассажирские паровозы $R \leqslant (400 \div 480)$.

[1] См. журнал «Жел.-дор. техника» за 1936 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

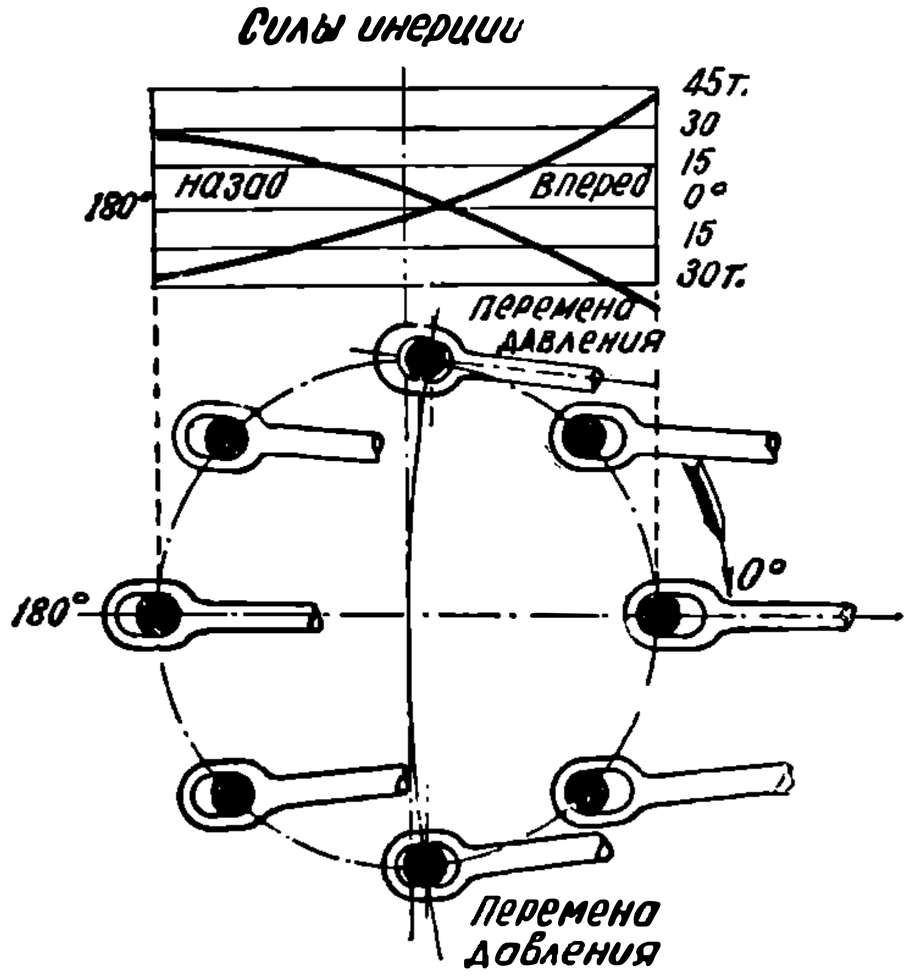
Бóльшие цифры относятся к быстроходным паровозам с их более интенсивным охлаждением шеек встречным потоком воздуха. У скоростных паровозов, не имеющих обтекаемого кожуха, приведенные цифры могут быть еще несколько повышены, в особенности при твердой смазке дышловых подшипников. Опытных данных для назначения характеристик грения таких паровозов пока еще не составлено. При наличии обтекаемого кожуха повышать значения R не следует из-за ухудшенных условий охлаждения пальцев.

ГЛАВА VIII

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ СИЛ

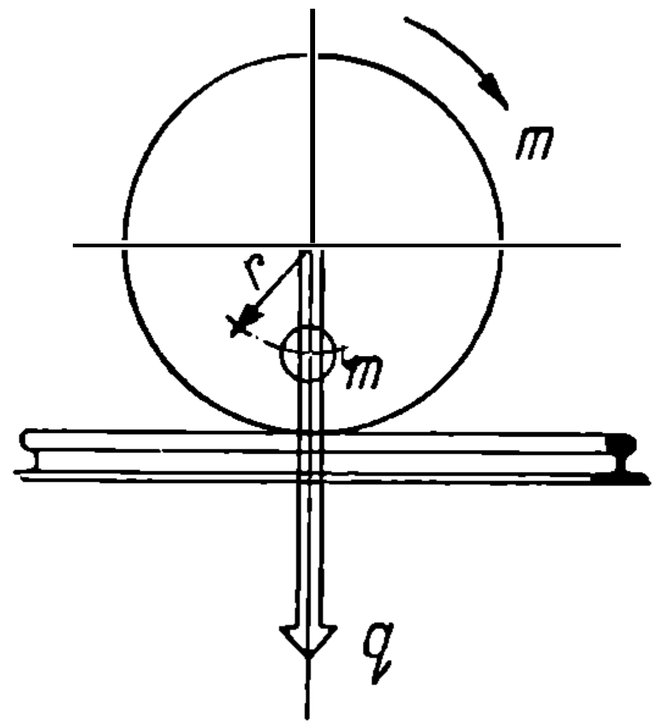
§ 1. Влияние инерционных сил

При движении частей паровозной машины возникают ускорения. В результате последних появляются силы инерции, часто достигающие больших значений. Появление сил инерции сопровождается нарушением плавности движения паровозной машины и увеличением воздействия колеса на рельс. Вследствие действия сил инерции происходят удары в соприкасающихся частях паровозной машины, излишнее трение и нарастание износов. При движении паровоза без пара, под влиянием сил инерции и благодаря наличию зазоров, подшипники шатунов прижимаются к пальцам то задней, то передней частью, причем перемена направления действия сил инерции на подшипник имеет место около 90° и 270° (фиг. 614).



Фиг. 614.

В соответствии с характером движения, которое совершают части паровозной машины, их делят на три категории:



Фиг. 615.

1) вращающиеся части: неуравновешенные части колеса, пальцы, сцепные дышла, контркривошип, эксцентриковая тяга;

2) возвратно-движущиеся части: поршень, шток, крейцкопф, поводок маятника, часть маятника, водило маятника;

3) части со сложным движением — шатун, движение которого за бесконечно малый промежуток времени можно рассматривать как поступательное перемещение, одинаковое с возвратно-движущимися частями, и как вращательное вокруг оси крейцкопфного валика.

Каждой из этих категорий движущихся частей паровозной машины соответствуют вполне определенные ускорения. При равномерном движении паровоза вращение колес совершается с равномерной угловой скоростью и поэтому вращающаяся масса колеса m, подвергаясь действию нормального ускорения

$$i_n = \omega^2 \quad r,$$

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

будет развивать центробежную силу $q = m \cdot \omega^2 \cdot r$ (фиг. 615), где r — радиус вращения массы.

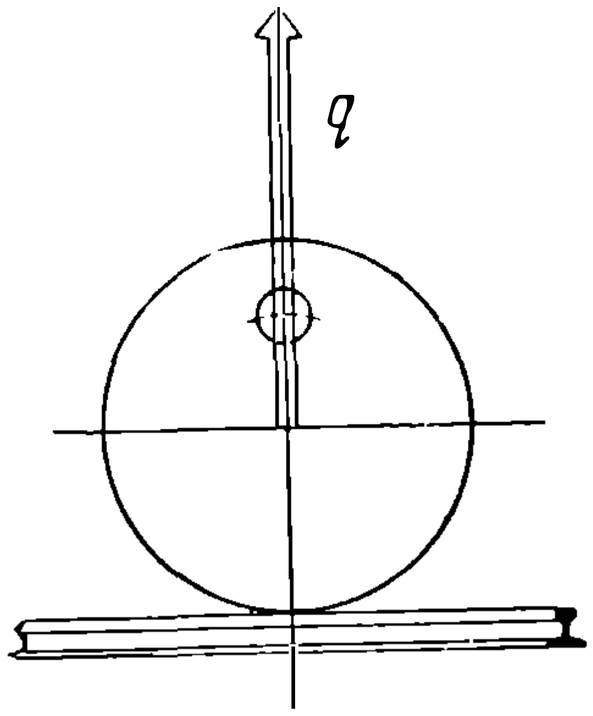
При нахождении неуравновешенной массы:

1) на вертикали внизу — происходит увеличение давления колеса на рельс:

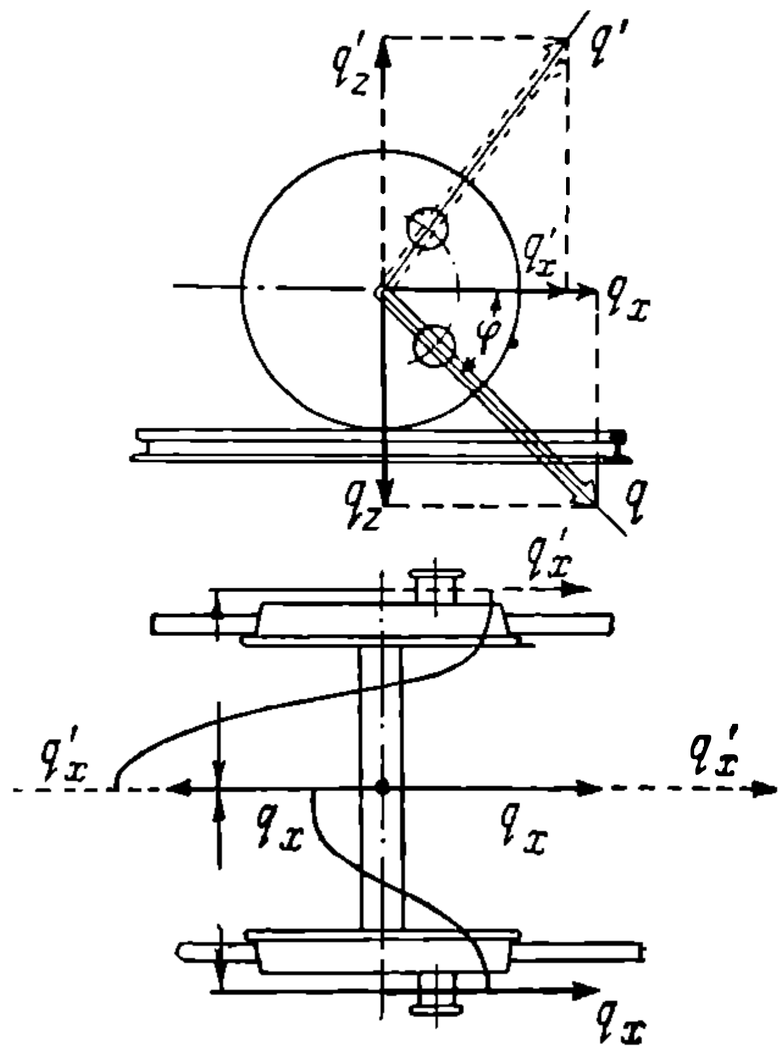
$$D = П + m \cdot \omega^2 \cdot r;$$

2) на вертикали вверху (фиг. 616) — наоборот, происходит уменьшение давления колеса:

$$D = П - m \cdot \omega^2 \cdot r;$$



Фиг. 616.



Фиг. 617.

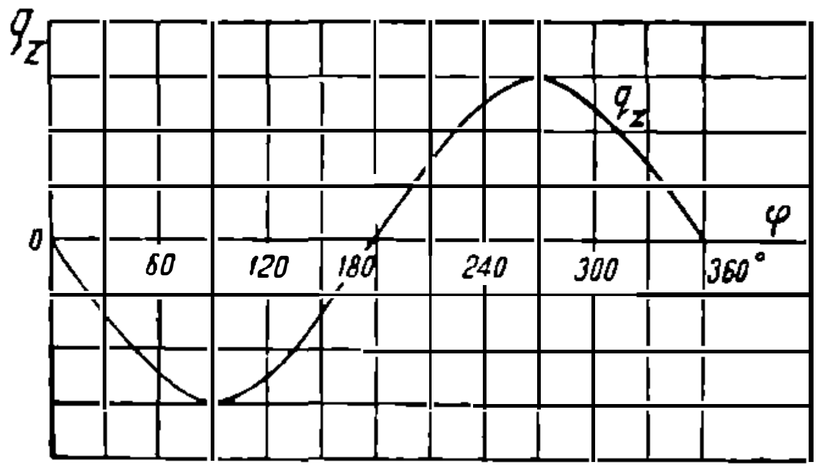
3) под углом φ к горизонтали центробежная сила q дает составляющие (фиг. 617): вертикальную $q_z = q \cdot \sin \varphi = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \varphi$ (фиг. 618), увеличивающую нагрузку колеса, и горизонтальную $q_x = q \cos \varphi = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \varphi$, изменяющуюся по закону кривой, показанной на фиг. 619.

Ввиду заклинивания кривошипов правого и левого колес под углом 90° (правый кривошип опережает левый) в левом колесе аналогичная неуравновешенная масса порождает центробежную силу $q' = m \cdot \omega^2 \cdot r$, дающую составляющие:

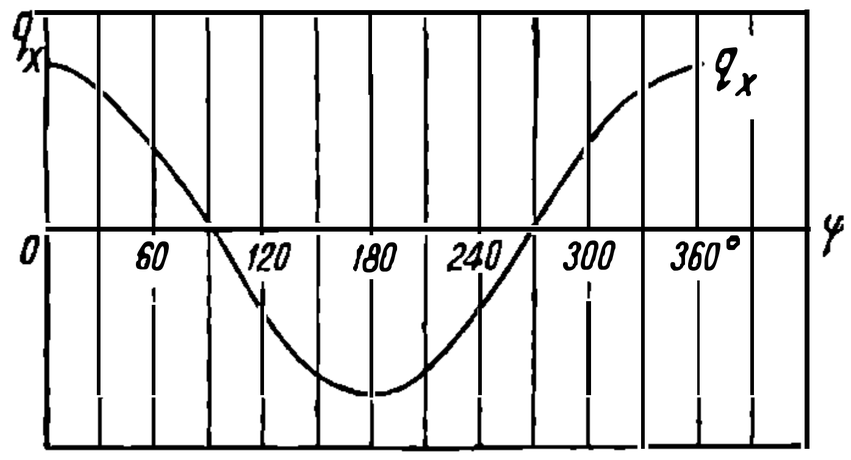
$$q'_z = q' \cos \varphi = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \varphi$$

и

$$q'_x = q' \cdot \sin \varphi = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \varphi.$$



Фиг. 618.



Фиг. 619.

Первая уменьшает нагрузку колеса, вторая, складываясь с горизонтальной составляющей правого колеса q_x, вызывает подергивание. Силы q_x и q'_x, будучи приложены на расстояниях ξ от середины паровоза, создают момент

$$\xi (q'_x - q_x),$$

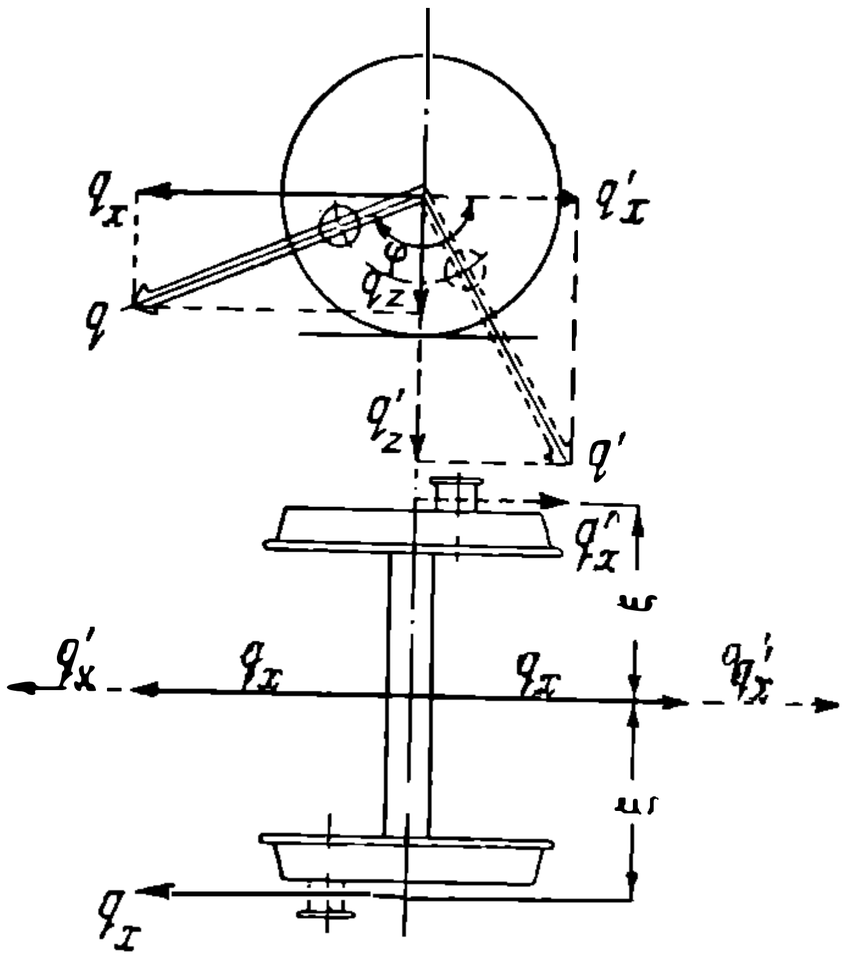
вызывающий виляние паровоза.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На фиг. 620 показаны составляющие центробежных сил правого и левого колес для угла поворота правого кривошипа больше 90°. Здесь вертикальные составляющие обоих колес направлены вниз. Подергивание получается уже от разности сил $q_x - q_x'$; здесь виляние происходит от суммарного момента:

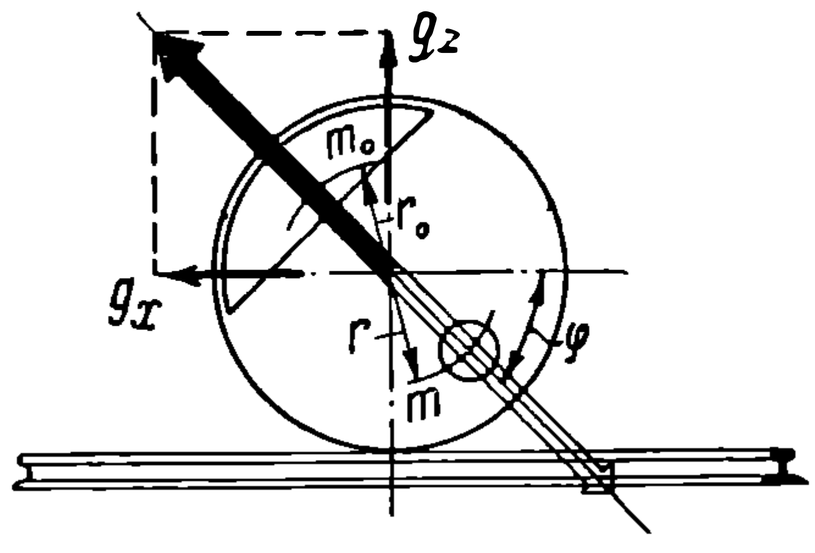
$$(q_x + q'_x).$$

Эти нежелательные явления можно устранить, расположив в колесе на противоположной стороне диаметра уравновешивающую массу — противовес m_0 на радиусе r_0 с центробежной силой $q_0 = m_0\omega^2 r_0$ (фиг. 621).



Фиг. 620.

Если $q = q_0$ или $m\omega^2 r = m_0\omega^2 r_0$, то описанные вредные явления будут устранены полностью, т. е. будет полное уравновешивание вращающейся массы. В этом случае действием центробежных сил спицы



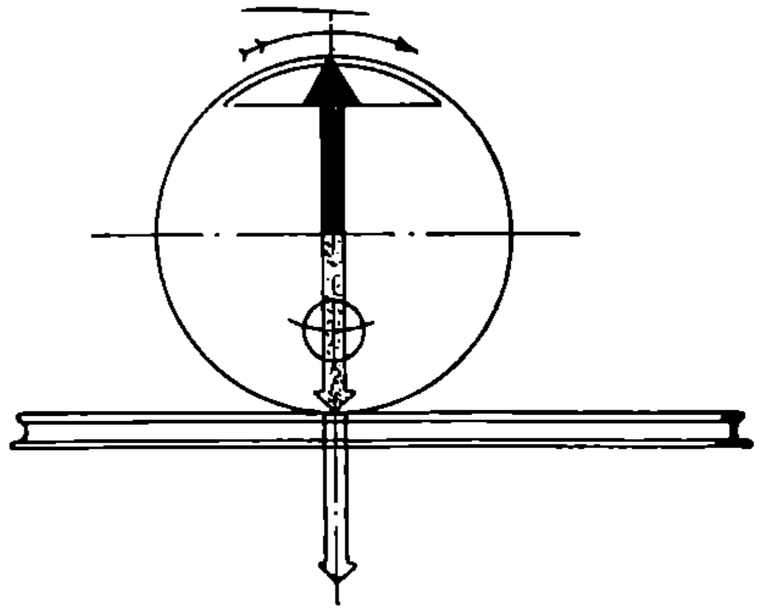
Фиг. 621.

колеса будут лишь растягиваться. Иногда из-за нехватки места в колесе нельзя поместить нужную величину противовеса, т. е.

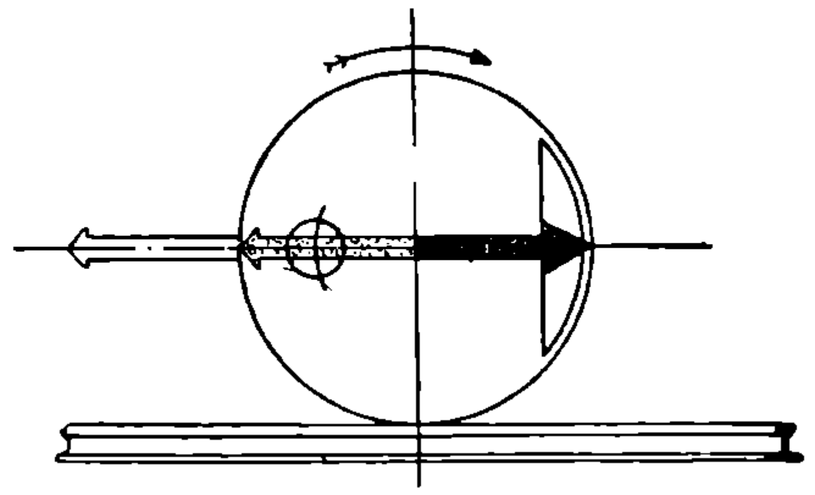
$$q > q_0.$$

В этом случае остается неуравновешенная центробежная сила вращающихся масс. Последствия аналогичны рассмотренному и показаны на фиг. 622—625.

Черной стрелкой показана уравновешивающая центробежная сила; точечной — уравновешенная и белой — оставшаяся неуравновешенная сила. Здесь предположено, что вращающиеся массы, уравновешиваемые и уравновешивающие, лежат на одинаковом расстоянии от середины паровоза.



Фиг. 622.



Фиг. 623.

Обычно центры тяжести уравновешиваемых масс и противовеса не совпадают. Последнее учитывается при определении величины противовеса, необходимого для уравновешивания частей паровозной машины.

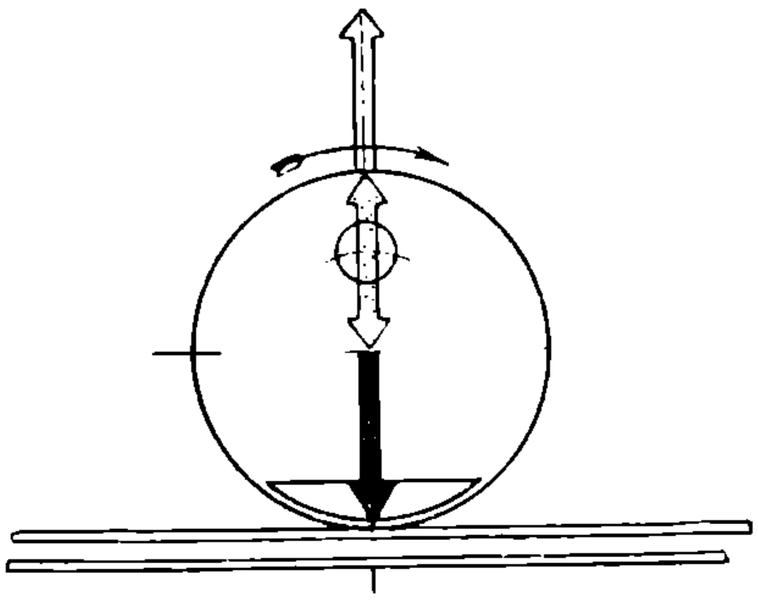
НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 2. Ускорение поршня

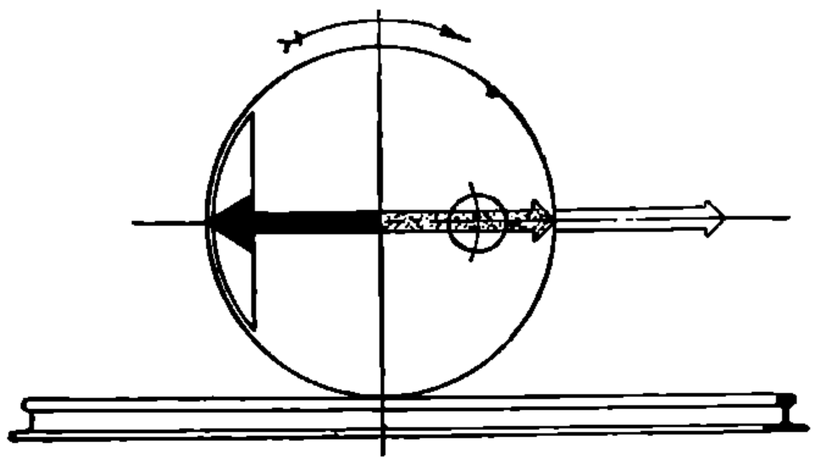
Движение частей остальных двух категорий имеет неравномерный характер. Для нахождения сил инерции определим путь, скорость и ускорение движущихся частей дезаксиального [1] механизма. Обозначим (фиг. 626):

x — путь поршня;

$\frac{dx}{dt}$ — скорость поршня;



Фиг. 624.



Фиг. 625.

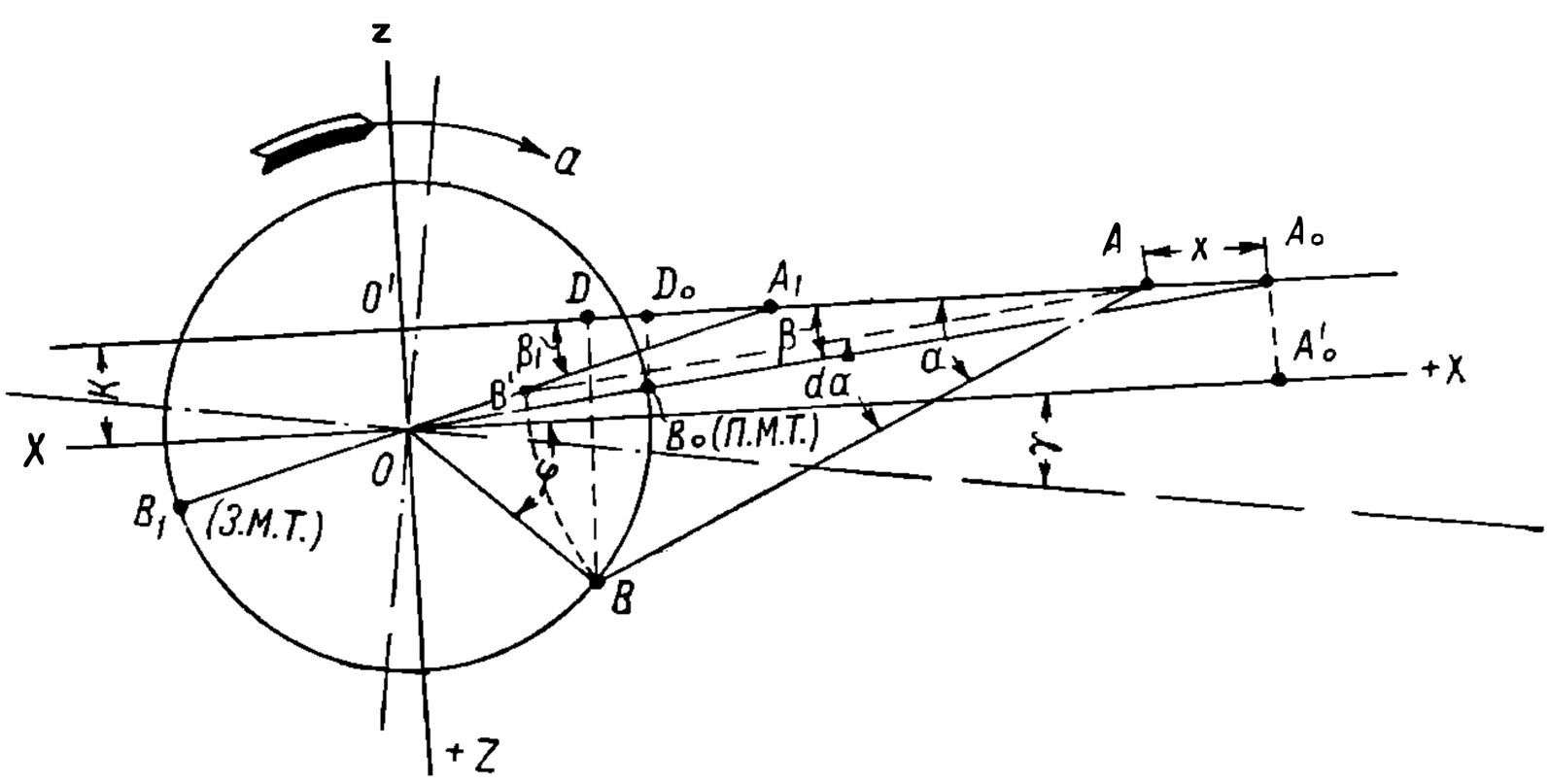
$\frac{d^2x}{dt^2}$ — ускорение поршня;

φ — угол поворота кривошипа;

$\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ — угловую скорость;

r — радиус кривошипа;

L — длину шатуна;



Фиг. 626.

α — угол отклонения шатуна от оси цилиндра;

$\frac{d\alpha}{dt}$ — угловую скорость шатуна;

$\frac{d^2\alpha}{dt^2}$ — угловое ускорение шатуна;

k — превышение оси цилиндра над осью колеса.

Согласно фиг. 626:

---

[1] Механизм со сдвинутой осью цилиндра относительно оси ведущего колеса называют дезаксиальным. Величина k превышения оси цилиндра над осью колеса называется дезаксиалом.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

путь поршня

$$x = (r + L)\cos\beta - L\ \cos\alpha - r\cos\varphi. \tag{506}$$

Но

$$\sin\alpha = \frac{k + r\cdot\sin\varphi}{L}; \tag{507}$$

поэтому угловая скорость шатуна

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega\,\frac{r}{L}\,\frac{\cos\varphi}{\cos\alpha}. \tag{508}$$

Скорость поршня

$$\frac{dx}{dt} = \omega\cdot r\left[\sin\varphi + \left(\frac{r}{L}\sin\varphi + \frac{k}{L}\right)\frac{\cos\varphi}{\cos\alpha}\right]. \tag{509}$$

Вторичное диференцирование после ряда преобразований дает:
ускорение поршня

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2\cdot r\left[\cos\varphi + \frac{r}{L}\,\frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\alpha} - \frac{\sin\alpha\cdot\sin\varphi}{\cos\alpha}\right]; \tag{510}$$

угловое ускорение шатуна

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{\omega^2\cdot r}{L}\left(\frac{r}{L}\,\frac{\cos^2\varphi\sin\alpha}{\cos^3\alpha} - \frac{\sin\varphi}{\cos\alpha}\right). \tag{511}$$

Величины пути, скорости и ускорения поршня приведены на фиг. 627.

Ввиду того, что угол α при обычных значениях $\frac{r}{L} = \frac{1}{7} \div \frac{1}{10}$, употребляющихся на паровозах, не превышает 6° — 10°, можно принять $\cos\alpha \cong 1$.

После соответствующих преобразований найдем:
скорость поршня

$$\frac{dx}{dt} = \omega\cdot r\left[\sin\varphi + \left(\frac{r}{L}\sin\varphi + \frac{k}{L}\right)\cos\varphi\right]; \tag{509a}$$

ускорение поршня

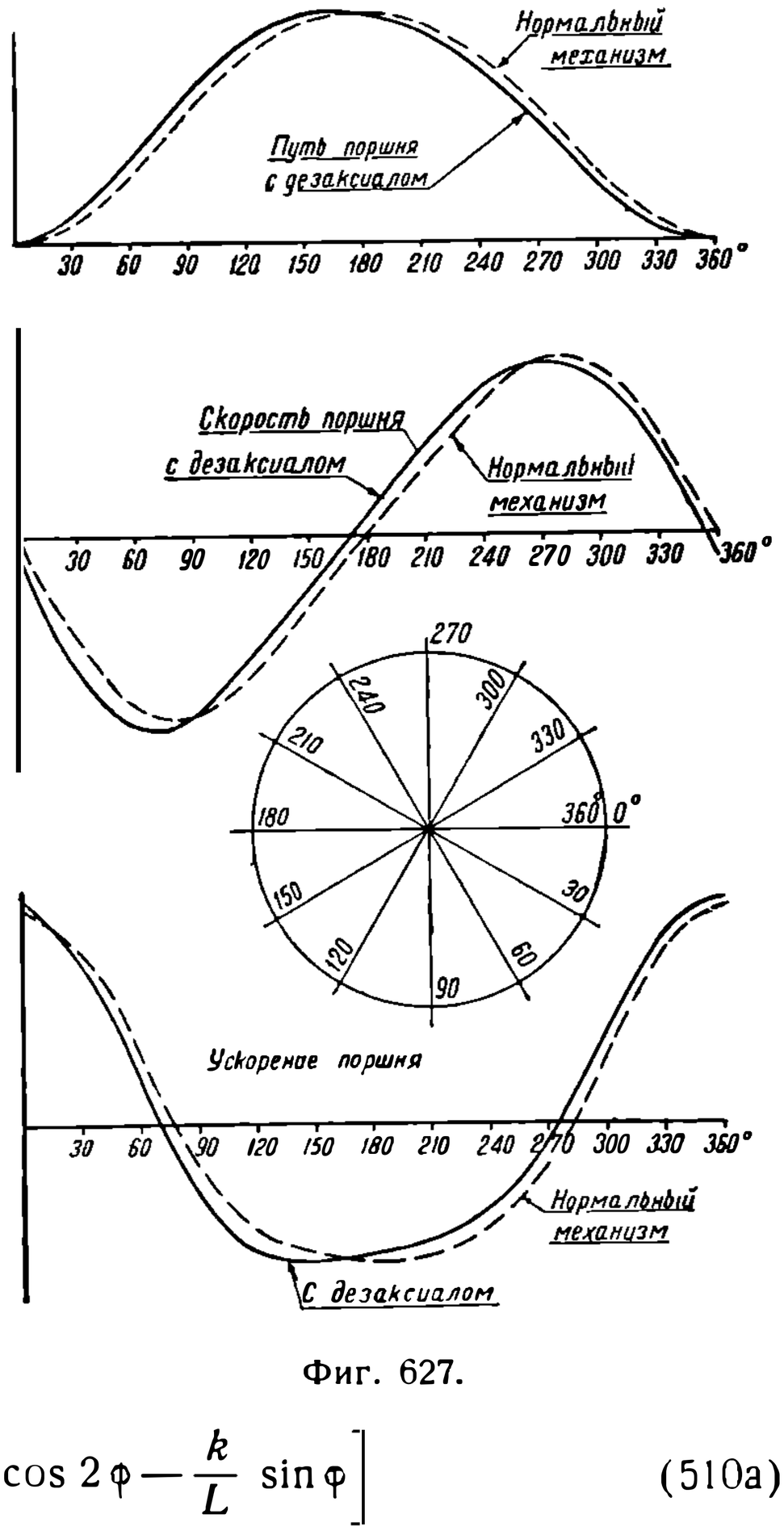
$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 r\left[\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi - \frac{k}{L}\sin\varphi\right] \tag{510a}$$

угловая скорость шатуна

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega\,\frac{r}{L}\cos\varphi; \tag{508a}$$

угловое ускорение шатуна

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = -\frac{\omega^2 r}{L}\sin\varphi. \tag{511a}$$



Фиг. 627.

Для случая, когда ось цилиндров горизонтальна и совпадает с осью колеса:

НВ УДУНТ (ДІІТ)

путь поршня

$$\lambda = r(1 - \cos\varphi) \pm \frac{r^2}{2L}\sin^2\varphi;$$

скорость поршня

$$\frac{dx}{dt} = \omega \cdot r\left(\sin\varphi \pm \frac{r}{2L}\sin 2\varphi\right); \qquad (509б)$$

ускорение поршня

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 \cdot r\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{L}\cos 2\varphi\right) \qquad (510б)$$

Здесь в формулах 509б и 510б берется $+$ при заднем ходе (φ от 0 до 180°), — при переднем ходе (φ от 180 до 360°).

В передней мертвой точке

$$(\varphi = 0)\ \frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 \cdot r\left(1 + \frac{r}{L}\right) \qquad (512)$$

В задней мертвой точке

$$(\varphi = 180°)\ \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2\ r\left(1 - \frac{r}{L}\right) \qquad (513)$$

Следовательно, ускорения различны как по величине, так и по направлению, что объясняется влиянием конечной длины шатуна.

Нетрудно видеть, что максимальное значение скорости совпадает с нулевым значением ускорения и имеет место, когда

$$\frac{\cos\varphi}{\cos 2\varphi} = \mp\frac{r}{L}$$

Из выражения для ускорения поршня видим, что оно состоит из двух периодических функций-гармоник:
первого порядка

$$\omega^2\ r\cos\varphi$$

и второго порядка

$$\omega^2 \cdot r\frac{r}{L}\cos 2\varphi.$$

В случае кривошипно-шатунного механизма с дезаксиалом k и ускорением

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 \cdot r\left(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi - \frac{k}{L}\sin\varphi\right)$$

к двум указанным гармоникам присоединяется синусоидальная гармоника

$$\frac{k}{L}\sin\varphi.$$

Ускорение шатуна

Перемещение шатуна за бесконечно малый промежуток времени из положения $A_o B_o$ (фиг. 626) в новое AB можно рассматривать, как:

1) поступательное перемещение, одинаковое с поршнем из $A_o B_o$ в положение AB' и

2) вращательное вокруг оси крейцкопфного валика A на угол $d\alpha$ из AB' в положение AB.

В соответствии с этими перемещениями любая точка шатуна S (фиг. 628), находящаяся на расстоянии ξ от оси крейцкопфа, обладает ускорениями:

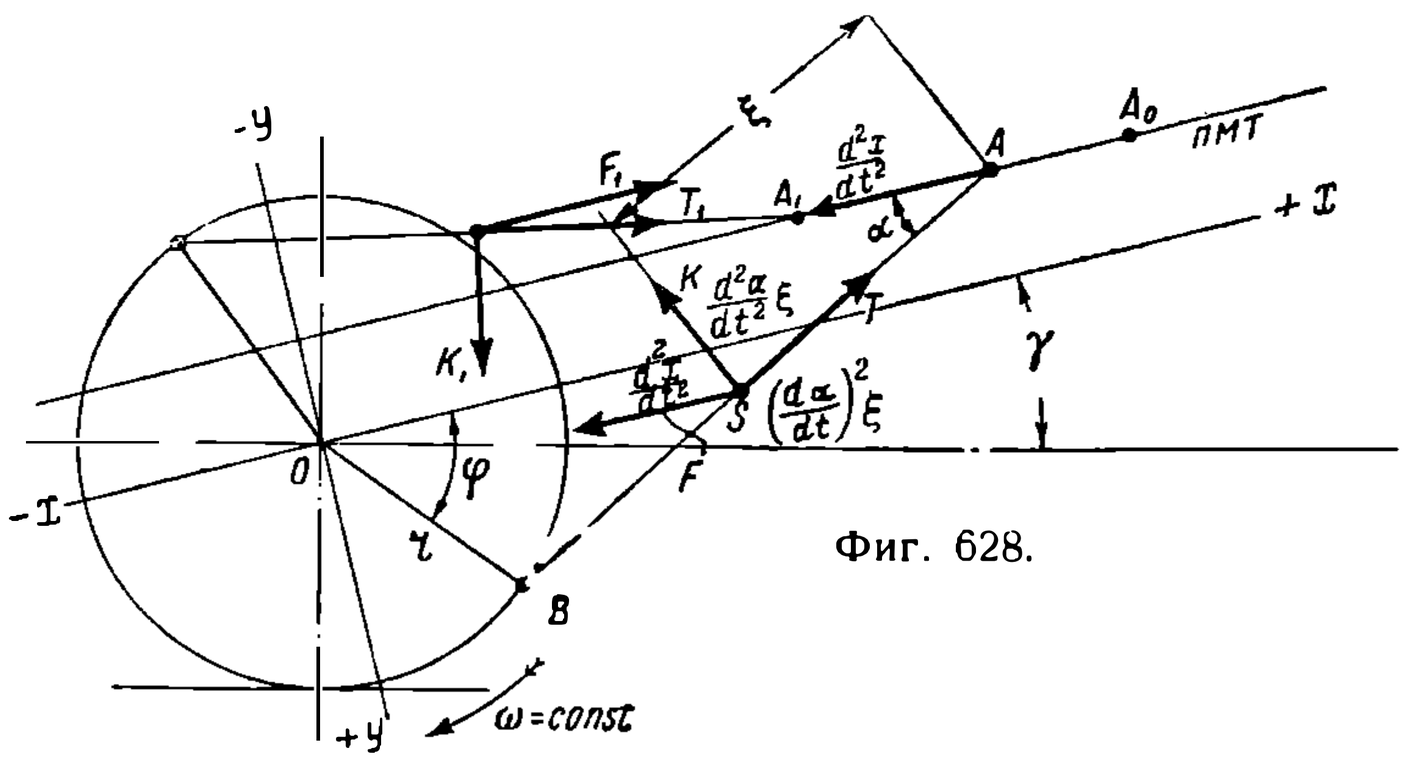
НБ УДУНТ (ДІТ)

1) поступательным—одинаковым с ускорением поршня

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 \cdot r\left(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi - \frac{k}{L}\sin\varphi\right); \tag{514}$$

2) касательным

$$\xi\frac{d^2\alpha}{dt^2} = -\frac{\omega^2 \quad r}{L}\sin\varphi\,\xi; \tag{515}$$



Фиг. 628.

3) нормальным

$$\xi\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2 = \left(\frac{\omega . r}{L}\cos\varphi\right)^2\xi. \tag{516}$$

§ 3. Силы инерции кривошипно-шатунного механизма

Противоположно найденным ускорениям действуют силы инерции

$$I = -Mj.$$

Знак минус обозначает, что сила инерции направлена противоположно ускорению. При векторном изображении силы знак не учитывается.

Силы инерции вращающихся частей

Если приведенная масса $M_в = M_в' \frac{r'}{r}$, то сила инерции приведенной вращающейся массы:

$$Q_в = -M_в\,\omega^2 \cdot r.$$

Силы инерции возвратно-движущихся частей

Обозначив:
$M_к$ — массу возвратно-движущихся частей,
$I_к$ — силу инерции возвратно-движущихся частей, имеем

$$Q_k = -M_k\frac{d^2x}{dt^2}.$$

В общем случае

$$Q_к = -M_к\omega^2 \quad r\left(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi - \frac{k}{L}\sin\varphi\right).$$

Силы инерции шатуна

На любую элементарную массу шатуна dm действуют:
1) сила инерции в поступательном движении

$$Q_ш^n = -dm\frac{d^2x}{dt^2}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

2) сила инерции касательная

$$Q_{ш}^{k} = -dm\xi\frac{d^2\alpha}{dt^2}$$

3) сила инерции нормальная

$$Q_{ш}^{н} = -dm\xi\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2$$

Ко всему шатуну в целом (фиг. 629), очевидно, приложены суммарные силы инерции:

1) в поступательном движении

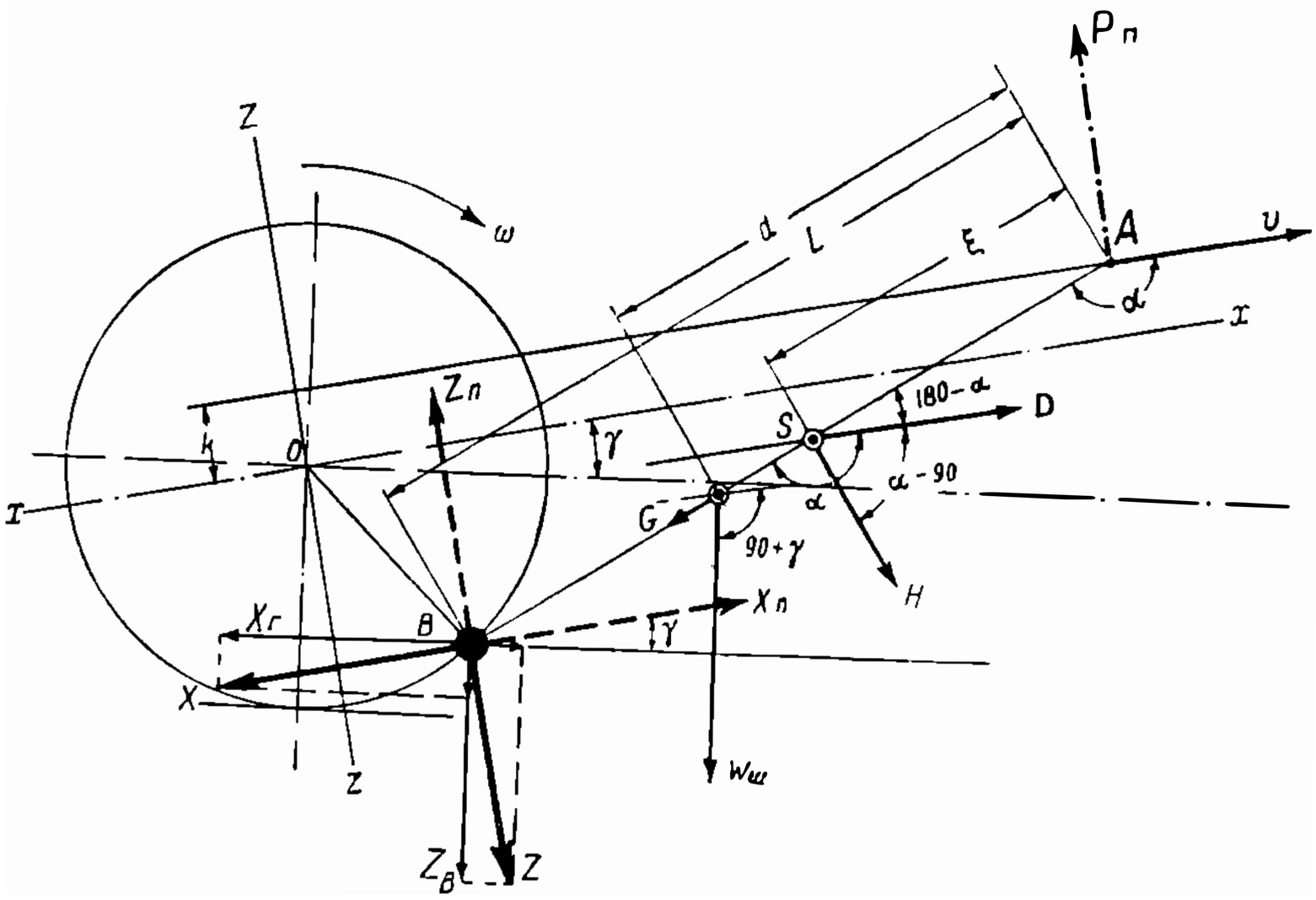
$$D = -\int\frac{d^2x}{dt^2}dm \qquad (517)$$

и 2) во вращательном движении:
касательная

$$H = -\int\frac{d^2\alpha}{dt^2}\xi dm; \qquad (518)$$

нормальная

$$G = -\int\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2\xi dm. \qquad (519)$$



Фиг 629.

Для данного положения (угла φ) значения $\frac{d^2x}{dt^2}$, $\frac{d^2\alpha}{dt^2}$ и $\frac{d\alpha}{dt}$ являются постоянными, поэтому интегрирование касается лишь массы шатуна dm и положения ее относительно оси крейцкопфа.

Здесь: $\int dm = M_p = \frac{w_p}{g}$ — масса шатуна,

$\int dm\xi \quad M_p \cdot d$ — статический момент массы шатуна, сосредоточенной в центре тяжести шатуна на расстоянии d от оси крейцкопфного валика.

При определении неизвестных усилий $X_П$ и $Z_П$ со стороны шатуна на палец в условия равновесия войдут выражения:

$\int dm_1 = M_k = \frac{w_k}{g}$ — масса возвратно-движущихся частей;

НБ УДУНТ (ДІТ)

$\int dm\xi^2 = M_p\rho^2 = I$ — момент инерции шатуна относительно оси крейцкопфного валика;

ρ — радиус инерции шатуна.

Полные силы инерции механизма паровой машины достигают больших значений (40—45 m). Ясно, что такие силы были бы причиной нарушения правильности движения паровоза, значительного воздействия на путь и могли бы вызывать нарушение безопасности движения. Поэтому возможно полное уравновешивание этих сил является одной из существеннейших задач при проектировании паровоза.

Уравновешивание рассматриваемых сил инерции может быть сделано с помощью противовеса, помещаемого в паровозном колесе.

Воздействие механизма на колесо выражается в виде сил инерций, передаваемых шатуном на палец ведущего колеса. Величина и изменение сил, действующих на палец при вращении колеса, могут быть найдены, если к движущему механизму паровозной машины применить принцип д'Аламбера, согласно которому к движущейся системе машины, кроме сил веса отдельных частей и сил инерции, необходимо приложить реакции опор. В нашем случае это будут реакции параллели и ведущего пальца. Очевидно, искомые силы воздействия частей машины на опоры будут направлены в противоположную сторону. Сила, действующая на параллель, вызывает колебания надрессорного строения. Сила, действующая на палец, даст две составляющих: вертикальную и горизонтальную. Если бы вертикальная и горизонтальная силы инерции были полностью уравновешены, то в паровозе было бы достигнуто «вертикальное» и «горизонтальное» равновесие. Движение такого паровоза было бы плавным и силы инерции через колеса не оказывали бы никакого добавочного воздействия на путь.

Для нахождения искомых реакций шатуна на палец (фиг. 629) составляем условия равновесия, и решая их, найдем:
из суммы проекций сил на ось XX

$$X_n = \frac{d^2x}{dt^2}(M_p + M_k) - M_p d\left[\frac{d^2\alpha}{dt^2}\sin\alpha + \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2\cos\alpha\right]$$

или

$$X = -\frac{d^2x}{dt^2}(M_n + M_k) + M_p d\left[\frac{d^2\alpha}{dt^2}\sin\alpha + \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2\cos\alpha\right] \qquad (520)$$

из суммы моментов относительно оси крейцкопфного валика

$$Z_n = -\frac{d^2x}{dt^2} M_p \frac{d}{L}\operatorname{tg}\alpha + \frac{d^2\alpha}{dt^2}\cdot\frac{I}{L\cos\alpha} + X_n\operatorname{tg}\alpha + \frac{w_p d}{L}$$

или

$$Z = \frac{d^2x}{dt^2} M_p \frac{d}{L}\operatorname{tg}\alpha - \frac{d^2\alpha}{dt^2}\frac{I}{L\cos\alpha} + X\operatorname{tg}\alpha - \frac{w_p d}{L}; \qquad (521)$$

из суммы проекций сил на ось ZZ

$$P_n = -Z_n + \frac{d^2\alpha}{dt^2} M_p d\cos\alpha - \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2 M_p d\sin\alpha - w_p\cos\gamma;$$

$$P = -Z - \frac{d^2\alpha}{dt^2} M_p d\cos\alpha + \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)^2 M_p d\sin\alpha + w_p\cos\gamma. \qquad (522)$$

Подставляя в найденные выражения соответствующие значения ускорений после ряда преобразований, получим:

$$X = -\omega^2\cdot r\left[\left(M_p + M_k\right)\cos\varphi + \frac{r}{L}\left(M_p + M_k - M_p\frac{d}{L}\right)\cos 2\varphi - \right.$$
$$\left. - \frac{k}{L}\left(M_p + M_k - M_p\frac{d}{L}\right)\sin\varphi\right]; \qquad (523)$$

$$Z = \omega^2\cdot r\left\{\frac{r}{L}\left[\left(M_p\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos\varphi + \frac{r}{L}\left(2M_p\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos 2\varphi - \right.\right.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$-\frac{k}{L}\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\sin\varphi\Big]\sin\varphi+\Big[\left(M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\cos\varphi+$$

$$+\frac{r}{L}\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\cos 2\varphi-$$

$$-\frac{k}{L}\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\sin\varphi\Big]\cdot\frac{k}{L}+\frac{I}{L^2}\sin\varphi\Bigg\}. \qquad (524)$$

Условимся считать:

1) положительное направление для силы X от трубы паровоза к тендеру;

2) положительное направление для силы Z сверху вниз. Найденная сила X направлена параллельно оси цилиндра, а сила Z к ней перпендикулярна.

Горизонтальная $X_г$ и вертикальные $Z_в$ силы от воздействия шатуна на палец при наклонной оси цилиндра, очевидно, будут равны:

$$X_г = X\cos\gamma - Z\sin\gamma,$$
$$Z_в = X\sin\gamma + Z\cos\gamma.$$

Производя соответствующие действия после приведения, будем иметь:

$$X_г = -\omega^2\cdot r\Bigg\{\Big[\left(M_p+M_k\right)\cos\gamma-\frac{k}{L}\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\sin\gamma\Big]\cos\varphi+$$

$$+\Big[\frac{I}{L^2}\sin\gamma-\frac{k}{L}\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\cos\gamma-\left(\frac{k}{L}\right)^2\cdot\left(2M_p\frac{d}{L}-\right.$$

$$\left.-M_p-M_k\right)\sin\gamma\Big]\sin\varphi+\Big[\frac{r}{L}\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\cos\gamma+\frac{k}{L}\,\frac{r}{L}\left(2M_p\frac{d}{L}-\right.$$

$$\left.-M_p-M_k\right)\sin\gamma\Big]\cos 2\varphi-\frac{r}{L}\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\frac{\sin 2\varphi}{2}\sin\gamma+$$

$$+\left(\frac{r}{L}\right)^2\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\sin\gamma\sin\varphi\cos 2\varphi-\frac{r}{L}\,\frac{k}{L}\left(2M_o\frac{d}{L}-\right.$$

$$\left.-M_p-M_k\right)\sin\gamma\cdot\sin^2\varphi\Bigg\} \qquad (525)$$

Затем:

$$Z_в = \omega^2\ r\Bigg\{\Big[\frac{I}{L^2}\cos\gamma+\frac{k}{L}\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\sin\gamma-\left(\frac{k}{L}\right)^2\cdot\left(2M_p\frac{d}{L}-\right.$$

$$\left.-M_p-M_k\right)\cos\gamma\Big]\sin\varphi-\Big[\left(M_p+M_k\right)\sin\gamma+\frac{k}{L}\left(M_p+M_k-\right.$$

$$\left.-M_p\frac{d}{L}\right)\cos\gamma\Big]\cos\varphi-\frac{r}{L}\Big[\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\sin\gamma-$$

$$-\frac{k}{L}\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\cos\gamma\Big]\cos 2\varphi-\frac{r}{L}\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\cos\gamma\frac{\sin 2\varphi}{2}+$$

$$+\left(\frac{r}{L}\right)^2\cdot\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\cos\gamma\ \sin\varphi\cdot\cos 2\varphi-$$

$$-\frac{k}{L}\,\frac{r}{L}\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\cos\gamma\sin^2\varphi\Bigg\}. \qquad (526)$$

На левой стороне паровоза благодаря заклинению кривошипов под 90° (левый отстает на 270°) действуют свои силы инерции $X_г^л$ и $Z_в^л$ (фиг. 630 и 631).

Называя значения постоянных коэфициентов:

$$a=\Big[\frac{I}{L^2}\sin\gamma-\frac{k}{L}\left(M_p+M_k-M_p\frac{d}{L}\right)\cos\gamma-$$

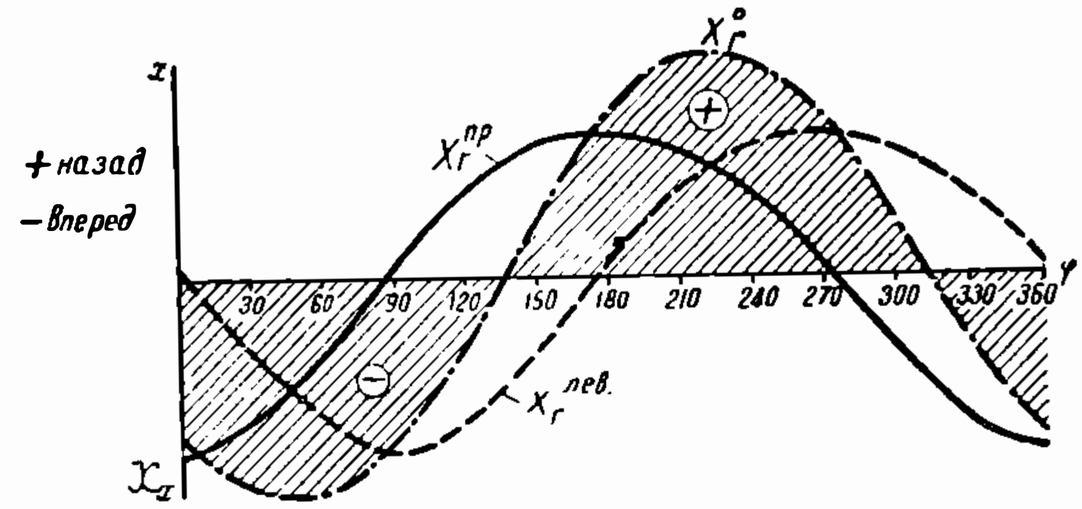
$$-\left(\frac{k}{L}\right)^2\cdot\left(2M_p\frac{d}{L}-M_p-M_k\right)\sin\gamma\Big]$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$b = (M_p + M_k)\cos\gamma - \frac{k}{L}\left(M_p + M_k - M_p\,\frac{d}{L}\right)\sin\gamma;$$

$$c = \left(\frac{r}{L}M_p + M_k - M_p\,\frac{d}{L}\right)\cos\gamma + \frac{k}{L}\,\frac{r}{L}\left(2\,M_p\,\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\sin\gamma;$$

$$d = \frac{r}{2L}\left(M_p + M_к - M_p\,\frac{d}{L}\right)\sin\gamma;$$

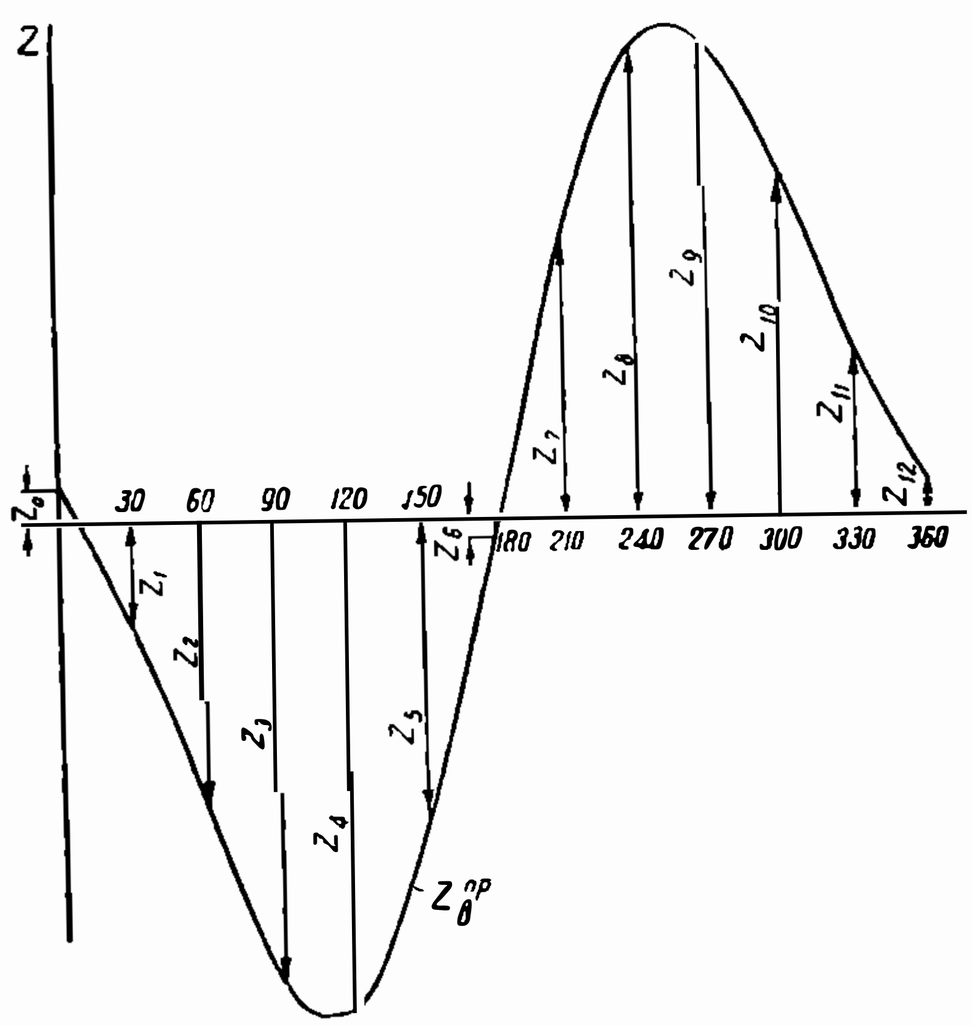


Фиг. 630.

$$e = \left(\frac{r}{L}\right)^2 \cdot \left(2\,M_p\,\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\sin\gamma;$$

$$f = \frac{r}{L}\cdot\frac{k}{L}\left(2M_p\,\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\sin\gamma;$$

$$a_1 = \frac{I}{L^2}\cos\gamma + \frac{k}{L}\left(M_p + M_k - M_p\,\frac{d}{L}\right)\sin\gamma -$$



Фиг. 631.

$$-\left(\frac{k}{L}\right)^2 \cdot \left(2\,M_p\,\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos\gamma;$$

$$b_1 = (M_p + M_к)\sin\gamma + \frac{k}{L}\left(M_p + M_k - M_p\,\frac{d}{L}\right)\cos\gamma;$$

$$c_1 = \frac{r}{L}\left[\left(M_p + M_k - M_p\,\frac{d}{L}\right)\sin\gamma - \frac{к}{L}\left(2M_p\,\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos\gamma\right];$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$d_1 = \frac{r}{2L}\left(M_p + M_k - M_o\frac{d}{L}\right)\cos\gamma;$$

$$e_1 = \left(\frac{r}{L}\right)^2 \cdot \left(2M_p\ \frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos\gamma;$$

$$f_1 = \frac{r}{L}\ \frac{к}{L}\left(2M_p\ \frac{d}{L} - M_p - M_к\right)\cos\gamma$$

и подставляя в предыдущие выражения, найдем:

$$X_г = -\omega^2 \cdot r\,[a\sin\varphi + b\cos\varphi + c\cos 2\varphi - d\sin 2\varphi + e\sin\varphi\cos 2\varphi - f\sin^2\varphi] \quad (527)$$

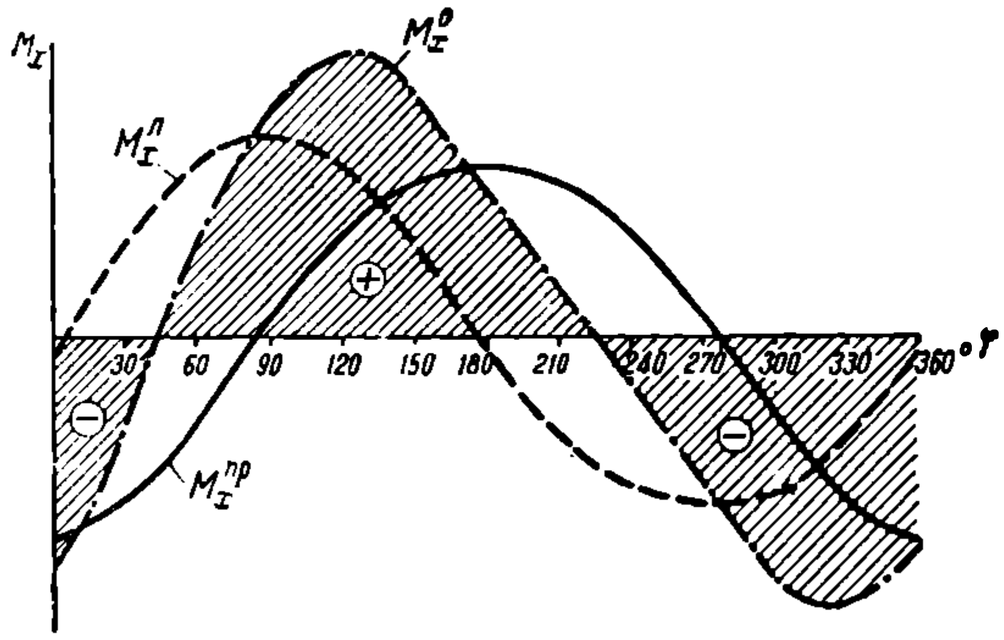
и

$$Z_в = \omega^2 r\,[a_1\sin\varphi - b_1\cos\varphi - c_1\cos 2\varphi - d_1\sin 2\varphi + e_1\sin\varphi\cos 2\varphi - f_1\sin^2\varphi]. \quad (528)$$

Показанные на фиг. 630 горизонтальные силы инерции правой $X_г^{пр}$ и левой $X_г^{лев}$ сторон, передаваясь через шейку ведущей оси на буксу, наличник и раму, оказывают воздействие на строение паровоза. Результирующая горизонтальная сила инерции

$$X^0 = X_г^{пр} + X_г^{лев}$$

вызывает подергивание паровоза (перемещение центра тяжести паровоза) в прямолинейном направлении то вперед, то назад два раза за оборот колеса.



Фиг. 632.

Кроме того, силы $X_г^{пр}$ и $X_г^{лев}$, будучи приложены на расстояниях ξ_t от середины паровоза, дают моменты (фиг. 632):

с правой стороны

$$M_x^{пр} = -X_г^{пр}\,\xi_t; \quad (529)$$

с левой стороны

$$M_x^{лев} = X_г^{лев}\,\xi_t. \quad (530)$$

Суммарный момент виляния

$$M_x^0 = -\xi_t\,(X_г^{пр} - X_г^{лев}). \quad (531)$$

Эти моменты стремятся вращать паровоз вокруг его вертикальной оси Z то вправо, то влево и создают вращательное движение — виляние паровоза. Изменение направления виляния происходит также два раза за оборот колеса.

Для устранения этих вредных явлений горизонтальные силы стараются уравновесить, хотя бы частично.

Вертикальная сила инерции, передаваясь на шейку ведущей оси, вызывает изменение нагрузки колеса на рельс, из-за чего могут происходить либо сильный перегруз, либо разгруз колес. Уравновешивание вертикальных сил также осуществляется при помощи вращающегося противовеса, помещаемого в колесо. Такой противовес (фиг. 621), как мы видели, дает косинусоидальную и синусоидальную составляющие центробежной силы:

$$q_x = m_0 \cdot \omega^2 \cdot r_0 \cdot \cos\varphi$$

НВ УДУНТ (ДІІТ)

и

$$q_z = m_0 \cdot \omega^2 \cdot r_0 \cdot \sin\varphi.$$

Поэтому полностью уравновесить силы инерции X_z и Z_s подобным вращающимся противовесом можно лишь частично, так как силы инерции X_z и Z_s содержат не только правильные синусоиды и косинусоиды, но и другие члены, не могущие быть уравновешенными таким противовесом [1].

§ 4. Уравновешивание вертикальных сил

Наиболее полное уравновешивание вертикальных сил [2] получится при уравновешивании по выражению (формула 528):

$$\omega^2 \cdot r(a_1 \sin\varphi - b_1 \cos\varphi). \qquad (532)$$

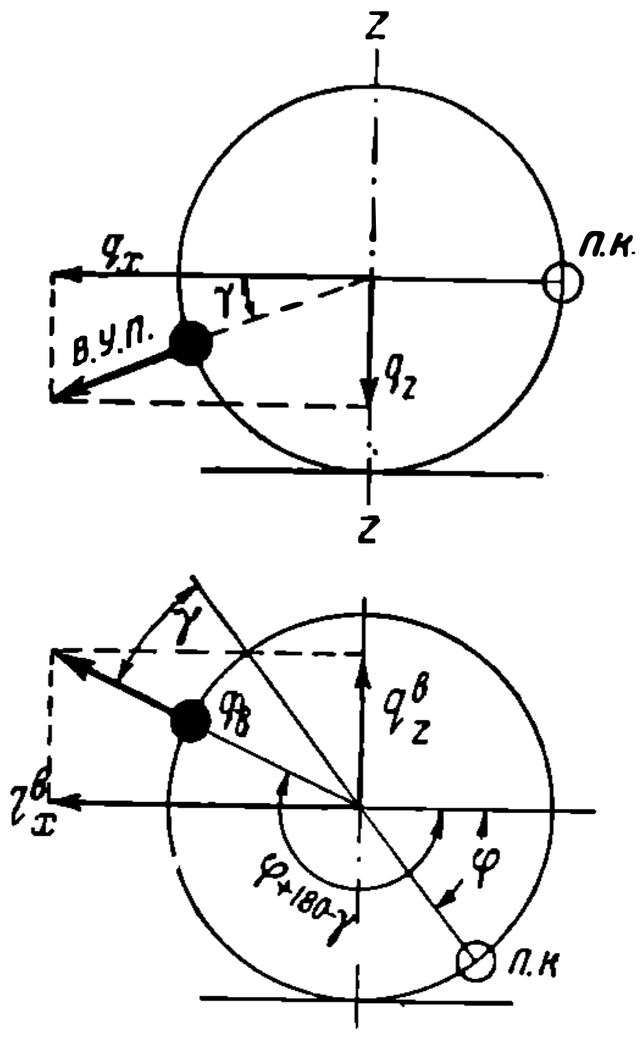
Это выражение есть не что иное, как синусоида

$$\omega^2 \cdot r\sqrt{a_1^2 + b_1^2}\,\sin(\varphi - \gamma),$$

сдвинутая на угол γ по отношению к синусоиде $a_1 \sin\varphi$,
причем

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{b_1}{a_1}$$

Помещая противоположно кривошипу вертикально уравновешивающий противовес $q_в$ с углом сдвига γ, найдем, что он дает вертикальную составляющую (фиг. 633)



Фиг. 633.

$$q_в^z = \frac{q_в}{g}\,\omega^2 \cdot r\sin[\varphi + (180 - \gamma)]$$

или

$$q_в^z = -\frac{q_в}{g}\,\omega^2 \cdot r\sin(\varphi - \gamma), \qquad (533)$$

но

$$\sin(\varphi - \gamma) = \sin\varphi\cos\gamma - \cos\varphi\sin\gamma,$$

поэтому

$$q_в^z = -\frac{q_в}{g}\,\omega^2\ \ r\sin(\varphi - \gamma) = -\left(\frac{q_в}{g}\,\omega^2 \cdot r\cos\gamma\sin\varphi - \right.$$

$$\left. -\frac{q_в}{g}\,\omega^2 \cdot r\sin\gamma\cos\varphi\right).$$

Из выражений 532 и 533 следует, что вертикальная составляющая такого противовеса при любом угле поворота кривошипа будет полностью уравновешивать силы инерции

$$\omega^2 \cdot r(a_1 \sin\varphi - b_1 \cos\varphi).$$

---

[1] Приближенный способ расчета противовесов изложен в статье проф. И. И. Николаева, «О стандартном методе расчета противовесов». Труды ММИ 1936 г., выпуск 22/3.

[2] Подобное упрощение метода Раевского применяется на наших паровозостроительных заводах. Статья В. М. Панского, «Расчет противовесов», «Локомотивостроение», 1935 г. № 3.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При этом

$$a_1 = \frac{q_в}{g} \cos\gamma$$

и

$$b_1 = \frac{q_в}{g} \sin\gamma.$$

Отсюда: масса вертикально-уравновешивающего противовеса:

$$\frac{q_в}{g} = \sqrt{a_1^2 + b_1^2},$$

а его вес

$$q_в = g\sqrt{a_1^2 + b_1^2} \tag{534}$$

Угол сдвига вертикально-уравновешивающего противовеса [1]:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{b_1}{a}$$

Разность $z = Z_B - q_в^z$ будет представлять оставшиеся неуравновешенными вертикальные силы инерции, под влиянием которых будет изменяться нагрузка колеса на рельс. Величина оставшейся неуравновешенной вертикальной силы инерции равна:

$$z = Z_B - q_в^z = \omega^2 \cdot r\,[-c_1\cos 2\varphi - d_1 \sin 2\varphi +$$

$$+ e_1 \sin\varphi\cos 2\varphi - f_1 \sin^2\varphi] \tag{535}$$

или

$$z = -\omega^2 \quad r\left\{\left[\frac{r}{L}\left(M_p + M_k - M_в\frac{d}{L}\right)\sin\gamma + \right.\right.$$

$$+\frac{k}{L}\left(2M_p\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos\gamma\left.\right]\cos 2\varphi + \frac{r}{2L}\left(M_p + M_k - \right.$$

$$\left.- M_p\frac{d}{L}\right)\cos\gamma\sin 2\varphi - \left(\frac{r}{L}\right)^2\cdot\left(2M_p\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos\gamma\sin\varphi\cos 2\varphi +$$

$$\left. + \frac{k}{L}\frac{r}{L}\left(2M_p\frac{d}{L} - M_p - M_k\right)\cos\gamma\sin^2\varphi\right|. \tag{536}$$

---

[1] При переносе вертикально-уравновешивающего противовеса из плоскости цилиндра в плоскость колеса величина этого противовеса равна

$$P_в = \sqrt{(P')^2 + (P'')^2}$$

с углом сдвига от прежнего положения

$$\operatorname{tg}\gamma_в = \frac{\xi_t - \xi}{\xi_t + \xi}.$$

Здесь:

$$P' = q_в\frac{\xi_t + \xi}{2\xi};\ P'' = q_в\frac{\xi_t - \xi}{2\xi},$$

ξ_t — расстояние от середины цилиндров до оси паровоза,
ξ — расстояние от центра тяжести противовеса в колесе до оси паровоза.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Оставшаяся неуравновешенной вертикальная сила инерции, будучи приложена к ведущему пальцу в плоскости оси цилиндров, вызывает изменение нагрузки не только своего колеса, но также и колеса противоположной стороны.

По закону рычага (точка опоры на противоположном рельсе) величина изменения нагрузки в плоскости круга катания (фиг. 634) равна:

правого колеса

$$Z_c^{пр} = \frac{\pm z_{пр}(\xi_t + \xi_k) \pm z_{лев}(\xi_t - \xi_k)}{2\xi_k} \qquad (537)$$

левого колеса

$$Z_c^{лев} = \frac{\pm z_{лев}(\xi_t + \xi_k) \pm Z_{пр}(\xi_t - \xi_k)}{2\xi_k}. \qquad (537')$$

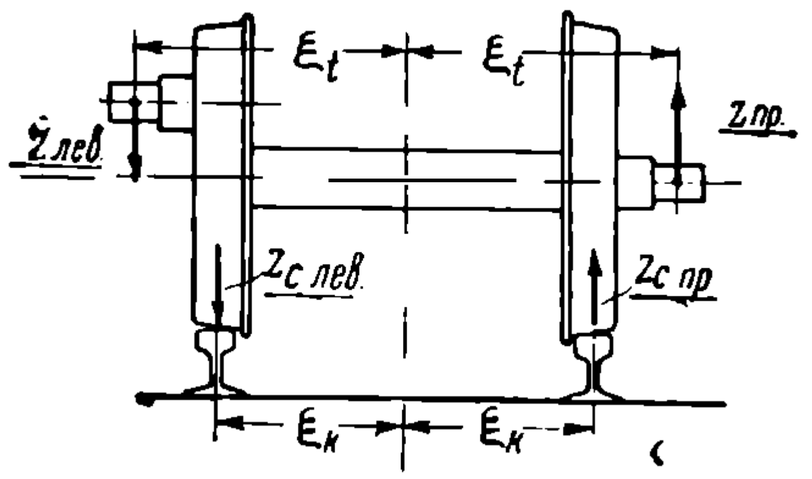
Входящие в первый член этой формулы $Z_{пр}$ и $Z_{лев}$ берутся с их знаками. Знак второго члена берется в зависимости от направления силы рассматриваемого колеса:

— при отрицательном значении (вверх),

+ при положительном значении (вниз).

Во избежание значительных перегрузов и разгрузов ведущих колес, нагрузка которых изменяется под влиянием еще других факторов (давления пара на поршень, колебаний надрессорного строения и пр.), величина оставшихся неуравновешенных вертикальных сил инерции, при современном верхнем строении и нагрузках на ось 20—23 *т*, не должна превышать:

$Z_c^{max} = 3000—3500$ *кг*, т. е. 30—35% от статической нагрузки колеса. Это особенно важно в отношении современных товарных паровозов, где благодаря большим давлениям пара на поршень добавочное изменение нагрузки от пара играет существенную роль.



Фиг. 634

В случае получения неудовлетворительных результатов, должны быть изменены соответствующие размеры машины, а именно уменьшено отношение $\frac{r}{L}$, уменьшен диаметр цилиндра с целью уменьшения веса деталей механизма и т. д.

Часто при ориентировочных подсчетах величину вертикально-уравновешивающего противовеса берут:

$$q_в = \frac{I}{L^2} g.$$

В этом случае противовес получается прямо противоположным кривошипу без угла сдвига γ. Такой противовес дает наиболее полное уравновешивание лишь при горизонтальной оси цилиндра, совпадающей с осью колеса.

Иногда в специфических условиях, например с целью избежать больших перегрузов, противовес выбирается после ряда попыток и отличается от указанных выше значений. Так, например на паровозах серии «ФД» с целью уменьшить перегруз (за счет увеличения разгруза) противовес $q_в$ был взят равным 247 *кг* вместо 234, получающихся при наиболее полном уравновешивании.

§ 5. Уравновешивание горизонтальных сил

Вертикально-уравновешивающий противовес, кроме вертикальных, также частично уравновешивает и горизонтальные силы инерции. Так, при мертвых положениях кривошипа центробежная сила противовеса $\frac{q_в}{g}\omega^2 r$ пойдет полностью на уравновешивание сил $X_г$. При положениях кривошипа под углом φ уравнове-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

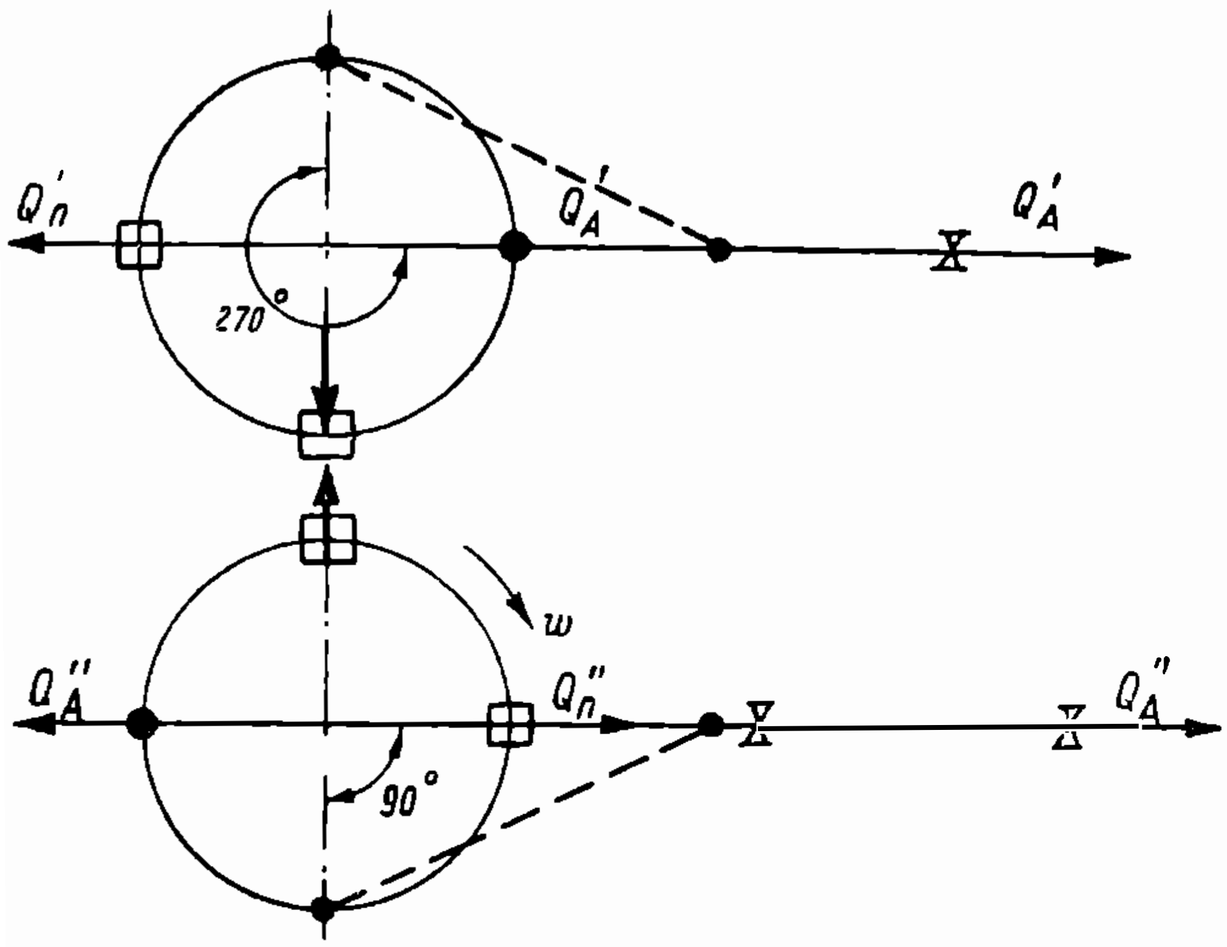
шивающее влияние противовеса $q_в$ будет сказываться только в виде проекции на горизонталь:

$$\frac{q_в}{g}\omega^2 \cdot r \cdot \cos\varphi.$$

Ввиду неравенства горизонтальной (40—45 m) и вертикальной сил инерции (8—10 m) уравновешивающего действия противовеса $q_в$ совершенно недостаточно, хотя бы для удовлетворительного уравновешивания сил $X_г$ Поэтому уравновешивание горизонтальных сил производится еще другим, так называемым «избыточным» противовесом.

Мы уже видели, что силы инерции возвратно-движущихся масс

$$Q_k = -M_k \cdot \omega^2 \cdot r\left(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi - \frac{k}{L}\sin\varphi\right)$$



Фиг. 635.

состоят из гармоник: первого порядка:

$$M_k \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\varphi,$$

второго порядка:

$$M_k \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos 2\varphi$$

и добавочного влияния дезаксиальности механизма:

$$-M_k \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{k}{L}\sin\varphi.$$

Неодинаковая величина горизонтальных сил (фиг. 635) в передней мертвой точке

$$Q_A = M_к\ \omega^2 \cdot r\left(1 + \frac{r}{L}\right)$$

и в задней мертвой точке

$$Q_A'' = -M_к\ \cdot \omega^2 \cdot r\left(1 - \frac{r}{L}\right)$$

для полного уравновешивания требует различных противовесов. Наилучшим решением был бы противовес

$$Q_п = -\frac{Q_A' + Q_A''}{2}.$$

Однако такой противовес поместить в колесо нельзя, так как при положениях противовеса под углом φ он будет давать вертикальную составляющую центробежной силы:

$$M_п\omega^2 \cdot r\ \sin\varphi.$$

При вертикальных положениях этого противовеса его центробежная сила:

$$M_п\omega^2 \cdot r$$

будет создавать недопустимый перегруз и разгруз колеса (до 40—45 m), т. е. он будет являться избыточным по отношению к вертикальному равновесию. Невозможность полного уравновешивания усугубляется еще тем, что к силам инерции возвратно-движущихся масс присоединяются горизонтальные силы инерции шатуна, имеющие еще более сложный закон изменения в зависимости от угла поворота кривошипа.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Обычно уравновешивают лишь около 30—50% горизонтальных сил инерции $X_г$ Однако даже такой противовес, помещенный в ведущее колесо, все же оказывался бы чрезмерно «избыточным». Поэтому необходимый для удовлетворительного уравновешивания сил $X_г$ противовес распределяют, главным образом, по сцепным колесам в соответствии с допускаемой величиной перегруза. В ведущее же колесо помещают такой избыточный противовес, чтобы его центробежная сила, вместе с оставшимися неуравновешенными вертикальными силами инерции, не превышала допустимой величины перегруза (3000—3500 *кг*). Отношение допустимой величины перегруза колеса от сил инерции (избыточного противовеса в сцепных и суммарного воздействия избыточного противовеса и неуравновешенных сил инерции Z_c — в ведущем колесах) к статической нагрузке называется коэфициентом перегруза:

$$\alpha = \frac{Z_0}{П} \tag{538}$$

или

$$\alpha = \frac{M_и \omega^2 \cdot r}{П} = \frac{\frac{q_и}{g}\omega^2 \cdot r}{П} \text{ для сцепного колеса,}$$

$$\alpha = Z_0 + Z_c = \frac{M_и \omega^2 \cdot r + Z_c}{П} = \frac{\frac{q_и}{g}\omega^2 \cdot r + Z_c}{П} \text{ для ведущего колеса.} \tag{539}$$

Величина коэфициента перегруза (разгруза) устанавливается в соответствии с прочностью верхнего строения пути и условиями безопасности движения (разгруз колеса).

Из формулы (527) видно, что вращающимся противовесом можно уравновесить лишь силы инерции

$$X'_г = -\omega^2 \cdot r(a \sin \varphi + b \cos \varphi) \tag{540}$$

или

$$X_г = -\omega^2 \; r\left\{\left[\frac{I}{L^2}\sin\gamma - \frac{k}{L}\left(M_p + M_k - M_v\frac{d}{L}\right)\cos\gamma - \right.\right.$$

$$-\left(\frac{k}{L}\right)^2 \cdot \left(2M_p\frac{d}{L} - M_v - M_k\right)\sin\gamma\Big]\sin\varphi + \Big[(M_p + M_k)\cos\gamma -$$

$$\left.\left. -\frac{k}{L}\left(M_p + M_k - M_p\frac{d}{L}\right)\sin\gamma\right]\cos\varphi\right\}$$

Согласно фиг. 633, горизонтальная составляющая противовеса $q_в$

$$q_x^в = \frac{q_в}{g}\omega^2 \cdot r\cos[\varphi + (180 - \gamma)] = -\frac{q_в}{g}\omega^2 \cdot r\cos(\varphi - \gamma)$$

или

$$q_x^в = -\omega^2 \cdot r[a_1\cos\varphi + b_1\sin\varphi].$$

Остающаяся часть горизонтальных сил инерции, которую можно было бы уравновесить избыточным противовесом:

$$X = X'_г - q_x^в = -\omega^2 \cdot r(a\sin\varphi + b\cos\varphi) - [-\omega^2 \cdot r(a_1\cos\varphi + b_1\sin\varphi)]$$

или

$$X = \omega^2 \cdot r[\sin\varphi(b_1 - a) + \cos\varphi(a_1 - b)],$$

$$X = \omega^2 \cdot r[\sin\varphi A + \cos\varphi Б] = \omega^2 \cdot r \cdot A\left(\sin\varphi + \frac{Б}{A}\cos\varphi\right),$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где:

$$A = b_1 - a,$$

$$Б = a_1 - b,$$

$$\operatorname{tg}\mu = \frac{Б}{A}.$$

$$X = \omega^2 \cdot r \cdot A(\sin\varphi + \operatorname{tg}\mu\cos\varphi) = \omega^2 \cdot r \cdot \frac{A}{\cos\mu}(\sin\varphi\cos\mu + \cos\varphi\sin\mu);$$

$$X = \omega^2 \cdot r \cdot B\sin(\varphi + \mu).$$

Здесь:

$$B = \frac{A}{\cos\mu} = A\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\mu} = A\sqrt{1+\left(\frac{Б}{A}\right)^2} = \sqrt{A^2 + Б^2} =$$

$$= \sqrt{(b_1 - a)^2 + (a_1 - b)^2}.$$

Для полного уравновешивания силы $X = \omega^2 rB\sin(\varphi + \mu)$ избыточный противовес должен давать силу

$$X_u = -\omega^2 \cdot r \cdot B\sin(\varphi+\mu)$$

и иметь массу

$$B = \sqrt{A^2 + Б^2}, \tag{541}$$

откуда вес

$$Q_u = g \cdot \sqrt{A^2 + Б^2}. \tag{541'}$$

Этот противовес имеет угол сдвига от оси кривошипа $180 + \mu$, причем

$$\operatorname{tg}\mu = \frac{Б}{A} = \frac{a_1 - b}{b_1 - a}. \tag{542}$$

Может оказаться, что полученный противовес, даже распределенный по всем колесам, создает слишком большой перегруз (разгруз) и тем самым нарушит условия безопасности движения.

Поэтому величина избыточного противовеса обычно проверяется в соответствии с прочностью пути и безопасностью движения, т. е. в зависимости от величины установленного коэфициента динамичности.

§ 6. Выбор величины избыточного противовеса

Назовем противовес для уравновешивания горизонтальных сил, расположенный противоположно кривошипу в плоскости оси цилиндра, «вертикальным избытком», а этот же избыток, помещенный в колесе,— избыточным противовесом.

Величина «вертикального избытка» выбирается в соответствии с коэфициентом перегруза α.

Для ведущих и сцепных промежуточных колес $\alpha = 0{,}3—0{,}35$; для направляющих сцепных колес, прижимающихся гребнями к рельсам в кривых, $\alpha = 0{,}2—0{,}25$.

Иногда в ведущее колесо, с целью выравнивания величины и угла сдвига суммарного противовеса правого и левого колес, помещают избыточный противовес, дающий коэфициент перегруза $\alpha_в = 0{,}06—0{,}1$.

Коэфициент перегруза ограничивается указанными величинами ввиду того, что изменение нагрузки колеса происходит под влиянием еще других причин, особенно опасных при прохождении паровоза по кривым.

Под влиянием центробежной силы $\frac{q_o}{g}\omega^2 r$ (фиг. 636) вертикального избытка q_o нагрузка колеса на рельс изменится на величину $\alpha П$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Прикладывая к правому колесу реакцию рельса $(1-\alpha)\Pi$ и рассматривая условия равновесия правого колеса, имеем

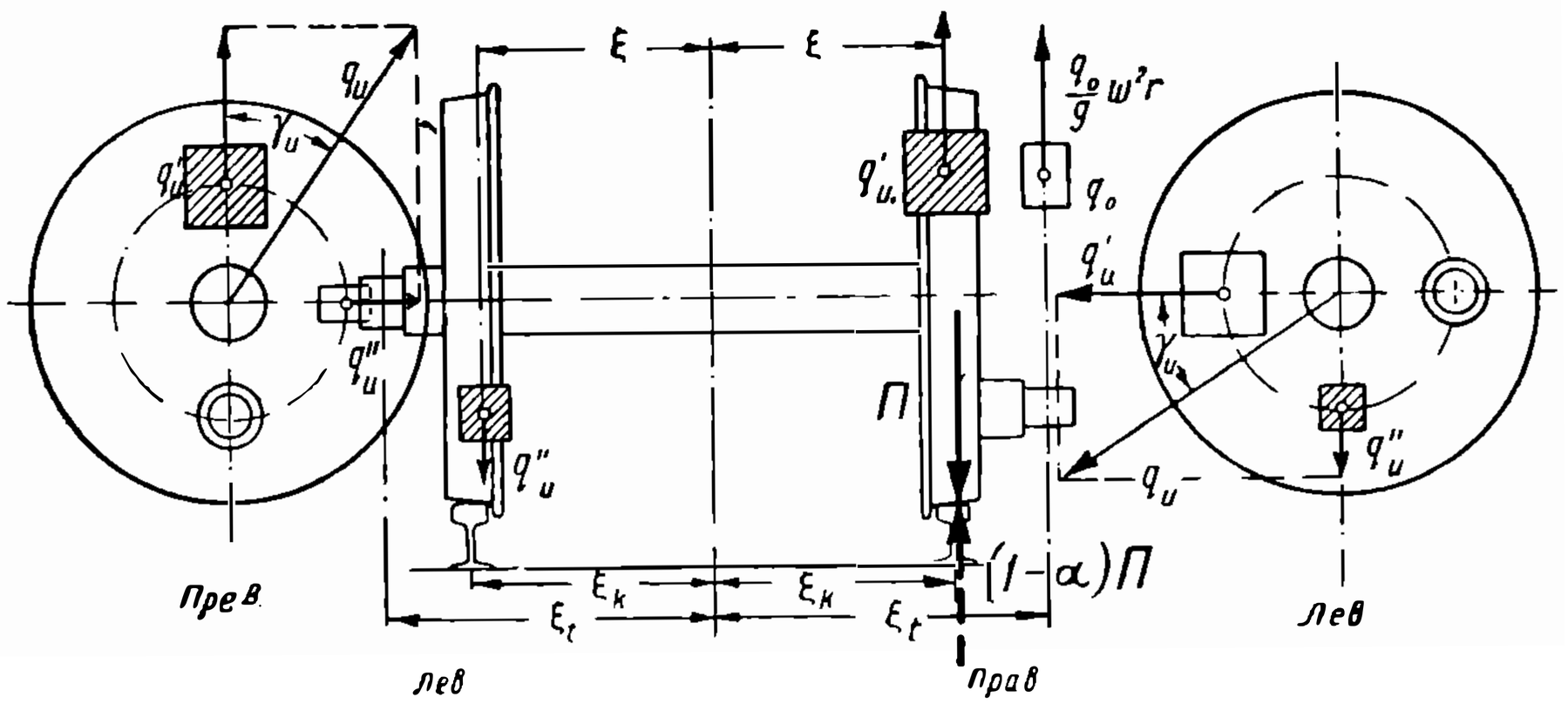
$$\Pi 2\xi_k - (1-\alpha)\Pi \cdot 2\xi_k - \frac{q_0}{g}\omega^2 \cdot r(\xi_t + \xi_k) = 0,$$

откуда

$$q_0 = \frac{\alpha\Pi 2\xi_k \cdot g}{\omega^2 \cdot r(\xi_t + \xi_k)}, \tag{543}$$

где ω — угловая скорость, соответствующая конструкционной скорости паровоза. Этот вертикальный избыток уравновешивает $\frac{1}{n}$ часть возвратно-движущихся масс, причем

$$\frac{1}{n} = \frac{q_0}{w_p + w_k - q_в} \tag{544}$$



Фиг. 636.

Определив подобным образом допускаемые вертикальные избытки во всех колесах, найдем общий процент уравновешивания возвратно-движущихся масс:

$$\sum\frac{1}{n} = \frac{\Sigma q_0}{w_p + w_k - q_в} = \frac{Q_u}{w_o + w_k - q_в}. \tag{545}$$

Обычно

$$\sum\frac{1}{n} = 0{,}30 - 0{,}5.$$

Оставшиеся неуравновешенными возвратно-движущиеся массы

$$(w_p + w_k - q_в) - Q_u = \left(1 - \sum\frac{1}{n}\right)(w_p + w_k - q_в),$$

иначе называемые «горизонтальным недостатком», при движении паровозной машины будут давать неуравновешенные горизонтальные силы инерции, последствием которых явится нарушение плавности движения паровоза, т. е. возникнут подергивание и виляние.

Полученный вертикальный избыток q_o может быть расположен лишь в плоскости колеса. При этом центр тяжести избыточного противовеса находится на расстоянии ξ от середины паровоза. Для соблюдения прежних условий уравновешивания возвратно-движущихся масс его величина должна быть изменена

НБ УДУНТ (ДІІТ)

в соответствии с условиями равновесия статики, согласно которым необходимо поместить в колесе:

1) рассматриваемой стороны, противоположно кривошипу—противовес:

$$q_u = q_0 \frac{\xi_t + \xi}{2\xi}, \tag{546}$$

2) противоположной стороны — добавочный противовес:

$$q''_u = \frac{q_0(\xi_t - \xi)}{2\xi}. \tag{547}$$

Если

$$\xi_t > \xi,$$

то q''_u располагается по направлению кривошипа рассматриваемой стороны (наружные цилиндры);

если же

$$\xi_t < \xi,$$

то q''_u располагается противоположно кривошипу рассматриваемой стороны (внутренние цилиндры).

Аналогичное рассуждение по отношению второй стороны показывает, что в каждом колесе будут находиться два противовеса q'_u и q''_u под углом 90° друг от друга.

Геометрическая сумма их дает величину избыточного противовеса

$$q_u = \sqrt{(q'_u)^2 + (q''_u)^2} = q_0 \sqrt{\frac{\xi^2_t + \xi^2}{2\xi^2}}. \tag{548}$$

Угол сдвига избыточного противовеса по отношению к линии кривошипа

$$\operatorname{tg} \gamma_u = \frac{q''_u}{q'_u} = \frac{\xi_t - \xi}{\xi_t + \xi}. \tag{549}$$

Если $\xi_t > \xi$, избыточный противовес сдвигается в сторону кривошипа противоположного колеса;
если же $\xi_t < \xi$, противовес сдвигается в противоположном направлении.

§ 7. Уравновешивание вращающихся частей

В противоположность сказанному об уравновешивании вертикальных и горизонтальных сил инерции, силы инерции вращающихся масс могут быть уравновешены полностью.

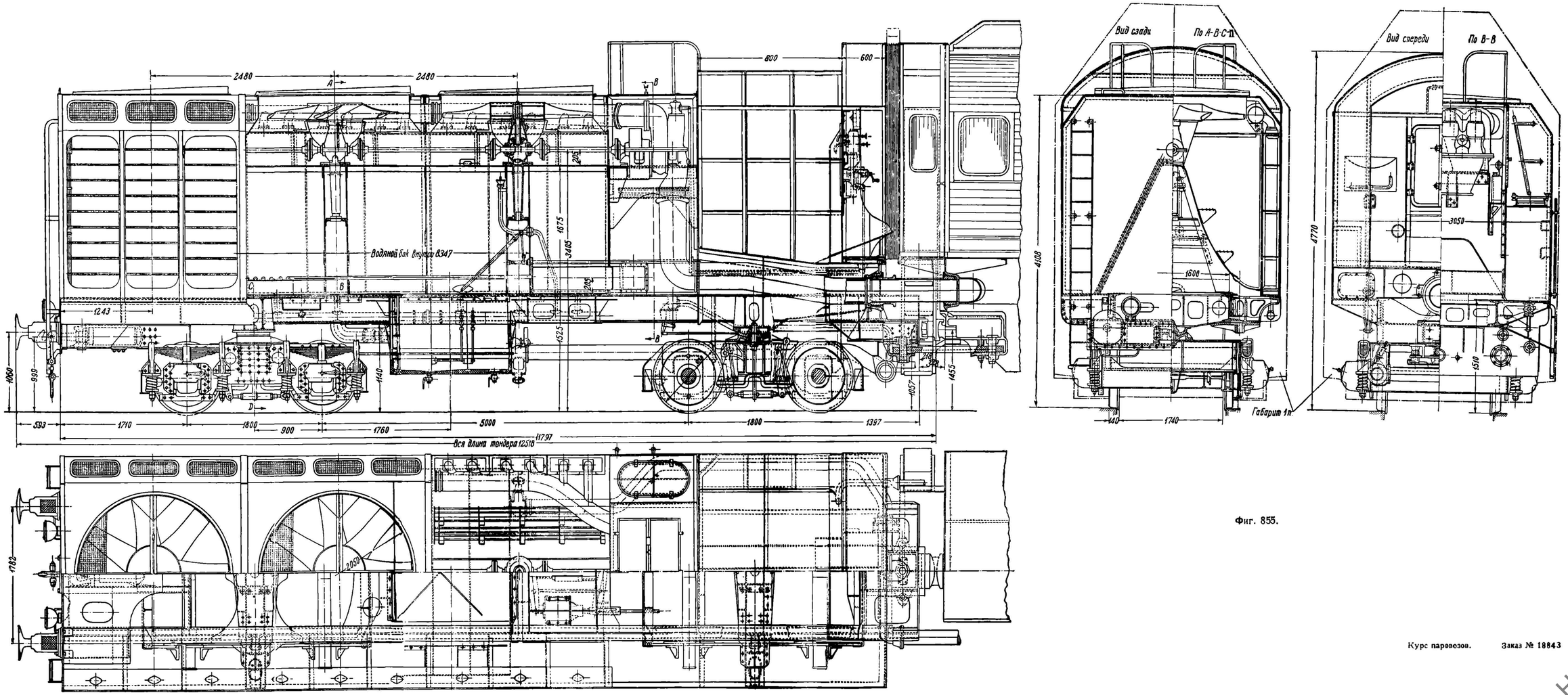
В паровозной машине к неуравновешенным вращающимся частям относятся (фиг. 637):

G_1 — тело кривошипа;
G_2 — палец;
G_3 — часть сцепного дышла, приходящаяся на данный палец;
$G_4 = G_u$ — вес, эквивалентный вертикальному избытку; а на ведущем колесе, кроме того:
G_5 — контркривошип;
G_6 — часть эксцентриковой тяги ($^2/_3$);
$G_в$ — вес, эквивалентный вертикально-уравновешивающему противовесу.

Центры тяжести указанных весов находятся на различных радиусах вращения: r_1, r_2, r_3, r_4, от оси колеса и лежат в различных продольных плоскостях на расстояниях $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$ и т. д. от середины паровоза.

Данные о весах, расстояниях центров тяжести от оси вращения $r_1, r_2 \ldots$ и от середины паровоза ξ_1, ξ_2, ξ_3 подсчитываются по рабочим чертежам или путем изготовления моделей рассматриваемых частей и определения веса по объему вытесняемой воды. Часть веса сцепных дышел, подлежащих уравновешиванию, определяется путем статической развески дышел на пальцы отдельных колес.

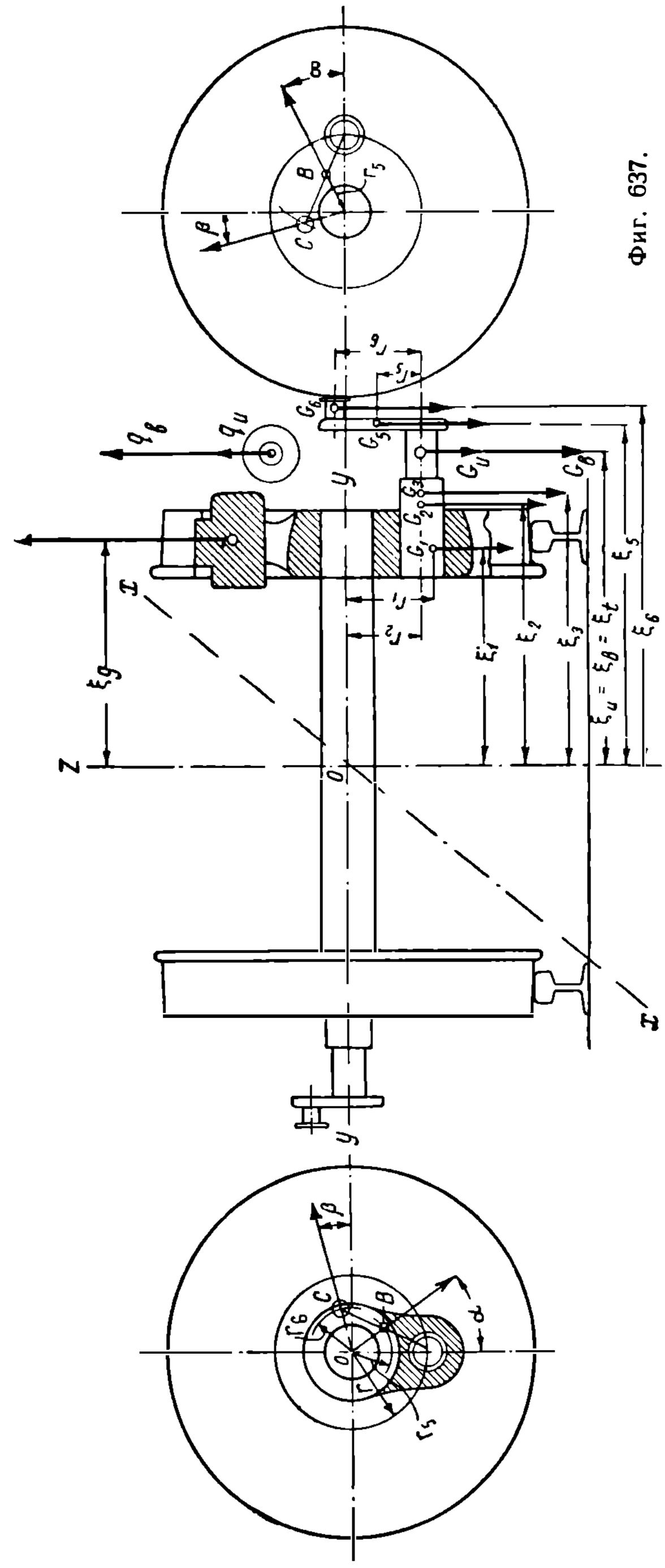
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 855.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Спицы учитываются следующим образом. Если обод колеса делится спицами на равное число делений, то спицы сами себя уравновешивают. Поэтому при подсчетах веса кривошипа и тела противовеса, а также центров тяжести, спицы должны быть выкинуты. В случаях, если обод колеса делится спицами неравномерно, или если противовес занимает большую часть полуколеса, то спицы учитываются как неуравновешенные части. При этом тело кривошипа учитывается полностью без выкидки спиц, проходящих через него.



Фиг. 637.

Для удобства дальнейших выводов все вращающиеся веса приводятся к эквивалентным весам на радиусе r кривошипа

$$q_1 = G_1 \frac{r_1}{r};\ q_2 = G_2 \frac{r_2}{r};$$

$$q_3 = G_3 \frac{r_3}{r}.$$

Направление центробежной силы эксцентриковой тяги и контркривошипа принимается по направлению линий, соединяющих ось вращения O с центром тяжести контркривошипа B и пальца контркривошипа C.

При полном уравновешивании вращающихся масс противовес вместе с уравновешиваемыми вращающимися весами удовлетворяет следующим условиям равновесия:

$$\Sigma P_x = 0;\ \Sigma P_z = 0;\ \Sigma M_x = 0;$$

$$\Sigma M_z = 0,$$

или:

$$\Sigma P_x = \omega^2\ \Sigma m\ r\ \cos\ \alpha = 0,$$

$$\Sigma P_z = \omega^2\ \Sigma m\ r\ \sin\ \alpha = 0,$$

$$\Sigma M_x = \omega^2\ \Sigma m\ r\ \cos \alpha\xi = 0,$$

$$\Sigma M_z = \omega^2\ \Sigma m\ r \sin \alpha\xi = 0.$$

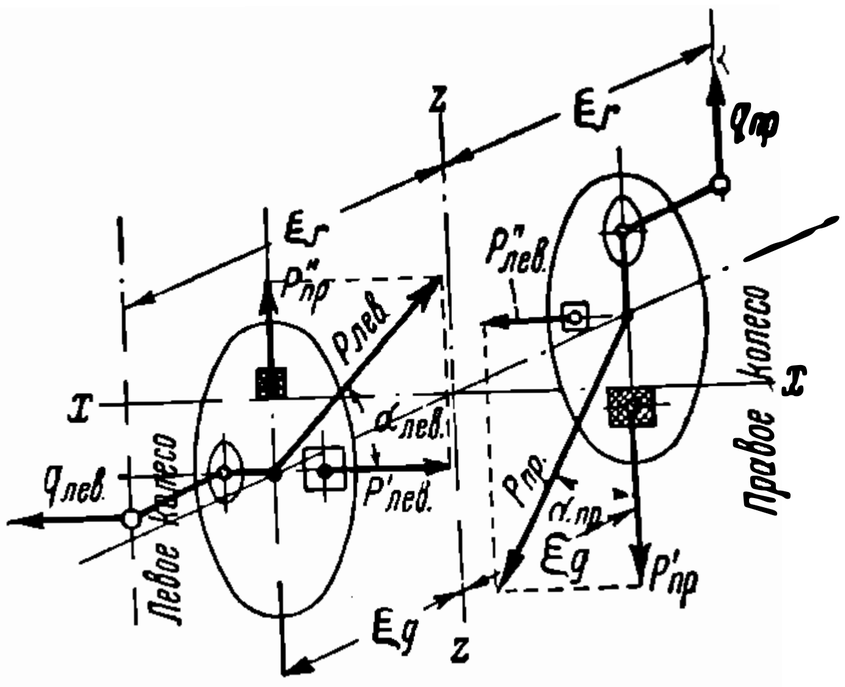
Благодаря тому, что все вращающиеся неуравновешенные веса были приведены к радиусу кривошипа и подлежат уравновешиванию вращающимся противовесом, вместо уравновешивания центробежных сил $\frac{\Sigma q \omega^2 r}{g}$ будем рассматривать

НБ УДУНТ (ДІІТ)

условия уравновешивания неуравновешенных и уравновешивающих весов, как имеющих общий множитель $\omega^2 \frac{r}{g}$. При симметричном расположении вращающихся весов и направлении центробежных сил по линии кривошипа условия равновесия будут:

$$\Sigma P_z = 0 \text{ и } \Sigma M_x = 0.$$

В соответствии с этим для уравновешивания какого-либо вращающегося веса q правого колеса (фиг. 638) необходимо в последнем поместить противовес веса $P'_{пр}$. Однако по закону сложения двух параллельных сил q и $P'_{пр}$, направленных в разные стороны, равновесие колесной пары будет лишь в том случае, если в левом колесе будет помещен добавочный противовес $P''_{пр}$, дающий вместе с весом q равнодействующую, равную $P'_{пр}$ и проходящую через плоскость центра тяжести противовеса.



Фиг. 638.

Условия равновесия в момент нахождения весов в вертикальном положении:

$$q - P'_{пр} + P''_{пр} = 0 \ldots (\Sigma P_z = 0),$$

$$P'_{пр} 2\xi_g - q(\xi_r + \xi_g) = 0 (\Sigma M_x = 0).$$

Отсюда:

$$P'_{пр} = q \frac{\xi_r + \xi_g}{2\xi_g}; \qquad (550)$$

$$P''_{пр} = q \frac{\xi_r - \xi_g}{2\xi_g} \qquad (551)$$

Если $\xi_r < \xi_g$, то P'' будет отрицательно, т. е. будет направлено в ту же сторону, что и противовес P. Рассматривая уравновешивание того же вращающегося веса q в левом колесе, найдем, что в каждом колесе будет два противовеса: один P' по направлению, противоположному кривошипу рассматриваемого колеса, и второй P'' по направлению кривошипа противоположного колеса. Для уравновешивания же всех вращающихся весов нужно, очевидно, поместить в каждом колесе, под прямым углом друг к другу, два составляющих противовеса:

в правом колесе

$$\Sigma P'_{пр} = P'_{п_1} + P'_{п_2} + P'_{п_3} +$$

$$\Sigma P''_{лев} = P''_{л_1} + P''_{л_2} + P''_{л_3} +$$

а в левом колесе

$$\Sigma P'_{л} = P'_{л_1} + P'_{л_2} + P'_{л_3} + \ldots,$$

$$\Sigma P''_{п} = P''_{п_1} + P''_{п_2} + P''_{п_3} +$$

Результирующий суммарный противовес равен:

в правом колесе

$$P_{пр} = \sqrt{(\Sigma P'_{пр})^2 + (\Sigma P''_{л})^2} \qquad (552)$$

с углом сдвига

$$\operatorname{tg} \alpha_{п} = \frac{\Sigma P''_{л}}{\Sigma P'_{п}}, \qquad (553)$$

а в левом колесе

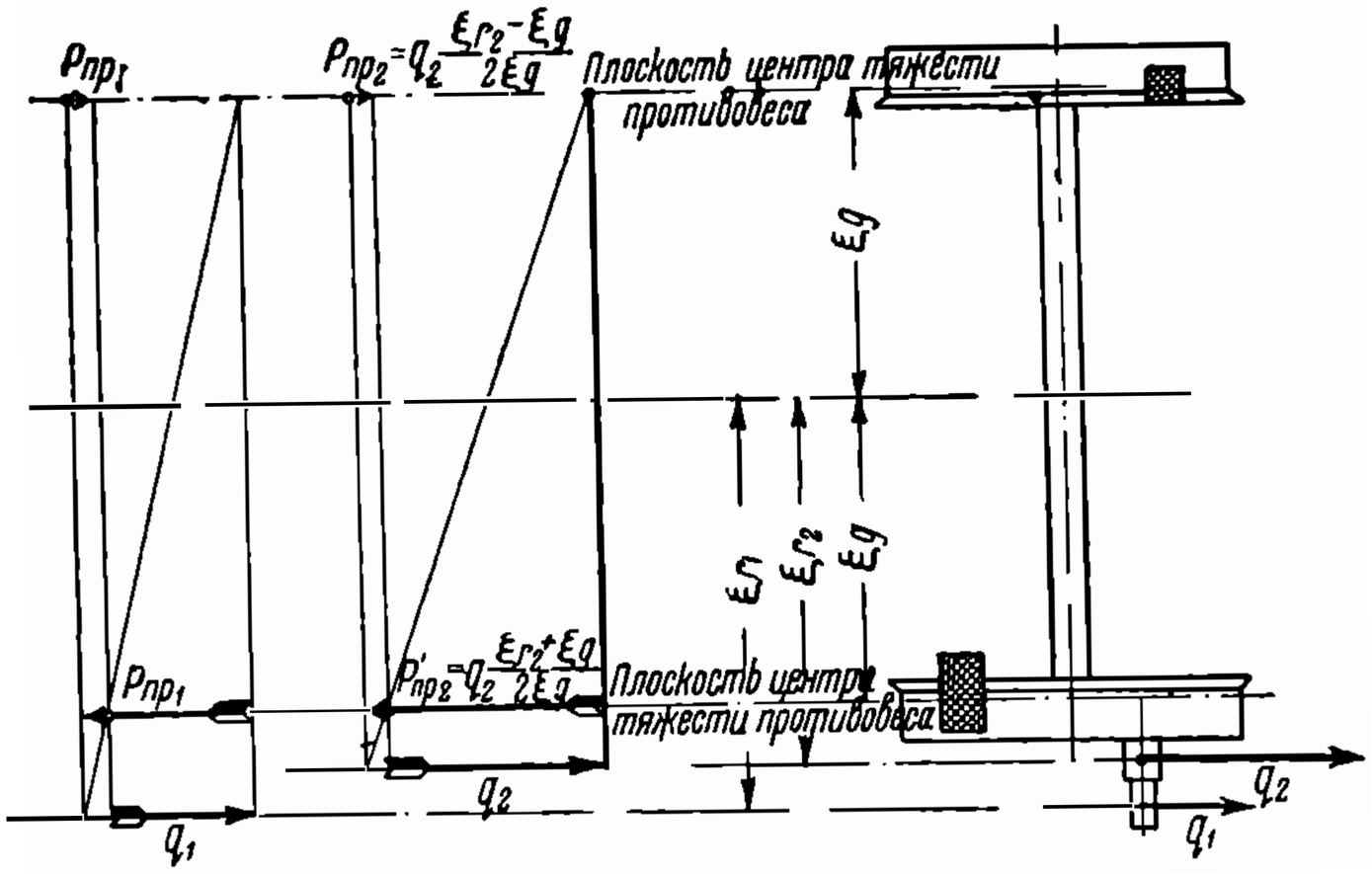
$$P_{л} = \sqrt{(\Sigma P'_{л})^2 + (\Sigma P''_{п})^2}$$

с углом сдвига

$$\operatorname{tg} \alpha_{л} = \frac{\Sigma P''_{п}}{\Sigma P'_{л}} \qquad (553')$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

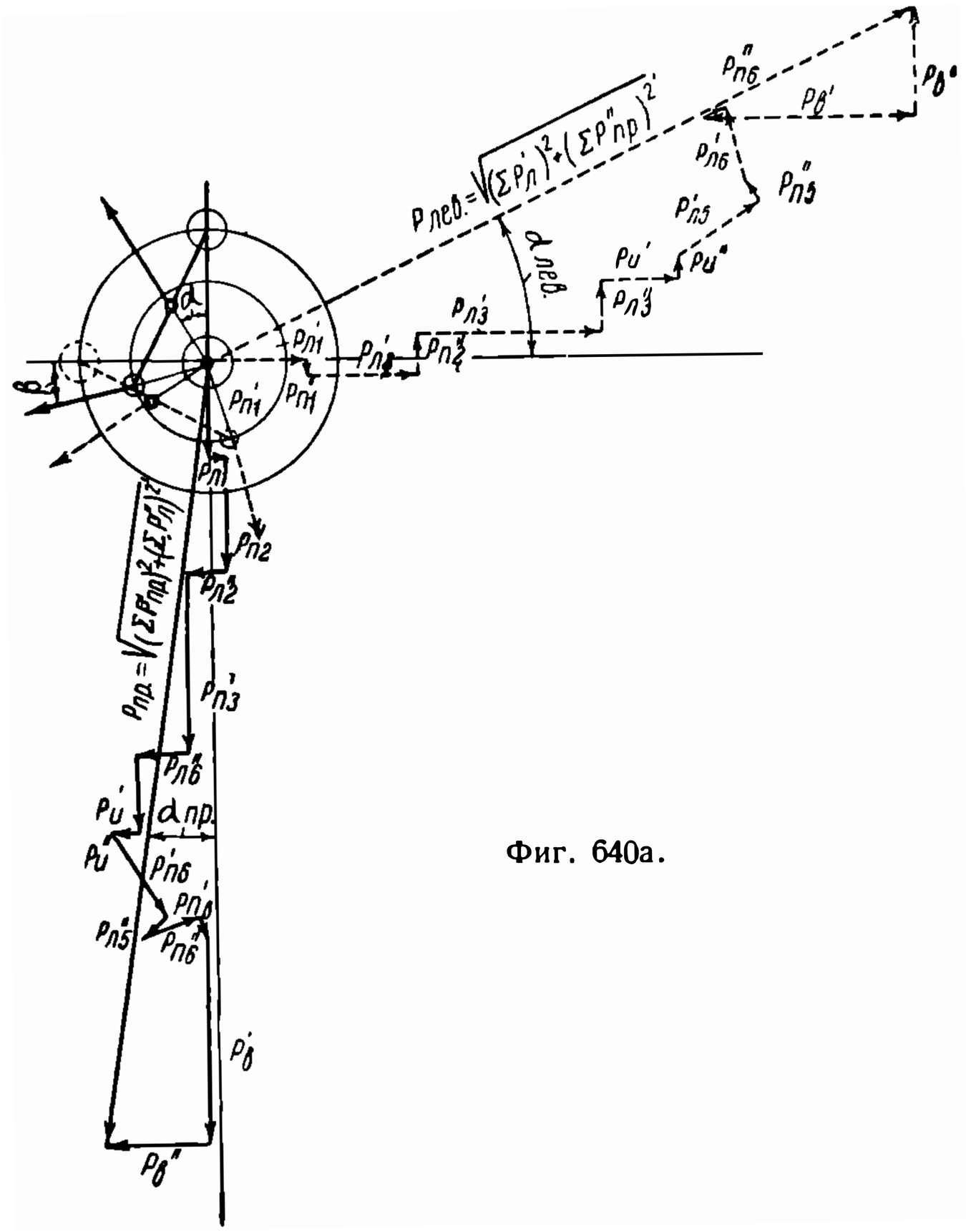
На фиг. 639, 640, 640а показано графическое определение суммарных противовесов сцепного (фиг. 640) и ведущего колес (фиг. 640а).



Фиг. 639.

Фиг. 640.

Центробежные силы контркривошипа и эксцентриковой тяги ведущего колеса к линии кривошипа действуют под углом: первая α, а вторая β (фиг. 640а).



Фиг. 640а.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Поэтому выражение для суммы проекций $\Sigma P'_n$ и $\Sigma P''_л$ будет:
для правого колеса

$$\Sigma P_{пр} = P'_{п_1} + P'_{п_2} + P'_{п_3} + P'_и + P'_в + P'_{п_6} \cos\alpha + P''_л \sin\alpha - P'_{п_0} \sin\beta + P''_{л_8} \cos\beta;$$

$$\Sigma P''_л = P''_{л_1} + P''_{л_8} + P''_{л_2} + P''_и + P''_в - P'_{п_5} \sin\alpha + P''_{л_3} \cos\alpha - P'_{п_0} \cos\beta - P''_{л_0} \sin\beta;$$

для левого колеса

$$\Sigma P'_{лев} = P'_{л_1} + P'_{л_2} + P'_{л_3} + P'_и + P_в + P'_{л_6} \cos\alpha - P''_{п_5} \sin\alpha - P'_{л_0} \sin\beta - P''_{п_8} \cos\beta;$$

$$\Sigma P''_п = P''_{п_1} + P''_{п_2} + P''_{п_3} + P''_и + P''_в + P'_{л_5} \sin\alpha + P''_{п_5} \cos\alpha + P'_{л_0} \cos\beta - P''_{п_0} \sin\beta.$$

Благодаря действию центробежных сил контркривошипа и эксцентриковой тяги под углами α и β величина и угол сдвига суммарного противовеса правого и левого ведущих колес получаются разными. Выравнивание противовесов можно получить, прилагая в каждом колесе разные избыточные противовесы с новым углом сдвига $\gamma_и^{пр}$ и $\gamma_и^{лев}$, дающие суммарный противовес

$$P = \frac{P_{пр} + P_{лев}}{2} \qquad (554)$$

с углом сдвига

$$\alpha = \frac{\alpha_{пр} + \alpha_{лев}}{2} \qquad (555)$$

Для паровозов с большими скоростями движения, во избежание неравномерного изменения нагрузок колес, выравнивание суммарных противовесов ведущих колес делать нецелесообразно. В сцепных колесах иногда избыточный противовес помещают под новым углом сдвига, дающим центр тяжести суммарного противовеса под углом 180° к линии кривошипа.

§ 8. Уравновешенность горизонтальных сил

Избыточные противовесы, помещенные в каждом сцепном колесе, а также вертикально-уравновешивающие противовесы ведущих колес, при вращении будут давать горизонтальные составляющие центробежных сил (фиг. 641):

$$R^п_{x_1},\ R^п_{x_2},\ R^п_{x_3},\ q^п_{вх},\ R^п_{x_4},\ R^л_{x_1},\ R^л_{x_2},\ R^л_{x_3},\ q^л_{вх},\ R^л_{x_4} \ldots$$

Сумма проекций центробежных сил горизонтально-уравновешивающих противовесов в каждый данный момент будет частично уравновешивать горизонтальные силы $X_Г^{пр}$ и $X_Г^{лев}$.

Общий горизонтально-уравновешивающий противовес (фиг. 642а, 642б):
для правой стороны

$$R_{пр} = \sqrt{(\Sigma q_{пр} \cos\alpha_{пр})^2 + (\Sigma q_{пр} \sin\alpha_{пр})^2} \qquad (556)$$

с углом сдвига

$$\operatorname{tg}\alpha_{пр} = \frac{\Sigma q_{пр} \cdot \sin\alpha_{пр}}{\Sigma q_{пр} \cdot \cos\alpha_{пр}}; \qquad (557)$$

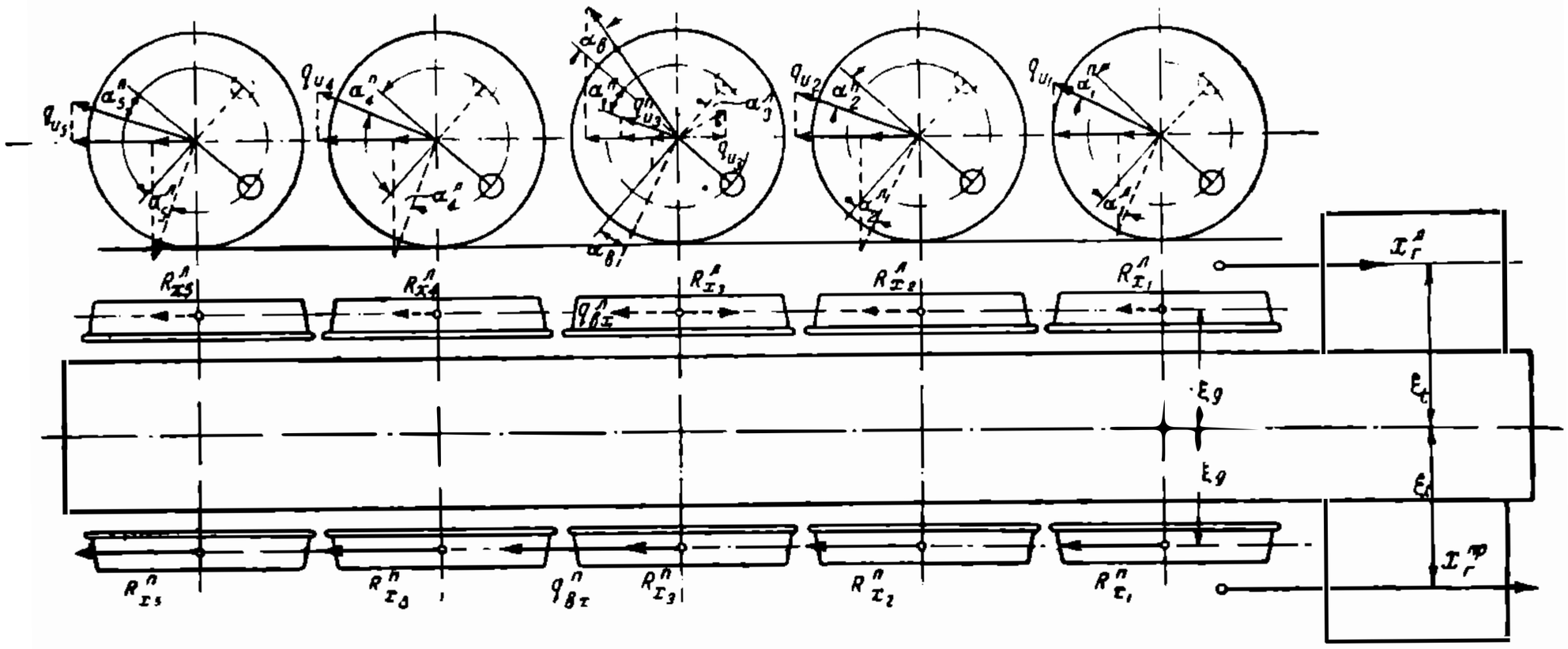
для левой стороны

$$R_{лев} = \sqrt{(\Sigma q_л \cos\alpha_л)^2 + (\Sigma q_л \cdot \sin\alpha_л)^2} \qquad (558)$$

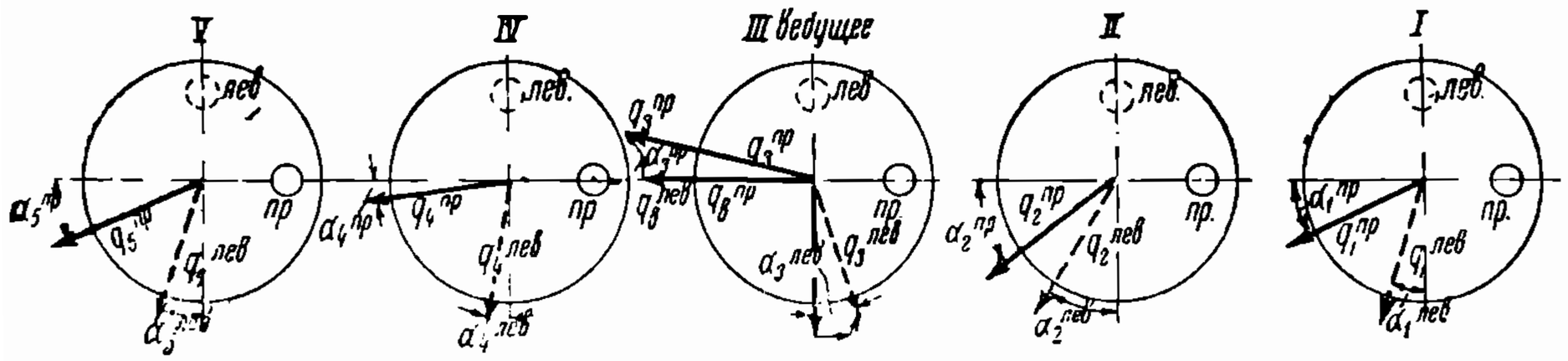
НБ УДУНТ (ДІІТ)

с углом сдвига

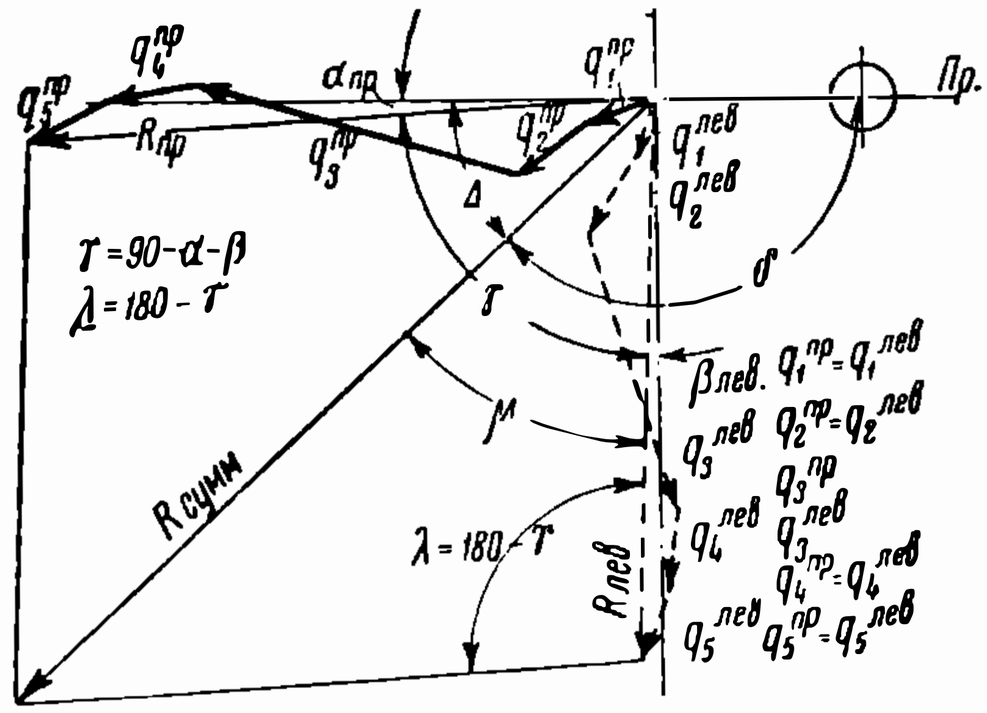
$$\operatorname{tg}\beta_л = \frac{\Sigma q_л \cdot \sin\alpha_л}{\Sigma q_л \quad \cos\alpha_л} . \qquad (559)$$



Фиг. 641



Фиг. 642а.



Фиг. 642б.

Величина суммарного горизонтально-уравновешивающего противовеса всего паровоза:

$$R = \sqrt{R_п^2 - 2R_п \cdot R_л \quad \cos\lambda + R_{лев}^2} \qquad (560)$$

и его угол сдвига от левого противовеса

$$\sin\mu = \frac{R_{пр}\sin\lambda}{R} , \qquad (561)$$

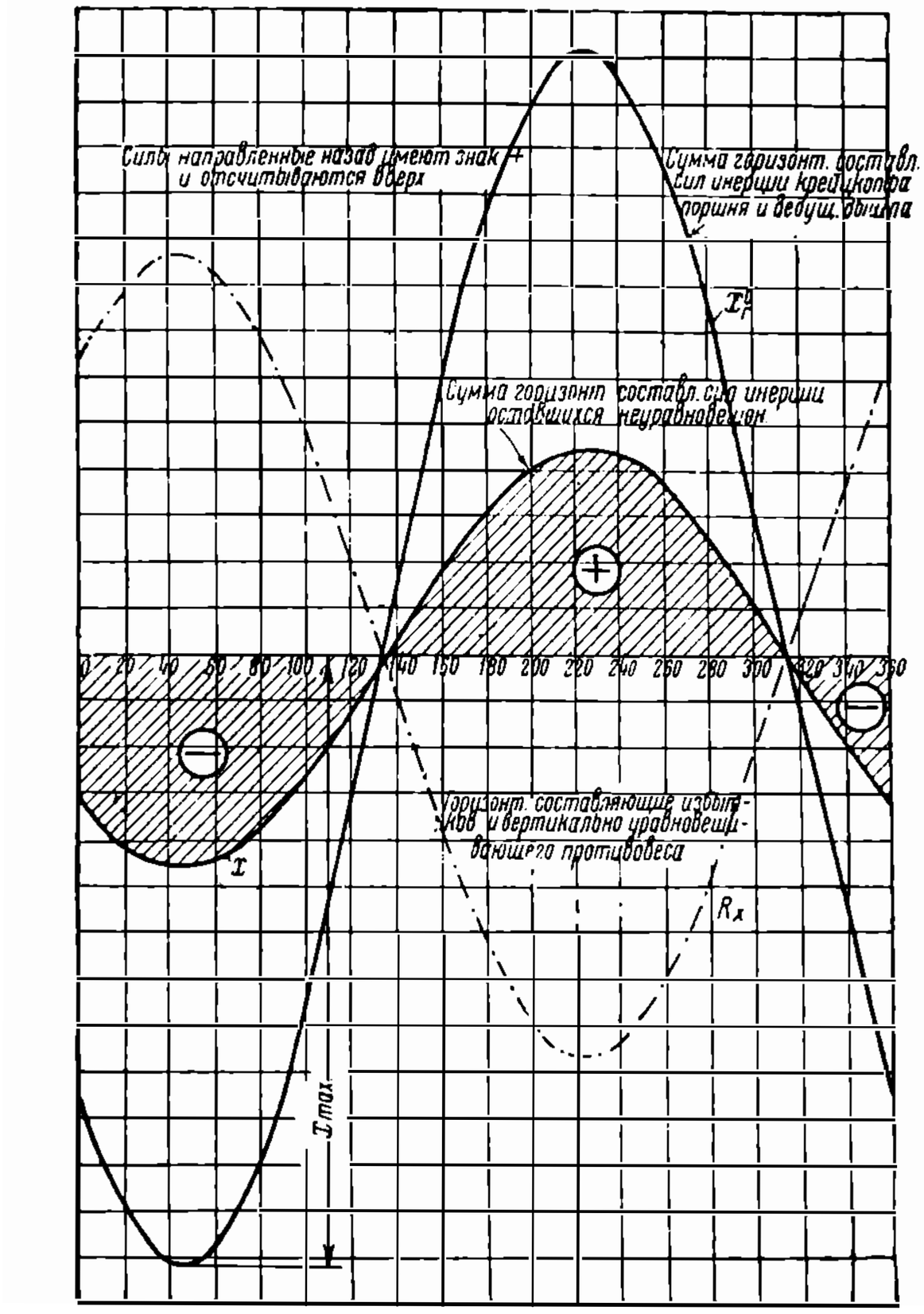
НБ УДУНТ (ДІІТ)

В рассматриваемом случае (фиг. 642а) угол сдвига суммарного противовеса (фиг. 642б)

$$\delta = 90 + \mu + \beta,$$
$$\lambda = 180 - \gamma,$$
$$\gamma = 90 - \alpha - \beta,$$
$$\Delta = 180 - \delta.$$

Величина горизонтальных проекций в зависимости от угла поворота кривошипа

$$R_x = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} R \cos(180 - \Delta + \varphi) = -\frac{\omega^2 \cdot r}{g} R \cos(\Delta - \varphi). \qquad (562)$$



Фиг. 643.

Эта же уравновешивающая проекция противовеса может быть выражена через общие противовесы правой и левой сторон так:

$$R_x = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} [R_{пр} \cdot \cos(180 - \alpha_{пр} + \varphi) + R_{лев} \cdot \cos(90 + \beta + \varphi)]$$

или

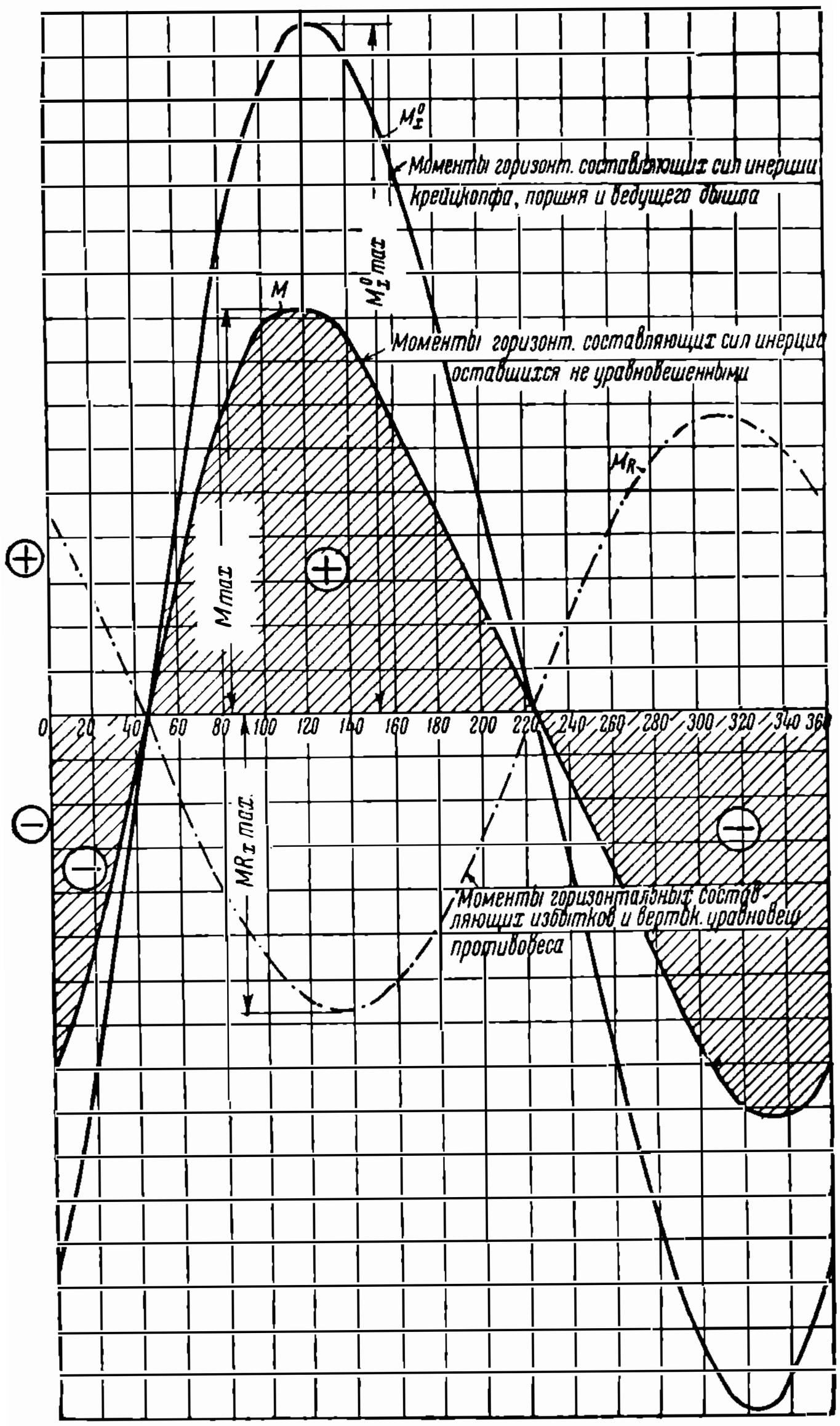
$$R_x = -\frac{\omega^2 \cdot r}{g} [R_{пр} \cos(\varphi - \alpha) + R_{лев} \cdot \sin(\varphi + \beta)]. \qquad (563)$$

Вследствие наличия горизонтально-уравновешивающего противовеса остается неуравновешенной свободная сила инерции (фиг. 643) $X = X_г^0 - R_п$, которая и будет вызывать подергивание.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Обычно процент уравновешивания горизонтальных сил составляет:

$$\frac{R_x}{X_z^o} \cdot 100 \geqslant 25 \div 60\% . \qquad (564)$$



Фиг. 644.

Уравновешивание моментов виляния

Составляющие центробежных сил избыточных противовесов, будучи приложены на расстояниях ξ от середины паровоза, дают момент M_R, частично уравновешивающий момент виляния от горизонтальных сил инерции M_x^o:

$$M_R = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} \cdot \xi \left[R_{пр} \cos(\varphi - \alpha) - R_л \sin(\varphi + \beta)\right]. \qquad (565)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Под влиянием этого уравновешивающего момента — момент горизонтальных сил инерции уменьшится. Оставшийся неуравновешенным свободный момент (фиг. 644)

$$M = M_x^0 - M_R \tag{566}$$

будет служить причиной виляния паровоза.

Процент уравновешенности моментов виляния составляет

$$\frac{M_R}{M_x^0} \geqslant 30 \div 40\%. \tag{567}$$

Для удобства все подсчеты сил инерции машины и противовесов делают при $\omega^2 r = 1$, что дает возможность легко находить нужные значения при любой скорости.

Подергивание

Во время работы при движении паровоза его строение подвергается действию следующих внешних сил:

1) веса паровоза G, приложенного в центре тяжести его массы;
2) давления рельсов на колеса $П$;
3) сопротивления поезда W на упряжном крюке;
4) сопротивления движению самого паровоза с тендером W_n;
5) силы тяги $F_к$ в точках касания бандажей сцепных колес с рельсами.

Направленная вдоль пути движущая сила тяги $F_к$ дает то излишек, то недостаток над сопротивлением движению, в связи с чем движение паровоза приобретает неравномерный характер: то ускоряется, то замедляется. Кроме указанных сил, в самом паровозе возникает ряд внутренних сил: давление пара на поршень и на крышку цилиндра, силы инерции частей машины, находящихся в относительном движении, и т. д.

Масса паровоза M состоит из двух частей: возвратно-движущихся (с одной стороны паровоза) $m = M_p + M_к$, находящихся в движении по отношению к остальному строению, имеющему массу M_1, причем $M = M_1 + 2m$.

Указанные силы как внутренние не могут изменить положения общего центра тяжести всего паровоза M. Поэтому под действием внутренних сил общий центр тяжести остается либо в покое, либо в движении со скоростью, обусловленной результирующей внешних сил.

Ввиду того, что при работе паровоза центр тяжести возвратно-движущихся частей машины перемещается на определенную величину $r\sqrt{2}$, возникает перемещение центра тяжести остального строения паровоза M_1 на некоторую величину, компенсирующую неизменное положение общего центра тяжести всего паровоза.

Это подергивание совершается то вперед, то назад. Величина подергивания зависит, очевидно, не только от горизонтальных сил инерции, возникающих при перемещении частей паровозной машины, но также и от действия пара в цилиндрах. Обычно при изучении подергивания влияние силы пара не рассматривается, а сам паровоз считается свободно подвешенным или стоящим на катках. Можно считать, что подергивание массы паровоза $M_1 = M - 2m$ происходит под влиянием некоторого среднего усилия

$$P = M_1 \frac{d^2 x_0}{dt^2},$$

откуда после интегрирования находим скорость подергивания

$$c = \frac{dx_0}{dt} = \frac{1}{M_1} \int P dt.$$

Горизонтальная сила инерции в зависимости от ускорения возвратно-движущихся масс правой и левой сторон паровоза равна:

$$P = m\omega^2 \cdot r(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi) + m\omega^2 \cdot r\left[\cos(\varphi + 270) + \frac{r}{L}\cos(2\varphi + 540)\right].$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Принимая во внимание, что при равномерной скорости $\varphi = \omega t$ и что влиянием конечной длины шатуна можно пренебречь, имеем

$$P = m\omega^2 \cdot r(\cos \omega t + \sin \omega t).$$

Поэтому

$$c = \frac{dx_0}{dt} = \frac{1}{M_1}\int m\omega^2 r(\cos \omega t + \sin \omega t)\, dt$$

или

$$\frac{dx_0}{dt} = \frac{m\omega r}{M_1}(\sin \omega t - \cos \omega t) + C.$$

Когда

$$\sin \omega t = \cos \omega t, \quad \frac{dx_0}{dt} = 0,$$

следовательно, постоянная интегрирования $C = 0$.

Скорость подергивания $c = \frac{dx_o}{dt}$ достигает наибольшей величины при

$$\sin \omega t = -\cos \omega t,$$

т. е. при $\varphi = \omega t = 135°$.

В этом случае наибольшая скорость подергивания равна:

$$c_{max} = \left(\frac{dx_0}{dt}\right)_{max} = \frac{m\omega r}{M_1} 2 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 1{,}41 \frac{m\omega r}{M_1}$$

Так как $\omega r = v$, где v — скорость кривошипа, то

$$c_{max} = 1{,}41 \frac{m}{M_1} v.$$

Для нахождения амплитуды подергивания, проинтегрировав выражение:

$$\frac{dx_0}{dt} = \frac{m\omega r}{M_1}(\sin \omega t - \cos \omega t),$$

получаем

$$x_0 = \frac{m\omega r}{M_1}\int (\sin \omega t - \cos \omega t)\, dt,$$

откуда

$$x_0 = \frac{m}{M_1} r(-\cos \omega t - \sin \omega t) + C_1.$$

Благодаря расположению кривошипов под углом 90° общий центр тяжести возвратно-движущихся масс правой и левой сторон, при угле поворота правого кривошипа $\varphi = \omega t = 45°$, имеет перемещение $x_o = 0$.

Отсюда постоянная интегрирования:

$$C_1 = \frac{m}{M_1} r(\cos 45° + \sin 45°) = \frac{m}{M_1}\sqrt{2}.$$

Поэтому амплитуда подергивания

$$x_0 = \frac{m}{M_1} r\left[\sqrt{2} - (\cos \omega t + \sin \omega t)\right].$$

Отсюда видно, что амплитуда подергивания от скорости движения не зависит. Амплитуда подергивания достигает наибольшего значения, когда сумма

$$\cos \omega t + \sin \omega t$$

равна наименьшей величине.

Это соответствует $\omega t = \frac{5}{4}\pi$, т. е. 225°.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Здесь

$$\cos \omega t + \sin \omega t = - \ 2 \frac{\sqrt{2}}{2} = - \sqrt{2},$$

поэтому

$$x_{o\ max} = \frac{m}{M_1} \ 2r\sqrt{2} = \frac{q}{Q_1} 2r\sqrt{2}. \qquad (568)$$

Эта формула справедлива для двух-и четырехцилиндровых машин простого действия [1], в которых возвратно-движущиеся массы совершенно не уравновешены.

При наличии вертикальных избытков

$$\sum q_0 = \sum \frac{1}{n} (w_p + w_k - q_в)$$

подергивание будет происходить под влиянием горизонтальных недостатков

$$q_{св} = q \left(1 - \sum \frac{1}{n}\right) = \left(1 - \sum \frac{1}{n}\right) (w_p + w_k - q_в).$$

При этом подергиваться будет: строение паровоза весом

$$Q_1 = Q - 2q = Q - 2\left(1 - \sum \frac{1}{n}\right) (w_p + w_к - q_в),$$

где q — вес возвратно-движущихся частей одной стороны.
В этом случае амплитуда подергивания

$$x_{max} = 2{,}82 \frac{q\left(1 - \sum \frac{1}{n}\right)}{Q - 2q\left(1 - \sum \frac{1}{n}\right)} r. \qquad (569)$$

Ввиду незначительности горизонтального недостатка по сравнению с весом паровоза, можно принять:

$$x_{max} = \frac{q_{св}}{Q} 2r\sqrt{2} = 2{,}82 \ \frac{q_{св}}{Q} r. \qquad (570)$$

Величина амплитуды подергивания в зависимости от оставшихся неуравновешенных горизонтальных сил инерции X выражается следующим [2] образом:

$$x_0 = \frac{2X}{M\omega^2} \text{ в } м. \qquad (571)$$

Здесь X — оставшиеся неуравновешенными горизонтальные силы инерции;
M — подергивающаяся масса паровоза.

При жестком соединении с тендером (радиальное сцепление) в подергивании, кроме массы паровоза, принимает участие также масса тендера.

Допускаются следующие амплитуды подергивания

$x_0 \leqslant 2{,}5$—$3{,}5$ *мм* при обычном сцеплении с тендером,

$x_0 \leqslant 3{,}5$—$4{,}5$ *мм* при радиальном сцеплении (без учета веса тендера в формуле 571).

Сила, действующая на сцепление при подергивании паровоза:

$$F = \frac{\frac{Mc^2}{2}}{x_0} = \left(1 - \sum \frac{1}{n}\right) m\omega^2 \cdot r\sqrt{2} \qquad (572)$$

---

[1] Определение амплитуды подергивания паровозов-компаунд графическим путем имеется в журнале «Die Lokomotive», 1907 г., S 151, ст. Lihotzky.

[2] Принимая, что сила X изменяется по закону гармонического колебания, можем написать $M \frac{d^2x}{dt^2} = X \cos \omega t$, где $\omega t = \varphi$. Последовательное интегрирование этого выражения дает величину амплитуды подергивания

$$x_0 = \frac{2X}{M\omega^2}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При туго стянутом сцеплении часть этой силы

$$F_t = F\,\frac{P_t}{P_n + P_t}$$

воспринимается тендером.

Сила, возникающая при подергивании, зависит от скорости движения. При увеличении скорости движения период действия подергивающей силы уменьшается, и строение паровоза начинает быстро трястись. Последнее и служит причиной расстройства соединений частей паровоза при подергивании.

Виляние

Силы инерции $X_I^{пр}$ и $X_I^{дв}$, помимо поступательного движения, вызывают также вращательное движение — виляние паровоза вокруг вертикальной оси.

Рассматривая свободно подвешенный паровоз (при отсутствии внешних сил), найдем, что паровоз будет вращаться в сторону, противоположную вращению, создаваемому возвратно-движущимися массами, то вправо на ψ_{max}, то влево на ψ_{min}. Наибольшая амплитуда этого вращения достигает величины:

$$\psi_0 = \psi_{max} - \psi_{min}.$$

Вследствие отсутствия моментов внешних сил, очевидно, имеет место следующее уравнение виляния паровоза:

$$I_z \frac{d^2\psi}{dt^2} = M_x^\circ = X_z^л \xi_t - X_z^п \xi_t, \qquad (573)$$

но

$$M_x^\circ = \xi_t m\omega^2 r \left(\sin\varphi - \cos\varphi - 2\,\frac{r}{L}\cos 2\varphi\right)$$

Учитывая, что $\varphi = \omega t$, имеем:

$$I_z \frac{d^2\psi}{dt^2} = \xi_t m\omega^2 r \left[\sin\omega t - \cos\omega t - 2\,\frac{r}{L}\cos 2\omega t\right)$$

Интегрируя, найдем скорость виляния:

$$\frac{d\psi}{dt} = \xi_t\ \frac{m\omega r}{I_z}\left(-\cos\omega t - \sin\omega t - \frac{r}{L}\sin\ 2\ \omega t\right).$$

Наибольшая скорость виляния имеет место при $\varphi = 45°$

$$\frac{d\psi}{dt_{max}} = -\frac{m\omega r}{I_z}\,\xi_t\left(\sqrt{2} + \frac{r}{L}\right);$$

наименьшая же соответствует углу $\varphi = 225°$

$$\frac{d\psi}{dt_{min}} = \frac{m\omega r}{I_z}\,\xi_t\left(\sqrt{2} - \frac{r}{L}\right)$$

Проинтегрировав еще раз, получим уравнение амплитуды виляния:

$$\psi = \frac{mr}{I_z}\,\xi_t\left(\cos\omega t - \sin\omega t + \frac{r}{2L}\cos 2\omega t\right)$$

Максимальная амплитуда виляния соответствует углу

$$\omega t = \varphi = 315°,$$

а минимальная

$$\omega t = \varphi = 135°.$$

Для этих углов имеем:

$$\psi_{max} = \frac{mr}{I_z}\,\xi_t\sqrt{2} \qquad (574)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и

$$\psi_{min} = -\frac{mr}{I_z}\xi_t\sqrt{2} \tag{575}$$

Следовательно, амплитуда виляния будет равна

$$\psi = \psi_0 = \frac{m}{I_z}\xi_t 2r\sqrt{2} = \frac{q}{gI_z}\xi_t 2r\sqrt{2} \tag{576}$$

При наличии частичного уравновешивания в размере $\sum\frac{1}{n}$ амплитуда виляния будет происходить уже под влиянием горизонтальных недостатков и будет равна

$$\psi_0 = \frac{\left(1-\sum\frac{1}{n}\right)q}{g\cdot I_z}\xi_t \quad 2r\sqrt{2} = 0{,}288\ \frac{\left(1-\sum\frac{1}{n}\right)q}{I_z}\ r\xi_t \tag{577}$$

или

$$\psi_0 = 0{,}288\,\frac{q_{св}}{I_z}\,r\xi_t. \tag{578}$$

Амплитуда виляния не зависит от скорости движения.

Здесь I_z — полярный момент инерции массы паровоза, принимаемой равномерно распределенной по всему строению паровоза.

$$I_z = Q\ \frac{l^2+\left(2\xi_t-\frac{d_ц}{2}\right)^2}{12\cdot g}\ кгм/сек^2, \tag{579}$$

где: l — расстояние от переднего буферного бруса до заднего стяжного ящика в $м$;
ξ_t — расстояние от середины паровоза до оси цилиндра в $м$;
$d_ц$ —диаметр цилиндра в $м$;
Q — вес паровоза в $кг$;
q — вес возвратно-движущихся масс в $кг$;
$q_{св}$— вес горизонтального недостатка в $кг$;
r — радиус кривошипа в $м$;
g — ускорение силы тяжести в $м/сек^2$.

Перемещение наиболее удаленной точки паровоза в $м$, находящейся на расстоянии a метров от центра тяжести:

$$y = \psi_0 \cdot a.$$

Величина амплитуды виляния в зависимости от оставшихся неуравновешенных моментов виляния [1]:

$$\psi_0 = \frac{2M}{I_z\omega^2} \tag{580}$$

Для двухцилиндровых паровозов:

$$\psi_o \leqslant 0{,}0005 \text{ рад.}$$

Подергивание паровоза ввиду его незначительности почти не влияет на безопасность движения, но отражается на прочности рамы и соединениях отдельных частей паровоза. Подергивание и виляние паровоза, стоящего на рельсах, благодаря наличию сил трения колес значительно меньше найденных величин. Виляние препятствует также трение: в рессорном подвешивании, в возвращающих

[1] Это выражение получается после интегрирования в предположении, что оставшиеся неуравновешенными моменты виляния изменяются по закону гармонического колебания:

$$I_z\frac{d^2\psi}{dt^2} = M\cos\omega t.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

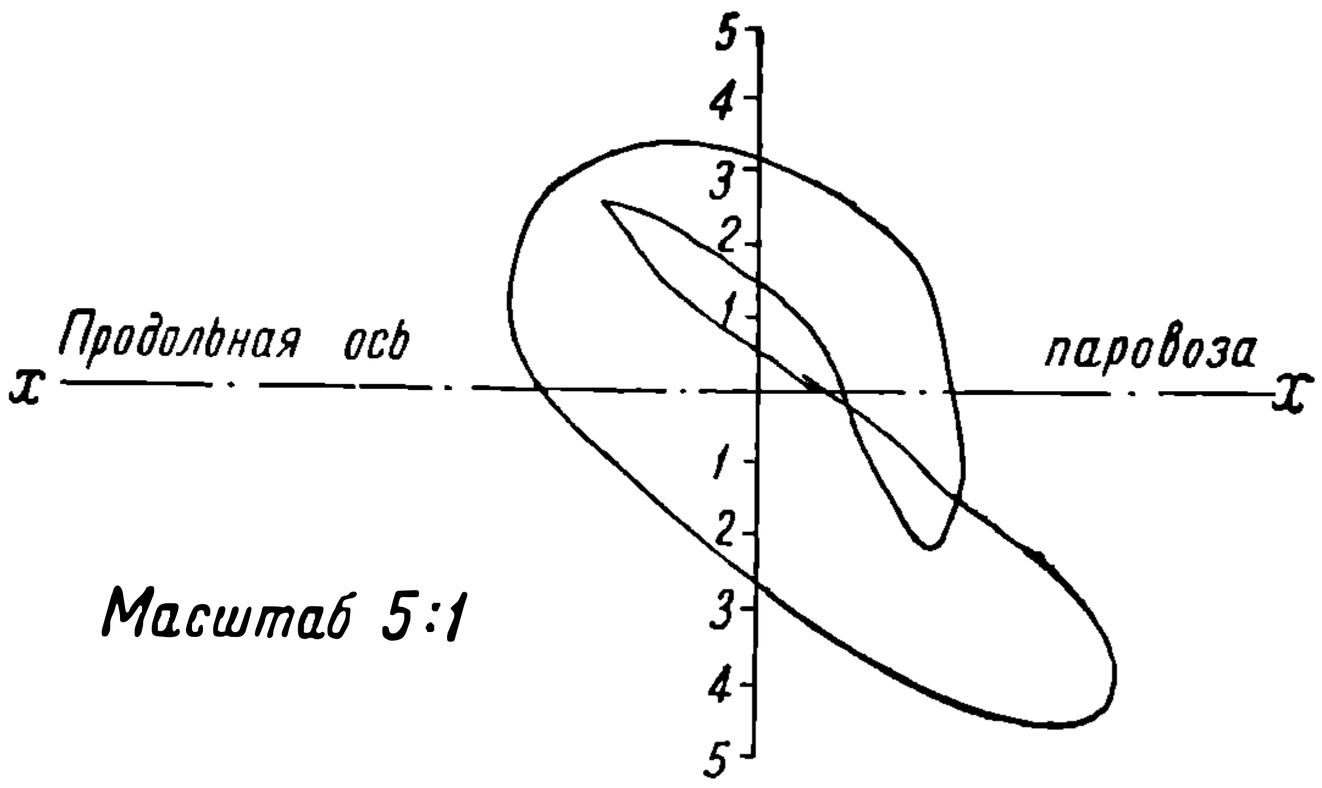
устройствах тележек и т. д. Трение колес по рельсам также погашает склонность паровоза к вилянию. Этому же способствует наличие возвращающих устройств на тележках. Только при наличии разбегов перемещающихся осей, наличии тележек без возвращающих устройств, а также износов галтелей букс и подшипников виляние будет приближаться к найденному значению свободно подвешенного паровоза. Увеличению виляния способствует колебание воды в котле. Паровозы с короткой базой имеют большее виляние, нежели с длинной. Обычно величина отклонения при вилянии не превышает: $y=3—5$ *мм*.

Наблюдающееся значительное увеличение виляния паровоза, особенно на малых скоростях, зависит от действия пара в цилиндрах. Однако и в этом случае оно не превышает своей теоретической величины.

Виляние зависит от конструкции паровоза. При внутренних цилиндрах, имеющих меньшее расстояние между осями цилиндров, виляние меньше. Виляние может стать опасным лишь в случае, если центр тяжести паровоза не совпадает с продольной осью пути. В этих случаях сравнительно незначительное отклонение колеса при вилянии вызовет набегание гребня на головку рельса и возникновение бокового давления со стороны рельса, а следовательно опасность всползания гребня на головку рельса. Величина подергивания и виляния зависит от степени уравновешивания возвратно-движущихся масс: чем больше величина вертикальных избытков, тем меньше подергивание и виляние. Поэтому для паровозов с короткой базой делают бо́льший процент уравновешивания, доходящий до

$$\Sigma \frac{1}{n} = 0{,}5 — 0{,}6.$$

Однако столь большой процент уравновешивания совершенно не обязателен, как показали исследования Гарбе, не делавшего совсем вертикальных избытков.



Фиг. 645.

У паровозов с высокими скоростями движения, во избежание вредных последствий подергивания и виляния, желательно иметь большую величину вертикальных избытков. При выборе величин вертикальных избытков этих паровозов необходимо учитывать, что к изменению нагрузки ведущих колес от центробежной силы вертикальных избытков добавляется изменение ее от силы пара, колебания рессор, действия тормозных усилий, а также от изменения нагрузки в кривых частях пути и от неровностей бандажей и рельсов. Последнее и является причиной ограничения величины допускаемого коэфициента перегруза:

$$\alpha \leqslant 0{,}3—0{,}35.$$

Во время работы паровоза подергивание и виляние дают результирующее сложное движение. На фиг. 645 показана диаграмма такого результирующего движения, снятая при помощи пантометра на скорости 30 *км/час* у заднего стяжного ящика паровоза 0-5-0 серии «Э^{г}» № 5570.

Уравновешивание многоцилиндровых машин

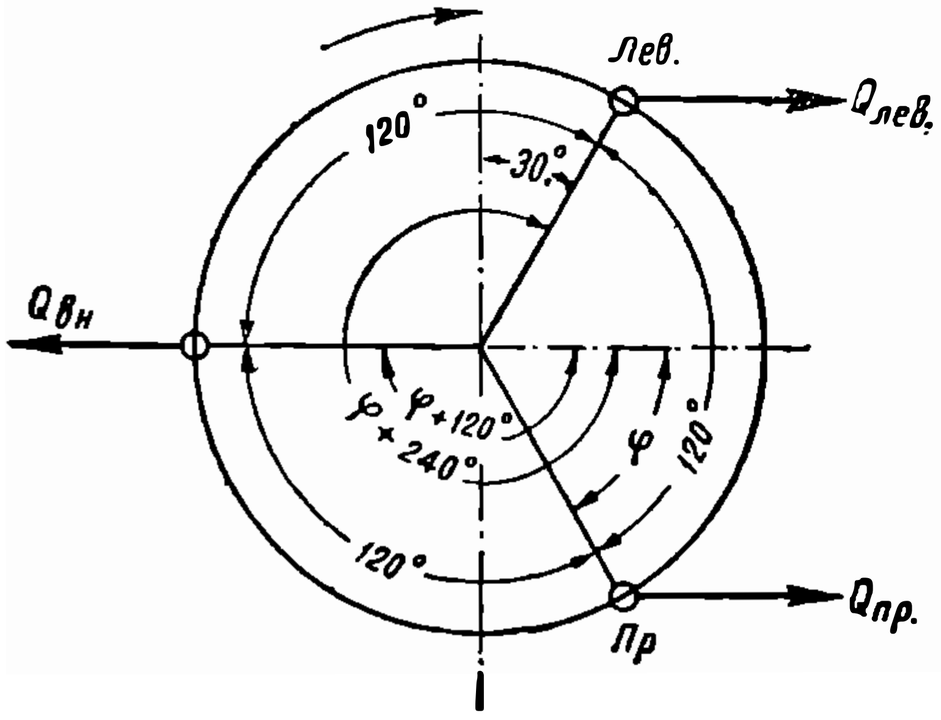
Принципы и методика уравновешивания многоцилиндровых машин аналогичны двухцилиндровым машинам. Правда, здесь задача несколько усложняется, так как должны быть рассмотрены и уравновешены суммарные силы инерции отдельных механизмов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При расположении кривошипов под углом 120° с осями цилиндров в одной плоскости и с одинаковыми весами возвратно-движущихся масс сумма горизонтальных сил инерции, при любом положении кривошипов, равна нулю (фиг. 646). Но момент виляния остается, так как наружные цилиндры дают момент

$$M = m_3\omega^2 \cdot r\left[\left(\cos\varphi + \frac{r}{L}\cos 2\varphi\right) + \cos(\varphi + 240) + \right.$$

$$\left. + \frac{r}{L}\cos(2\varphi + 480)\right]\xi_{t_3}.$$



Фиг. 646.

Наибольшая величина моментов виляния:
у двухцилиндрового паровоза

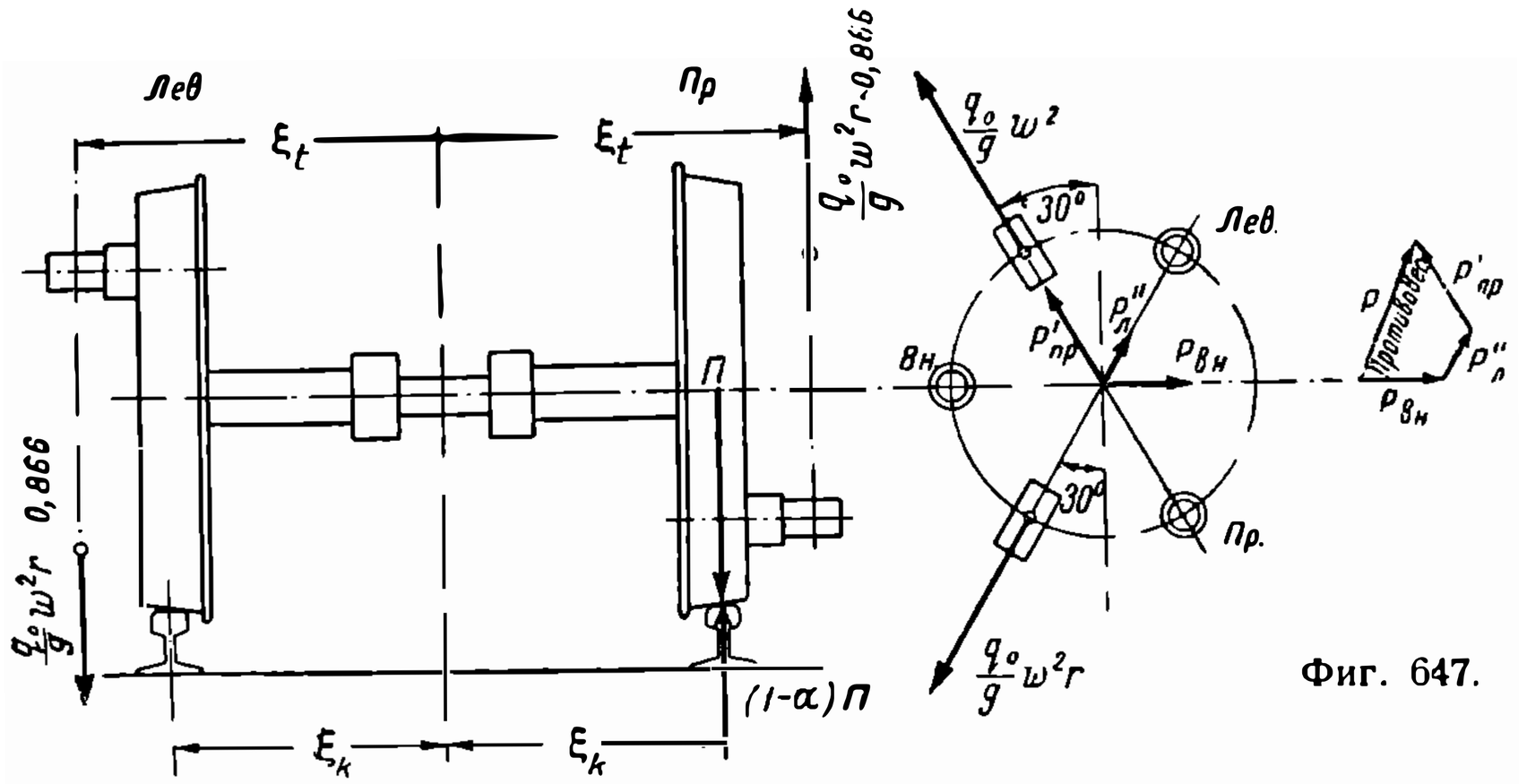
$$\frac{\sqrt{2}}{2} m_2\omega^2 \quad r\xi_{t_2}$$

и у трехцилиндрового

$$\sqrt{\frac{3}{2}}\, m_3\omega^2 \cdot r\xi_{t_3}.$$

Однако благодаря меньшему диаметру цилиндров и меньшему расстоянию между осями цилиндров у трехцилиндрового паровоза момент виляния все же несколько меньше, чем у двухцилиндрового.

Для уравновешивания моментов виляния трехцилиндрового паровоза вертикальные избытки ставятся меньшие, чем у двухцилиндровых паровозов. Постановка вертикальных избытков на трехцилиндровом паровозе, уравновешивая моменты виляния, вызывает появление неуравновешенных горизонтальных сил инерции, т. е. подергивание строения паровоза.



Фиг. 647.

Величина вертикальных избытков у трехцилиндрового паровоза обычно составляет 70—75% величины избытков двухцилиндрового паровоза. В соответствии с этим коэфициент перегруза трехцилиндрового паровоза

$$\alpha = 0{,}2 - 0{,}25.$$

Согласно фиг. 647:

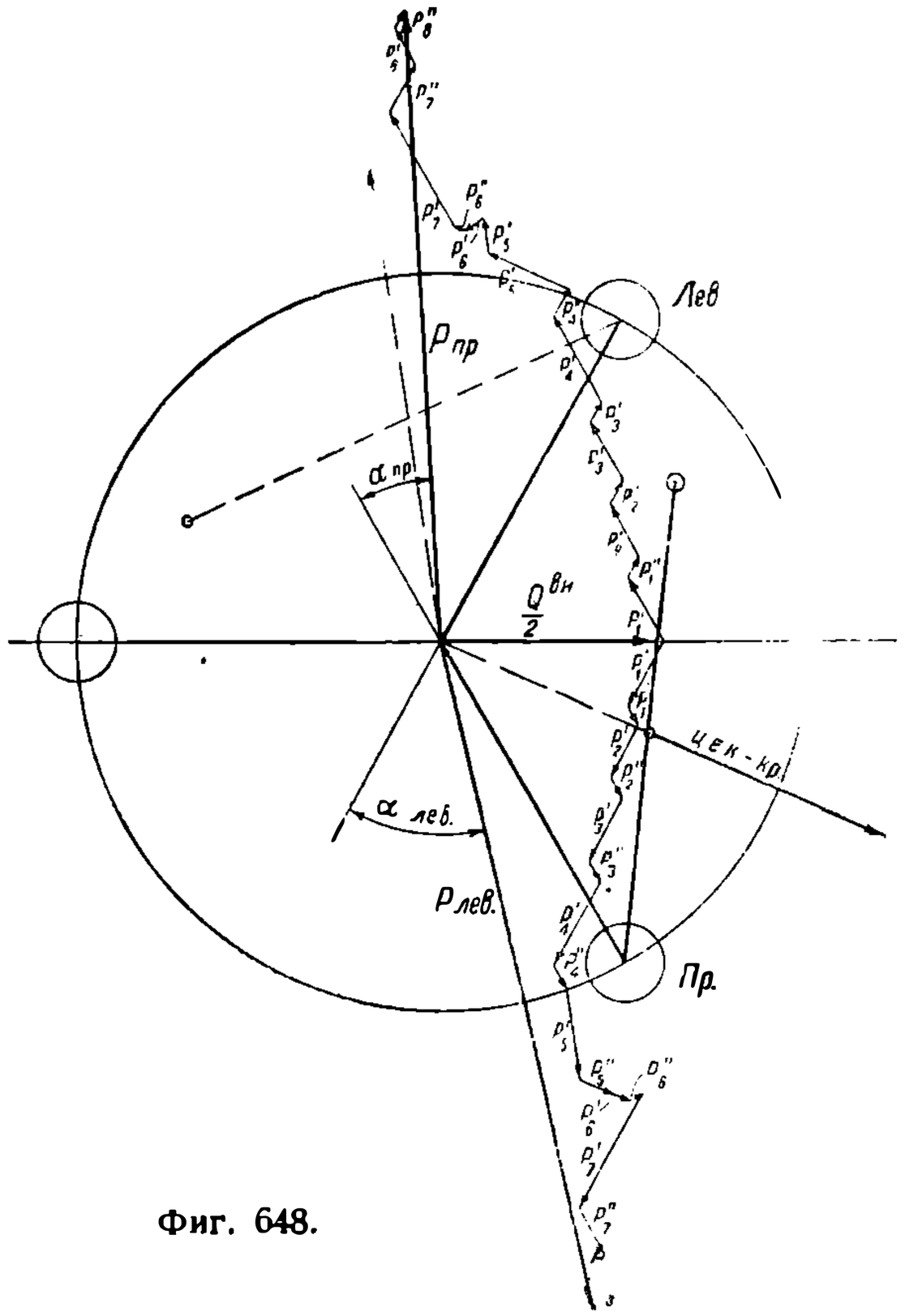
$$П\,2\xi_k - (1-\alpha)\,П\,2\xi_k - 2\,\frac{q_0}{g}\,\omega^2 \cdot r\cos 30°\,(\xi_t + \xi_k) = 0, \qquad (581)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда вес вертикального избытка:

$$q_0 = \frac{a\Pi 2\xi_k \cdot g}{1{,}73\,\omega^2 \cdot r(\xi_t + \xi_k)} \qquad (582)$$

Определение суммарного противовеса для трехцилиндрового паровоза аналогично двухцилиндровому. Для наружных цилиндров определяются составляющие противовесы P' и P'', располагаемые в соответствии с углом заклинения правого и левого наружных кривошипов.



Фиг. 648.

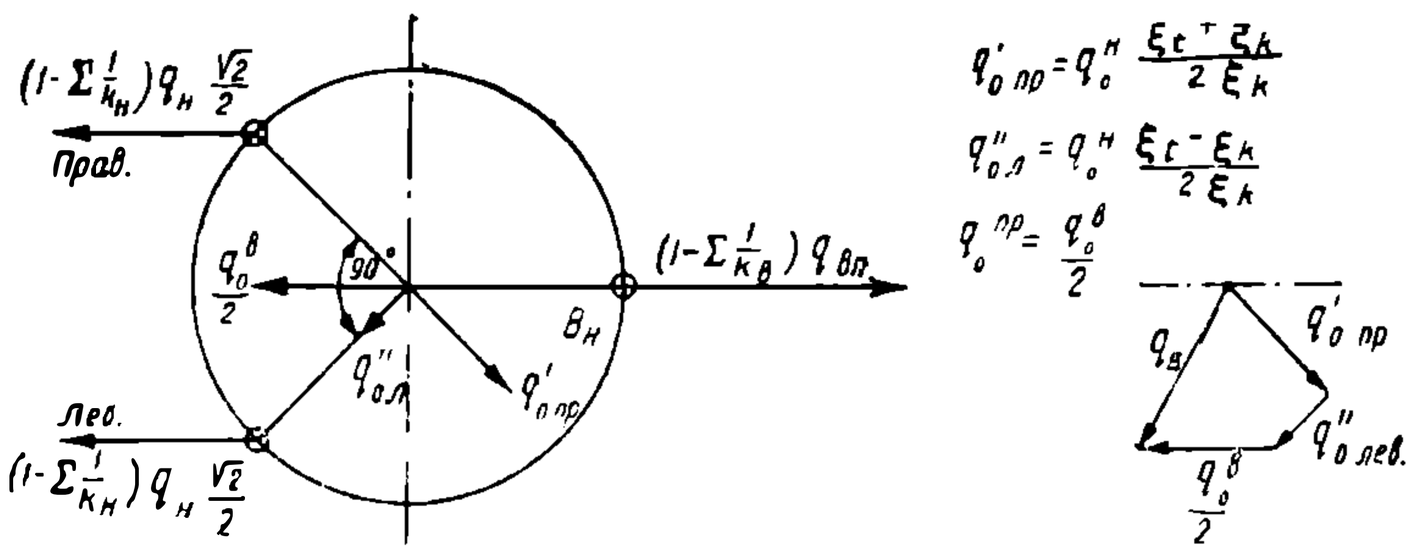
Противовесы для уравновешивания частей внутренней машины (щеки, палец и часть, эквивалентная вертикально-уравновешивающему противовесу) распределяются поровну на правое и левое колеса и располагаются в них противоположно внутреннему кривошипу.

Кроме того, в оба колеса помещают составляющие избыточного противовеса q'_0 и q''_0, располагающиеся в соответствии с заклинением наружного и внутреннего кривошипов (фиг. 648).

Трехцилиндровые паровозы-компаунд со средним цилиндром высокого давления имеют, по условиям равномерности выпуска пара, наружные кривошипы цилиндров низкого давления, установленные под углом 90°.

Согласно фиг. 649 условие уравновешивания такой машины следующее:

$$\left(1 - \sum \frac{1}{n_{вн}}\right) q_{вн} = \left(1 - \sum \frac{1}{n_{нар}}\right) q_{нар} \cdot \sqrt{2}. \qquad (583)$$



Фиг. 649.

Если внутренняя машина не уравновешивается, т. е. если

$$\sum \frac{1}{n_{вн}} = 0,$$

то

$$\sum \frac{1}{n_н} = 1 - \frac{q_{вн}}{q_н \sqrt{2}}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При $q_в = 1{,}41\ q_н$ получится полное уравновешивание подергивания при

$$\sum \frac{1}{n_н} = 0.$$

На фиг. 649 показано определение величины и направления избыточного противовеса в зависимости от величин вертикальных избытков.

Составляющие суммарного противовеса имеют такое же направление.

Четырехцилиндровые паровозы

При расположении наружных и внутренних кривошипов под углом 180° друг к другу и одинаковых возвратно-движущихся массах сумма горизонтальных сил равна нулю. При конечной длине шатуна остается сила инерции

$$m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot 2\frac{r}{L}. \qquad (584)$$

Незначительность величины этой силы инерции, вместе с уменьшением массы возвратно-движущихся частей благодаря уменьшению веса деталей машины является существенным преимуществом данных паровозов в отношении изменения нагрузки колес. Это преимущество несколько ухудшается при постановке вертикальных избытков, необходимых для некоторого уравновешивания моментов виляния. Избытки ввиду небольшой разности плеч внутренних и наружных машин здесь несколько меньше по сравнению с двухцилиндровыми паровозами.

Паровозы де-Глена, с внутренним расположением цилиндров низкого давления, имеют меньшую склонность к вилянию. Однако подергивание в этих паровозах несколько ухудшается. Уравновешивание четырехцилиндрового паровоза, при расположении наружных и внутренних кривошипов под углом 180° друг к другу, аналогично уравновешиванию двухцилиндровых машин: одной с наружными и другой с внутренними цилиндрами.

В соответствии с этим в каждом колесе будет четыре составляющих противовеса:

от наружных цилиндров

$$\left.\begin{aligned} P'_н &= Q_н \frac{(\xi_н + \xi)}{2\xi} \\ P''_н &= Q_н \frac{(\xi_н - \xi)}{2\xi} \end{aligned}\right\} \xi_н > \xi$$

и от внутренних цилиндров

$$\left.\begin{aligned} P'_{вн} &= Q_{вн} \frac{\xi_{вн} + \xi}{2\xi} \\ P''_{вн} &= Q_{вн} \frac{\xi_{вн} - \xi}{2\xi} \end{aligned}\right\} \xi_{вн} < \xi$$

Расположение составляющих этих противовесов показано на фиг. 650, где приведено графическое определение суммарного противовеса.

Полное уравновешивание сил инерции и их моментов с учетом остаточных членов, выражающих влияние конечной длины шатуна, может быть сделано по способу Шлика [1].

В паровозной практике способ Шлика не применяется по ограниченности места ввиду невозможности соответствующего расположения цилиндров.

Размещение противовеса в колесе

Подсчитанный суммарный противовес на радиусе кривошипа r помещается в колесе так, чтобы не были нарушены принятые условия уравновешивания. Для этого противовес, выполненный в колесе, должен иметь:

1) ранее принятое расстояние от центра тяжести противовеса до середины паровоза;

---

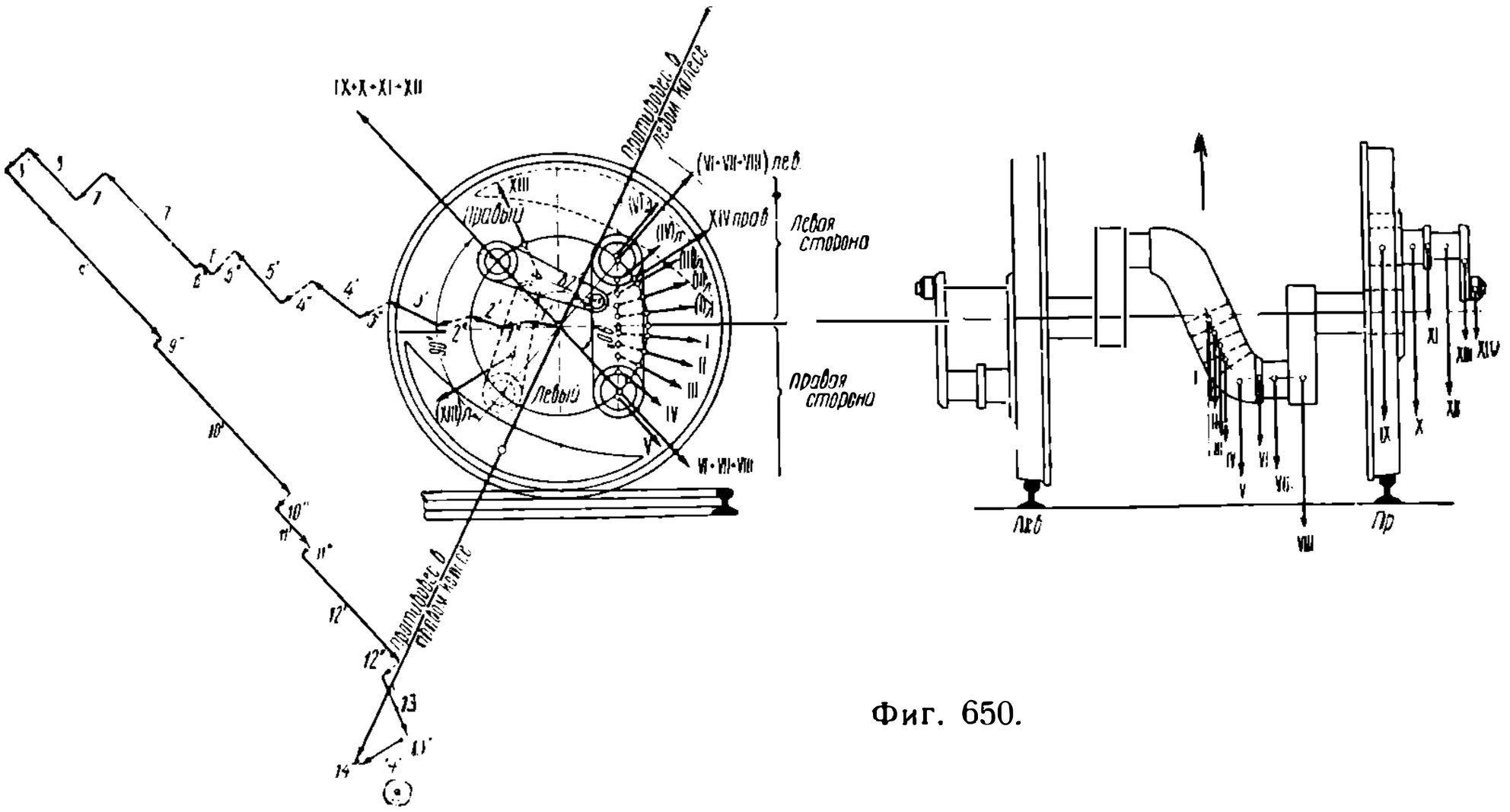
[1] Schubert, Theorie des Schlickschen Massenausgleichs Föppl Vorlesungen uber Technichemechanic, 6 изд., 1921.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

2) угол сдвига суммарного противовеса γ;
3) вес противовеса на новом радиусе должен равняться

$$G_n = P\,\frac{r}{\rho};$$

4) достаточные зазоры (8—10 *мм*) между наружными плоскостями противовеса и сцепными дышлами, а также рамами, буксами, рессорными упорками, подвесками и струнками.



Фиг. 650.

С целью уменьшения необрессоренных весов желательно иметь противовес с большим расстоянием от середины паровоза и большим радиусом вращения ρ.

Противовесам придают форму:
кругового сектора (фиг. 651),
кольцевого сектора (фиг. 652),
сегмента (фиг. 653)
и серпа (фиг. 654).

В табл. 53 приведены данные о площади и радиусе вращения центра тяжести ρ для употребительных форм противовесов.

Таблица 53

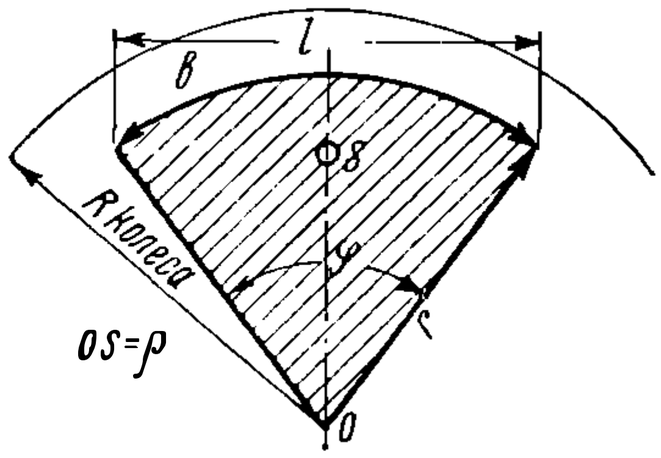
Форма противовеса	Для ведущих колес товарных паровозов		Для сцепных колес товарных и ведущих пассажирских паровозов	Для пассажирских паровозов
	Круговой сектор (фиг. 651)	Кольцевой сектор (фиг. 652)	Сегмент (фиг. 653)	Серп (фиг. 654)
Площадь F	$F=\frac{br}{2}=\frac{\varphi}{360}\,\pi r^2$	$F=\frac{2\alpha\pi}{360}(R^2-r^2)$	$F=\frac{R\,(b-l)+lh'}{2}$ $F=\frac{R^2}{2}\left(\frac{2\,\alpha\pi}{180}-\right.$ $\left.-\sin 2\alpha\right)$	$F=$площади сегмента $ABCDA$ $-$площадь сегмента $AECDA$
Радиус вращения ρ	$\rho=os=\frac{2}{3}\,\frac{rl}{l}$	$\rho=os=38{,}197\times$ $\times\frac{R^3-r^3}{R^2-r^2}\,\frac{\sin\alpha}{\alpha}$	$\rho=os=\frac{l^3}{12F}$	$\rho=os=\frac{\text{пл.сегмента } AECDA\times OK}{\text{площадь } F}$

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

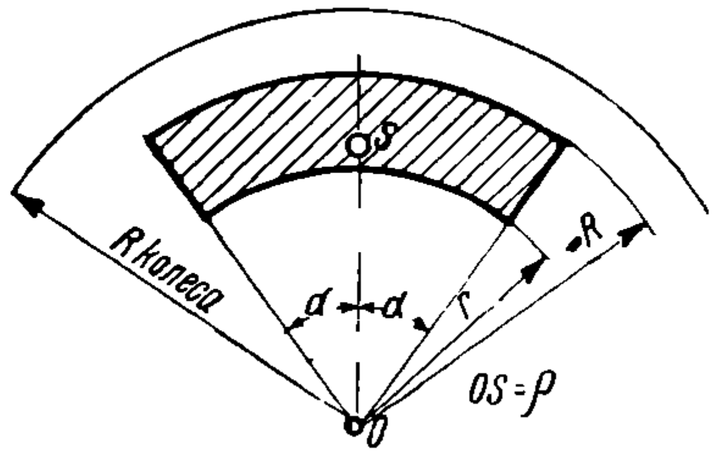
Наибольший угол, заполняемый противовесом:

$2\alpha = 180 - 2\gamma$, где γ — угол сдвига суммарного противовеса.

При тяжелых противовесах и малых диаметрах колес противовесы заливают свинцом, имеющим бóльший удельный вес по сравнению со сталью.



Фиг. 651.



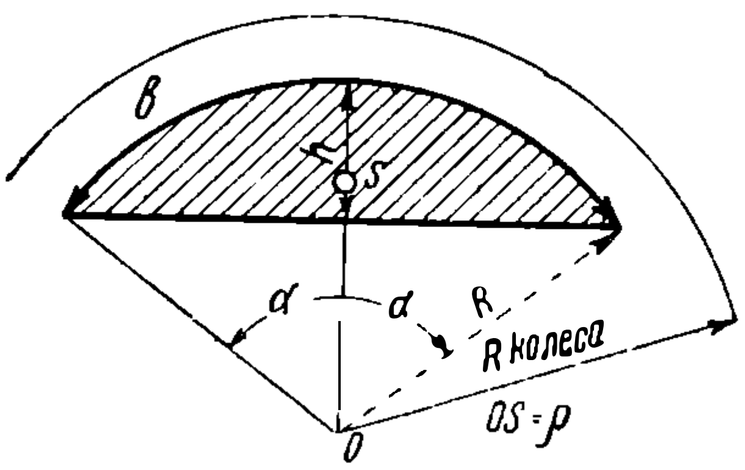
Фиг. 652.

Для возможности регулирования величины противовеса в ободе колесного центра делается ряд углублений, которые заполняются свинцом. Иногда для этой цели делают углубления, отливаемые в теле противовеса и закрываемые привариваемой крышкой.

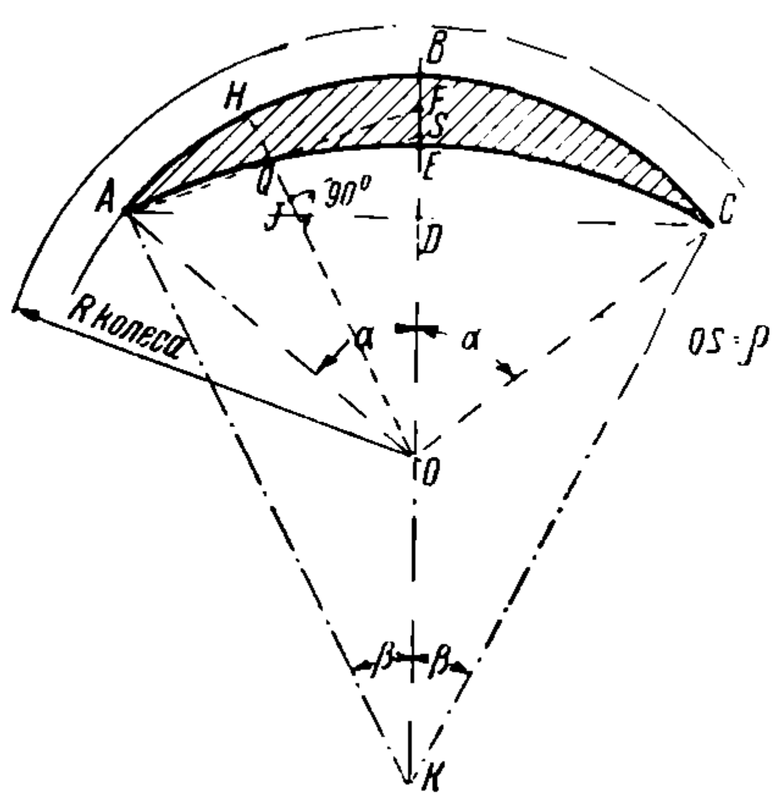
Проверка противовесов — балансировка колесных пар

В практике эксплуатации паровозов действительные веса противовесов, в особенности залитых свинцом, иногда значительно отличаются от проектных. Нередки случаи, что действительные веса избыточных противовесов разнятся на 15—40% от предположенных по проекту. Такое ненормальное явление указывает на недоброкачественное изготовление колесной пары, плохую приемку при ее изготовлении и балансировке.

На наших паровозостроительных заводах, начиная с 1929 г., производится проверка правильности веса и положения центра тяжести противовеса колесной пары.



Фиг. 653.



Фиг. 654.

Такие же проверки противовесов вводятся и на паровозоремонтных заводах.

Проверка или балансировка заключается в определении веса груза, уравновешивающего часть веса противовеса, находящегося в колесе и равного весу снятых с колеса деталей: части веса сцепных дышел, избыточного противовеса, а на ведущем колесе еще и веса вертикально-уравновешивающего противовеса.

Для этого колесная пара средней частью оси устанавливается на две опоры в строго горизонтальном положении так, чтобы кривошип одной из сторон находился в вертикальном положении под действием груза, подвешенного к горизонтально расположенному кривошипу другой стороны.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Вес груза, подвешенного к пальцу, эквивалентен разности суммарного веса противовеса и веса частей самого колеса, уравновешиваемых противовесом.

При балансировке колесных пар допускаются отклонения от теоретической величины противовеса:

для сцепных колесных пар от — 10 до + 5 *кг*,

для ведущих колесных пар от —15 до +15 *кг*.

При бóльших отклонениях от теоретического веса:

1) если вес груза меньше допускаемого, добавляют противовес путем заполнения углублений в ободе или в самом противовесе;

2) если, наоборот, вес груза больше допускаемого, то либо выплавляют часть свинца, либо высверливают углубления в литых противовесах, либо, наконец, снимают часть тела противовеса.

На паровозе серии «ФД» противовесы в сцепных колесах (I, II, IV и V) выполнены стальными, литыми.

Для возможности регулировки противовеса сцепных колес (добавления в случае недостатка) по ободу колес сделаны углубления со стороны бандажа, которые могут быть заполнены свинцом. На каждом сцепном колесе, за исключением ведущего, сделано по 5 таких углублений.

Добавление свинца в эти углубления производится в том случае, если вес противовеса выходит из допускаемых пределов, показанных в табл. 54.

Таблица 54

№ колесных пар	Сторона	Подвешиваемый груз		Принятые допуски в *кг*
		Теоретич подсчет	Пределы при статическом взвешиван.	
I. Сцепное колесо .	Обе	156	146—161	— 10
II. Сцепное колесо .	Обе	233	233—238	+ 5
III. Ведущее колесо . .	Правая с надетым контркривошипом	507	492—522	—15 +15
III.	То же со снятым контркривошипом	533	518—548	—15 +15
III.	Лезая с надетым контркривошипом	487	472—502	—15 +15
III. » .	Левая со снятым контркривошипом	533	518—548	—15 +15
IV. Сцепное колесо .	Обе	233	203—238	—10 +5
V. Ведушее колесо .	Обе	154	144—159	—10 +5

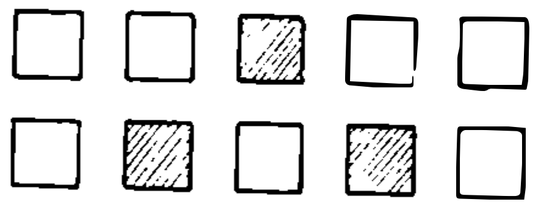
Заливка камер свинцом должна производиться так, чтобы не менять ни центра тяжести всего противовеса, ни его угла сдвига.

С этой целью при весе противовеса менее допускаемого необходимо камеры в ободе заливать в зависимости от недостающего веса, согласно схеме, показанной в табл. 55.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица 55

Заливка камер противовеса паровоза серии «ФД»

Наименование колес	Недостаток веса для уравновешивания противовеса на пальце кривошипа в *кг*	Необходимо залить заштрихованные камеры при указанном недостатке	Наименование колес	Недостаток веса для уравновешивания противовеса на пальце кривошипа в *кг*
I и V сценные колеса	1—2		II и IV сцепные колеса	1—3
	2—4			3—5
	4—6			5—7,5
	6—7,5			7,5—9.5
	7,5—9,5			9,5—12
	Вес свинца, заливаемого в одно углубление, 1,1 *кг*			Вес свинца, заливаемого в одно углубление, 1,4 *кг*

ГЛАВА IX

РЕМОНТ КОЛЕСНЫХ ПАР

§ 1. Дефекты колесных пар

Неточное и небрежное изготовление и ремонт колесных пар будут служить первоисточниками целого ряда неправильностей в работе паровоза, вызовут ряд вредных сопротивлений в работе и преждевременный износ как самой колесной пары, так и сопряженных с ней деталей и рельсового пути и могут служить причинами серьезных аварий.

Неправильность эксцентриситета, допущенная при сборке ведущей колесной пары, и неравномерность их с обеих сторон колесной пары поведут к неправильной работе парораспределения, несогласованности его для обоих цилиндров паровоза и увеличат виляние паровоза.

§ 2. Осмотр колесных пар и определение объема ремонта

Поступающая в ремонт колесная пара очищается для осмотра, причем вся окраска должна быть снята до металла.

Затем она тщательно осматривается с целью выявления недостатков, требующих устранения. Для этого остукивают ручным молотком бандажи и по звуку определяют ослабшие, измеряют толщину бандажей по кругу катания, прокат их, выбоины, толщину гребней и выявляют сдвиг бандажа на колесном центре. Тщательно осматривают колесные центры и отмечают замеченные трещины. Осматривают оси с целью обнаружения возможного ослабления в насадке колесного центра, трещин на оси и ее шейках.

Для обнаружения трещин, незаметных невооруженному глазу, употребляют лупу. Верным средством для обнаружения скрытых пороков оси служат так называемые «дефектоскопы». Изготовленные в СССР дефектоскопы системы тт. Колесникова и Матвеева, а также прибор Карпова оправдывают свое назначение.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Измеряются размеры оси, пальцев сцепных колес и контркривошипов, правильность их посадки и взаимное расположение.

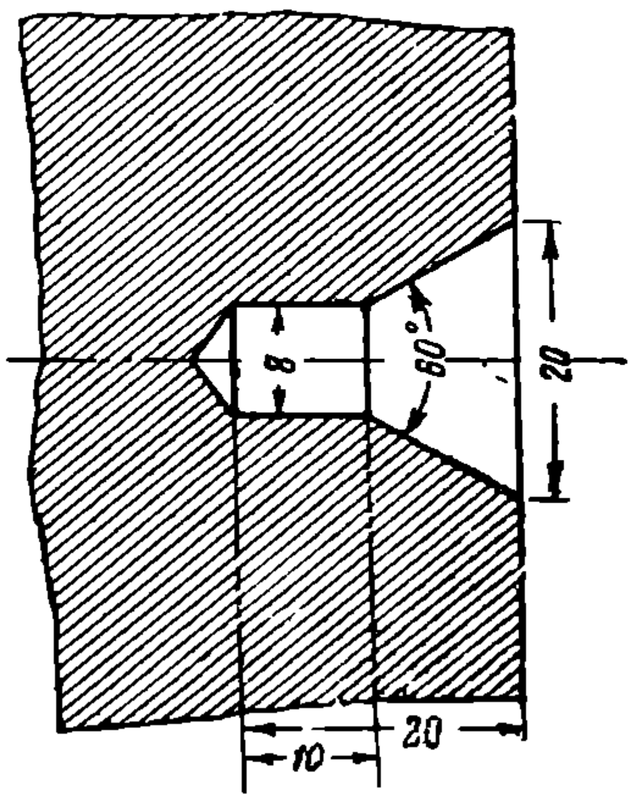
Произведенные осмотр и измерение позволяют установить объем ремонта колесной пары.

§ 3. Обточка бандажей колесных пар и пальцев кривошипов

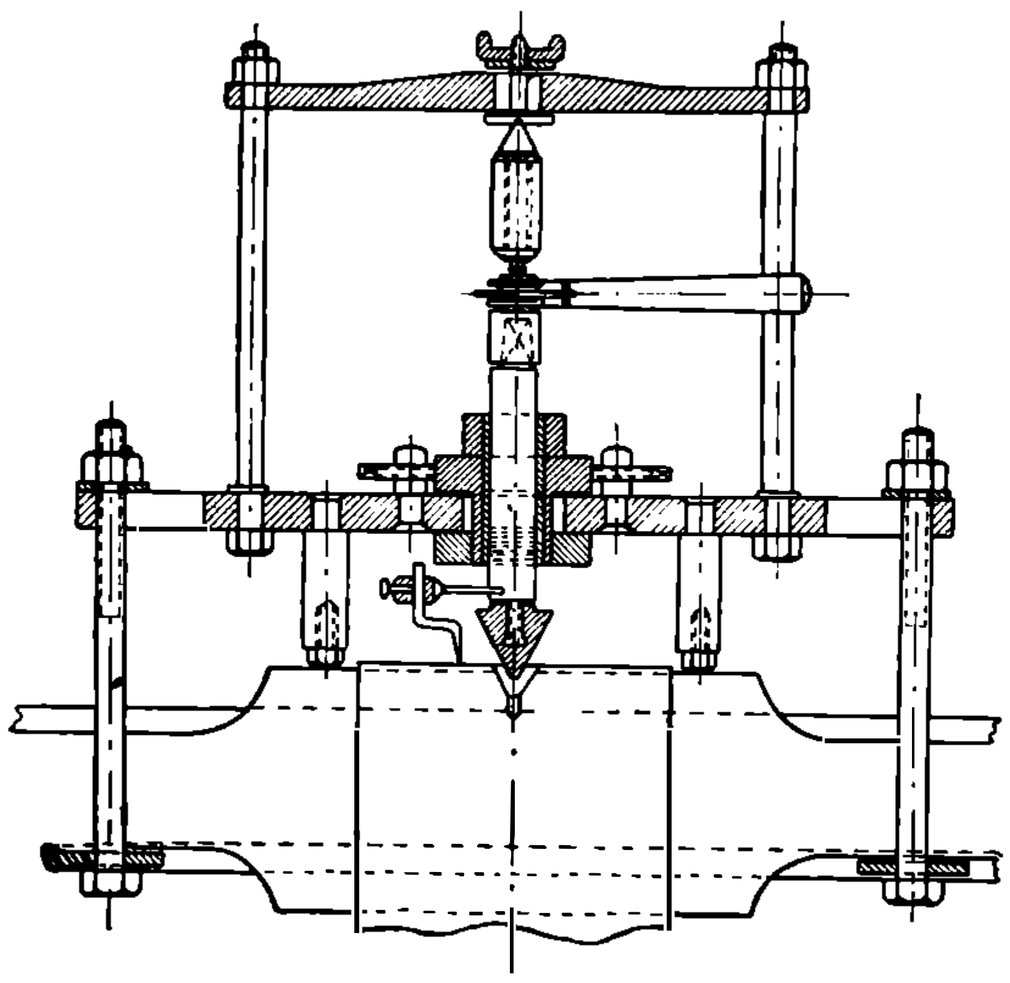
Нахождение и нанесение центров на торцах оси

Исходными точками для установки колесных пар на станках при обточке осей, бандажей и проверке пальцев кривошипов и гнезд для них служат центры, намечаемые на торцах осей.

При изготовлении новой оси на торцах ее делаются резцом контрольные окружности (риски) диаметром около 100 *мм*, которые впоследствии при ремонте колесной пары служат для нахождения центра ее в том случае, если центр сбит после многочисленных обточек шеек или бандажей. Центрам на торцах оси до ее изготовления на токарном станке придаются стандартные размеры и форма, указанные на фиг. 655. Для



Фиг. 655.



Фиг. 656.

этой цели употребляются особые переносные приборы для высверловки и разенковки фрезером отверстия центра (например прибор Шилова, фиг. 656).

При обточке бандажей необходимо, чтобы поверхности катания их были концентричны поверхностям шеек осей, а пальцы и гнезда для них при ремонте обтачивались и растачивались по осям, параллельным оси колесной пары, и имели взаимное расположение, измеряемое от центра колесной пары согласно альбому.

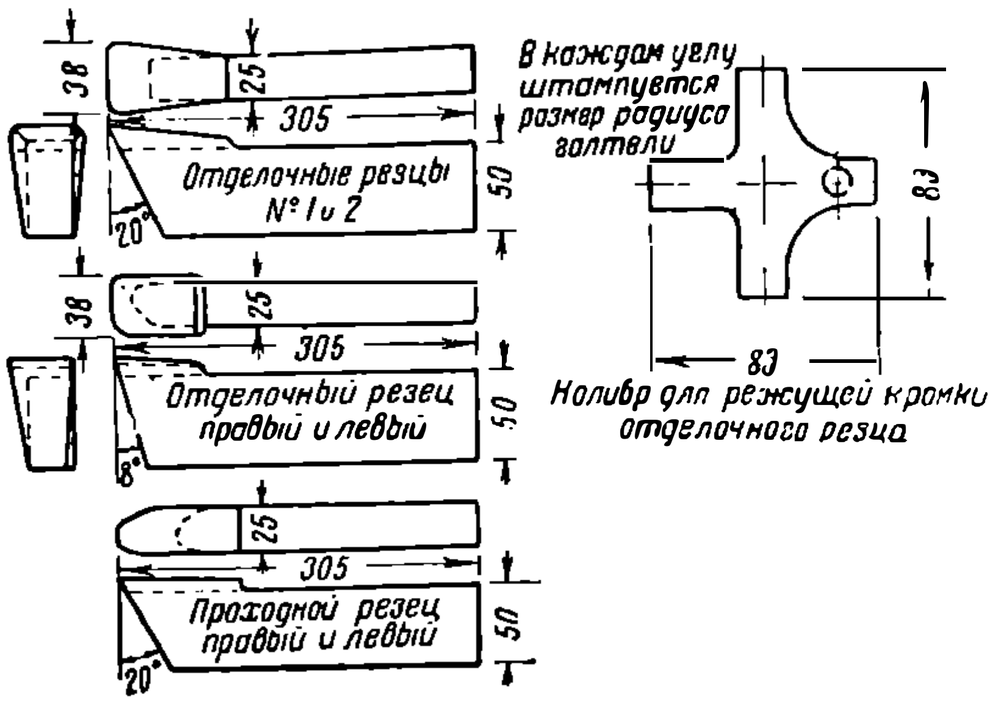
Для достижения этой цели все указанные работы производятся на станках, с предварительной установкой колесной пары в «центрах» передней и задней бабок этих станков. Эти «центры» имеют форму, соответствующую стандартной форме центров на торцах оси колесной пары, и делаются стальными, закаливаются и шлифуются. Обычно практикуемый порядок ремонта колесных пар состоит в следующем: 1) проверяют и, в случае надобности, восстанавливают центры оси колесной пары; 2) проверяют и обтачивают шейки колесной пары, 3) обтачивают бандажи, 4) проверяют и обтачивают пальцы кривошипов.

Обточка шеек

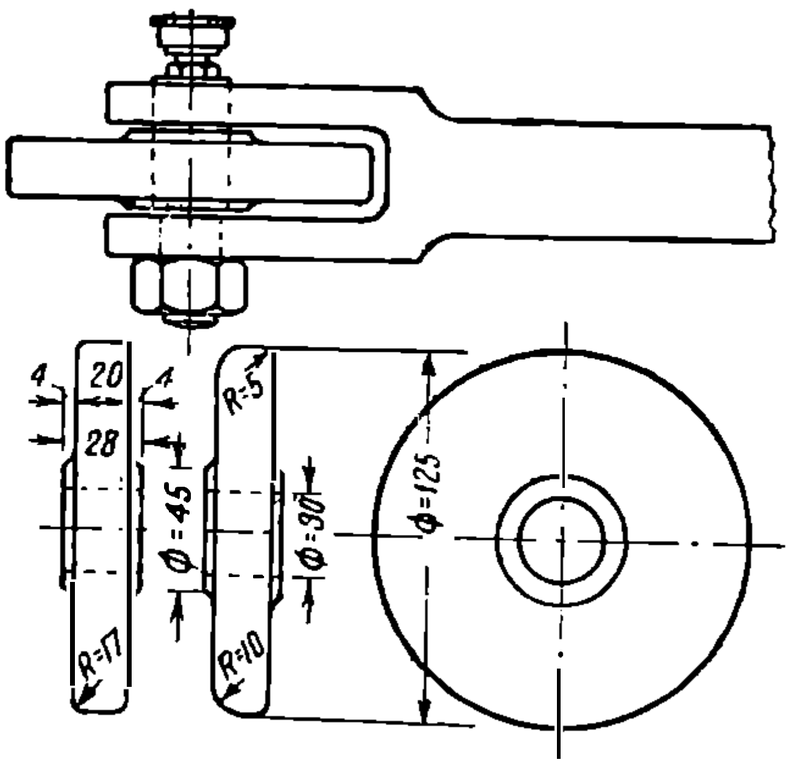
Обработка шейки оси производится в три приема: 1) проходная обточка, 2) чистовая обточка, 3) накатка или шлифовка. Применение напильника при обточке шейки не допускается. После накатки не следует производить шлифовку,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

так как в результате этого получается или неправильная поверхность, или излишнее снятие металла. Во время снятия чистовой стружки накатки или шлифовки центры станка должны быть плотно прижаты к центрам колесной пары и хорошо смазаны для обеспечения полной концентричности обточки шеек. Бабки станка должны быть возможно ближе сдвинуты, чтобы избежать прогиба далеко выдвинутого шпинделя.



Фиг. 657.



Фиг. 658.

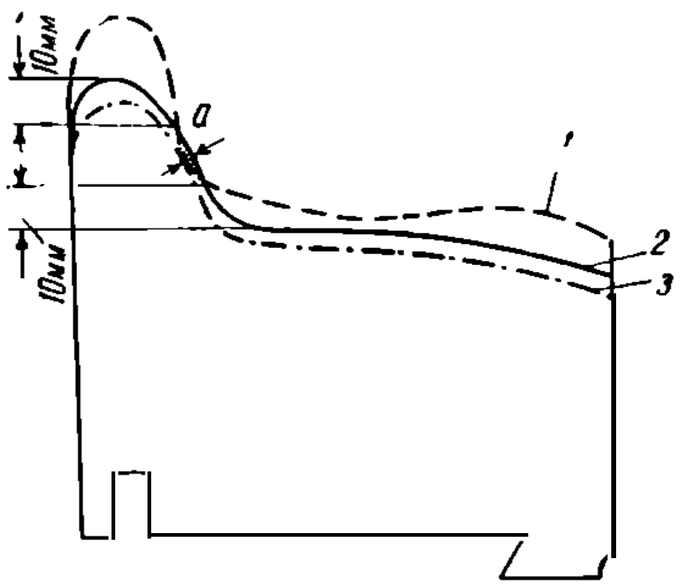
Отделочная стружка снимается гладко без рисок, заусениц или зазубрин. Подача должна быть около 1,5 *мм* за один оборот. Резцы изготовляются обычно из бандажной стали с наваркой быстрорежущей стали. Форма режущей кромки, зазор и положение резца в зажиме проверяются по шаблонам (фиг. 657).

Если чистовая обработка произведена хорошо, то накатка обеспечивает лучшую поверхность шейки, чем шлифовка, и требует меньше времени.

Накатка производится при помощи роликов, изготовленных из закаленной стали, установленных в особой оправке (фиг. 658). После накатки не должно оставаться на шейке и галтелях никаких острых рисок, могущих служить причиной нагрева шеек. Во время накатки шейка покрывается маслом.

Шлифовка производится, как и накатка, после чистовой обточки шейки карборундовыми кругами с профилем, отвечающим радиусам галтелей шейки.

Так как ржавление может начаться уже через час после обточки, то шейка должна быть немедленно после обработки покрыта предохраняющим и легко стираемым средством, например смесью масла и краски или каким-либо другим составом. При обточке шеек осей должны быть проверены внутренние боковые плоскости ступиц колес. При сильном их износе допускается приварка выточенного и разрезанного диска с последующей обточкой до альбомного размера.



Фиг. 659.

Обточка бандажей

Основной причиной быстрого износа бандажей являются неисправности механической и термической обработок их, неправильная сборка колесной пары и несоответствие материала бандажей установленному стандарту.

То же следует сказать и относительно бандажей, изготовляемых из специальных сталей, нагрев которых до определенной температуры меняет их структуру. Особо следует отметить: нельзя допускать случаев преднамеренного отжига бандажей, не поддающихся обточке вследствие большого наката за время службы.

При обточке бандажей следует так же, как и при обточке шеек, стремиться к тому, чтобы не в ущерб качеству обточки было снято наименьшее количество металла. В качестве контроля такой обточки разрешается оставлять

НБ УДУНТ (ДІІТ)

черновину *а* размером 2 *мм* на месте обычного подреза гребня (фиг. 659), где профиль сработанного бандажа обозначен цифрой *1*, профиль бандажа, обточенного с допускаемой черновиной, цифрой *2* и профиль бандажа, обточенного без черновины, цифрой *3*.

Для бандажей с временным сопротивлением 70 *кг/мм*² допускается во избежание большой потери металла производить электронаплавку сильно сработанных гребней. Эта работа в настоящее время производится специальными сварочными автоматами системы Дульчевского, фирмы AEG, Сименс-Шуккерта и др.

Бандажи должны быть обточены гладко, без всяких грубых рисок и зазубрин. Первой операцией при их обточке должна быть проверка боковых внутренних поверхностей, причем снимается по возможности меньший слой металла с целью сохранения допуска между этими боковыми плоскостями бандажей ± 3 *мм*. Вначале производится грубая обточка полотна бандажа проходными резцами, а затем обточка ведется или специальными резцами по копиру, или фасонными резцами для установленного профиля гребня бандажа и поверхности катания.

На мощных станках грубая обточка производится одновременно: боковых поверхностей и гребня, на слабых станках эти операции производятся последовательно в таком порядке: 1) проточка боковых внутренних поверхностей бандажей, 2) грубая обточка полотна бандажа проходным резцом, 3) срезание вершины гребня тем же резцом, 4) срезание углов гребня тем же резцом, затем 5) обтачивается гребень фасонным резцом и 6), наконец, вся поверхность бандажа окончательно зачищается фасонным резцом.

Такой метод обточки дает возможность увеличить глубину резания и подачу для каждой отдельной операции , избегая дрожания станка, появляющегося при слабых станках при одновременной обточке полотна бандажа, гребня и боковой поверхности.

Фасонных резцов может быть три: первый по чистовому профилю гребня и его шейки, второй по чистовому профилю поверхности катания от шейки гребня до начала скоса и по скосу поверхности катания и третий — общий для всего профиля.

После обточки бандажей производятся проверка и обточка пальцев кривошипа. Эта работа вызывается износом, допускающим по своим размерам дальнейшую обточку пальцев, и неправильностями в расположении их, появившимися как вследствие износа, так и незначительных погрешностей в посадке пальцев в гнезда. Эта операция производится на специальном пальцеобточном или шлифовальном станке.

§ 4. Смена бандажей

Нагрев бандажей для съемки

Достаточный нагрев бандажей для их съемки и насадки достигается при температурах 200—250°. Повышенный нагрев происходит как вследствие несовершенства приборов (горн) для нагрева бандажей, неимения пирометров, так и вследствие недостаточного внимания со стороны работников. Нагрев бандажей производился на горнах с нефтяным отоплением.

Одним из рациональных приборов для нагревания бандажа на колесной паре является газовое горно. На некоторых заводах США для этой цели применяют переносные трубчатые кольца. Эти кольца имеют по поверхности, обращенной к бандажу, ряд отверстий, кольца соединены с трубой, через которую подводится к ним газ, последний, воспламеняясь, образует по окружности бандажа горящую зону, благодаря чему происходит равномерное нагревание бандажа, занимающее около 10—15 минут. По окончании нагрева доступ газа к трубчатому кольцу прекращается, и кольцо снимается с бандажа.

Для того чтобы снять бандаж с центра, необходимо предварительно вынуть заводное кольцо из его канавки. При укреплении по русско-германскому способу кольцо приходится вырезать по окружности на колесно-токарных станках. Совершенно негодные бандажи иногда разрезают газовым резаком и по частям снимают с обода.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Применяется способ для нагрева отдельного бандажа перед насадкой его на колесный центр при помощи бензиновых и керосиновых горелок, поставленных на неподвижных опорах в четырех точках на окружности бандажа, в то время как самый бандаж помещается на круглом столе, вращающемся от мотора. Однако лучший нагрев дает электрический горн.

Проверка ободов колесных центров

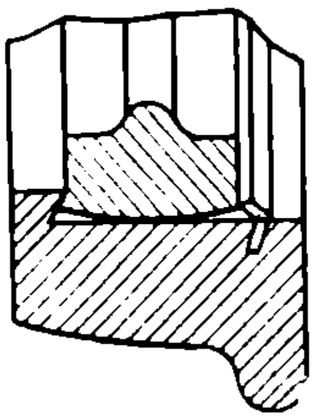
Освобожденная от бандажей колесная пара поступает на станок для проверки ободов колес. Сначала проверяются боковые стороны с целью установления их перпендикулярности к оси колесной пары, а затем проверяется и обтачивается обод каждого колесного центра по наружной цилиндрической поверхности. При этом наблюдают, чтобы ширина обода не отличалась от допускаемой, в противном случае производят наварку по боковым плоскостям его, а затем уже проверку и обточку. Также допускается наварка на цилиндрическую поверхность обода. При обточке цилиндрической поверхности ободов допускаются овальность и эксцентричность не более 0,5 *мм* (в практике ремонта заграничных железных дорог принята овальность 0,2 *мм* на 1000 *мм* диаметра).

Допустимый перекос обода, т. е. разница расстояний самого широкого и самого узкого места от вертикальной плоскости симметрии, проходящей через середину оси, принят равным 1 *мм*. Когда этот размер больше, то обтачивают боковые поверхности ободов, если с одной стороны приходится снять не более 2,5 *мм*. В противном случае соответственный обод наваривается и затем уже обтачивается. Наварка проводится также и в том случае, если овальность обода настолько велика, что обточка значительно уменьшит его диаметр или ослабит обод. Средние вертикальные плоскости обоих ободов должны одинаково отстоять от средней плоскости симметрии оси, чтобы и плоскости кругов катания одинаково отстояли от той же плоскости симметрии. Проверка центров колесных пар производится обычно на колесно-токарных станках и отнимает немного времени, так как встречается только на колесных парах, требующих смены бандажей или вновь формируемых.

Расточка бандажей

Расточка бандажей перед насадкой на колесные центры должна производиться с особым вниманием. При расточке нового бандажа вырезы для укрепляющих колец не должны превышать альбомного размера и не должны иметь острых кромок, так как это иногда влечет за собой разрыв бандажа.

Расточку необходимо производить до получения необходимого для посадки диаметра бандажа. Овал по диаметру при расточке допускается не более 0,5 *мм*. Для получения плотности насадки бандажа расточка должна производиться тщательно, без рисок. При расточке не допускается оставлять более двух черновин, причем каждая должна быть не более 50 *мм* длиной и шириной не более половины ширины бандажа.



Фиг. 660

На фиг. 660 представлен случай неправильной расточки бандажа и обточки обода. Расточку бандажей предпочтительнее производить на карусельных станках, чем на обычных лобото-карных, так как в последних установка его затруднительнее и погрешности при расточке могут быть больше. Употребительны станки отечественного производства по типу «Найльс» для бандажей пассажирских и товарных паровозов.

Наибольшую продолжительность службы бандажа без ослабления можно достигнуть, применяя при горячей насадке максимально допустимый натяг. Таким будет натяг, при котором не превзойден предел упругости материала бандажа и центра.

Нагрев от нажатия тормозными колодками служит одной из причин ослабления бандажа вследствие плохой теплопроводности соприкасающихся поверхно-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

стей его и колесного центра. Следовательно, борьба с этим явлением должна вестись путем увеличения коэфициента теплопроводности. В заграничной практике ремонта колес испытаны два способа: шлифовка соприкасающихся поверхностей бандажа и обода и постановка алюминиевых прокладок между ними. Основание для последнего — высокий коэфициент теплопроводности алюминия (при $t=100°$, теплопроводность алюминия — 0,49, стали — 0,14) и разбухание алюминия при нагреве (линейное тепловое расширение в *мм* при $t=150°$ у алюминия — 2,38, у стали — 1,17). Оба способа дали положительные результаты, но в то же время они дороги и громоздки.

Горячая насадка бандажей

Насадка бандажа на колесный центр производится на специальной плите, на которую кладется нагретый бандаж, а колесная пара краном опускается так, чтобы соответствующий колесный центр своей наружной торцовой поверхностью установился в выточке бандажа, сделанной ласточкиным хвостом; тогда выточка для заводного кольца расположится правильно к внутренней боковой поверхности центров. В кольцевую выточку вставляется заводное кольцо. Зазор между концами кольца не должен превышать 5 *мм*. При старых кольцах недостающая по длине часть кольца должна привариваться; отнюдь не допускается вставка отдельных концов.

Вставленное в кольцевую выточку кольцо должно плотно обжать обод колесного центра и плотно сидеть в самой выточке, в противном случае кольцо не выполняет полностью своего назначения.

Обжатие обода для укрепления колец в бандаже производится специальными станками, в которых боковые поверхности бандажа поворачивающейся колесной пары зажаты между опорным и нажимным валиками.

Заводные кольца гнут на специальных станках, имеющих три вращающихся ролика, из которых один перемещается по отношению к двум неподвижным.

В США довольно широко, как указано раньше, распространен способ насадки бандажей без заводных колец на колеса всех типов и родов службы паровоза. Этот способ практикуется около 20 лет и полностью себя оправдал за этот период. Натяги, применяемые при этом способе, несколько выше установленных для обычного способа насадки бандажей.

§ 5. Смена оси, колесного центра и пальца

В случае необходимости сменить ось, один или оба колесных центра, что может произойти вследствие появления недопустимых трещин в них, заварка коих не разрешается правилами ремонта, или вследствие ослабления центра на оси, — последние снимаются под давлением на особом колесном гидравлическом прессе. Затем новый центр растачивается под насадку на ось с установленным натягом. Эта расточка является важной операцией в ремонте колесной пары. Отверстие ступицы должно быть расточено перпендикулярно к плоскости колеса. Расточка должна быть совершенно цилиндрической, ровной и гладкой и закончена чистовым резцом. Лишь на входящей стороне отверстия делается небольшая расточка на конус с закругленным концом для удобства центровки положения оси перед запрессовкой.

В противном случае может получиться или неплотное прилегание или задир подступичной части оси при посадке, что повлечет за собой ослабление колеса. Эта расточка согласно правилам ремонта не должна быть более 3 *мм* по длине ступицы.

Расточка ступицы колесного центра производится на карусельно-токарных станках. Весьма употребительны для этой работы, как и для расточки бандажей, станки типа «Найльс».

Новые оси должны обтачиваться до альбомных размеров по общей длине с точностью до $+3$ *мм*. На торцах осей должны быть до обточки сделаны стандартные центры. Оси тщательно обтачиваются со снятием не менее двух стружек с бур-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

тиков и подступичной части, причем чистовая стружка снимается плоским резцом с широким лезвием. При снятии стружки, особенно отделочной, центры станка должны быть туго затянуты, чтобы обеспечить концентричность обточки подступичной части и шеек. После обточки чистовым резцом шейки — галтели шеек и внутренние стороны осевых буртиков должны быть зашлифованы или накатаны роликом. Особое внимание должно быть уделено обточке и закатке шеек и галтелей на шейках точно по радиусу и по калибру, а также тому, чтобы на буртиках после закатки не оставалось никаких острых рисок, которые могли бы повести к излому осей.

Обточка осей производится на специальных токарных станках. Обточка новых пальцев сцепных и ведущих осей ведется в основном по тем же правилам, какие установлены и для осей, особенно в части отделки их шеек.

Посадочная часть (хвостовик) пальца отделывается чистовым резцом, шейки же пальцев могут накатываться или шлифоваться.

Большую стойкость в работе получают хромированные шейки пальцев. Хромирование ведется в обычных электролитах при нормальной мощности динамомашин, принятой при хромировании паровозных деталей. Хромирование производится после окончательной отделки (шлифовки пальцев).

Натяг и давление при запрессовке осей и пальцев

Как правило, в США принято, что отверстие в ступице колеса должно быть меньшего диаметра, чем подступичная часть оси, на 0,025 *мм* при прокатных стальных колесах и на 0,05 *мм* при чугунных на каждые 25 *мм* диаметра. Однако различия в твердости металла заставляют это правило пополнять опытными данными, сохраняя установленное давление при запрессовке.

Правилами капитального ремонта паровозов и тендеров установлены следующие усилия в тоннах на 100 *мм* диаметра оси или пальца при их запрессовке (табл. 56).

Таблица 56

Наименование осей и пальцев	Усилие		
	Максимальное	Минимальное	
		Без бандажа	С бандажом
Оси паровозные и тендерные .	60	40	45
Пальцы кривошипов .	50	30	—

В действующем «Руководстве по формированию и ремонту колесных пар» указывается лишь давление.

В германской практике ремонта паровозов в мастерских натяг для прессовой посадки осей и пальцев принимается равным 0,16% от диаметра расточки ступицы, а окончательное давление на каждый миллиметр диаметра подступичной части оси или пальца устанавливается 400—700 *кг*.

Для организации правильной насадки необходимо снабжение всех заводов микрометрическими скобами и нутромерами и правильное их применение.

На величину запрессовочного давления, кроме натяга, влияет и смазка соприкасающихся поверхностей. Обычно употребляется для этого льняное масло. Давление должно возрастать постепенно во все время насадки, пока колесо не встанет на место. Для возможности наблюдения за этим каждый колесный пресс должен быть снабжен манометром и самопишущим прибором для вычерчивания диаграммы давления.

Барабан самопишущего прибора приводится в движение только от поршня пресса, но не от часового механизма.

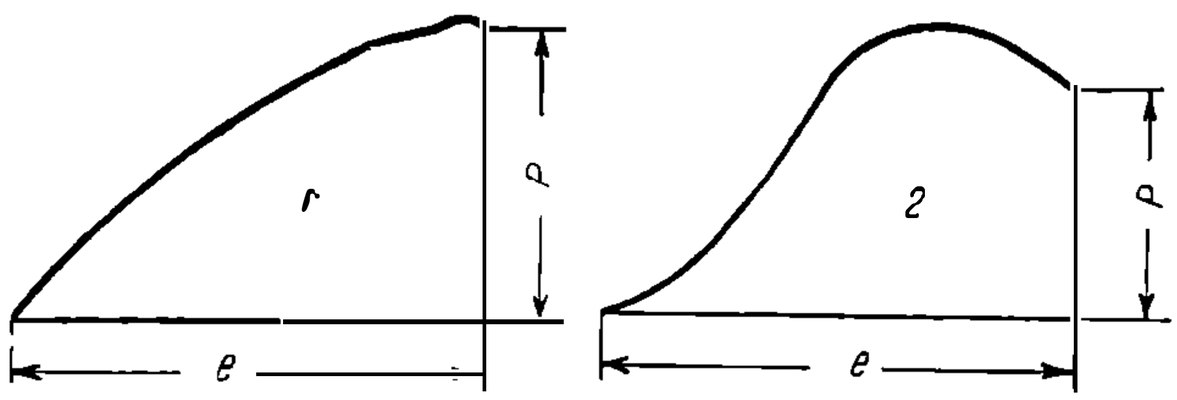
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Диаграмма прибора показывает изменение давления во время насадки. Характер изменения кривой давления зависит от типа центра, величины натяга и качества обработки оси и отверстия ступицы.

На фиг. 661 приведены наиболее типичные диаграммы:

1 — чрезмерно большой натяг,
2 — нормальная цилиндрическая расточка,
3 — конусная расточка по всей длине,
4 — цилиндричность расточки постоянна, но имеются местные неровности.

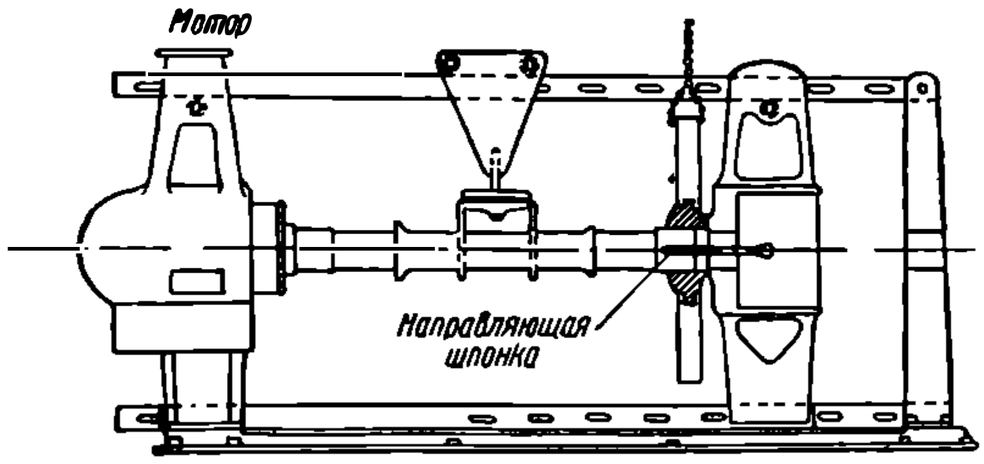
Качество насадки тем лучше, чем больше площадь плотного соприкосновения оси и ступицы после запрессовки. Площадь соприкосновения определяется по длине диаграммы запрессовки.



Фиг. 661.

Запрессовка оси

Для запрессовки оси последняя кладется на два крюка, подвешенных в каретке, передвигающейся по верхней балке пресса (фиг. 662), колесный центр подвешен на цепи подъемного крана и с одной стороны опирается на заднюю колонну пресса, а другой соответственной поверхностью ступицы обращен к оси.



Фиг. 662.

После запрессовки новых или старых колесных центров на ось, колесная пара подается на специальный станок для проверки и расточки отверстий под палец кривошипа.

Расточка этих отверстий должна заканчиваться, как и для отверстий ступицы, чистовым резцом. Расточку отверстий (гнезд) под пальцы желательно производить после запрессовки центров на оси и насадки бандажей, так как это гарантирует от возможных перемещений центра уже расточенного отверстия (гнезда) под влиянием напряжений, которые появляются в сравнительно слабых спицевых колесных центрах после операций запрессовки и насадки.

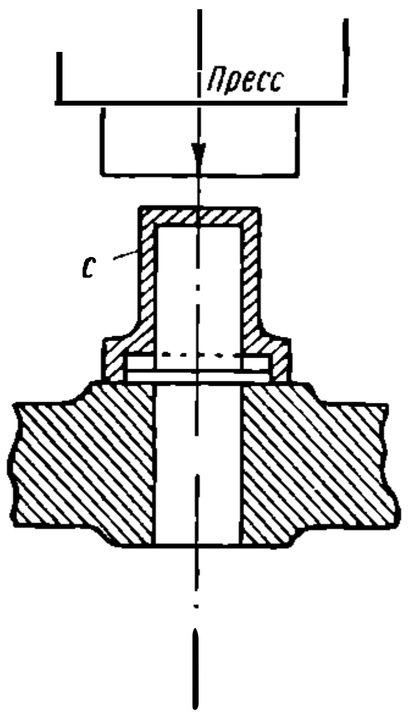
Запрессовка пальцев

Запрессовка пальцев ведется следующим образом. Сцепной палец слегка вбивается в отверстие колесного центра свинцовой кувалдой так, чтобы он держался в отверстии. В таком виде положение пальца проверяется линейкой (фиг. 664), от которой до обточенной грани бандажа или до особой скобы, наложенной на бандаж, расстояния *AA* должны быть равны при различных положениях линейки. Затем на палец надевается стакан *C* (фиг. 663) и производится запрессовка до тех пор, пока он не упрется своими краями в обработанный выступ колесного центра. Обычно на запрессовку одного сцепного пальца при двух рабочих затрачивается 15—20 минут.

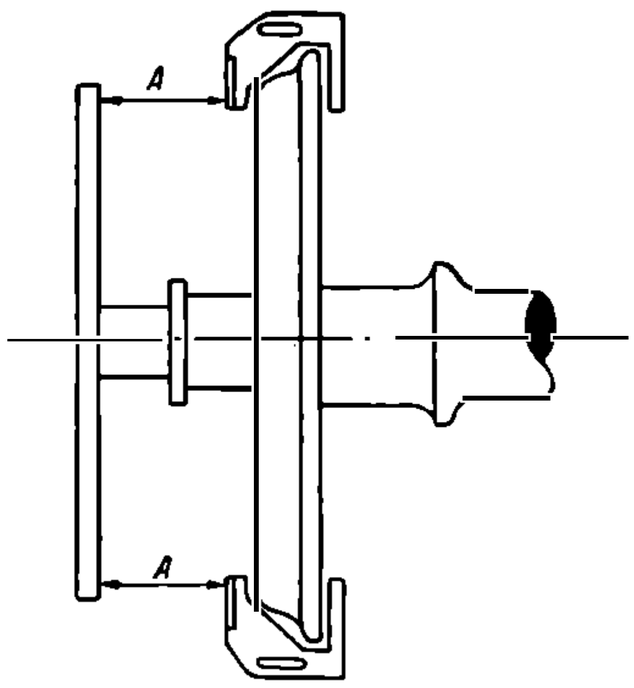
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Операции по запрессовке ведущего кривошипа, откованного за одно целое с контркривошипом, например паровоза серии «Э», начинаются с точной разметки пальца и колесных центров ведущей пары на разметочной плите.

Разметка ведется двумя рабочими (разметчик и подручный). На пальце намечается центр его (на плече кривошипа) и центр контркривошипа. Для этой цели в сквозное отверстие пальца забивается деревянная планка с железной пластинкой, затем специальным рейсмусом (фиг. 665) находится центр пальца на железной пластинке. После этого размечается колесная пара, для чего в отверстие под палец забивается такая же деревянная планка (фиг. 666) с железной пластинкой, как и в сквозное отверстие пальца. Центр отверстия находится обычным способом при помощи циркуля.



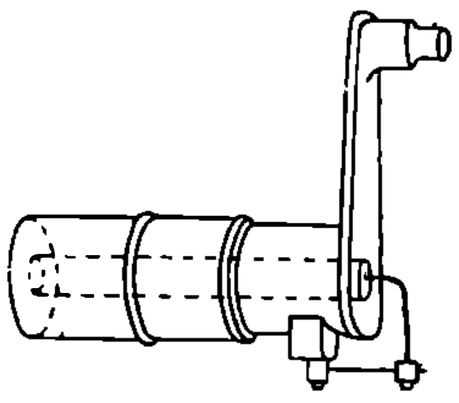
Фиг. 663.



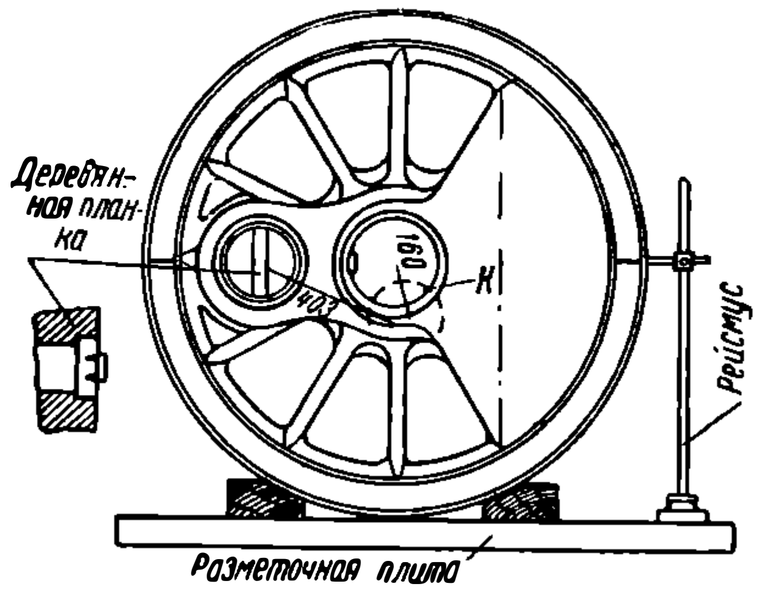
Фиг. 664

В высверленный стандартный керн центра оси на ее торце забивается свинец и на нем также размечается центр. Затем из центра отверстия для пальца описывается дуга радиусом 403 *мм*, а из центра оси дуга радиусом 160 *мм*. Пересечение дуг дает на колесном центре точку *О*, против которой должен лежать центр пальца контркривошипа. Из этой точки описывают произвольным радиусом (около 100 *мм*) дугу *К* на торце оси, которой затем пользуются для проверок.

При запрессовке ведущих пальцев с несъемным контркривошипом имеется возможность неверно запрессовать палец в части несоблюдения альбомной величины эксцентриситета. Для избежания этого при запрессовке ведущих пальцев применяется прибор Климентова (фиг. 667). Устройство его заключается в следующем: от самоцентрирующего диска *2*, имеющего устройство американского патрона, идет планка *1* с делениями, в прорезе планки может



Фиг. 665.



Фиг. 666.

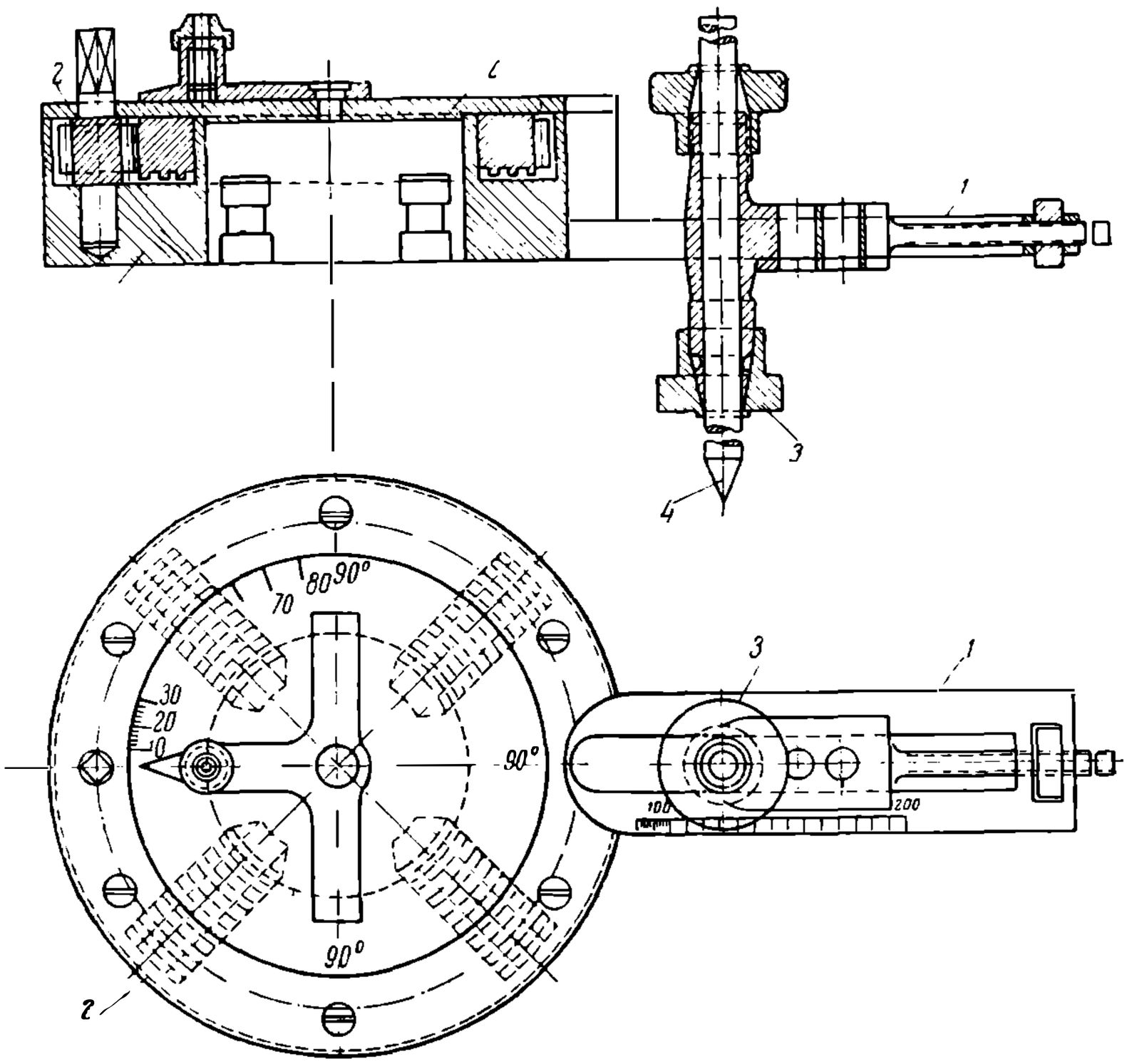
перемещаться поползушка *3*, с укрепленной на ней иглой *4*, перпендикулярной к планке.

При запрессовке пальца диск укрепляется на пальце контркривошипа, а поползушка, центр которой совпадает с осью иглы, закрепляется на планке на расстоянии величины эксцентриситета. Для правильной запрессовки пальца с укрепленным на нем прибором необходимо следить только за тем, чтобы во все время запрессовки острие скользящей в направляющих иглы находилось в центре оси.

Из других приборов, обеспечивающих правильность запрессовки ведущего пальца, можно указать на направляющие, показанные на фиг. 668, работа с которыми понятна из чертежа.

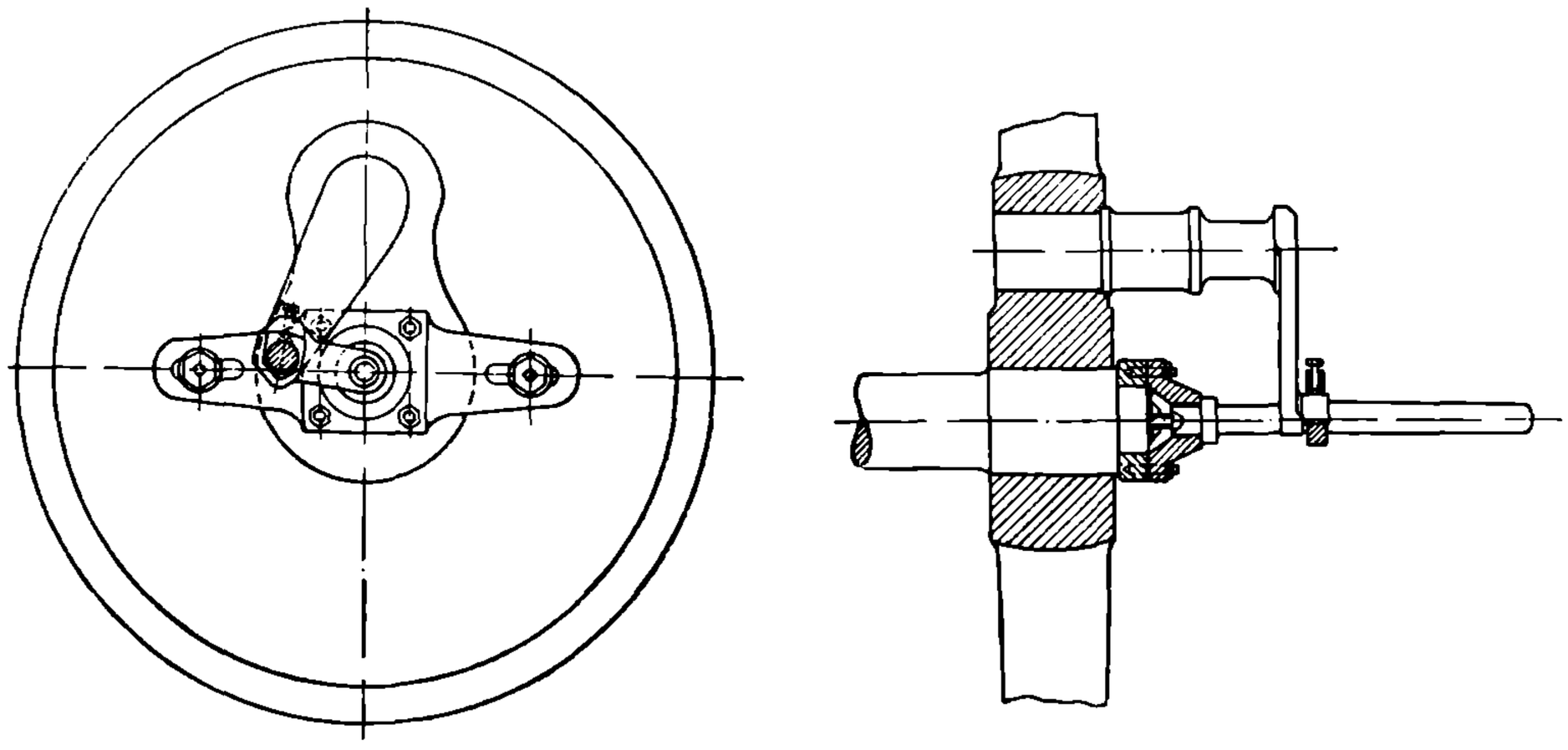
НБ УДУНТ (ДІІТ)

После запрессовки пальца колесная пара подается на пальцевый станок, на котором окончательно проверяется положение пальца контркривошипа, и незначительные возможные погрешности уничтожаются обточкой.



Фиг. 667.

В тех случаях, когда имеется возможность, следует употреблять два пресса один для съемки колес, другой для запрессовки их, в целях увеличения произ-



Фиг. 668.

водительности цеха и сбережения пресса, применяемого для запрессовки, от больших напряжений, резко спадающих, необходимых для того, чтобы стронуть с места туго насаженное колесо. Каждый пресс должен иметь манометр и само-

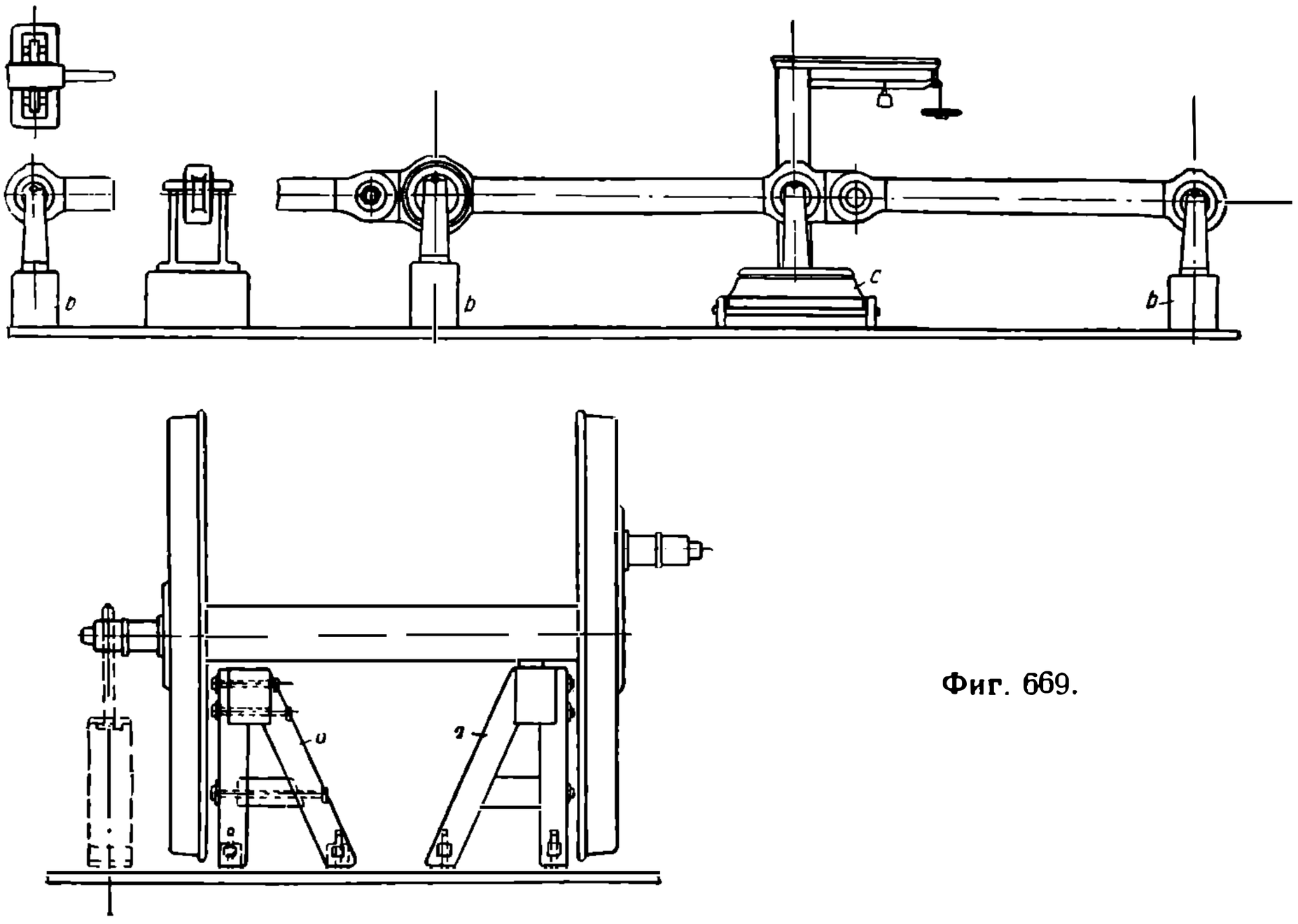
НБ УДУНТ (ДІІТ)

пишущий прибор. Они должны быть согласованы друг с другом и регулярно проверяться сравнением с контрольным манометром.

§ 6. Проверка противовесов

В тех случаях, когда при ремонте паровоза на заводе возникают сомнения в правильном весе противовесов, производят проверку его.

Приспособления для проверки состоят из козел *a* (фиг. 669), устанавливаемых на плите, комплекта подставок *b* для взвешивания дышел, коробки для подвешивания груза к пальцу кривошипа и весов *c*.



Фиг. 669.

Порядок проверки следующий.

1. Сначала взвешивают все дышла, отмечая этот вес для каждого пальца кривошипа.

К найденному таким образом весу для ведущего кривошипа прибавляют вес заднего конца поршневого дышла. Затем взвешивают поршень с крейцкопфом и к полученному весу прибавляют вес переднего конца поршневого дышла. Это даст вес возвратно-движущихся частей. Две трети этого веса делят на число осей паровоза и полученную цифру прибавляют к весу, определенному на каждый палец. Этот суммарный вес и должен быть уравновешен противовесом.

2. Определяют центр тяжести каждого противовеса.

Для этого вырезают из тонкого листа железа или делают деревянный шаблон по контуру противовеса.

После этого шаблон подвешивают сначала за один угол, наблюдая, чтобы он свободно качался, и из точки подвеса опускают отвесную линию, отмечая ее положение на шаблоне; после этого шаблон подвешивают за другой угол и также опускают из точки подвеса отвесную линию, отмечая ее положение на шаблоне; пересечение этих линий дает центр тяжести шаблона. Этот же способ годен и для определения центра тяжести противовеса, когда он состоит из нескольких секций.

Для проверки противовеса какой-либо колесной пары ее ставят на козлы и подвешивают коробку для груза на палец кривошипа. Затем устанавливают колесную пару горизонтально, а палец кривошипа ее так, чтобы линия криво-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

шипа совпадала с горизонтальной линией, проходящей через центр оси, что проверяется при помощи рейсмуса.

В США на Балтимора-Огайской и Чезапик-Огайской ж. д., где применяется этот порядок проверки противовесов, для установки колесной пары в такое положение на торце оси прочерчивается окружность диаметром, равным диаметру пальца, затем берется уровень и устанавливается так, чтобы он был на касательной к прочерченной окружности и к цилиндрической поверхности пальца кривошипа. После этого колесная пара поворачивается до тех пор, пока уровень не станет в горизонтальное положение. На коробку накладывается в виде плит груз, необходимый для уравновешивания противовеса.

Полученный таким образом груз (вес коробки и груза) на пальце кривошипа и будет соотвстствовать действительному весу противовеса.

Чтобы определить, какое количество металла требуется снять или добавить в противовес, следует получаемую разницу между весом, сосредоточенным на пальце кривошипа, и определенным выше весом—умножить на длину кривошипа и полученную цифру разделить на расстояние между центром тяжести противовеса и центром оси.

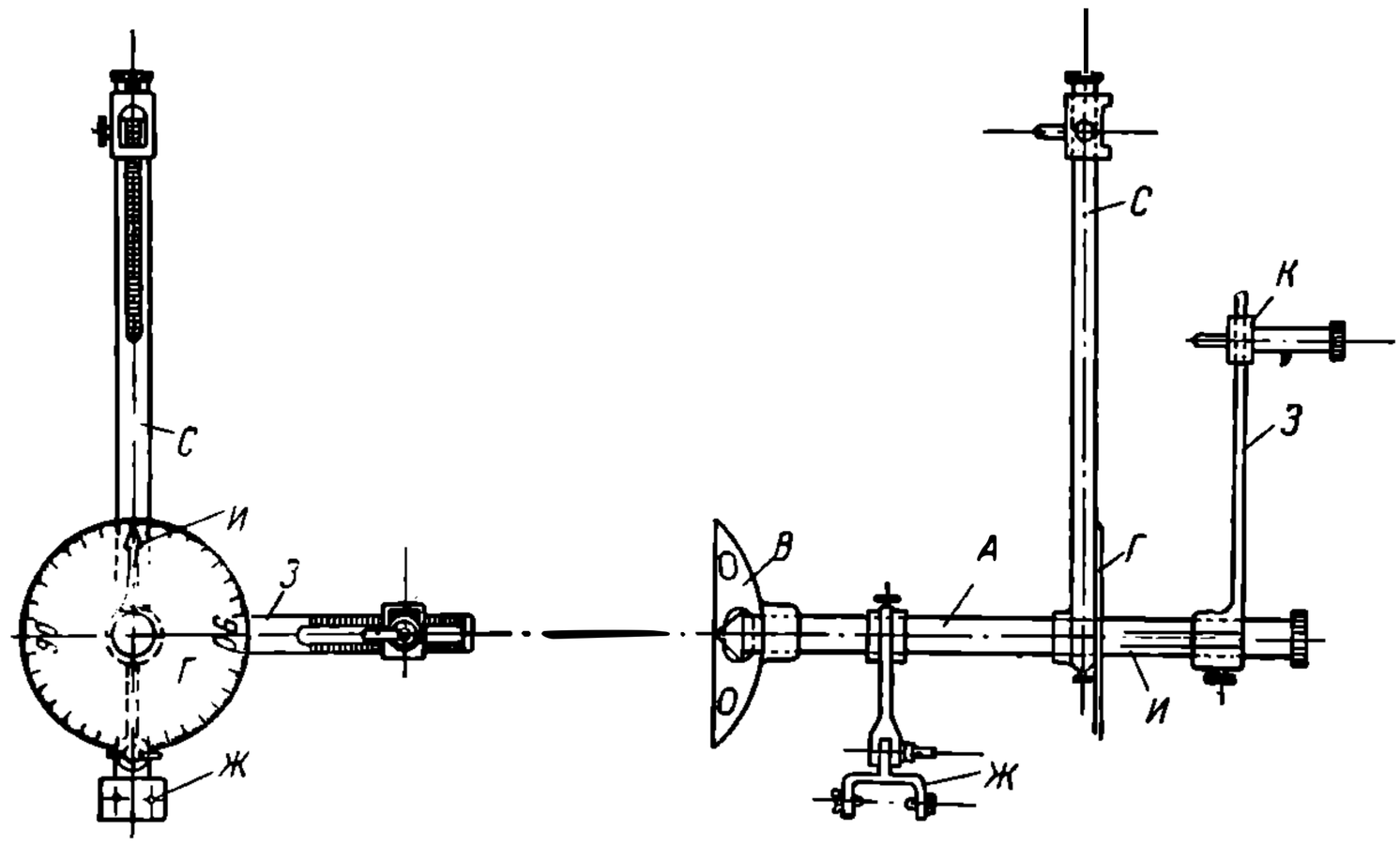
Этот вес затем равномерно распределяется по поверхности противовеса.

Когда приходится убавить вес противовеса, то сверлят его таким образом, чтобы не изменились центр тяжести и угол сдвига.

В колесном цехе для целей проверки противовесов должны находиться таблицы расчетных весов противовесов паровозов нужных серий и бланки для облегчения производства записей при взвешивании.

§ 7. Проверка отремонтированной колесной пары

Готовая колесная пара, принимаемая инспектором, должна удовлетворять требованиям, установленным «Правилами заводского ремонта паровозов и тендеров». Проверка правильности насадки пальцев производится при помощи так называемых плит Круппа, имеющихся на некоторых заводах, или же на обычной плите согласно описанному выше способу, или при помощи прибора Юхневича (фиг. 670)



Фиг. 670.

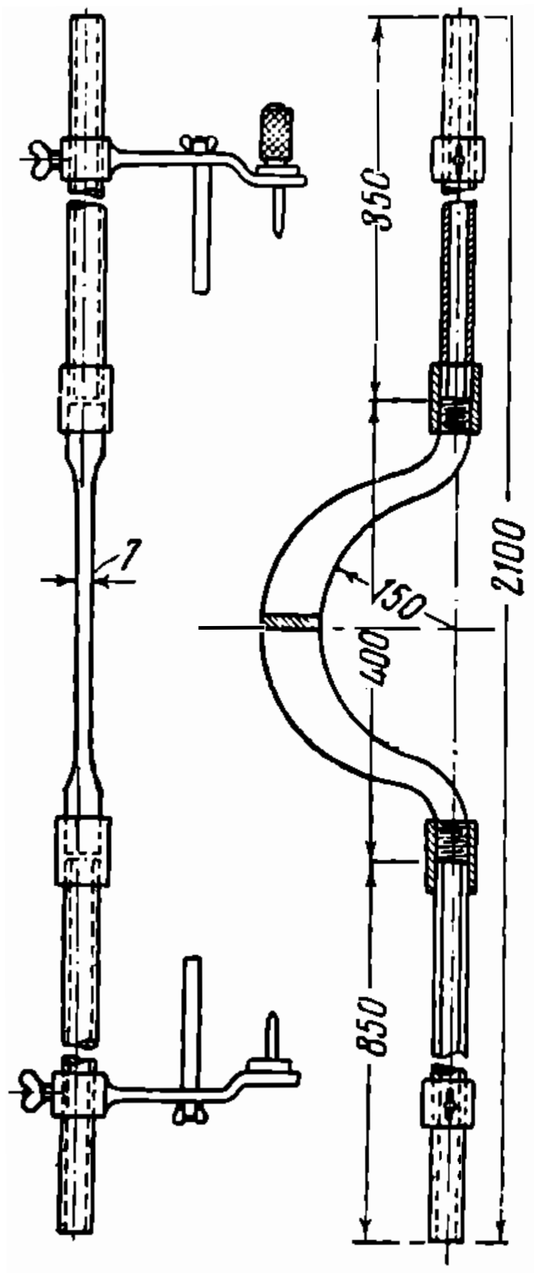
При установке этого прибора конус на конце основного стержня *А* вставляется в центровой керн оси проверяемой колесной пары. На этом же конце стержня надеты подвижная шайба *В*, упирающаяся в точеный торец паровозной оси и служащая для достижения правильного расположения прибора, и три подвижных рычага. Первый рычаг служит для укрепления прибора при помощи струбцинки *Ж* к кривошипу проверяемой колесной пары. Второй рычаг *С* имеет заточенный конус, вставляемый в центр кривошипного пальца. У основания этого рычага наглухо закреплен диск *Г* с делениями. Третий подвижной рычаг *З*

НВ УДУНТ (ДІІТ)

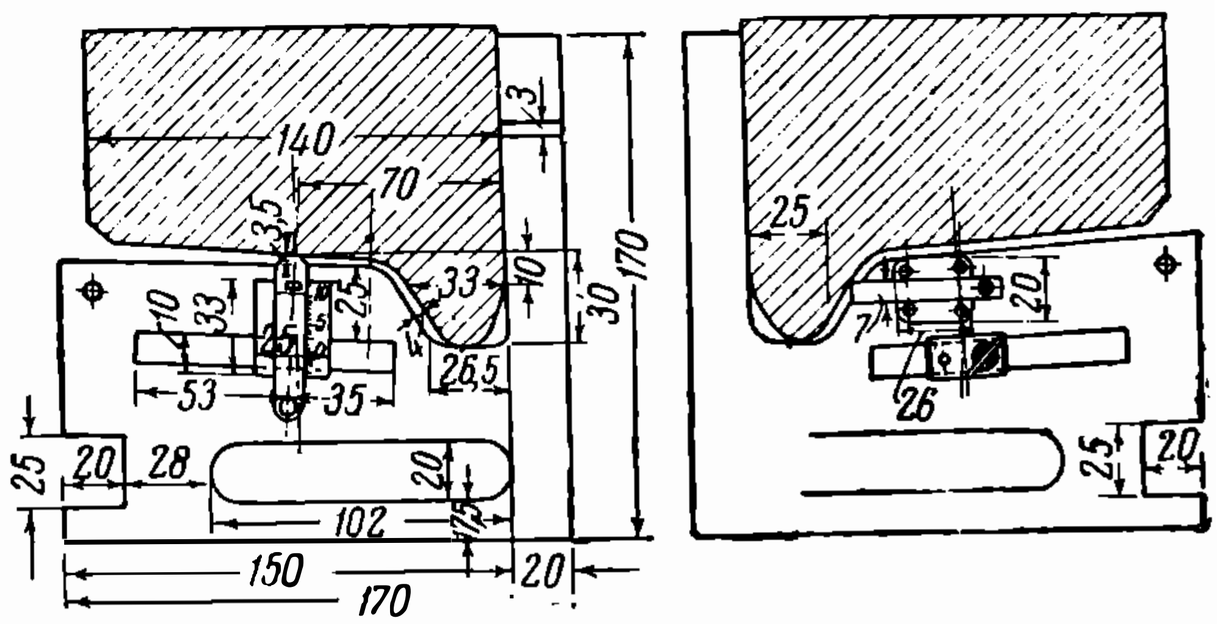
имеет на конце миллиметровую шкалу и подвижной указатель *К* с заточенным конусом, вставляемым в центр контркривошипа. К основанию рычага *З* прикреплена стрелка *И*, движущаяся по диску *Г* и показывающая угол между рычагами *З* и *С*.

Прибор дает одновременно следующие показания: а) длину ведущего кривошипа, указанную на шкале рычага *С*; б) длину кулисного кривошипа, указанную на шкале рычага *З*; в) угол между ведущим и кулисным кривошипами, показываемый стрелкой *И* на диске *Г*. Эти данные достаточны для суждения о степени правильности посадки ведущего пальца. Описанный прибор применяется для колесных пар как паровозов с кулисой Гейзингера, так и с кулисой Джоя. В последнем случае нужна лишь другая, особо приспособленная струбцинка *Ж*.

3) Бандажи обтачиваются с одним и тем же диаметром, а затем проверяются особым раздвижным штангенциркулем (фиг. 671). Для проверки профиля, а также для определения проката, толщины бандажей и гребня употребляются шаблоны, указанные в инструкции по формированию и ремонту колесных пар (фиг. 672а и 672б).



Фиг. 671.



Фиг. 672а.

Расстояния между боковыми внутренними гранями бандажей должны быть равны 1440 *мм*. Отступления в ту или иную сторону допускаются не более 3 *мм*.

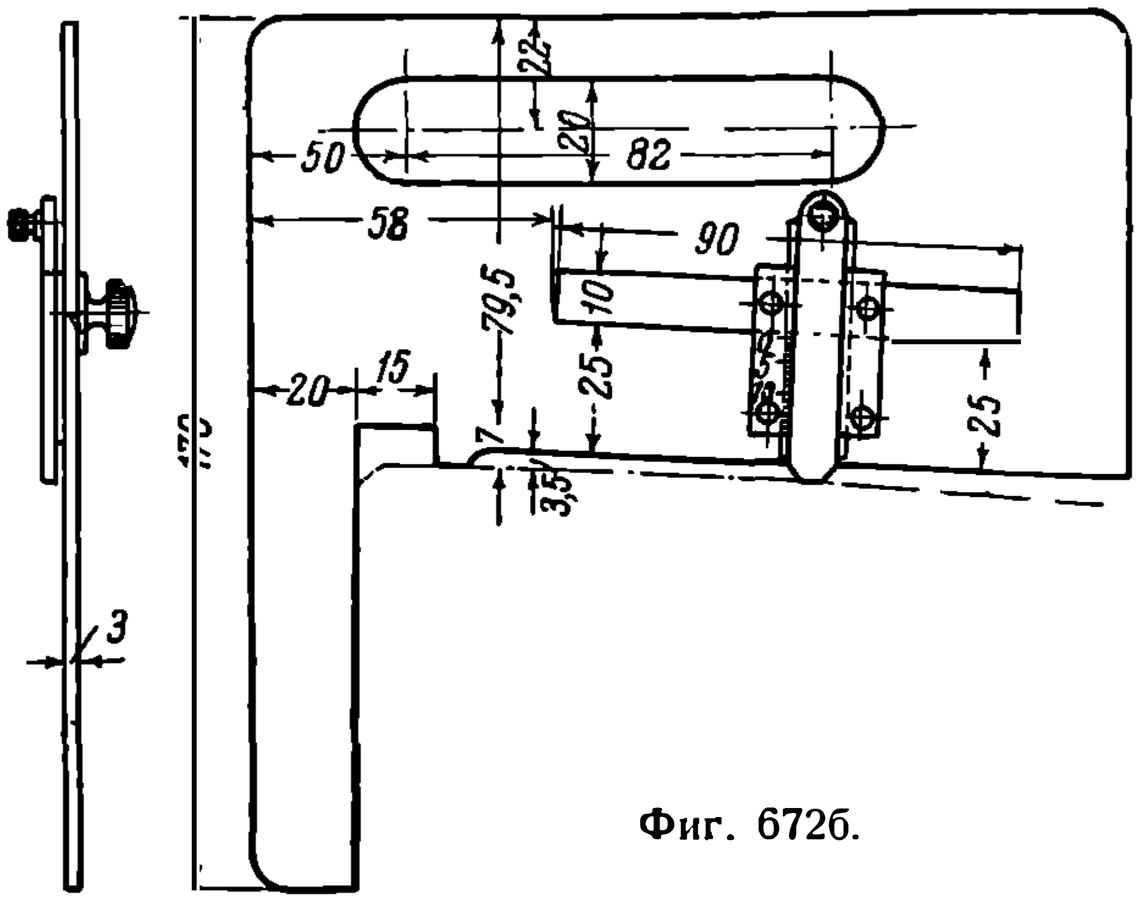
Для проверки этого расстояния и правильности насадки центров колесная пара устанавливается на плите и закрепляется в горизонтальном положении посредством деревянных клиньев так, чтобы линия центров оси и пальца кривошипа находилась, с одной стороны, в горизонтальном положении, а с другой — при двухцилиндровой машине — в вертикальном. Затем в центр на торцовой поверхности оси вставляют свинцовую закладку, на которую наносят керн, пользуясь контрольной окружностью на торце оси. На оба бандажа накладывается специальная крестовая линейка с выдвижным острием так, чтобы отвесы, спущенные с обоих концов ее, проходили через центровые керны, сделанные на торцах оси (фиг. 673).

На наружных поверхностях обоих бандажей наносят контрольные вертикальные риски, а на оси проводят горизонтальную продольную риску и на ней отмечают середину оси. Стальная крестовая линейка устанавливается так, чтобы подвижное острие совпало с найденной серединой оси. На линейке имеются деления, из которых нулевые соответствуют правильному, установленному чертежом расстоянию между бандажами в 1440 *мм*. Обе подвижные обоймы линейки передвигаются к боковым поверхностям бандажей, и отсчитываются деления, указывающие отступление от середины оси внутренних боковых поверхностей их в ту или другую сторону. Одновременно определяются расстояния до буртов

НБ УДУНТ (ДІІТ)

каждого пальца колесной пары при помощи отвеса, укрепляемого на проектном расстоянии от середины оси до средней линии сцепных дышел.

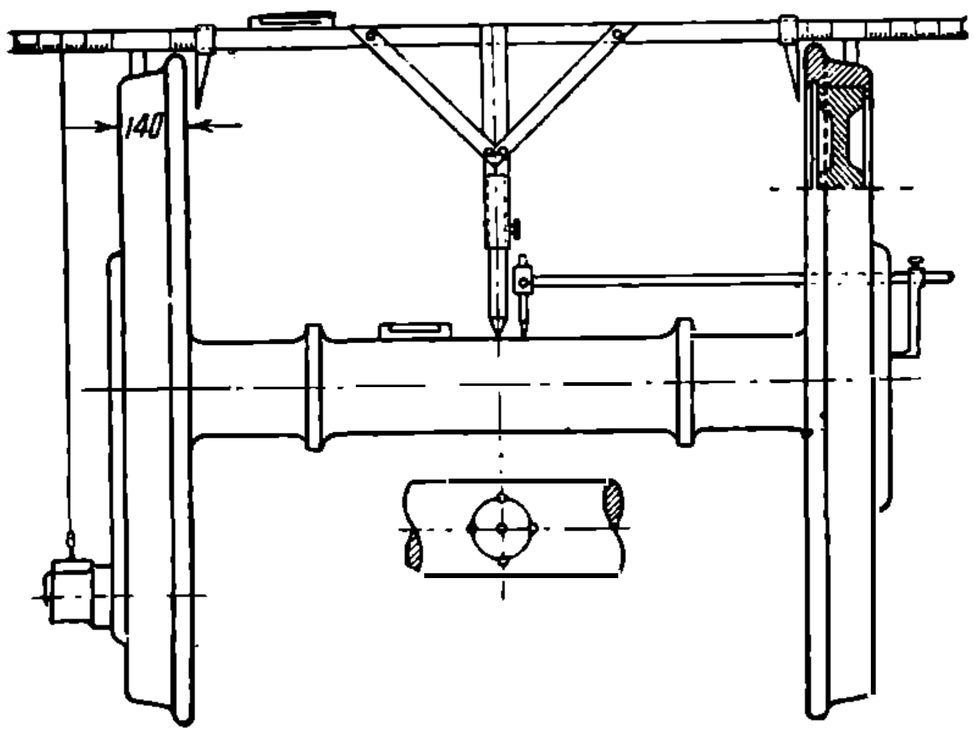
Боковые внутренние поверхности бандажей, измеренные в разных местах от боковых внутренних ступиц колес, должны находиться на равном расстоянии. Проверка этого расстояния производится при помощи линейки, которая прикладывается к боковой внутренней поверхности ступицы, и угольника с делением на одной полке.



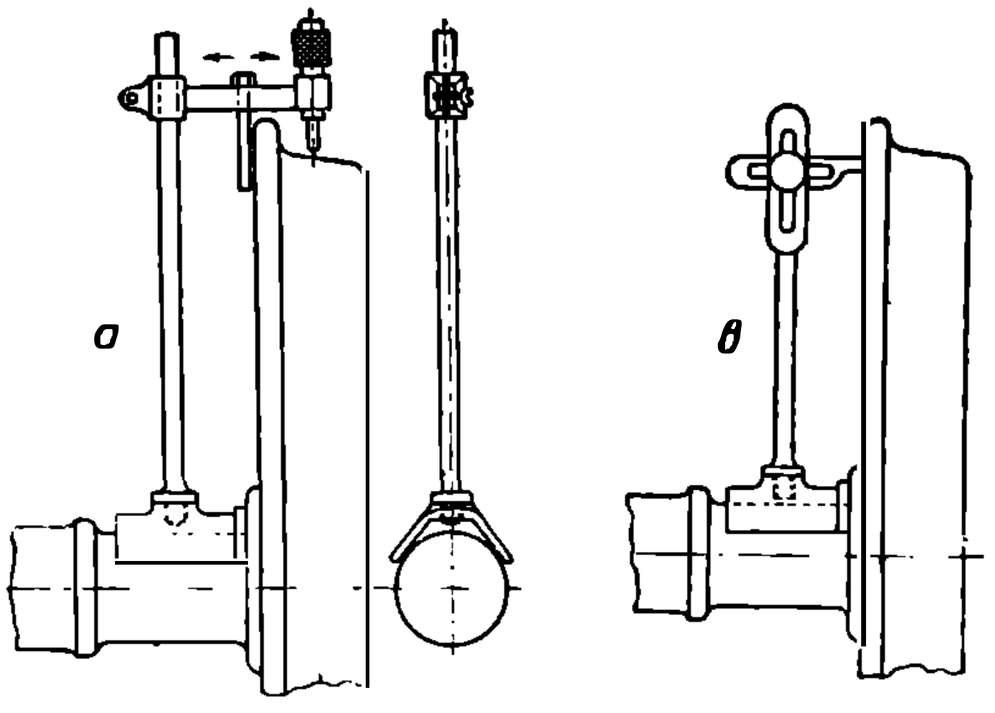
Фиг. 672б.

Бандажи должны быть обточены концентрично шейкам осей. Для проверки этого служит прибор (фиг. 674,*а*), состоящий из основания в виде двугранного угла и прикрепленной к нему под прямым углом стойки, по которой передвигается державка. Эта державка несет на себе планку, устанавливаемую по внутренней боковой поверхности бандажа, и индикатор или микрометрический винт, устанавливаемый по кругу катания; при проверке двугранный угол должен одним концом прилегать к боковой поверхности ступицы центра и поочередно ставиться в три положения по окружности шейки, тогда микрометрическим винтом или индикатором будут отмечены отклонения круга катания от правильного положения.

Внутренние боковые поверхности бандажей должны быть обточены под прямым углом к оси колесной пары. Для проверки правильности их обточки употребляется приспособление, указанное на фиг. 674,*в*.



Фиг. 673.



Фиг. 674.

При проверке двугранный угол должен касаться внутренней боковой поверхности ступицы, а линейка, ходящая в пазу стойки, — боковой внутренней поверхности бандажа.

Конусность и овальность диаметров шеек и пальцев не должны превосходить размеров, допускаемых правилами ремонта. Для проверки употребляются скобы с микрометрическими винтами.

После окончания проверки колесной пары должны быть сообщены в буксовую бригаду для отделки буксовых подшипников следующие ее размеры: а) расстояние от проектной середины буксовых направляющих до каждого из

НБ УДУНТ (ДІІТ)

двух буртов шейки паровозной оси, которые определяются штангенциркулем (фиг. 675); б) диаметры шеек осей.

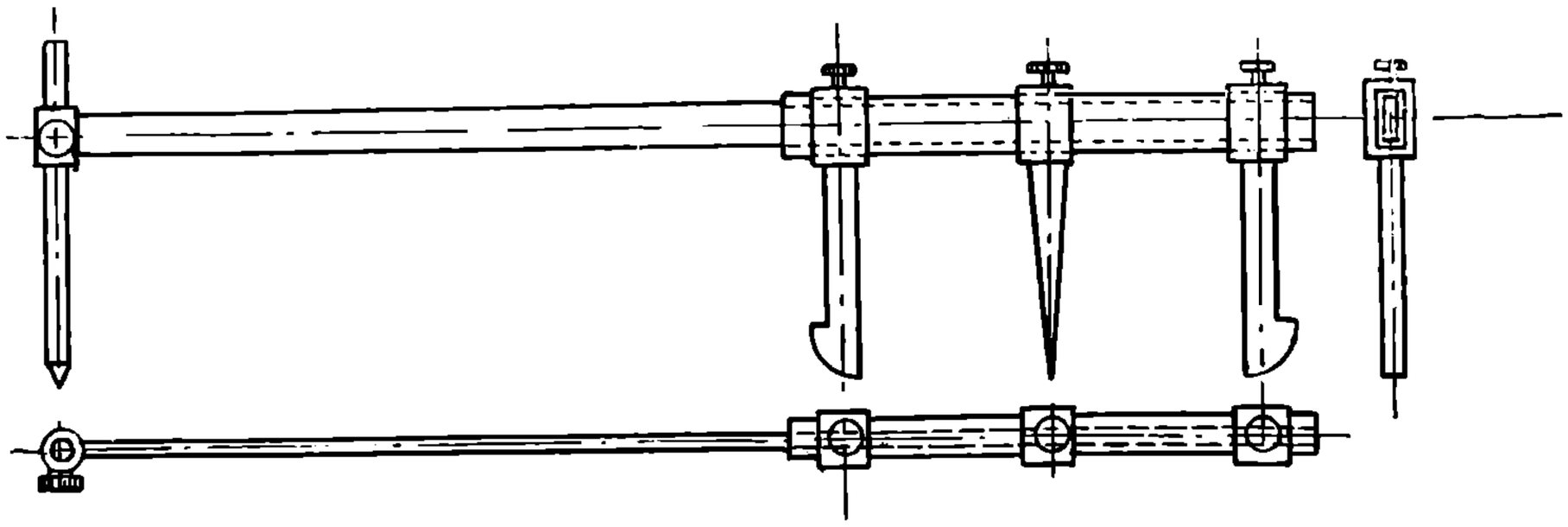
В дышловую бригаду должны быть сообщены: а) расстояния от средней линии сцепных дышел, определяемой по альбомному расстоянию от середины оси до внутреннего и наружного буртов пальцев сцепных осей и ведущей; эти размеры нужны для определения размеров буртов подшипников сцепных осей при их расточке; б) диаметры пальцев.

ГЛАВА X

БУКСЫ

§ 1. Буксы движущих колесных пар

Паровозные буксы составляются следующими тремя основными частями: корпусом, подшипником и нижней (смазочной) коробкой. В буксах наших старых типов паровозов имеются еще и бронзовые наличники, укрепляемые с боков корпуса и служащие для уменьшения трения между корпусом буксы и буксовыми направляющими.



Фиг. 675.

Корпусы букс изготовляются из литой стали (Стл.-1) согласно ОСТ 1447; подшипники — из твердой бронзы (обычно с заливкой баббитом), желательно свинцовистой. Если подшипники изготовлены из свинцовистой бронзы, обладающей, как известно, достаточно хорошими антифрикционными свойствами, то баббитовая заливка подшипника, естественно, не нужна.

Рассмотрим устройство букс движущих колесных пар. Существуют два типа этих букс, различающиеся один от другого по устройству подшипника: старый тип, когда подшипник имеет «граненую» внешнюю поверхность, и новый тип, когда подшипник имеет полуцилиндрическую внешнюю поверхность. Первый тип пользуется почти исключительным распространением на наших старых паровозах и иллюстрируется фиг. 676, где изображена ведущая букса паровоза серии «ЭУ». Второй тип — значительно более совершенный — получает исключительное распространение на всех новых мощных паровозах. На фиг. 677 показана букса сцепных осей паровозов серий «ФД» и «ИС» с круглым подшипником.

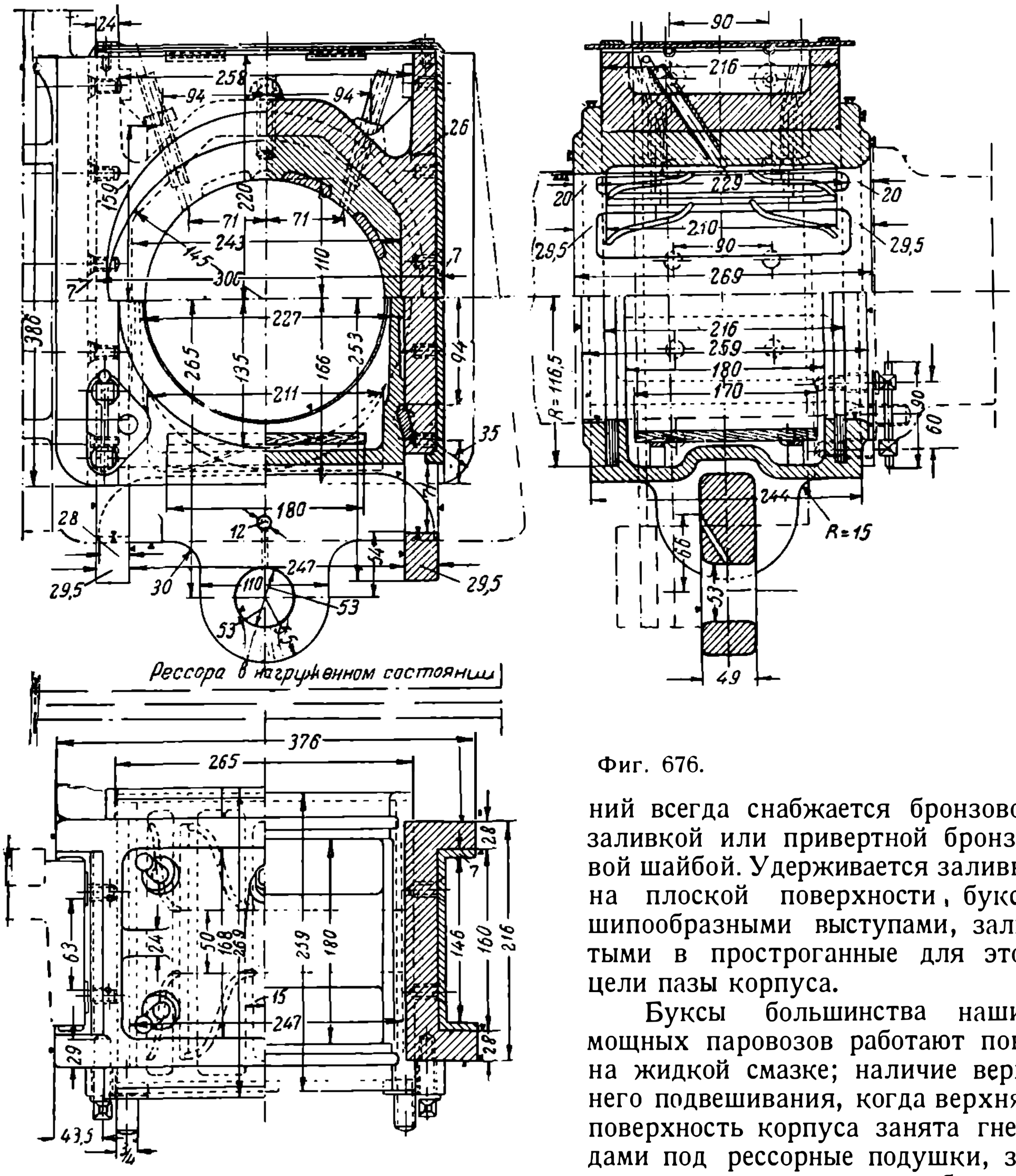
Недостатком граненых подшипников является значительная трудность плотной пригонки граней подшипника к внутренним граням корпуса буксы; между тем это необходимо для надежной работы подшипника. Последний заколачивается в буксу снизу и должен очень плотно сидеть на месте. В нижнюю часть корпуса буксы заводится нижняя смазочная коробка, укрепляемая на месте двумя штырями (чеками), загоняемыми в простроганные или сверленые пазы нижней коробки и корпуса. Показанная на чертеже букса рассчитана на нижнее рессорное подвешивание; для соединения с хомутом рессоры в нижние ушки корпуса буксы заводится Т-образная серьга.

Для облегчения вертикальных перемещений корпуса в буксовых направляющих применяются бронзовые наличники, укрепляемые шурупами к боковым граням корпуса. В верхней части корпуса размещается масленка, из которой масло по фитильным трубкам расходится по всем требующим смазки местам — к подшипнику и к обоим наличникам.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если букса с граненым подшипником могла считаться типовой для наших старых паровозов, то с круглым подшипником является характерной для мощных паровозов. Подшипник здесь запрессовывается с торца буксы под значительным давлением — около 15 *m* — и надежно удерживается от провертывания боковыми выступами корпуса буксы.

Так как новые типы осей колесных пар не имеют буртов и удерживаются от поперечных перемещений упором торца колеса о торец буксы, то послед-



Фиг. 676.

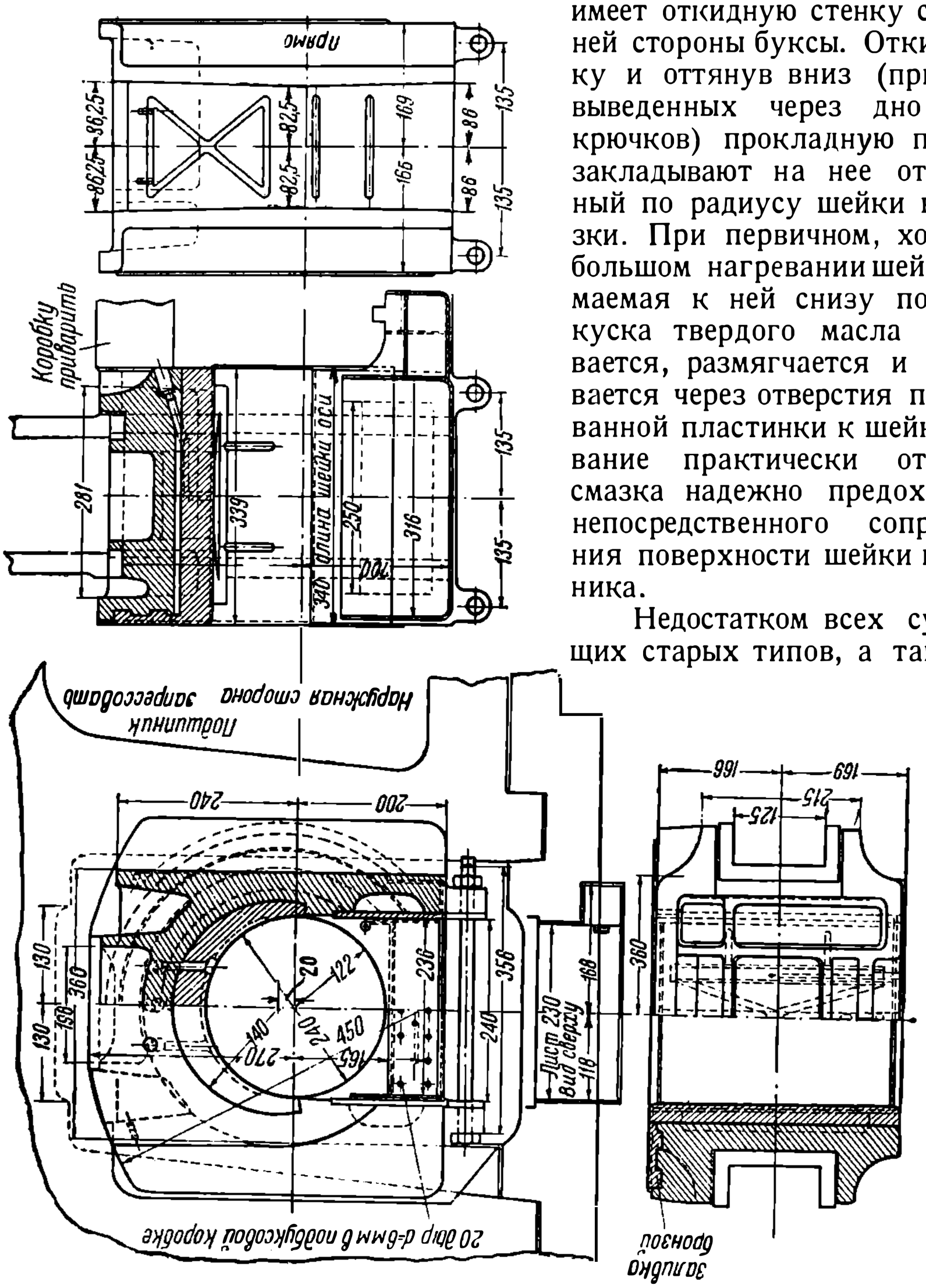
ний всегда снабжается бронзовой заливкой или привертной бронзовой шайбой. Удерживается заливка на плоской поверхности, буксы шипообразными выступами, залитыми в простроганные для этой цели пазы корпуса.

Буксы большинства наших мощных паровозов работают пока на жидкой смазке; наличие верхнего подвешивания, когда верхняя поверхность корпуса занята гнездами под рессорные подушки, заставило вынести масленки букс за пределы корпусов последних. Жидкая смазка к буксам подается по трубкам, идущим от приемных резервуаров масленок, установленных на листах гибких опор котла; все устройство — достаточно громоздкое и неудобное, которое нужно рассматривать как временное. При введении единственно рациональной твердой смазки потребуются незначительные переделки буксы.

На фиг. 678 показано типовое выполнение нижней смазочной коробки буксы для твердой смазки. Помещенная на дне пружина нажимает через прокладную пластинку на кусок смазки, придавливая его к шейке снизу. Для того чтобы кусок смазки при трогании паровоза с места не был сдвинут в сторону и измят,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

между ним и шейкой прокладывается изогнутая по радиусу шейки перфорированная пластина, через отверстия которой смазка и поступает к шейке. Коробка имеет откидную стенку с внутренней стороны буксы. Откинув стенку и оттянув вниз (при помощи выведенных через дно коробки крючков) прокладную пластинку, закладывают на нее отформованный по радиусу шейки кусок смазки. При первичном, хотя бы небольшом нагревании шейки прижимаемая к ней снизу поверхность куска твердого масла подтапливается, размягчается и продавливается через отверстия перфорированной пластинки к шейке. Нагревание практически отсутствует, смазка надежно предохраняет от непосредственного соприкосновения поверхности шейки и подшипника.



Фиг. 677.

казанного на фиг. 677 нового типа букс, примененных для ведущей оси, является недостаточно хорошая сопротивляемость рабочей поверхности подшипника горизонтальным продольным (по отношению к паровозу) усилиям. Это обусловливает относительно быстрый износ боковых участков рабочей поверхности подшипника у ведущих букс, у которых эти усилия в особенности велики. Чтобы уменьшить износ подшипников, на наших мощных паровозах серий «ФД» и «ИС» применены ведущие буксы с дополнительными боковыми подшипниками, как это показано на фиг. 679, изображающей ведущую буксу паровозов серий «ФД» и «ИС». Подшипники сделаны с регулировкой. Последняя осуществляется при помощи клиньев, выполненных в количестве двух штук — нижнего и бокового—для каждого дополнительного вкладыша. Здесь подшипники, работающие совместно, охватывают около $^2/_3$ всей окружности шейки и обусловливают крайне малый износ, окупающий значительно более высокую стоимость такой буксы.

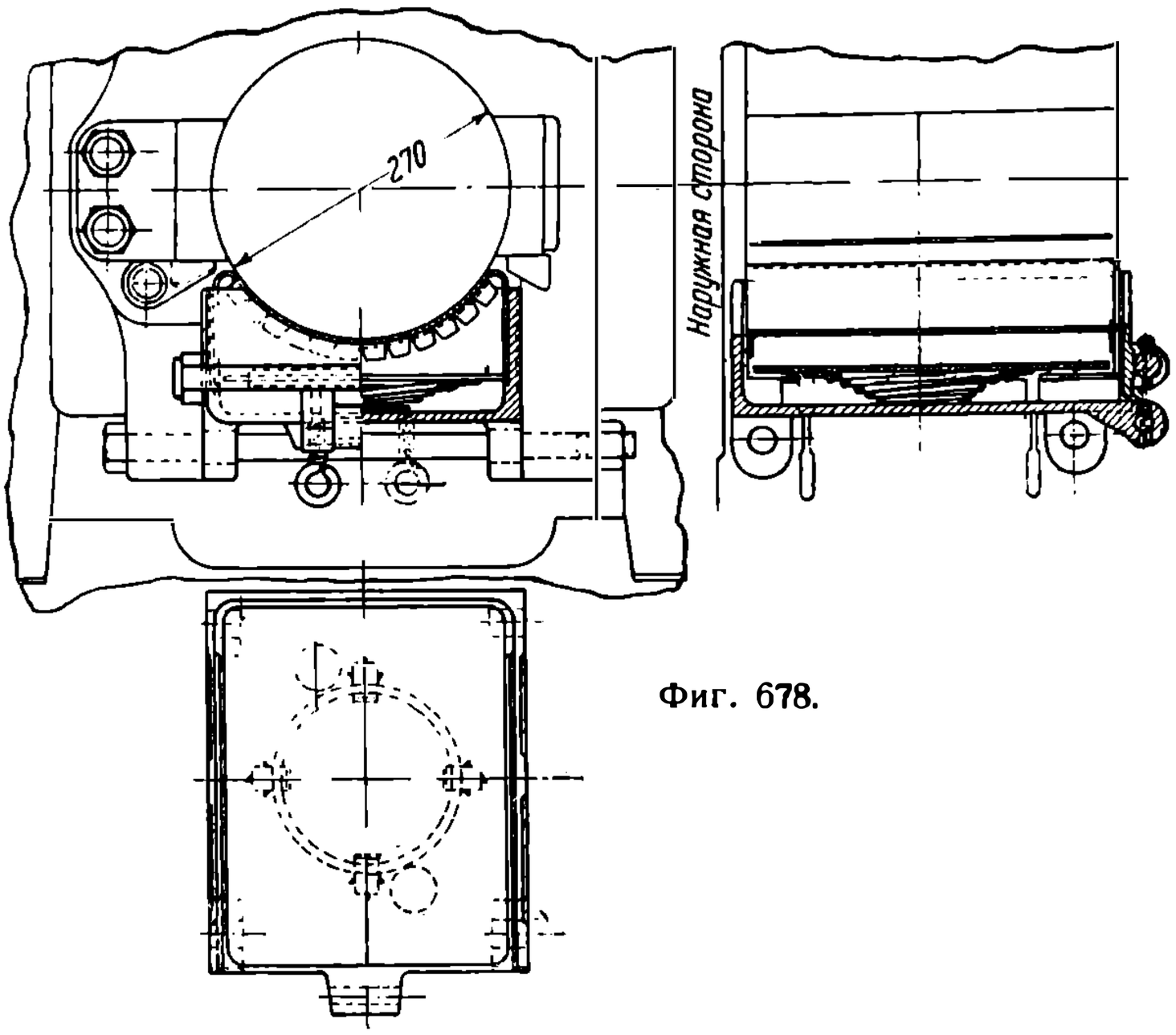
Показанная на фиг. 679 букса предусматривает наличие твердой смазки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Это — новейшая конструкция буксы. Бронзовая заливка торца корпуса буксы заменена привертной бронзовой шайбой, более удобной как при постройке паровоза, так и в особенности при ремонте.

Наконец, хорошее направление букс относительно рамы с минимальным износом как последней, так и корпуса самой буксы, а также и возможность некоторых перекосов колесной пары относительно рамы осуществляются путем двусторонних скосов обоих бортов корпуса буксы, как показано на фиг. 677 на боковой (правой) проекции буксы; расстояние между бортами в их верхних и нижних участках сделано увеличенным (по сравнению с расстоянием между бортами в их средней части).

Для того чтобы устранить соприкосновение стального корпуса буксы со стальной брусковой рамой, между их смежными поверхностями у всех движущих колесных пар устанавливаются чугунные буксовые накладки, изображенные на фиг. 680. Одна из накладок имеет одинаковое сечение по всей длине. Эта накладка ничем не укрепляется к раме, будучи расположена между буксой и рамой. Вертикальных перемещений накладка почти не имеет, так как ее длина делается всего на 1 *мм* меньше высоты буксового выреза, считая от верхней горизонтальной стенки выреза до струнки.



Фиг. 678.

Другая накладка — более короткая, сделанная клинообразной; она является клином; подтягивая его, можно уменьшить зазоры между стенками выреза в раме и буксой.

Материал этих накладок — специальный хромистый чугун состава: углерод общий — 3,0 — 3,3%; углерод связанный — 0,7—0,8%; марганец — 0,7—0,9%; кремний — 1,6 — 1,8%; фосфор—0,6—0,8%; сера — не больше 0,12%; хром — 0,4 — 0,8%; никель — не меньше 0,15%. Твердость в единицах Бринеля — 190 — 240. Чугун такого состава имеет большую твердость (присадок хрома), малое истирание (присадок фосфора).

Регулировка буксовых клиньев, о чем сказано раньше, у мощных паровозов ввиду большого веса всех деталей встречает известные затруднения. В США за последнее время получают распространение (только у тяжелых по нагрузке на сцепную ось паровозов) значительно более совершенные автоматические клинья[1].

§ 2. Буксы бегунковых и поддерживающих осей

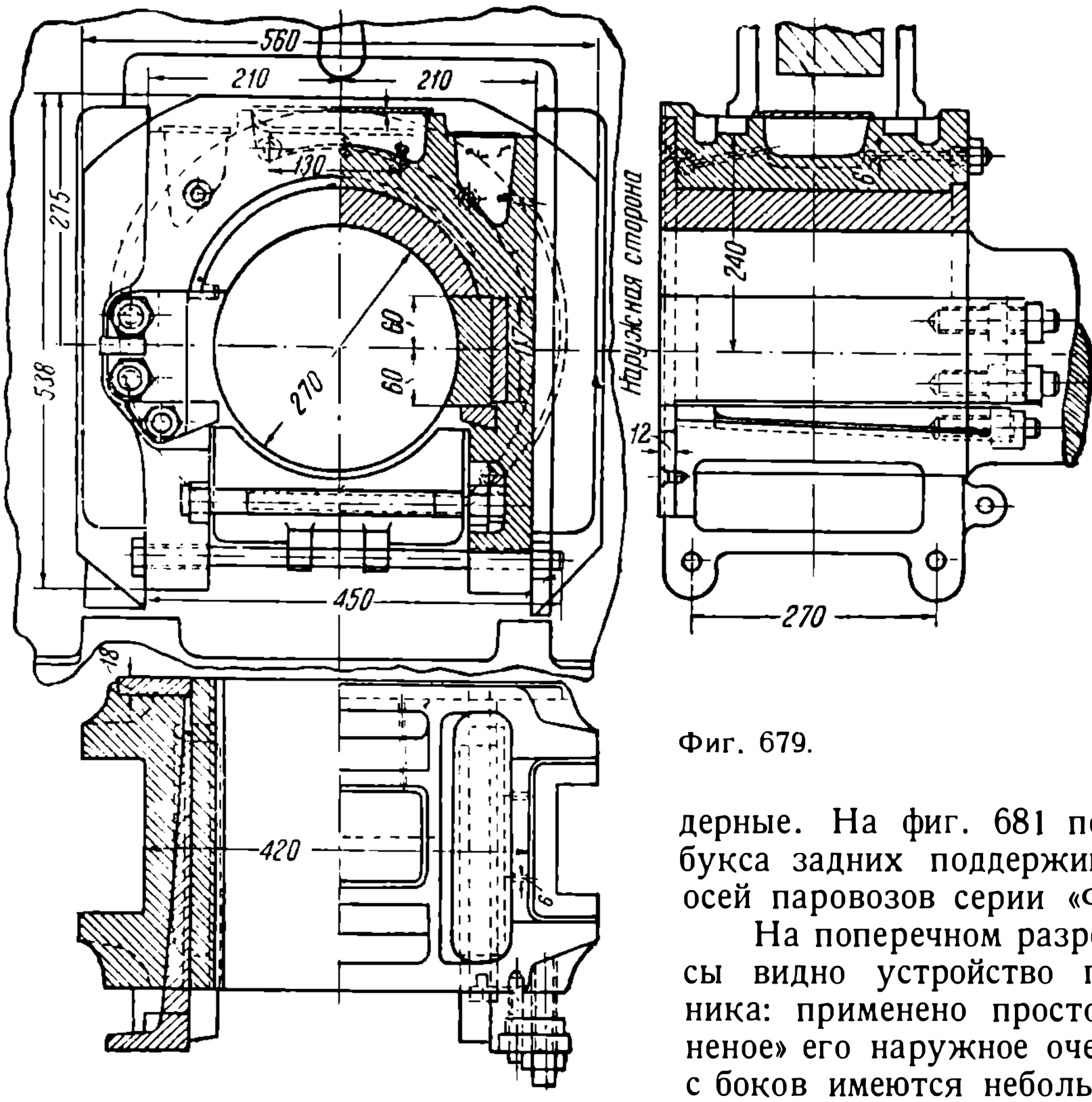
Буксы передних бегунковых осей, а также и задних поддерживающих при внутренних шейках, имеют в общем однотипное устройство с буксами движущих колесных пар. Однако натяжных клиньев для этих букс не ставят, так как нет горизонтальных давлений на челюсти.

---

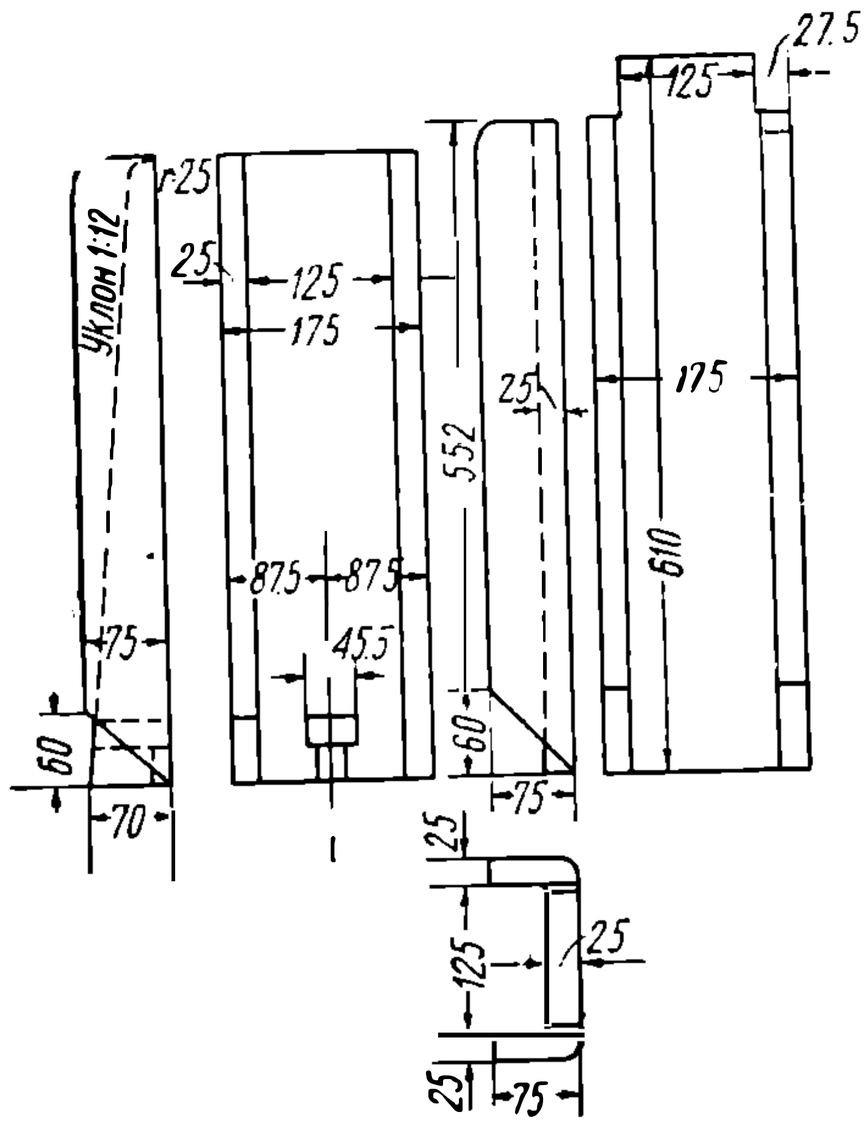
[1] См. И. М. Струженцов, Конструкции паровозов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Что касается букс поддерживающей оси при наружных шейках, то здесь применяется конструкция буксы, несколько напоминающая вагонные или тен-



Фиг. 679.



Фиг. 680.

дерные. На фиг. 681 показана букса задних поддерживающих осей паровозов серии «ФД».

На поперечном разрезе буксы видно устройство подшипника: применено простое «граненое» его наружное очертание, с боков имеются небольшие зазоры, вполне допустимые из-за отсутствия горизонтальных усилий в продольной плоскости паровоза.

Смазочная коробка буксы для удобства обслуживания сделана выдвижной, отлитой (Стл.-1) за одно целое с торцовой крышкой корпуса буксы.

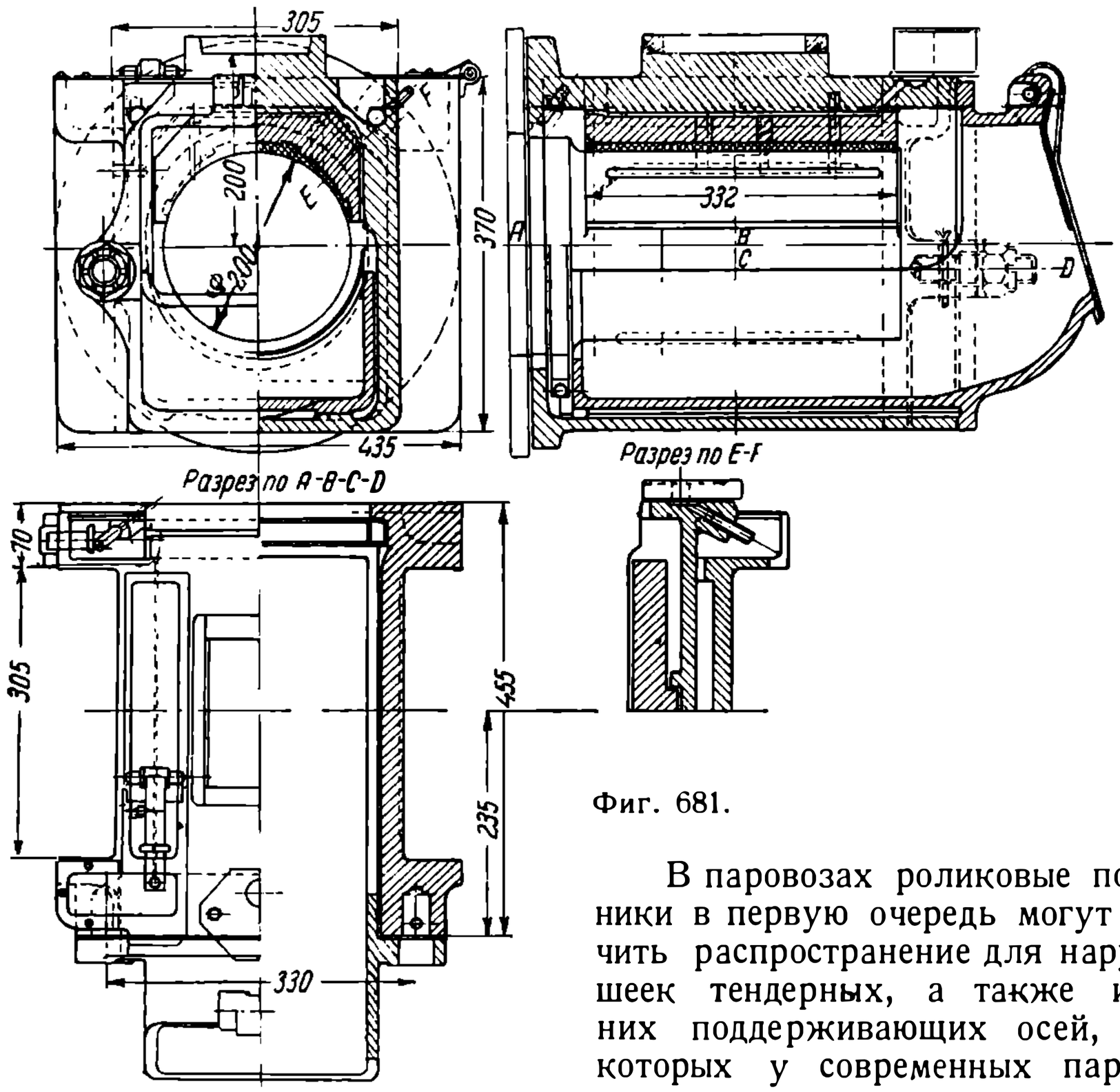
Другой торец корпуса имеет большего диаметра кольцевую плоскую шлифованную поверхность, ограничивающую разбег колесной пары.

На ступицу колеса надевается большая чугунная или, лучше, бронзовая плавающая шайба, являющаяся промежуточным элементом, как бы «прокладкой» между стальным колесом и стальным же корпусом буксы. Отсутствие закрепления этой шайбы, когда изнашиванию подвергаются обе ее плоскости, способствует увеличению срока ее службы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 3. Роликовые буксы

Роликовые буксы, в которых трение скольжения заменено трением качения, имеют большое будущее в жел.-дор. деле. Наибольшее распространение они получат в вагонах, где наружное расположение шеек позволяет насаживать и снимать роликовые кольца подшипников без разборки (расформирования) колесных пар.



Фиг. 681.

В паровозах роликовые подшипники в первую очередь могут получить распространение для наружных шеек тендерных, а также и задних поддерживающих осей, шейки которых у современных паровозов делаются, как мы уже знаем, наружными. Заметим, что например челюсти для букс задней тележки паровозов серии «ИС» уже сделаны значительно уширенными для возможности постановки в дальнейшем роликовых букс вместо букс с простыми скользящими подшипниками, стоящими на этих паровозах.

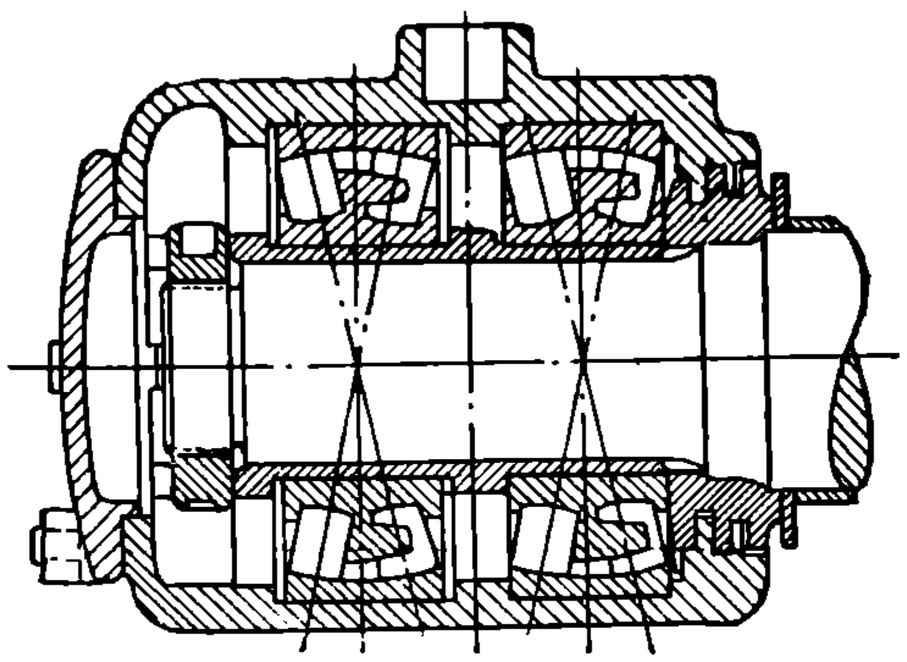
Что касается движущих колесных пар, то здесь роликовые подшипники должны насаживаться на ось до формирования (сборки) колесной пары; это делает невозможным быструю смену подшипника при его поломке или износе и поэтому заставляет предъявлять к таким подшипникам особенно высокие требования.

Какие преимущества имеют роликовые буксы перед обычными? Первым основным достоинством является значительное уменьшение сопротивления при трогании с места (раз в шесть-семь) и разгон поезда с соответствующей экономией топлива. Заметим, что по мере увеличения скорости движения разница в сопротивлении поезда уменьшается, и уже при скоростях 80—90 *км/час* можно считать, что оба подшипника — качения и скольжения — эквивалентны по силе сопротивления. Вторым основным достоинством является чрезвычайная надежность работы буксы при фактическом отсутствии потребности в постоянном уходе за ней: пополнять и менять запас смазки приходится по одному разу примерно в полгода. Следствием является и огромная экономия в смазочных маслах. Эксплуатационные измерители подвижного состава на роликовых буксах значительно выше, чем при скользящих; отсутствуют грение букс и связанные с ним случаи отцепок, поломок осей и т. д.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Все это, вместе взятое, заставляет форсировать вопрос о внедрении в эксплуатацию таких букс. Повышенная стоимость букс окупится уже в первые годы эксплуатации.

На фиг. 682 показана роликовая букса, применяющаяся у пассажирских вагонов и тендеров пассажирских паровозов. Каждое роликовое кольцо укрепляется на шейке при помощи своей конической разрезной втулки. Гайкой, навертываемой на нарезанный хвостовик оси, все внутренние кольца наглухо укрепляются на шейке. Особенностью показанных роликовых подшипников является возможность перекосов внутренних (вращающихся) колец относительно наружных (неподвижных). Это чрезвычайно большое достоинство таких подшипников, в особенности для подвижного состава — с его тяжелыми условиями работы колесных пар.



Фиг. 682.

В буксах тендеров товарных паровозов может быть применено и одно роликовое кольцо из-за меньших по величине динамических ударов при меньших скоростях движения.

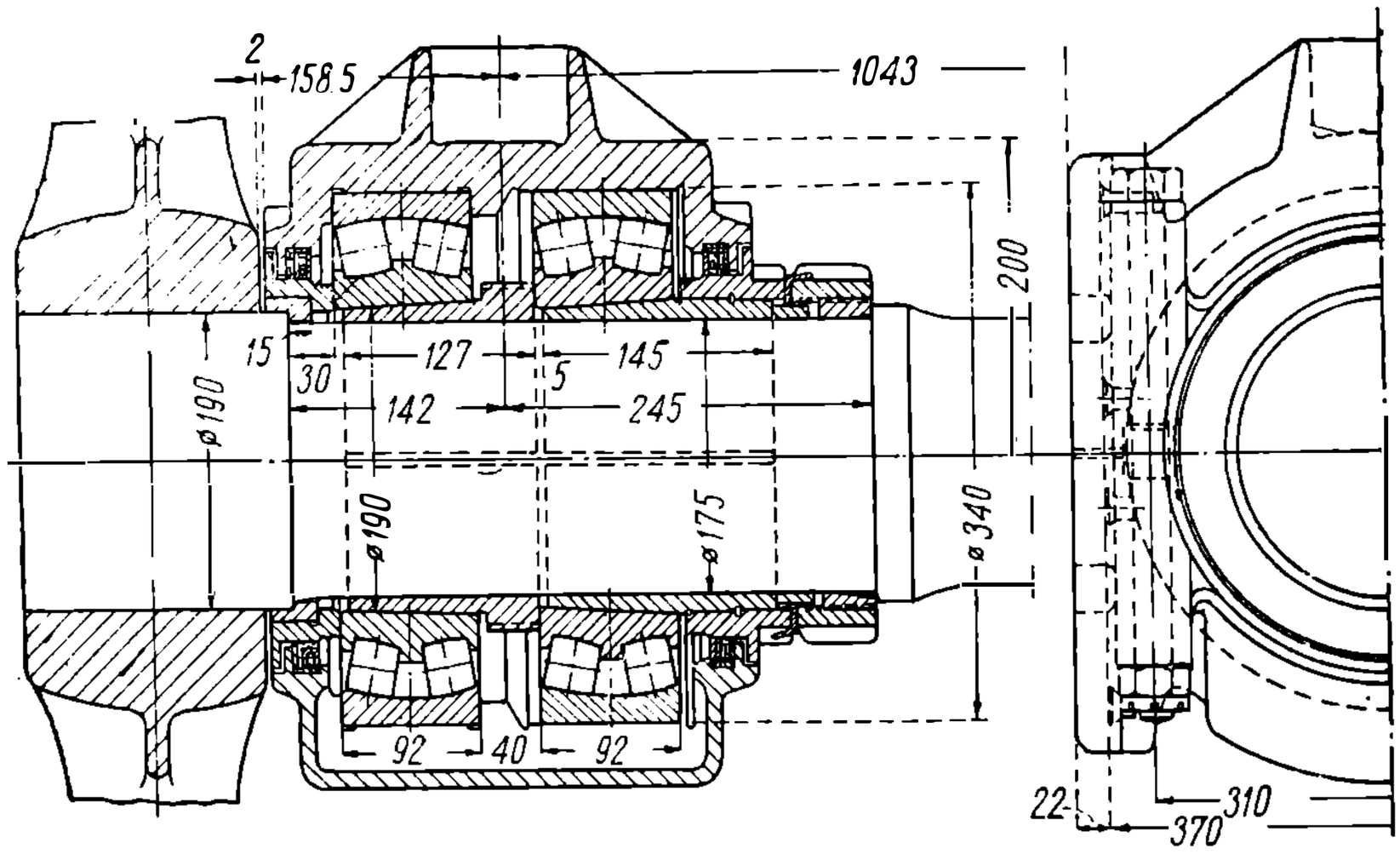
На фиг. 683 показан пример роликовой буксы для внутренней шейки. Принцип устройства — тот же. Укрепление внутренних роликовых колец (обойм) осуществляется нажатием гайки, показанной в правой части шейки.

§ 4. Ремонт букс

Буксы паровоза являются деталями экипажа, при помощи которых осуществляется связь между рамой паровоза и колесными парами.

При ремонте букс необходимо придать им такие основные размеры, которые обеспечивают проектное расположение колесных пар в раме. Поэтому к правильно отремонтированным и собранным буксам предъявляются следующие требования.

1. Расстояния от оси подшипника каждой буксы до широких рабочих поверхностей наличника должны быть равны порознь расстояниям от этой оси до соответствующих поверхностей буксовой направляющей и клина.



Фиг. 683.

2. Диаметр отверстия расточенного буксового подшипника должен быть равен диаметру соответствующей шейки колесной пары.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

3. Разбеги букс на шейках осей должны быть проектные.

4. Ось расточенного буксового подшипника должна совпадать с осью соответствующей колесной пары.

5. Расстояние между ребрами наличников буксы должно быть равно ширине соответствующей буксовой направляющей.

6. Оси всех буксовых подшипников должны находиться в одной горизонтальной плоскости.

7. Вертикальная плоскость, проходящая через оси буксовых подшипников данной колесной пары, должна быть перпендикулярна к главной оси рамы.

8. Оси буксовых подшипников разных колесных пар должны быть параллельны между собой.

§ 5. Разборка, разметка и ремонт букс

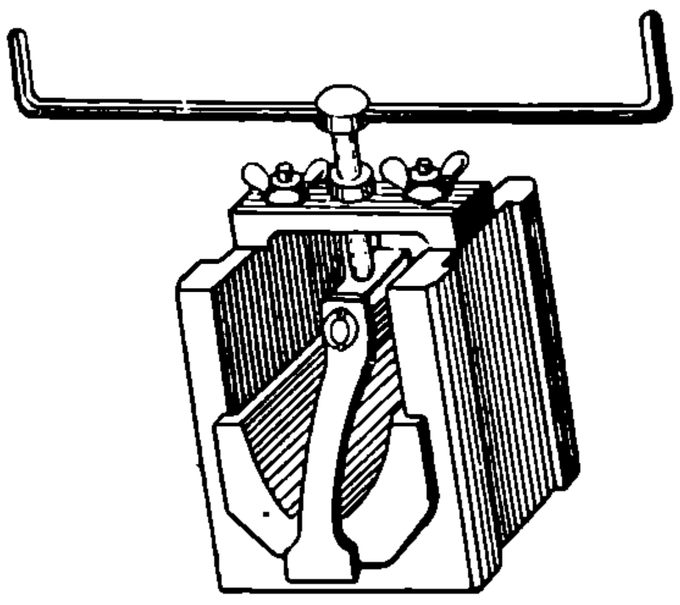
Выбивка подшипника и осмотр буксы

Букса, поступающая в ремонт, очищается от грязи посредством выварки. Если букса имеет залитый в нее подшипник, то для выемки его при капитальном ремонте на долбежном станке или шеппинге делают продольный разрез подшипника, который выбивается ударами молотка. Подшипник, поставленный в буксу ударами свинцовой кувалды или при помощи пресса, вынимается из нее особым приспособлением (фиг. 684). При среднем ремонте подшипник может остаться старый, но ударами молотка определяют надежность его посадки в буксу. При слабой посадке в деповском ремонте подшипник вынимается и передается для наплавки бронзой поверхностей его прилегания к буксе, после чего эти поверхности обрабатываются на станках.

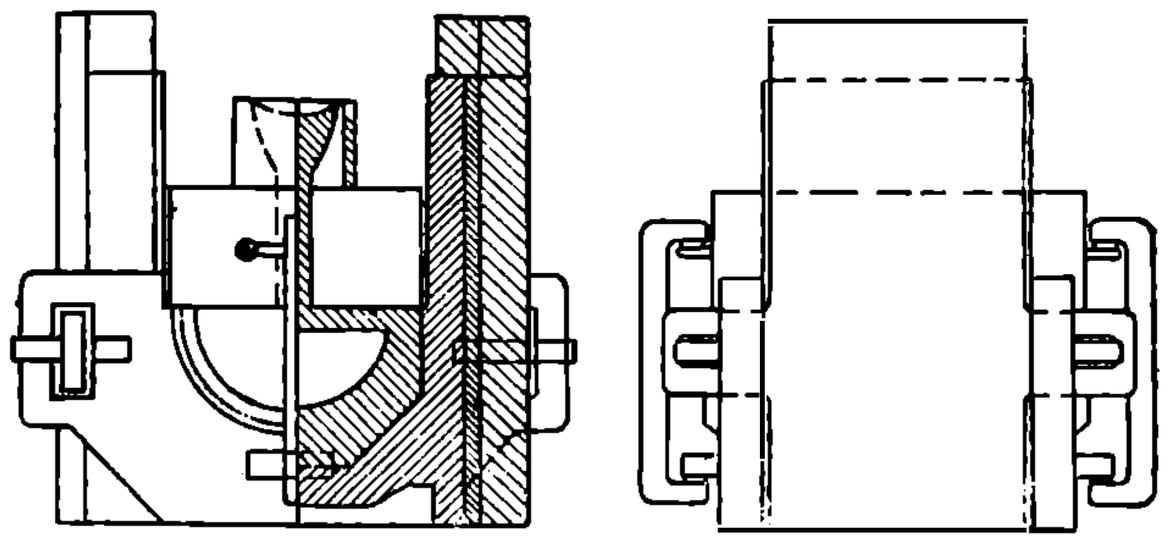
Букса тщательно осматривается инспектором, выявляются трещины, проверяются основные размеры и износ, запрессовка подшипника и пр. Если букса имеет трещины, их разделывают и заваривают при помощи электросварки согласно $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} - \frac{7155}{57/1}$ Заваренные в буксе места (износ или трещины) выравниваются после разметки на долбежном станке или шеппинге.

Заливка в буксу подшипника и наличников

После исправления букса передается в литейный цех для заливки в нее подшипника, а в отдельных случаях и наличников. Заливка в буксу производится посредством особых изложниц (фиг. 685). Наличники в последнее время чаще ставятся на шурупах и реже заливаются, так как устраняется затруднение, возникающее в случае необходимости сменить наличники в депо, которые своих литейных не имеют.



Фиг. 684.

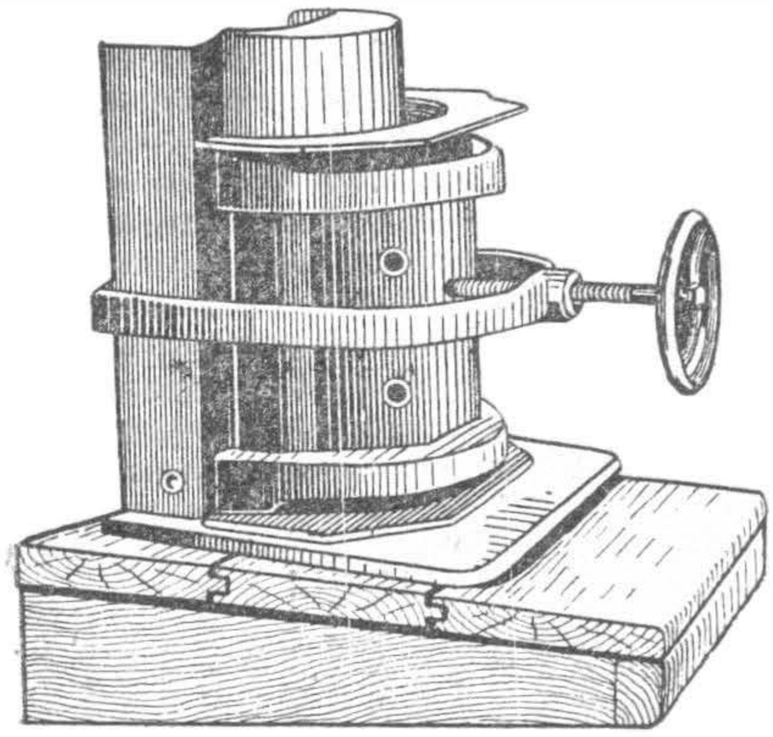


Фиг. 685.

Для заливки подшипников в буксу в меднолитейной выделяется особая площадь, где устанавливается печь для подогрева букс и изложниц до температуры 400° Подогрев этот необходим для обеспечения лучшего заполнения заливаемым металлом поверхности прилегания буксы к подшипнику, так как при этом: 1) не получается несвоевременного (позднего) расширения

НБ УДУНТ (ДІІТ)

буксы, когда залитый металл уже не может заполнять появляющееся уширение в отверстии буксы, и 2) остывание буксы и залитого металла будет происходить почти одновременно. С целью возможно лучшего заполнения буксы расплавленным металлом букса, кроме того, несколько разводится особой распоркой.



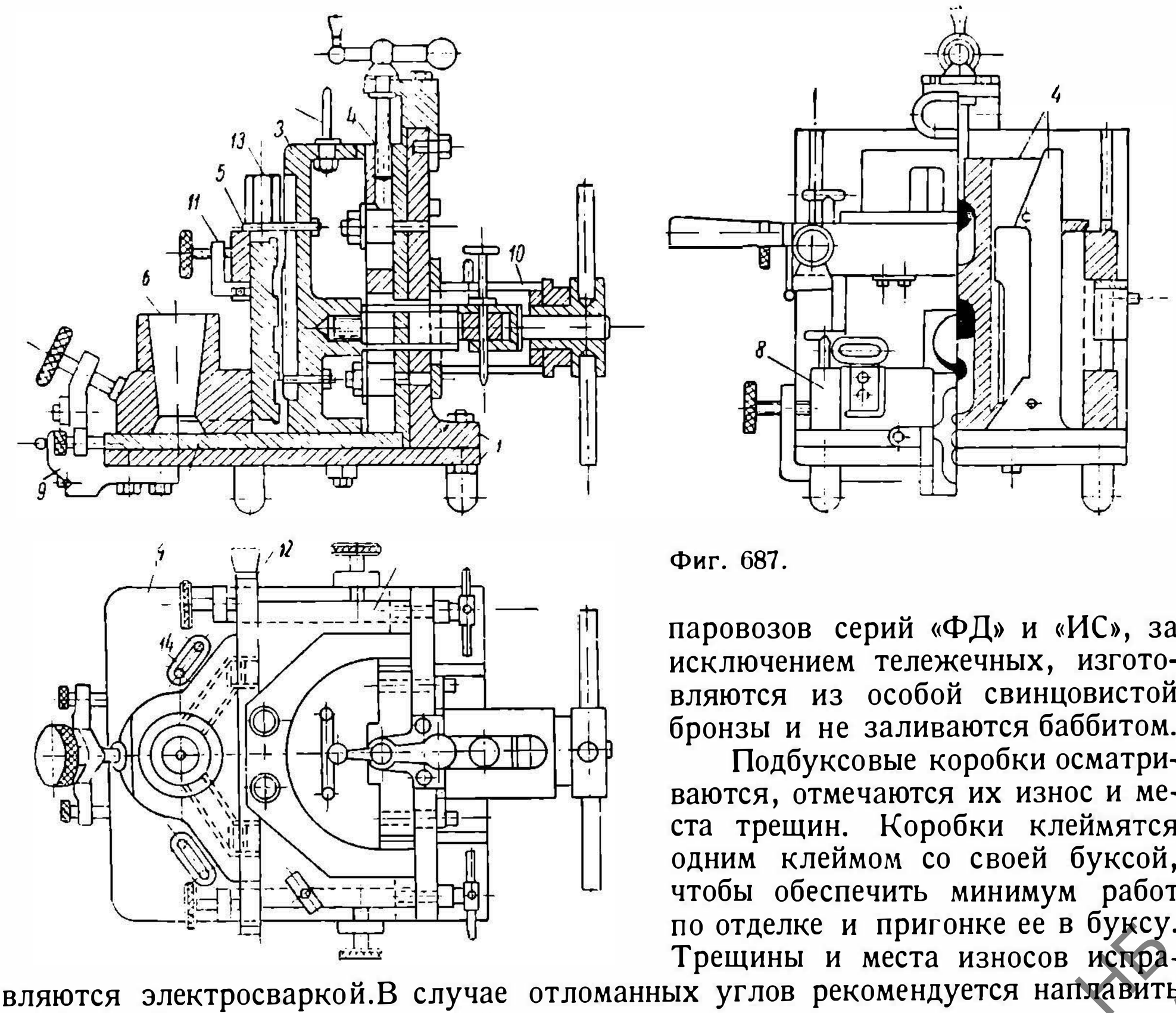
Фиг. 686.

После заливки подшипников и наличников буксы подаются на нескоструйный аппарат, где производится тщательная очистка подшипников.

Заливка подшипников баббитом

Для заливки буксовых подшипников употребляются преимущественно кальциевые баббиты. Эта заливка производится при помощи особых форм. Букса ставится на плиту, в отверстие подшипника устанавливается форма из листового железа, ограничивающая рабочую поверхность, с торцов подшипника заливка ограничивается плитой, на которой стоит букса (фиг. 686).

Заливка кальциевым баббитом производится согласно $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}}\ \frac{6963}{147}$. Заливка оловянистым баббитом, встречающаяся теперь как исключение, производится при помощи тех же форм. Усовершенствованный прибор для заливки подшипников баббитом показан на фиг. 687. Буксовые подшипники



Фиг. 687.

паровозов серий «ФД» и «ИС», за исключением тележечных, изготовляются из особой свинцовистой бронзы и не заливаются баббитом.

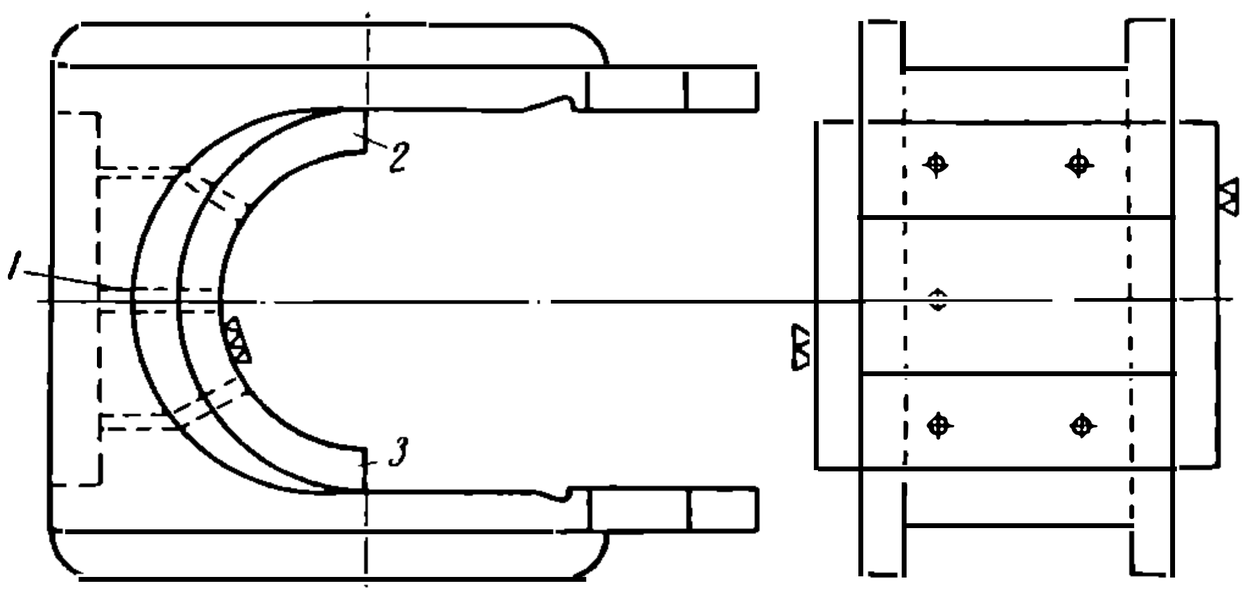
Подбуксовые коробки осматриваются, отмечаются их износ и места трещин. Коробки клеймятся одним клеймом со своей буксой, чтобы обеспечить минимум работ по отделке и пригонке ее в буксу. Трещины и места износов исправляются электросваркой. В случае отломанных углов рекомендуется наплавить их бронзой при помощи газовой сварки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Технологический процесс ремонта букс серии «Э» состоит в следующем. После заливки в буксу подшипника и заливки последнего баббитом на сверлильном станке сверлят в подшипнике по имеющемуся отверстию в буксе отверстие *1* для смазки (фиг. 688). Затем на вертикально-фрезерном станке фрезеруются кромки *2* и *3* и размечаются по буксе для сверления отверстий под шурупы буксовые наличники, которые находятся в запасе кладовой, обработанные со всех сторон, за исключением плоскостей скольжения по буксовым направляющим.

Обработка буксовых наличников и подбуксовых коробок

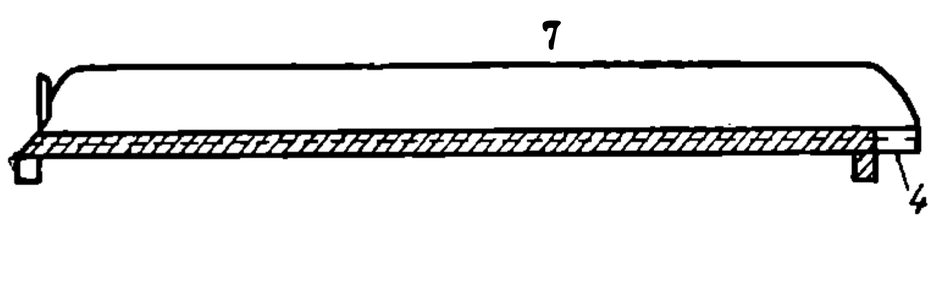
На вертикально-фрезерном станке фрезеруют начисто кромки и плоскости *1* и *2* (фиг. 689), затем фрезеруются поверхности *3* и *4*, устанавливая при этом наличник по плоскостям *1* и *2*. В запас кладовой наличники обрабатываются по альбомным размерам с припуском по ширине +0,3 *мм* и по толщине +0,5 *мм*. После разметки наличников сверлят и раззенковывают в них отверстия, а потом привертывают их шурупами к буксе. Затем буксу собирают с подбуксовой коробкой и подают на плиту для разметки: наличников под фрезеровку рабочих плоскостей, подшипников под расточку и пазов подбуксовой коробки для чек. Подбуксовые коробки (фиг. 690) обрабатываются в запас кладовой, для чего: строгают на поперечно-строгальном станке две кромки *1* начисто, размечают под фрезеровку два паза *2* и *3* и поочередно фрезеруют их на вертикально-фрезерном станке, устанавливая коробку на станке по плоскости *1* и *3*. После того, как вложили коробку в буксу, даются риски для фрезеровки под чеки канавок *4* и *5*, которые фрезеруются после разметки на горизонтально-фрезерном станке, устанавливая при этом коробку по плоскостям *6* и *7*. Затем коробка растачивается, подрезаются ее торцы и вытачиваются галтели. В запас кладовой подбуксовые коробки обрабатываются по альбомным размерам +0,3 *мм* по ширине паза и ширине коробки.

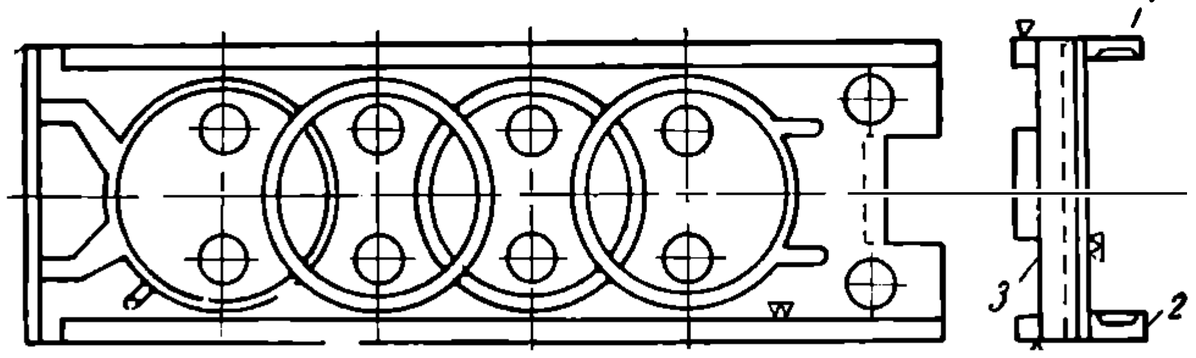


Фиг. 688.

Разметка буксы под строжку наличников и расточку подшипников

В соответствии с принятым способом разметки буксовых направляющих путем выноски размеров на раму принятый заводами способ разметки букс состоит в перенесении найденных размеров с рамы на особые пластинки, а затем с них непосредственно на буксы.



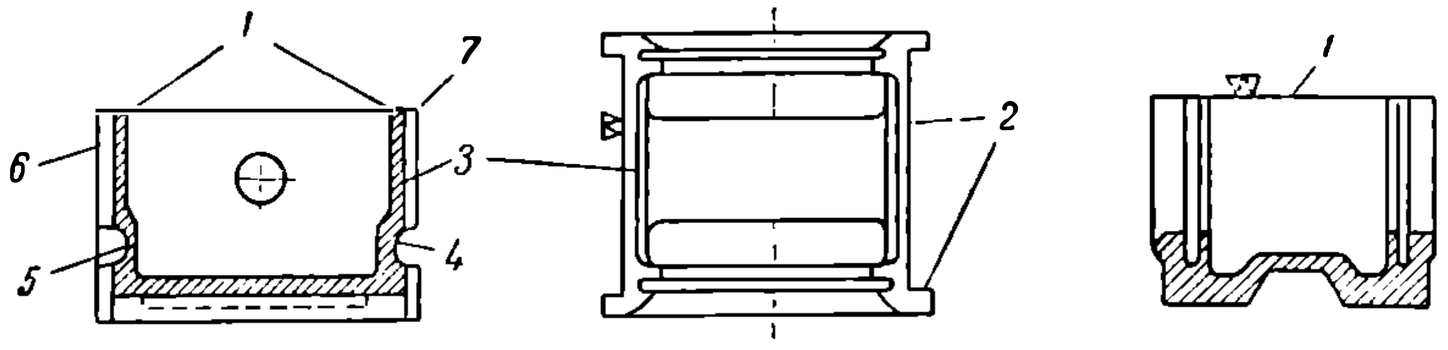


Фиг. 689.

Для каждого буксового выреза имеются (фиг. 565в): 1) отмеченные на раме при проверке буксовых направляющих точки *E*, определяющие положение центров осей, 2) *H* — расстояния от оси буксы (колесной пары) до широкой рабочей плоскости буксовой направляющей, 3) *En* — расстояния от оси буксы колесной пары до рабочей плоскости буксового клина. Кроме того, отмечают для

НБ УДУНТ (ДІІТ)

каждого буксового выреза: 1) расстояния от продольной оси рамы (середины оси колесной пары) до середины буксовых направляющих (проектное), 2) расстояния от нее до наружной и внутренней граней буксовой направляющей пра-

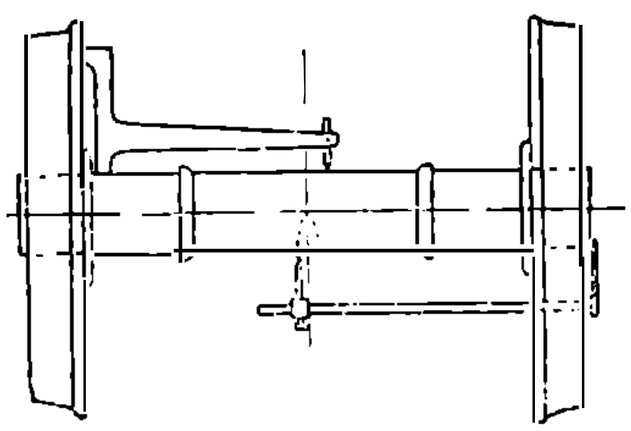


Фиг. 690.

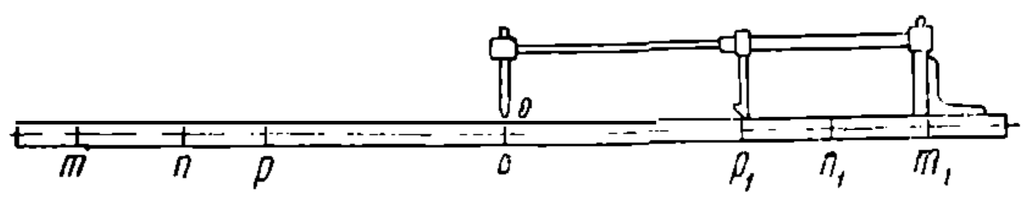
вого и левого вырезов, 3) расстояния от середины оси колесной пары до трущихся поверхностей подступичной части колесного центра и 4) длину шейки каждой оси.

Середину оси колесной пары находят при помощи специального штикмаса (фиг. 691), делая им засечки от торцов оси на расстоянии, приблизительно равном половине длины ее, и деля пополам расстояние между засечками. Найденная середина закернивается.

От найденной середины оси штикмасом находят расстояния до трущихся поверхностей подступичной части (наружной галтели) с правой и левой сторон оси. Потом берут четырехгранный деревянный брусок (фиг. 692) и наносят на нем риской середину оси, от которой откладывают по обе стороны альбомные расстояния

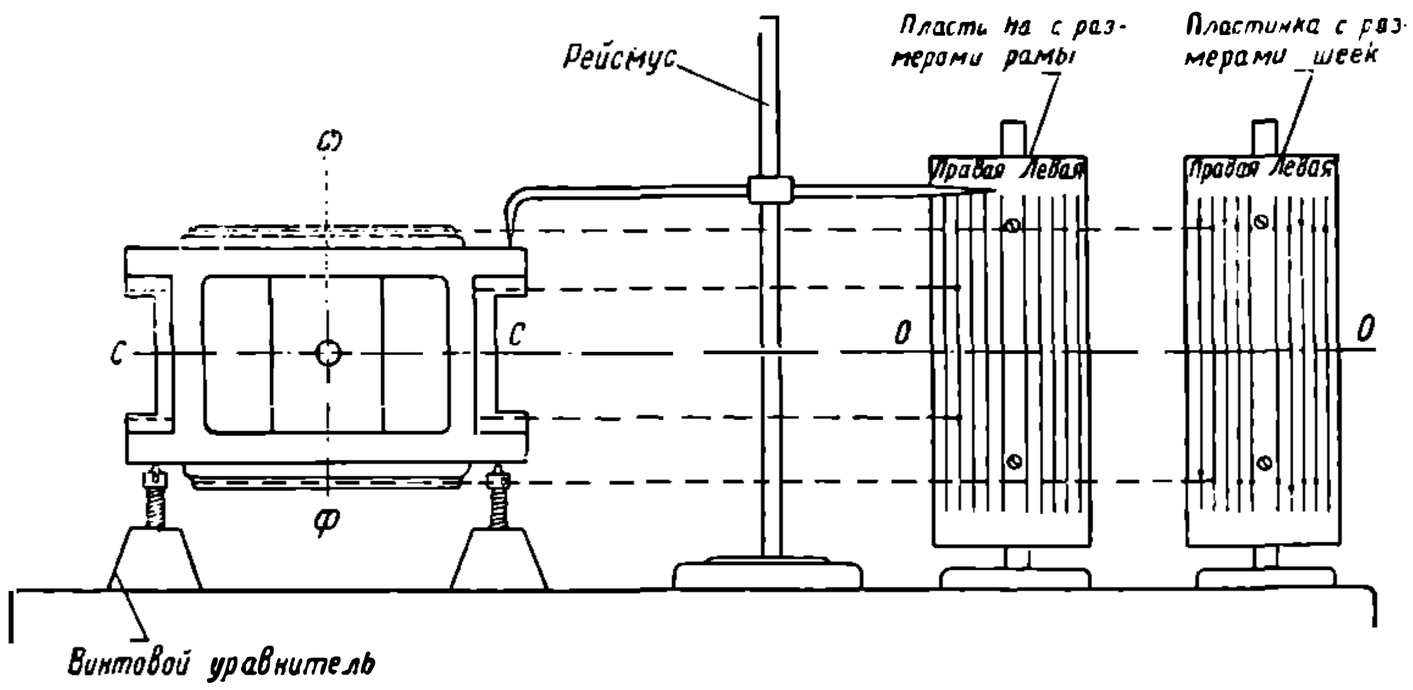


Фиг. 691.



Фиг. 692.

до середины буксовых направляющих on и on_1 и расстояния до трущихся поверхностей подступичных частей оси om и om_1, затем от последних точек откладывают в направлении к середине оси длины соответствующих шеек mp и m_1p_1. Получив таким образом нужные расстояния, переносят их на специальные



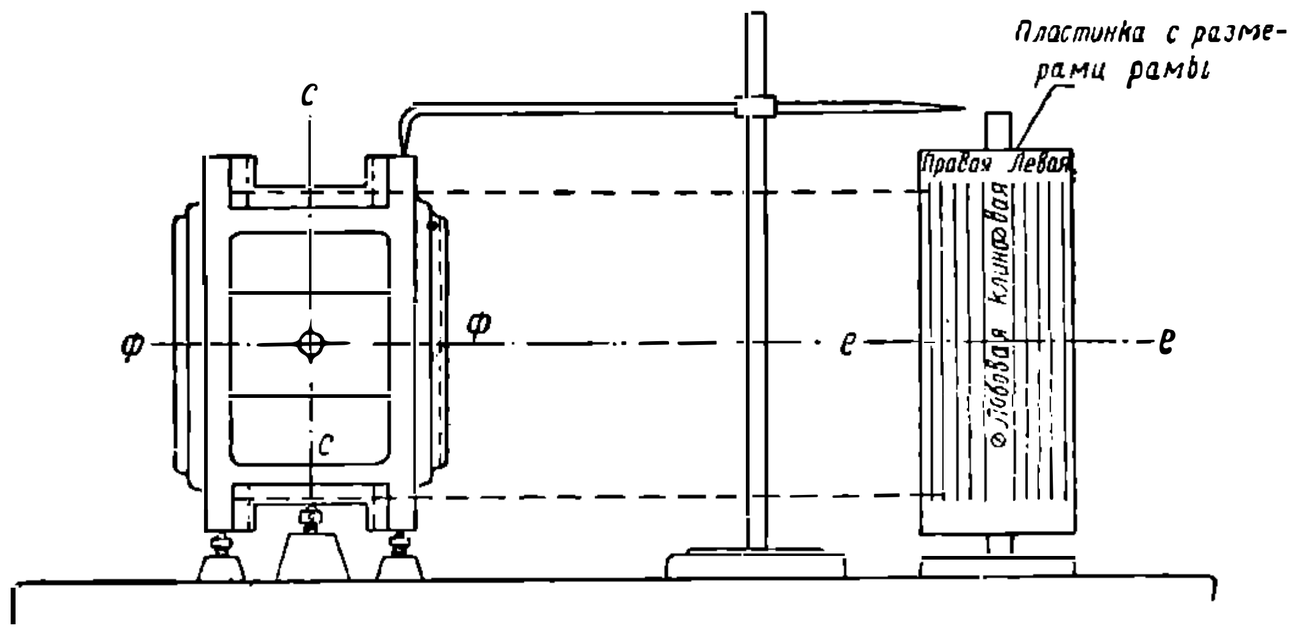
Фиг. 693.

пластинки (фиг. 693). На одну пластинку наносятся расстояния от середины к ждой буксовой направляющей до наружной и внутренней рабочих граней ее и расстояния от проектной середины каждой шейки оси до наружной и внутренней галтелей шейки за вычетом половины проектного (альбомного) разбега для данной оси. На вторую пластинку (фиг. 694) переносятся расстояния от оси буксового подшипника (колесной пары) до лобовой рабочей поверхности буксовой направляющей и рабочей поверхности клина.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На ту же пластинку по обе стороны от средней линии ее откладываются для каждой шейки оси половинные размеры диаметров шеек.

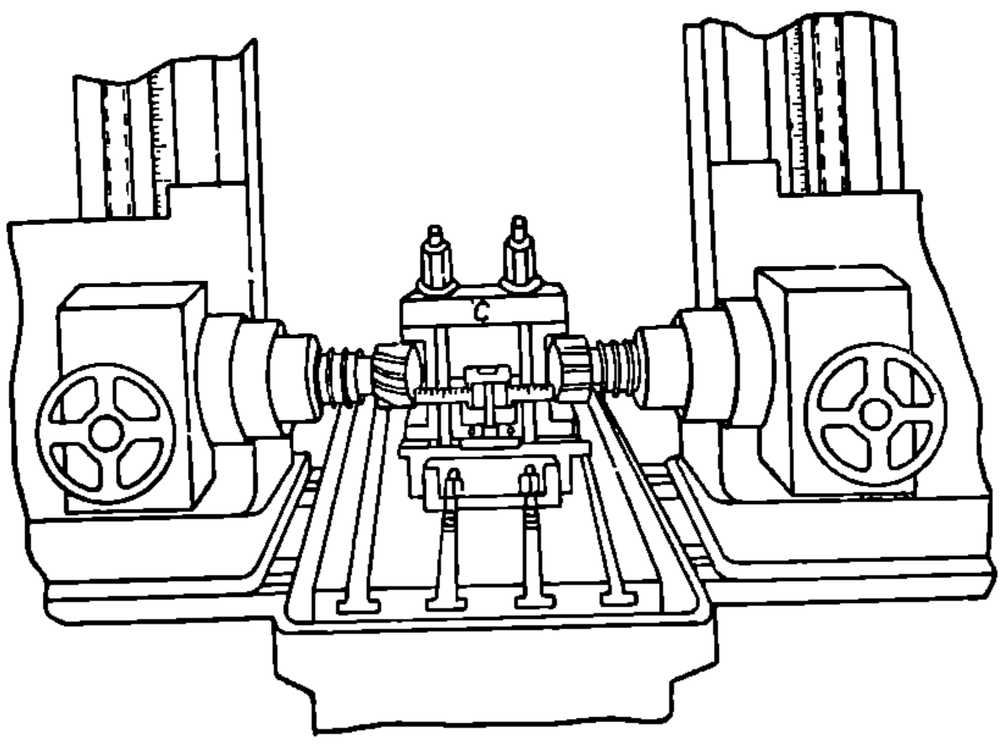
При помощи угольника буксу устанавливают на плите так, чтобы наружная ее сторона стала перпендикулярно к плите. Намечают продольную осевую плоскость буксы *ф — ф*. Для этого в отверстие буксового подшипника вставляют деревянную планку со свинцовой пластинкой; пользуясь циркулем, находят середину между внутренними гранями буксы и рейсмусом прочерчивают со всех сторон буксы риски *ф—ф*, соответствующие найденной середине. Затем на плиту ставят пластинку с нанесенными на ней размерами от оси буксы (колесной пары) до лобовой рабочей поверхности буксовой направляющей и клина, наблюдая при этом, чтобы ось буксы *ф—ф* совпала с осью пластинки *е—е*, и рейсмусом переносят размеры с пластинки на наличники буксы, прочерчивая, а затем закернивая риски в верхней и нижней частях наличников.



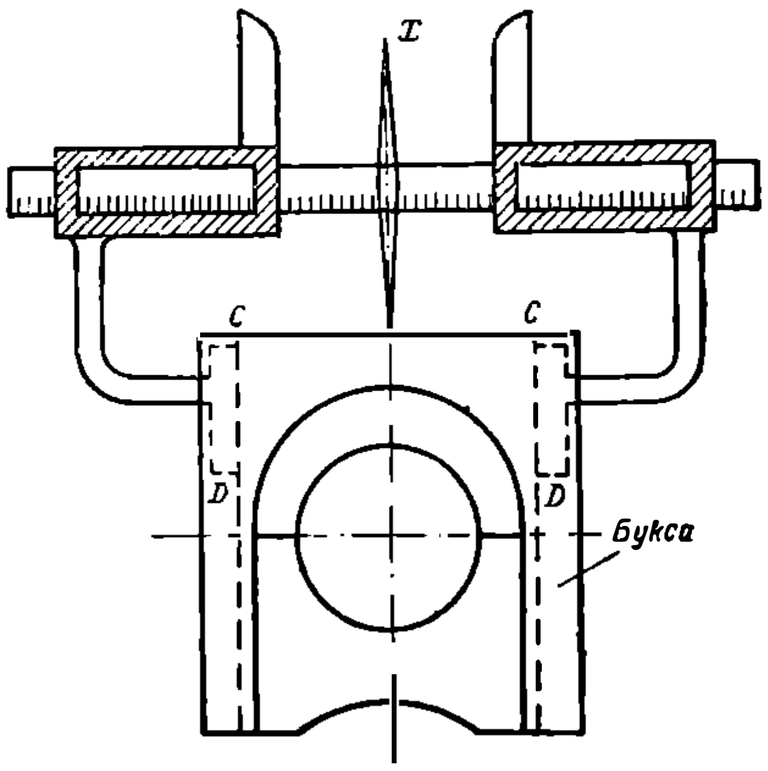
Фиг. 694.

После того собранную буксу устанавливают параллельно наружной стороне буксы на плите при помощи специальных домкратиков (фиг. 693). Затем намечают рисками и кернами поперечную осевую плоскость буксы, стремясь, чтобы она проходила через середину расстояния между внутренними гранями наличников.

На плите устанавливают пластинку с размерами буксовых направляющих и шеек оси так, чтобы риски *О—О* пластинок совпали с осью буксы *С—С*. Затем рейсмусом переносят с пластинок на подшипник и наличники размеры, определяющие наружный и внутренний торцы подшипника и ширину буксовых



Фиг. 695.



Фиг. 696.

наличников, делая риски со всех сторон буксы и закернивая их. Не меняя положения буксы на плите, находят центр подшипника *О*. Для этого на оси *ф—ф* буксы от верхней кромки ее откладывают циркулем альбомное расстояние до центра подшипника на ранее укрепленной специальной пластинке. Из этой точки описывают окружность на торце подшипника радиусом, равным радиусу осевой шейки, и другую на торце буксы произвольным радиусом. Обе окружности закернивают; вторая из них служит контрольной для установки буксы на станке под расточку.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

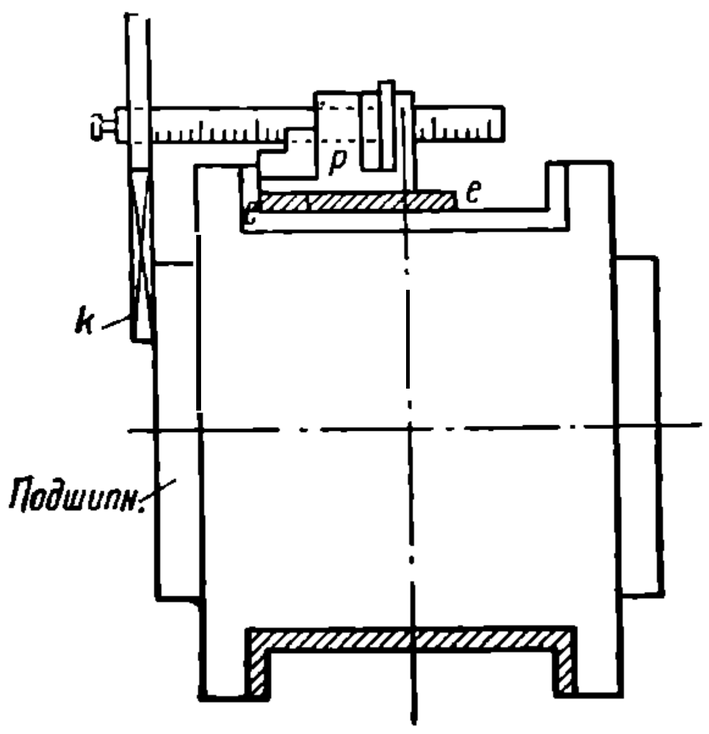
Строжка наличников и расточка подшипников

По окончании разметки обрабатывают буксовые наличники. Работу производят на поперечно-строгальном, продольно-строгальном станках или же на двухшпиндельном горизонтально-фрезерном станке, фрезеруя одновременно оба наличника (фиг. 695). Простройка буксовых наличников может с успехом производиться также на специальных быстроходных продольно-строгальных станках.

После обработки буксы по наличникам проверяют правильность строжки наличников при помощи особого прибора (фиг 696), прикладывая плоскости *CD* прибора к плоскостям наличников и наблюдая, совпадает ли острие ножки прибора *x* с линией центра буксы. По ширине наличника правильность строжки проверяют в трех местах. После строжки наличников растачивают подшипник буксы. Работа производится на горизонтально-расточном или карусельном станке. Расточку производят по разметке, при обработке галтелей применяют фасонные резцы. Установка резца производится по особому раздвижному калибру.

§ 6. Проверка правильности обработки букс и положения их на оси

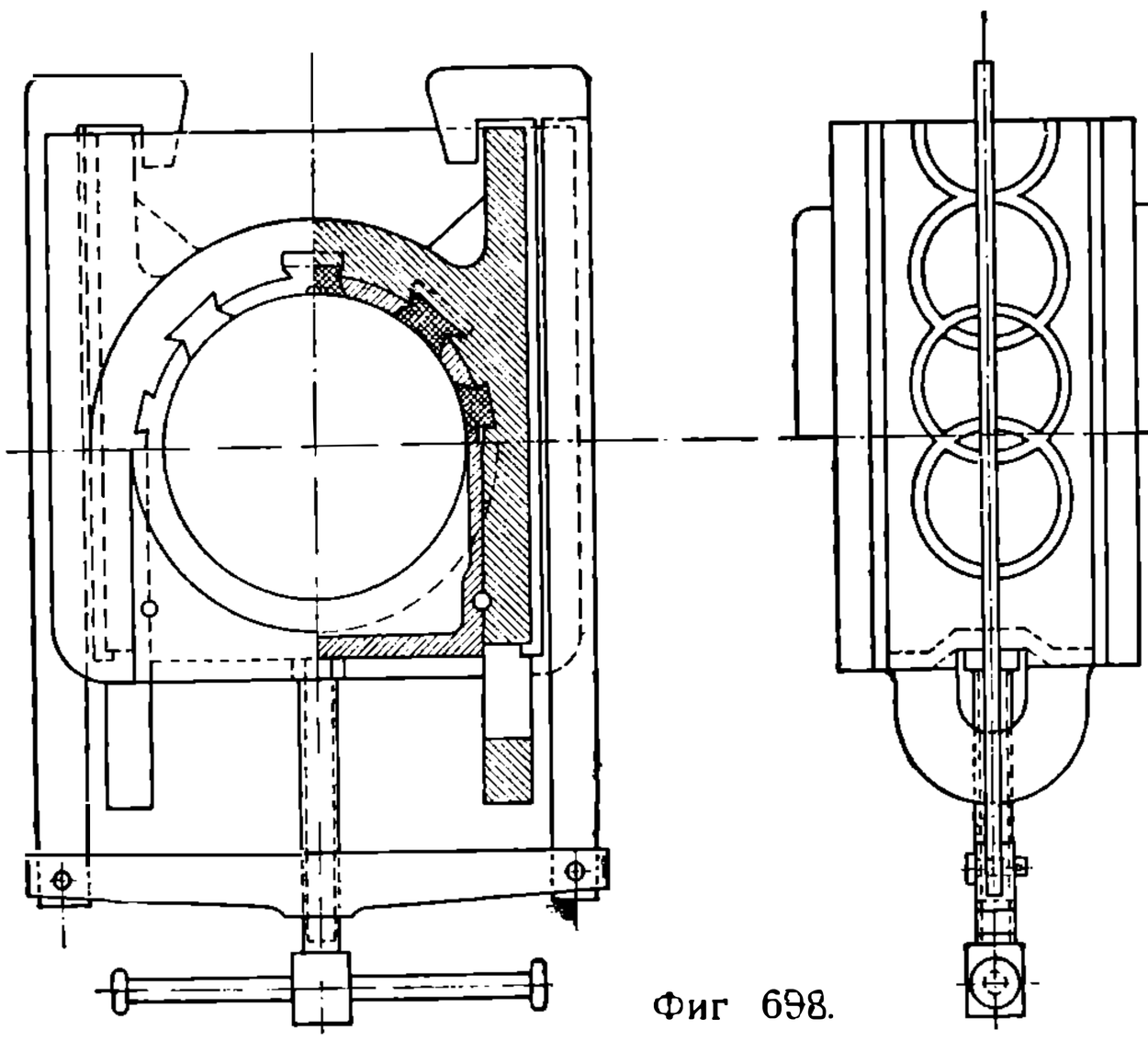
Для проверки правильности расточки буксы ставят в отверстие ее планку со свинцовой пластиной и, определив на ней, как указано выше, центр подшипника, проверяют из него расточку нутромером.



Фиг. 697.

Правильность обрезки торцов подшипника может быть проверена специальным прибором (фиг. 697). Плоскость *e*—*e* ползунка придвигается вплотную к рабочему ребру наличника. Измерительную выдвижную шкалу прибора устанавливают на требуемое, ранее определенное расстояние. Если при этом плоскость стержня *K* прибора будет соприкасаться с наружной торцовой плоскостью подшипника, то подрезка произведена правильно. После обработки буксы на станках и проверки пришабривают буксовый подшипник по шейке оси.

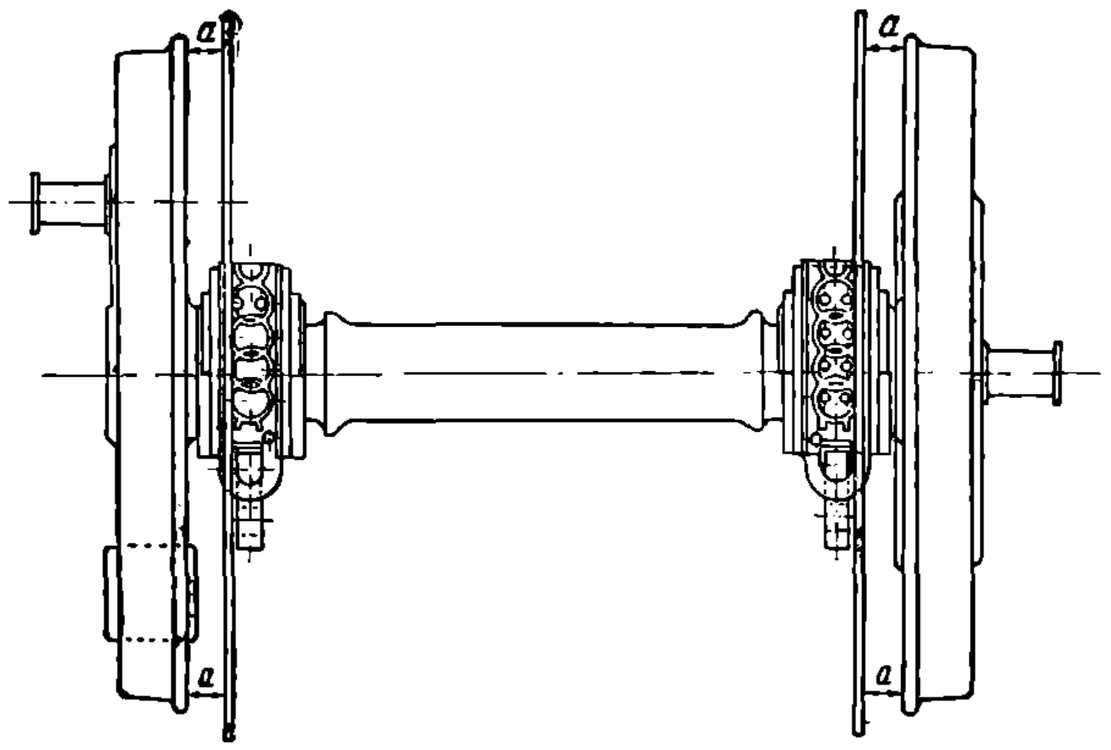
Затем буксы собираются на шейках осей, пригоняются чеки подбуксовых коробок, ставятся планки, смазочные трубки, подбивка. Для сборки буксы употребляют специальную скобу (фиг. 698).



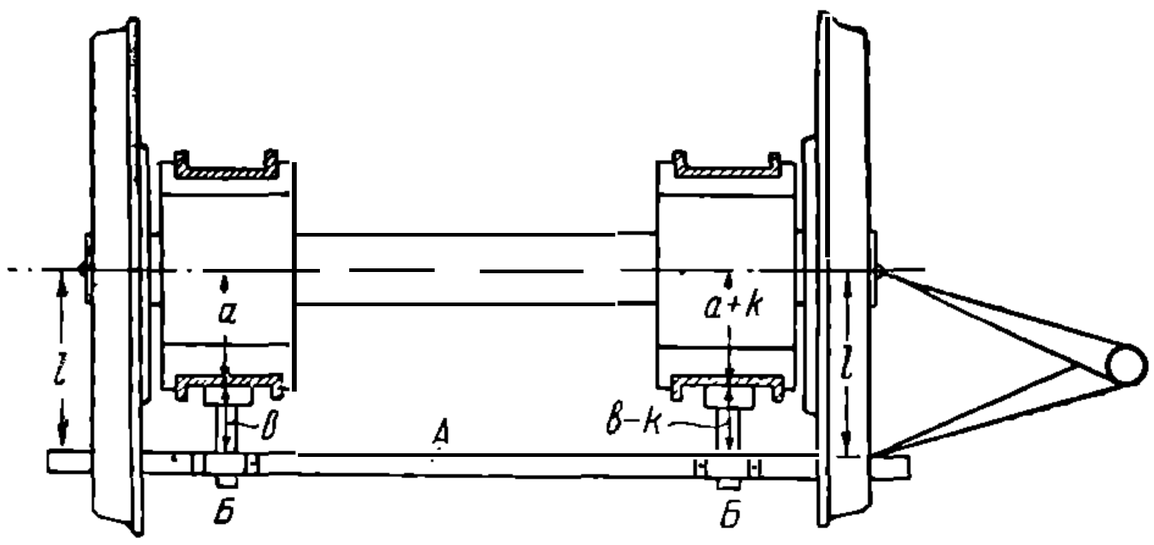
Фиг 698.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

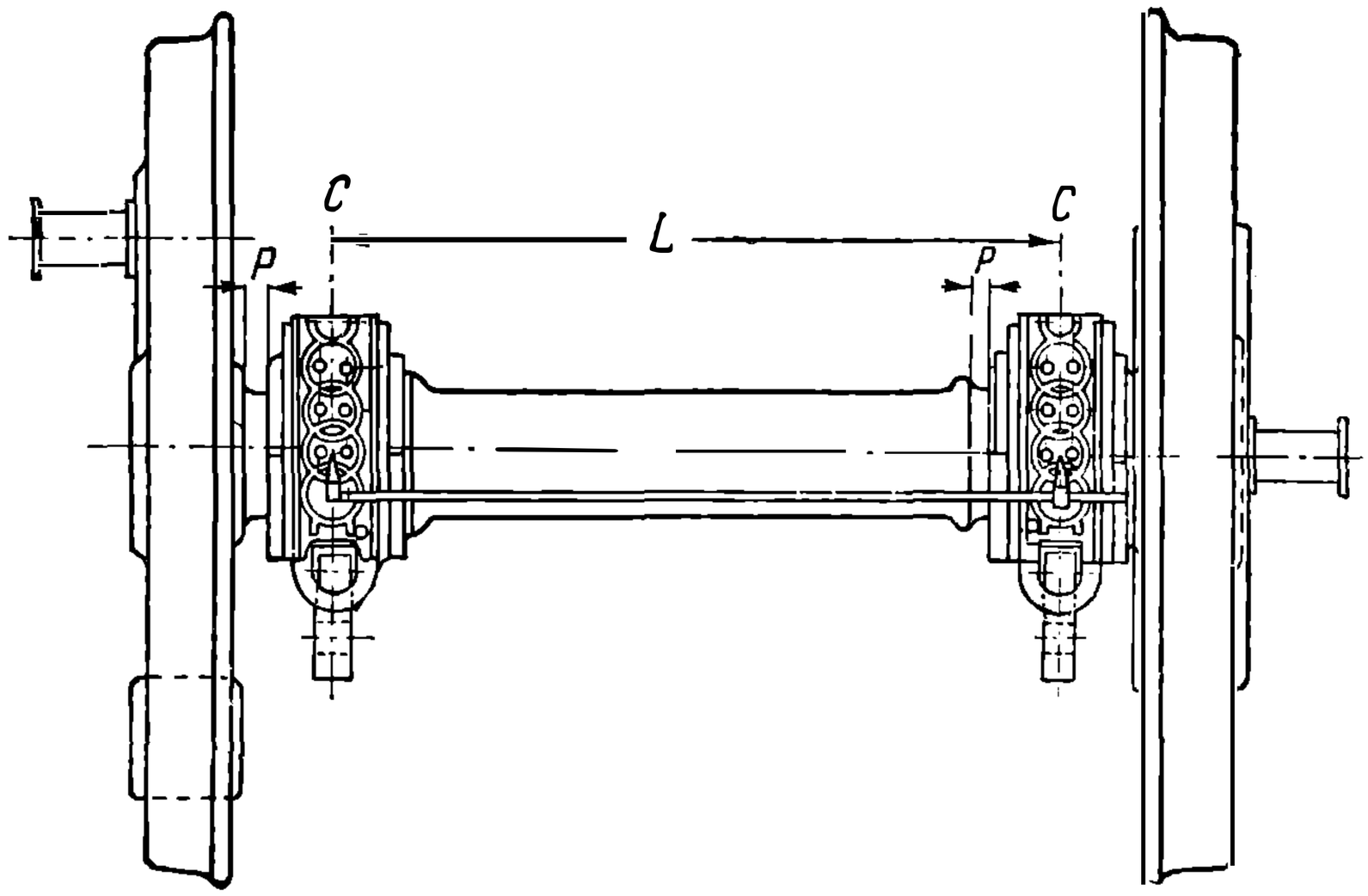
Положение букс на шейках осей должно быть проверено: 1) на совпадение осей буксового подшипника и шейки колесной пары, 2) по разбегам букс. Букса плотно прижимается к ступице колесного центра (фиг. 699), к ближайшему ребру наличника прикладывается линейка и измеряется расстояние a—a, от внутренней боковой грани бандажа вверху и внизу такой же обмер производится и на другом наличнике буксы; затем букса поворачивается на шейке на 90°, и обмеры повторяются. Разница величин расстояния a допускается ± 1 *мм*. Кроме того, устанавливают специальную линейку A (фиг. 700) посредством кронциркуля с шаровой ножкой параллельно оси колесной пары, наблюдая при этом, насколько будут выдвинуты поперечные шкалы $Б$ с плоскими опорами при соприкосновении последних с широкими плоскостями наличников. Если при таком измерении окажется, что фактические расстояния широких плоскостей буксовых наличников от оси колесной пары a и $a + к$, равные разнице между расстоянием линейки A от оси колесной пары и расстояниями той же линейки от соответственных широких плоскостей буксовых наличников, равны таким же расстояниям, полученным ранее при проверке буксовых направляющих, т. е. $a = l - b$ и $a + k = l - (b - k)$, то можно считать, что оси буксовых подшипников совпадают с



Фиг. 699.



Фиг. 700.



Фиг. 701.

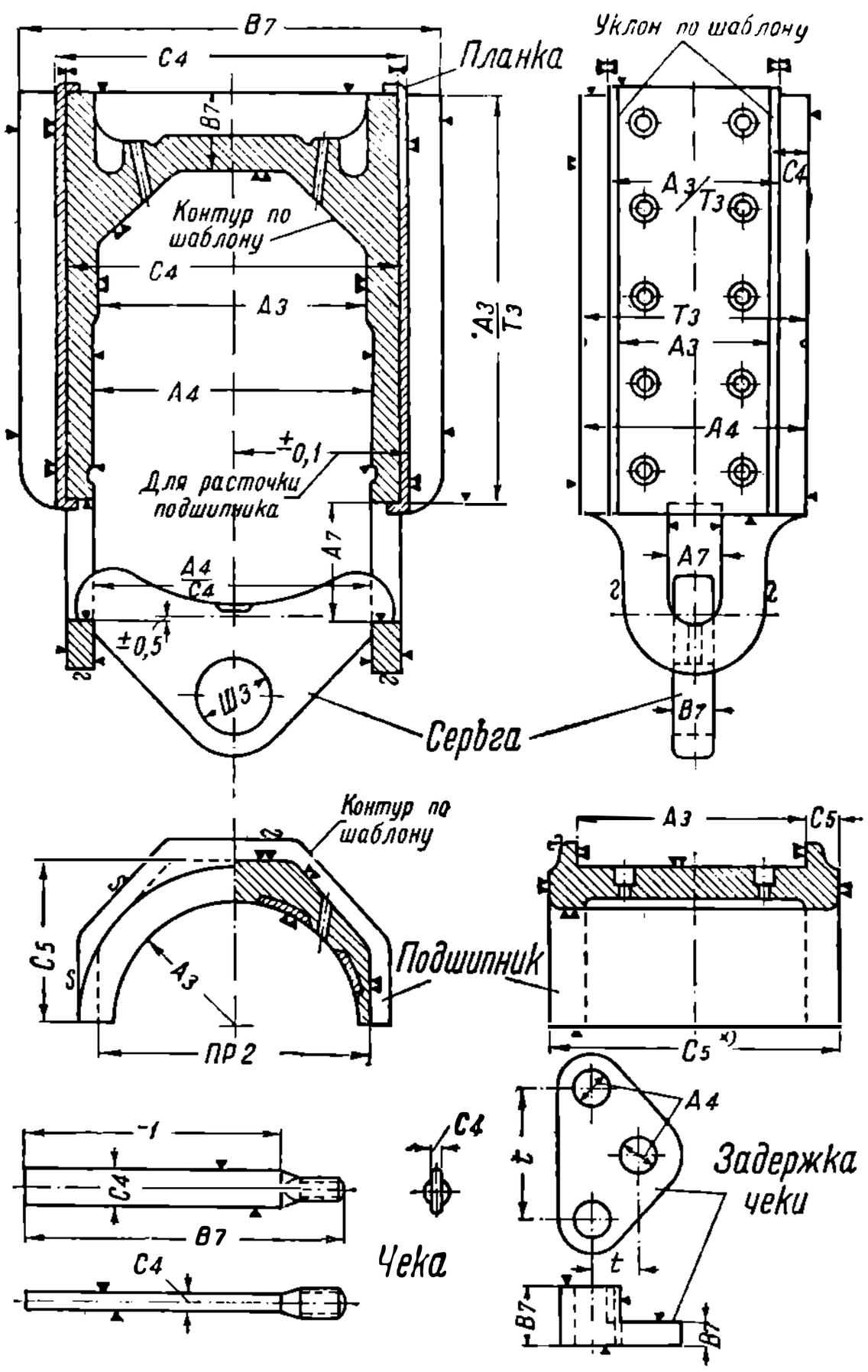
НБ УДУНТ (ДІІТ)

осью колесной пары. Для проверки разбега намечают на обоих буксовых наличниках каждой буксы одной оси среднюю линию буксы *С—С*, соответствующую проектной середине буксовой направляющей (фиг. 701), сдвигают буксы сначала в одну, затем в другую сторону до упора одной из них в ступичную часть колесного центра, а другой о внутреннюю галтель шейки оси. Расстояние между средними линиями букс, измеренное штикмасом, должно быть в обоих случаях одинаково и равно расстоянию между средними линиями буксовых направляющих, определяемому при проверке и разметке этих направляющих. Отклонения от этого равенства расстояний между средними линиями буксовых направляющих и букс не должны быть более $\pm$0,05 *мм*.

Меры к уменьшению погрешностей разметки

Сравнительно недавно (в 1935 г.) установлены допуски на изготовление букс для листовых рам паровозов серии «С^{у}» (фиг. 702) и для брусковых — серии «ФД». Перед ремонтным производством приказом народного комиссара путей сообщения за № 94/Ц от 10/VI 1936 г. поставлено требование перехода на изготовление и ремонт деталей по принципу взаимозаменяемости.

Имея точные способы проверки и обмеры буксовых направляющих, которые дают необходимые размеры для ремонта букс, возможно свести к минимуму погрешности, даваемые разметкой при помощи специальных приспособлений для установки букс на станках и приспособлений для установки режущего инструмента. Разметка может быть совершенно устранена, если обрабатываемая деталь имеет симметрично расположенные рабочие поверхности, которые могут остаться таковыми и после ремонта. Ремонт букс возможно было бы производить без разметки в том случае, когда плоскости их скольжения были бы симметрично расположены относительно оси колесной пары. В буксе для листовой рамы с медными наличниками эту симметричность можно осуществить, наплавляя изношенные рабочие плоскости (широкие и узкие грани) буксовых направляющих в такой мере, чтобы устранить этой наплавкой отступления от проектного положения осей колесных пар, средних линий букс, буксовых направляющих и рессорных опор. Тогда легче осуществить обработку букс в соответствии с принятыми допусками. Но для обычных листовых рам наплавка широких плоскостей буксовых направляющих, которую часто пришлось бы производить, значительно усложнила бы ремонт.



Фиг. 702.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 7. Ремонт букс паровозов серий «ФД» и «ИС»

Буксы серий «ФД» и «ИС» не имеют наличников, их заменяют так называемые буксовые или рамные накладки, отлитые из чугуна, расположенные между буксой и широкой плоскостью рамного выреза. Это позволяет ремонтировать буксы серий «ФД» и «ИС», как симметричные относительно оси колесной пары. Отсутствие буксовых наличников, цилиндрическая поверхность соприкасания подшипников и буксы, большая плоскость соприкасания подшипника со ступицей колеса, иное устройство смазочной коробки — являются характерными особенностями буксы паровозов серий «ФД» и «ИС», которые значительно изменяют и процесс ремонта ее и способы проверки и разметки. Ремонт букс серий «ФД» и «ИС» производится обычно следующим образом.

После выварки и очистки букса тщательно осматривается инспектором: отыскиваются трещины, проверяются основные размеры и износ, запрессовка подшипника и пр. Если букса имеет трещины, их разделывают и заваривают посредством электросварки. Если подшипник слабый (что определяется при помощи легких ударов ручника), то его меняют. Выпрессовывают подшипники при помощи вертикального гидравлического пресса. Пригодный для дальнейшей службы старый подшипник отправляют для электронаварки изношенного торца, а соответствующий корпус буксы — для электронаварки истертой поверхности бронзовой шайбы.

Если букса имеет выработку или износ направляющих плоскостей более 3 *мм*, то на эти плоскости ставят стальные наделки толщиной 6—8 *мм*. В этих наделках, кроме приварки по периметру, просверливают пять-шесть отверстий в каждом, диаметром по 12 *мм* и через них производят приварку к буксе.

Наваренный и залитый баббитом подшипник [1], а также и сама букса отправляются на станок для фрезеровки наваренных мест, препятствующих запрессовке подшипника в буксу.

Отремонтированный или вновь изготовленный подшипник после сверловки в нем смазочных отверстий и фрезеровки пазов подготавливается к запрессовке в буксу. Для этого предварительно опиливается поверхность подшипника в той части, которая заводится **в** буксу перед запрессовкой. Длина опиливаемой поверхности около 50 *мм*. Подготовленный подшипник устанавливают в буксу настолько, чтобы он не мог выпасть из буксы во время установки на пресс. Подшипник запрессовывается в буксу давлением около 15 *т*. После запрессовки подшипников буксы простругиваются по поверхностям прилегания к рамным накладкам. Некоторые заводы производят строжку букс до запрессовки в них подшипников. Это служит причиной низкого качества собранных букс. Во время запрессовки подшипника направляющие плоскости буксы немного разводит, что вызывает необходимость дополнительной ручной опиловки их. Эта опиловка, заменяющая станочную работу, во-первых, вызывает излишнюю затрату рабочей силы, во-вторых, не дает необходимой точности. После строжки буксу подают на плиту, где проверяют взаимную перпендикулярность и правильность всех плоскостей буксы, и размечают под расточку. Расточка буксы производится на расточном или карусельном станке, после чего она проверяется на плите в отношении правильности плоскостей, их взаимного расположения и размеров. Затем букса передается в слесарную бригаду для окончательной пригонки и постановки на шейку оси согласно описанному уже порядку. Ремонт букс тележек и букс ведущей оси существенно не отличается от вышеуказанного.

Наличники букс передней тележки заменяются новыми. Для букс ведущей оси, кроме вышеуказанного ремонта, при среднем ремонте паровоза восстанавливаются изношенные поверхности боковых вкладышей или они заменяются новыми. Восстановление вкладышей производится посредством электросварки с последующей обработкой их на станке с одновременным утолщением бокового клина путем приварки к нему пластины и последующей отделки на станке. При

---

[1] Для паровозов первых выпусков.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

капитальном ремонте паровоза подшипник и боковые вкладыши заменяются новыми.

Окончательная обработка внутренней рабочей поверхности подшипника и вкладышей ведущей буксы производится после пригонки их к корпусу и затяжки клиньями. Таким образом и ремонт букс серии «ФД» на станках производится обычно после предварительной разметки, по рискам и кернам.

Согласно принятым допускам (фиг. 702 и 703) измерение и обработку на станках для достижения намеченных допусков в ряде случаев придется производить с точностью до сотых и десятых миллиметра. Не останавливаясь подробно на обосновании указанных допусков, отметим, что точность обработки широкой рабочей части буксы, обращенной к неподвижной (лобовой) части буксовой направляющей (а не клиновой), имеет особое значение. Даже при точном обмере рамы и обработке буксовых направляющих несоблюдение намеченного допуска при обработке широкой рабочей поверхности буксы поведет к неправильному положению оси колесной пары и быстрому износу соединения. Поэтому: а) мы должны иметь соответственной точности инструмент, б) обработку на станках следует производить, полагаясь не на искусство работника, работающего иногда на плохо выверенном станке, а на точную работу выверенного станка, в) иметь современные приспособления для установки и укрепления детали на станках, сведя до минимума обработку по разметке (рискам и кернам).

Ремонт букс паровозов серий «ФД» и «ИС» по допускам

В качестве примера ремонта буксы и подшипника с соблюдением установленных допусков приводятся технологический процесс и правила ремонта для корпуса буксы ведущей оси паровоза серии «ФД». На фиг. 703 показаны допуски буксовой коробки ведущей оси паровоза серии «ФД».

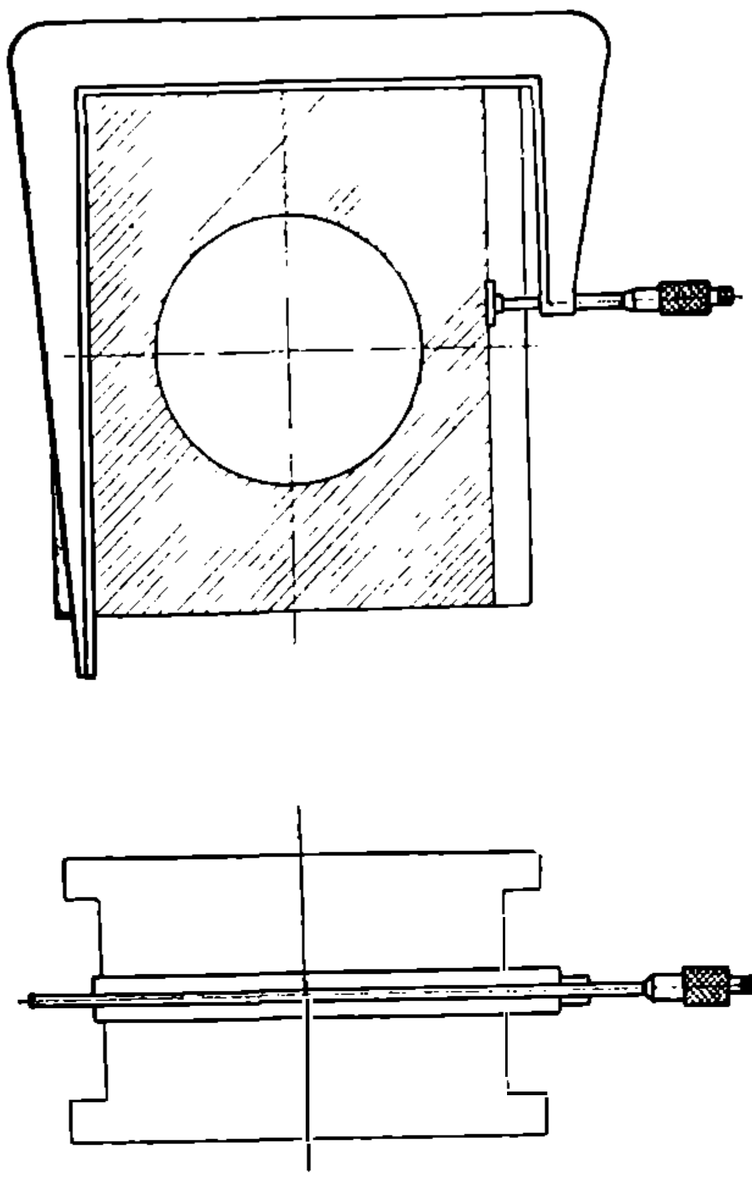
Фиг. 03.

После разборки букса вываривается, тщательно осматривается и обмеряется инспектором для определения ее годности в дальнейшей службе. Все трещины в буксе и подбуксовых коробках завариваются, а выработанные места под рессорную упорку навариваются. Подбуксовые коробки, смазочные коробки и трубки исправляются, кожаные прокладки и подбивка букс заменяются новыми. Затем ремонт производится в следующем порядке.

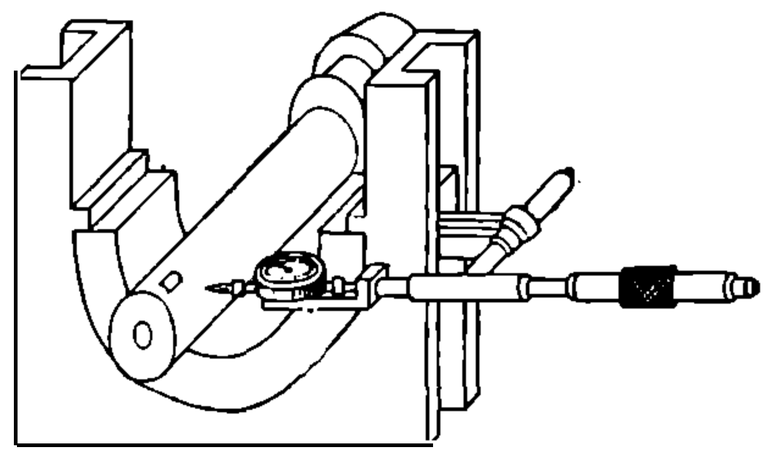
Фрезеруются плоскости скольжения буксы под наварку пластин. Работа производится на станке в приспособлении, указанном на фиг. 695. Привариваются пластины и плоскости скольжения буксы фрезеруются симметрично по отношению к оси буксы, что производится на том же станке и в том же приспособлении. После этого размечаются смазочные канавки на плоскостях скольжения буксы и фрезеруются на вертикально-фрезерном станке. Так как износ стенки буксы допускается не более 3 *мм*, то указанная выше приварка пластины производится только при достижении стенками буксы этого износа. Если износ менее этого размера, то операция начинается с фрезеровки плоскостей скольжения. Эти плоскости должны быть обработаны по ширине

НБ УДУНТ (ДІІТ)

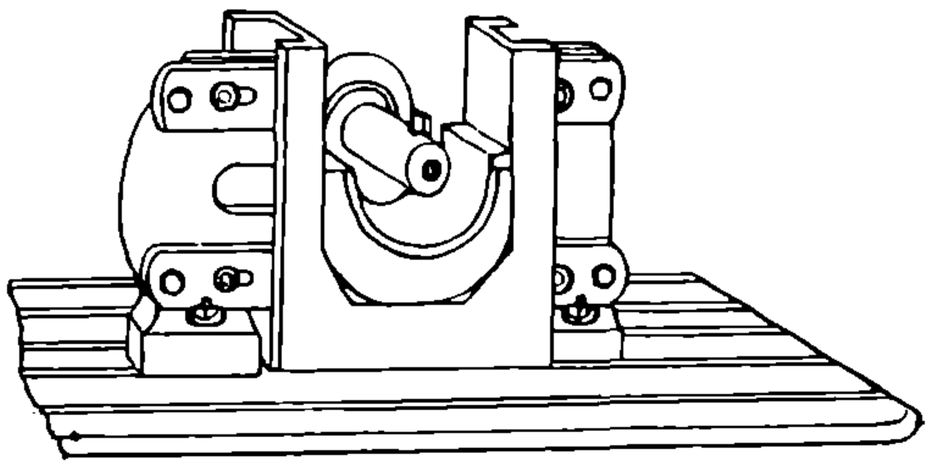
с допуском A_4 (сопрягаемая плоскость рамной накладки обрабатывается с допуском C_4), при этом максимальный зазор — 0,520 *мм*, а минимальный — 0,004 *мм*. Расстояние между лобовой плоскостью скольжения буксы и осью ее выполняется с точностью ±0,07 *мм*. Вследствие столь значительной точности



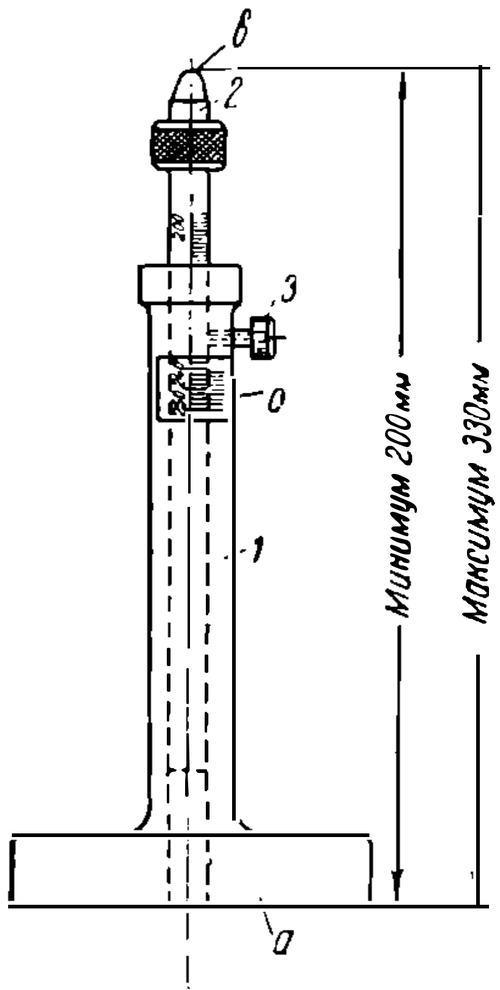
Фиг. 704.

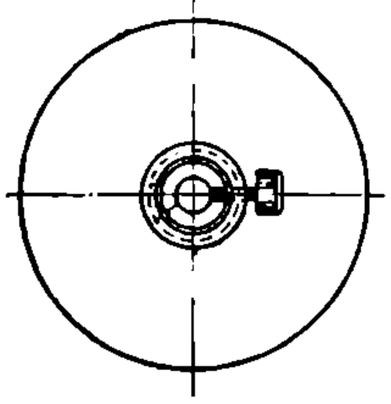


Фиг. 706.



Фиг. 705.





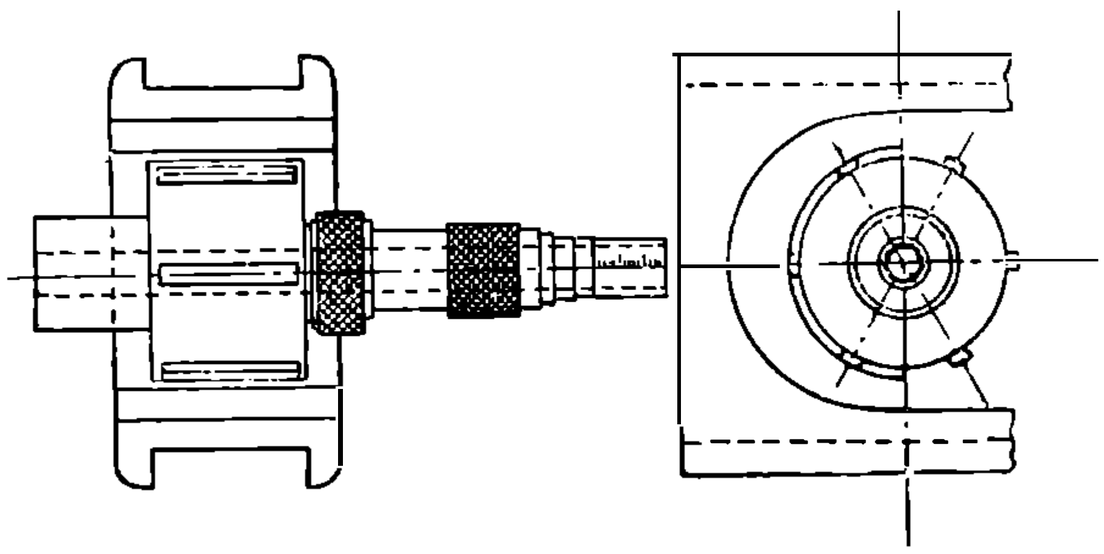
Фиг. 707.

плоскости должны быть после фрезеровки отшлифованы, что производится на плоскошлифовальном станке, на котором букса укрепляется в тисках; измерительным прибором служит раздвижная скоба (фиг. 704). Следующая операция— расточка мест для подшипников с допуском по диаметру A_3.

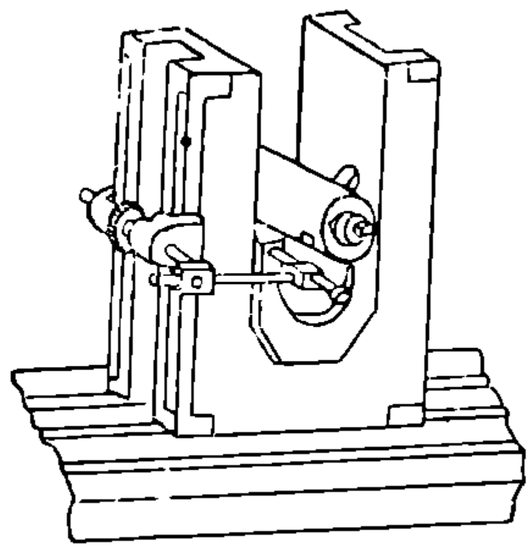
Работа производится на горизонтально-расточном станке, причем букса укрепляется в приспособлении (фиг. 705), предварительная установка ее по шпинделю станка производится помощью приборов, указанных на фиг. 706 и 707, установка резца по заданному диаметру расточки осуществляется особой скобой, а проверка расточки прибором (фиг. 708). Затем готовый подшипник зачищается перед постановкой в буксу и устанавливается в ней нажимом ручного винтового пресса. Вкладыши под подшипник зачищаются после станочной обработки; клинья пригоняются к вкладышам и к буксе, причем плотность взаимного

НБ УДУНТ (ДІІТ)

прилегания их контролируется щупом. Затем вкладыши и клинья собираются в буксе с подшипником, причем натяг клиньев должен оставаться проектным. Собранная таким образом букса подается на горизонтально-расточный станок под расточку подшипника и вкладышей. При этом приспособления для установки и укрепления на станке остаются те же, какие применялись при расточке буксы под подшипник. После расточки (фиг. 709) производится подрезка торцов подшипника по размерам, полученным токарем из буксовой



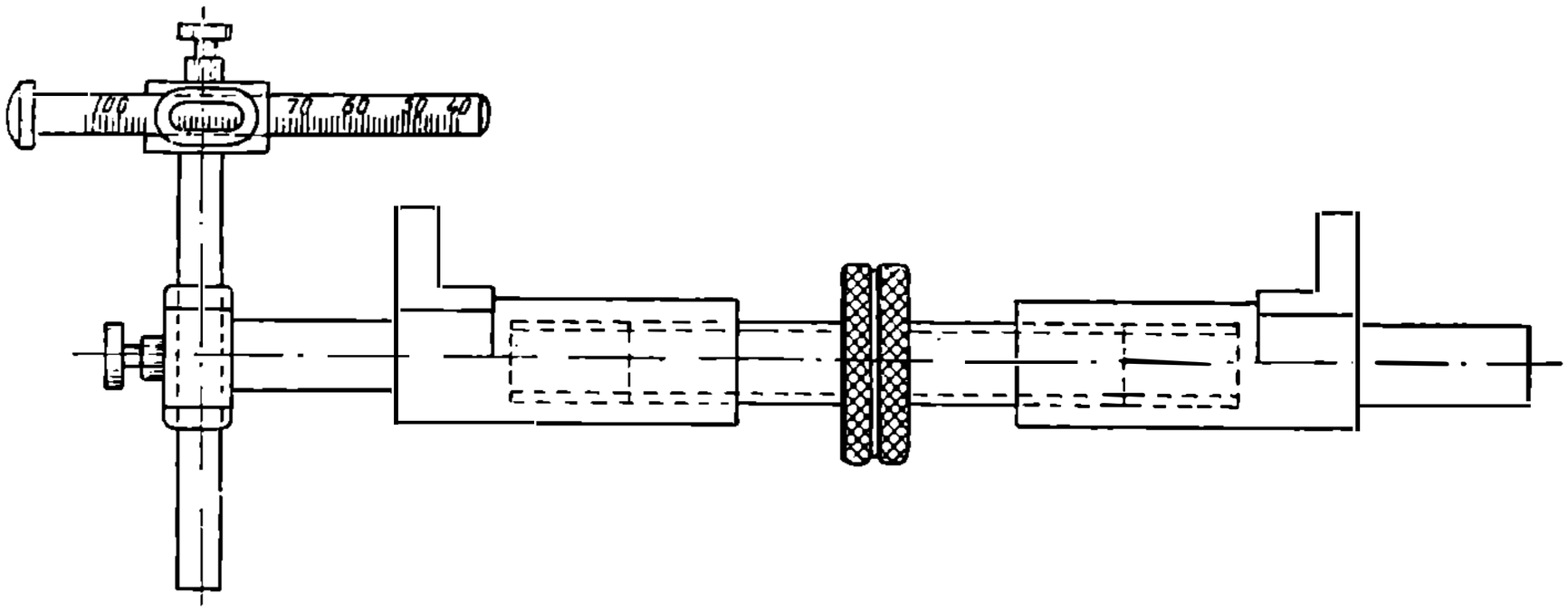
Фиг. 708.



Фиг. 709.

бригады; контроль подрезки производится особым прибором (фиг. 710). Расточкой подшипника заканчивается станочная обработка ремонтируемой буксы. Правильность расточки проверяется уже описанным прибором. Перед постановкой букс на шейки осей подшипники пришабриваются.

Пришабровка ведется с помощью пустотелых валиков, диаметры которых подбираются соответственно установленным градационным размерам шеек осей.



Фиг. 710.

Затем подбуксовые коробки пригоняются на строгальном станке к буксам, причем расстояния между вертикальными плоскостями букс и сопрягаемыми с ними плоскостями подбуксовых коробок выполняются по посадке A_5, X_5, т. е. максимальный зазор равен 1,68 *мм*, а минимальный — 0,34 *мм*. Буксы навешиваются на шейку оси, ставятся подбуксовые коробки, и производится проверка правильности положения букс на шейках осей в соответствии с уже описанным порядком.

Буксовые подшипники при капитальном ремонте паровоза ставятся новые. Отделка на станках такого подшипника идет в следующем порядке.

Фрезеруют на горизонтально-фрезерном станке или строгают кромки подшипника, установив его в приспособлении, размечают по шаблону выемки под установочные штифты, связывающие подшипник с вкладышами, и делают выемки на том же станке, не вынимая подшипника из приспособления. Затем собирают подшипники по два на оправке и на обычном токарном станке притачивают по наружному диаметру. Измерительным прибором служит скоба с микрометрическим винтом.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Затем подшипник устанавливается на вертикально-фрезерный станок и торцовым фрезером выбирают смазочные канавки. Перед постановкой в буксу зачищаются острые углы и заусеницы.

Изготовление и ремонт вкладышей и клиньев не представляют особых изменений по сравнению с обычным порядком работ.

Из рассмотренного процесса обработки букс и подшипников на станках можно заключить, что в тех операциях, где размеры ремонтируемой буксы и подшипника должны быть выполнены с большой точностью, обычная разметка деталей, как дающая неточные результаты, совершенно исключена. К таким операциям в рассмотренном примере относятся: 1) строжка и шлифовка плоскостей скольжения букс, 2) расточка или проверка поверхности прилегания буксы к подшипнику, 3) обточка подшипника по наружному диаметру, 4) расточка подшипников и вкладышей. Во всех остальных деталях разметка сведена к минимуму, и обработка производится при помощи шаблонов. Так, например обработка нового вкладыша начинается с фрезеровки или строжки его широкой плоскости прилегания к боковому клину, затем намечается приблизительно средняя линия вкладыша и делаются с одного торца вкладыша засечки, намечающие две других плоскости, затем вкладыши устанавливаются на вертикально-фрезерном станке по простроганной уже широкой плоскости и намеченной средней линии и закрепляются, после чего фрезером проходят плоскость прилегания к нижнему клину и к подшипнику. Контроль фрезеровки ведется при помощи шаблона.

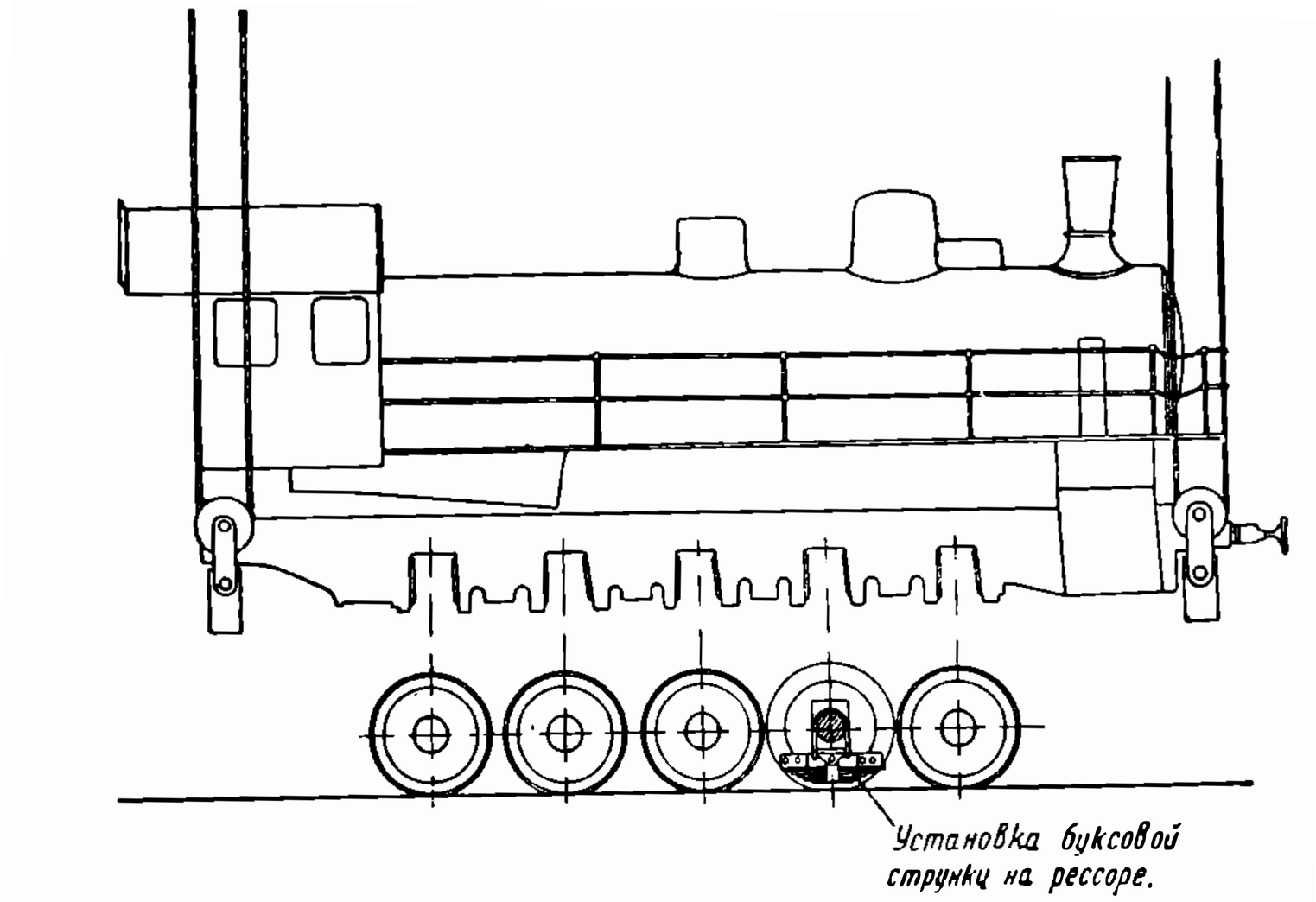
В тех случаях, когда при подъемочном ремонте паровоза в депо приходится ремонтировать буксы, технологический процесс несколько видоизменяется. Для паровозов обычных серий с листовыми рамами применяется постановка букс в буксовые вырезы для разметки центров букс. При этом для определения положения центров букс служат керны, данные на раме при ее проверке. Для паровозов серий «ИС» и «ФД» разметка производится без постановки в буксовые вырезы. При необходимости единичной расточки букс в депо расточка производится по контрольным окружностям на торце буксы.

§ 8. Опускание рамы на колеса

После ремонта букс, навески их на шейки колесных пар и проверки положения их паровозная рама, готовая к этому времени, опускается на колесные пары. Эта операция для паровозов старых типов (серии «Э», «Щ» и «О») производится следующим образом (фиг. 711): 1) ставят на раму рессорные балансиры и подвески и соединяют их (буксовые струнки должны быть поставлены на временные болты); 2) подают к месту опускания рамы колесные пары с навешенными буксами и рессорами, устанавливают их в порядке расположения под паровозом; 3) подают к колесным парам буксовые клинья, распорные шайбы и рессорные накладки и располагают их у каждой колесной пары; 4) поднимают раму (с котлом или без котла) мостовым краном, переносят ее к месту опускания, опускают над колесными парами и расставляют последние приблизительно под соответствующими буксовыми направляющими; 5) снимают буксовые струнки; 6) опускают раму до прикосновения к буксам и раскантовывают колесные пары до точного расположения соответственных буксовых направляющих над буксовыми наличниками; 7) опускают раму до вхождения буксовых наличников в буксовые направляющие примерно на 70—80 *мм* и накатывают колесные пары на лобовую сторону буксовых направляющих; 8) вставляют буксовые клинья на места, хвостовиками в гнезда буксовых струнок и располагают на концах рессор шайбы и накладки; 9) затем медленно опускают раму, тщательно наблюдая за правильным вхождением буксовых направляющих, клиньев, рессорных вилок и буксовых струнок на свои места до полной посадки рамы на рессоры; 10) после посадки, не отводя крана, проверяется правильность посадки по каждой колесной паре, затем, если посадка правильна, кран освобождается.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Опускание рам паровозов серий «ФД» и «ИС» вследствие особенностей конструкции производится несколько иным порядком. Перед опусканием этих рам на колеса все балансиры, рессоры и рамные накладки должны быть поставлены на место. Колеса с навешенными на шейки буксами устанавливают на канаву, проверяя правильность последовательного расположения колес. По мере установки каждой колесной пары снимаются задержки (кольца) кривошипного пальца и укладываются на полу, одновременно к канаве подаются буксовые струнки,



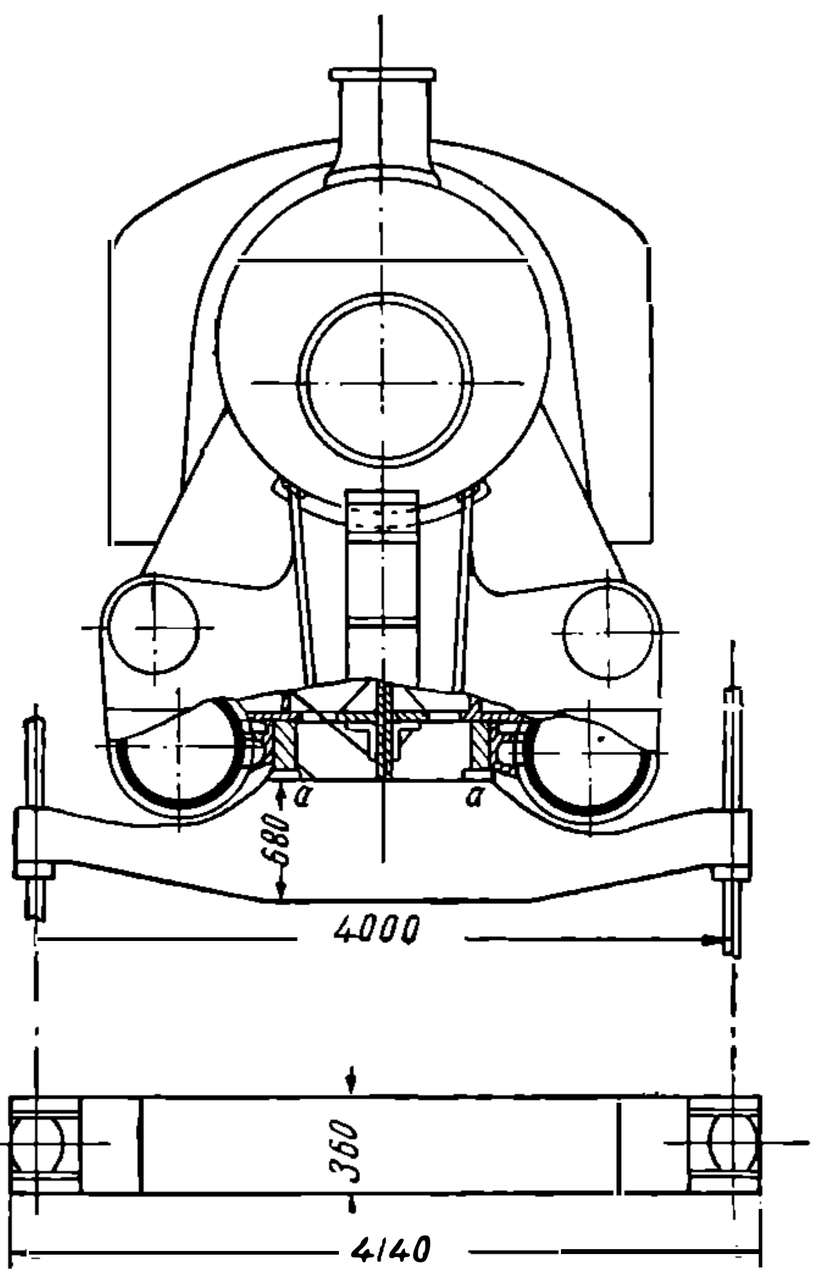
Фиг. 711.

которые располагаются на полу в соответствующих местах против колес, а затем между колесами устанавливают по своим местам тормозные подвески с балками. После этого к колесам подаются краном комплекты собранных в бригаде сцепных дышел правой и левой стороны, которые и навешиваются на пальцы с последующей установкой и закреплением задержек (колец). После навески дышел располагают под осями буксовые струнки. Струнки поднимаются с пола при помощи крана или особой тележки.

При подъемке рамы с котлом необходимо помнить, что захват рамы около заднего стяжного ящика недопустим без принятия особых мер предосторожности, иначе возможна поломка рамы в месте соединения с хвостовиком. Прежде чем поднимать раму с котлом, необходимо установить жесткую связь между котлом и концом задней рамы в месте расположения задней гибкой опоры топки. На паровозах серий «ФД» и «ИС» в плоскостях задних рам на топочной раме и на

НБ УДУНТ (ДІІТ)

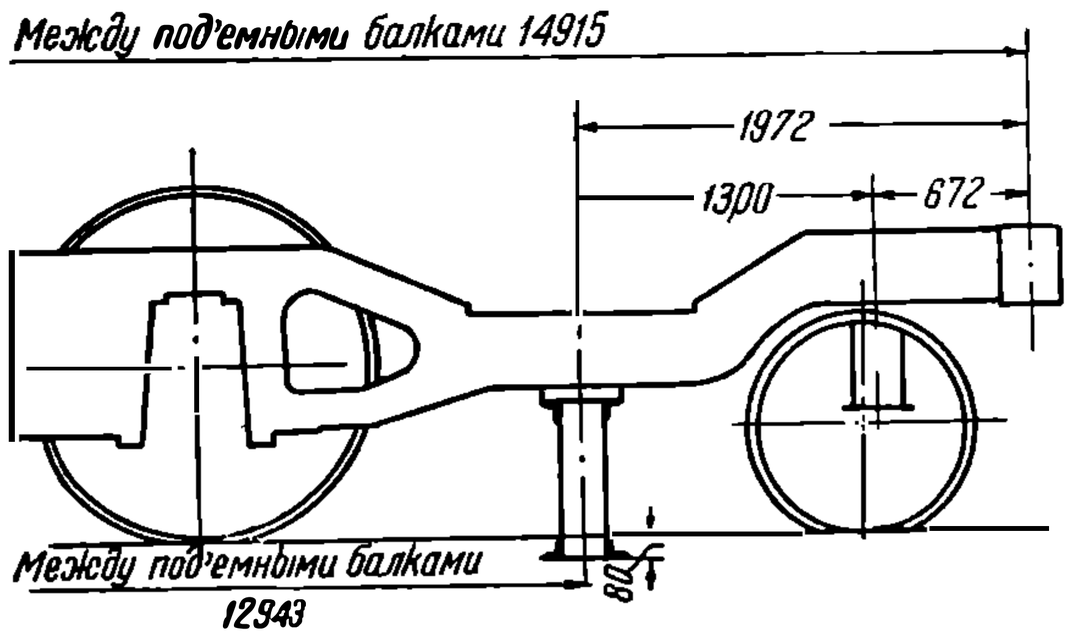
заднем стяжном ящике приварены специальные упоры. Перед подъемкой паровоза между этими упорами вставляется 2″ болт с гайкой и с концами, соответствующими опорам, повертыванием гаек вызывается распор между котлом и задней частью рамы. Болты 2″ должны храниться на паровозе. Захват рамы паровозов серий «ФД» и «ИС» спереди целесообразнее производить под цилиндрами в том месте, где проходит середина цилиндрового блока. Для этого необходима такая подъемная крановая балка, которая, будучи удобоподводима под раму, в то же время не действовала бы разрушающе на цилиндры. Наиболее подходящая форма балки указана на фиг. 712, причем в случае неимения такой цельной балки возвышения *а* балки компенсируются плитами соответствующей толщины.



Фиг. 712.

В практике допускается захват переднего конца брусковой рамы перед цилиндрами на расстоянии около 672 *мм* от буферного бруса (фиг. 713). Когда рама поднимается и опускается без котла, захват ее следует производить, руководствуясь соображениями, изложенными в главе о ремонте рамы.

Захваченный краном паровоз или одну раму поднимают настолько, чтобы самая нижняя часть рамы свободно прошла над гребнем бандажей колес и затем, поставив



Фиг. 713.

паровоз или раму над колесами, начинают медленное опускание так, чтобы рамные накладки без ударов начали захватывать буксы, для чего рабочие, находясь в канаве, внимательно следят за положением букс, направляя их все время помощью ломиков.

Обычно рама с котлом или без него поднимается двумя кранами. При опускании задняя часть рамы опускается под углом 1—2° к горизонтали и первыми захватываются задние буксы. В таком положении продолжается опускание обоими кранами; при этом буксы будут последовательно заходить в буксовые вырезы, начиная с 5-й и кончая 1-й осью. Затем опускание приостанавливается примерно на половине захвата буксовых коробок; задняя тележка устанавливается по шкворню и секторам, после чего продолжают опускание до соприкасания секторов задней тележки с опорными плитами кронштейнов рамы. С момента посадки опорных плит на секторы задней тележки опускание приостанавливается, в работу включается один задний кран, при этом хвостовая часть паровозной рамы, нажимая на секторы задней тележки, станет поднимать ее передний конец, который направляют по шкворню. Затем соединяют рессорные балансиры задней тележки с поперечной балкой рессор 5-й оси: это легко сделать, так как рессоры сцепных осей находятся в свободном состоянии; нажимая на поперечную балку, получают необходимый наклон всей системы рессорного подвешивания для соединения поперечной балки с балансирами задней тележки.

Когда закончено присоединение задней тележки, устанавливают переднюю тележку по шкворню и стакану люльки, опускают одним передним краном перед

НБ УДУНТ (ДІІТ)

паровоза до горизонтального положения рамы, направляют балансир передней тележки на призму в стакане шкворня, для чего продолжают опускание рамы одновременно обоими кранами до легкого прикосновения рессорных упорок к буксам.

Затем направляют рессорные упорки по гнездам в буксах и опускают раму до полного нажатия рессор на упорки, ставят в проектное положение клиновые рамные накладки и буксовые струнки. После проверки осей по центрам подвешивают тормозные подвески к болтам и собирают тормозную передачу.

Непосредственно за опусканием рамы на колеса проверяют оси по центрам. По установленным допускам расстояния между центрами осей не должны отличаться от проектных более чем на 0,5 *мм*. С целью проверки устанавливают раму на рессорах по альбому, т. е. с соблюдением равенства размеров от верхней кромки буксы до буксового выреза рамы альбомным. Забивают клинья букс до отказа, буксовые струнки ставят на место, в плотности прилегания буксовых наличников к направляющим и клиньям убеждаются при помощи проверки щупом, причем не допускаются просветы более 0,2 *мм*. Забивают в отверстия центров на торцах осей свинец и, пользуясь контрольными окружностями на торцах осей, находят центр осей. Берут штикмасом проектные размеры расстояний между центрами осей и проверяют при его помощи расстояния между найденными центрами.

ГЛАВА XI

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПАРОВОЗА В ПУТИ

§ 1. Динамическое воздействие колеса на рельсы

За более чем столетнее существование паровоза вопросам динамического взаимодействия между колесами и верхним строением пути уделялось много внимания. В ранние времена паровозостроения считали наиболее опасными колебания надрессорного строения на рессорах и даже предлагали делать возможно более жесткие рессоры во избежание появления резонанса, могущего, якобы, происходить от ударов на стыках. На самом деле опасность резонанса не так велика, как это казалось. Последнее подтверждается ежедневной практикой эксплуатации паровозов. Объясняется это тем, что колебания паровоза происходят не только от одних ударов на стыках, но еще от целого ряда других толчков, передаваемых со стороны рельсов колесам вследствие неровностей и тех и других. Кроме того, колебания паровоза на рессорах возникают еще вследствие воздействия на надрессорное строение сил, развивающихся в самом паровозе и имеющих довольно сложный переменный характер изменения в процессе его работы. Все эти обстоятельства являются причиной того, что надрессорное строение паровоза совершает сложные колебания, отличающиеся от тех простых математических, которые исследовались различными авторами. При этих теоретических исследованиях обычно упускалось из виду то, что колебания в значительной мере смягчаются вследствие наличия внутреннего трения в листовых рессорах и в прочих частях рессорного подвешивания. Кроме того, при увеличении колебаний одной или нескольких рессор, ввиду ограниченных зазоров, может произойти удар рамы о буксы, совершенно изменяющий характер прежних колебаний. В соответствии с этим еще Нольтейном была доказана необходимость применения мягких рессор.

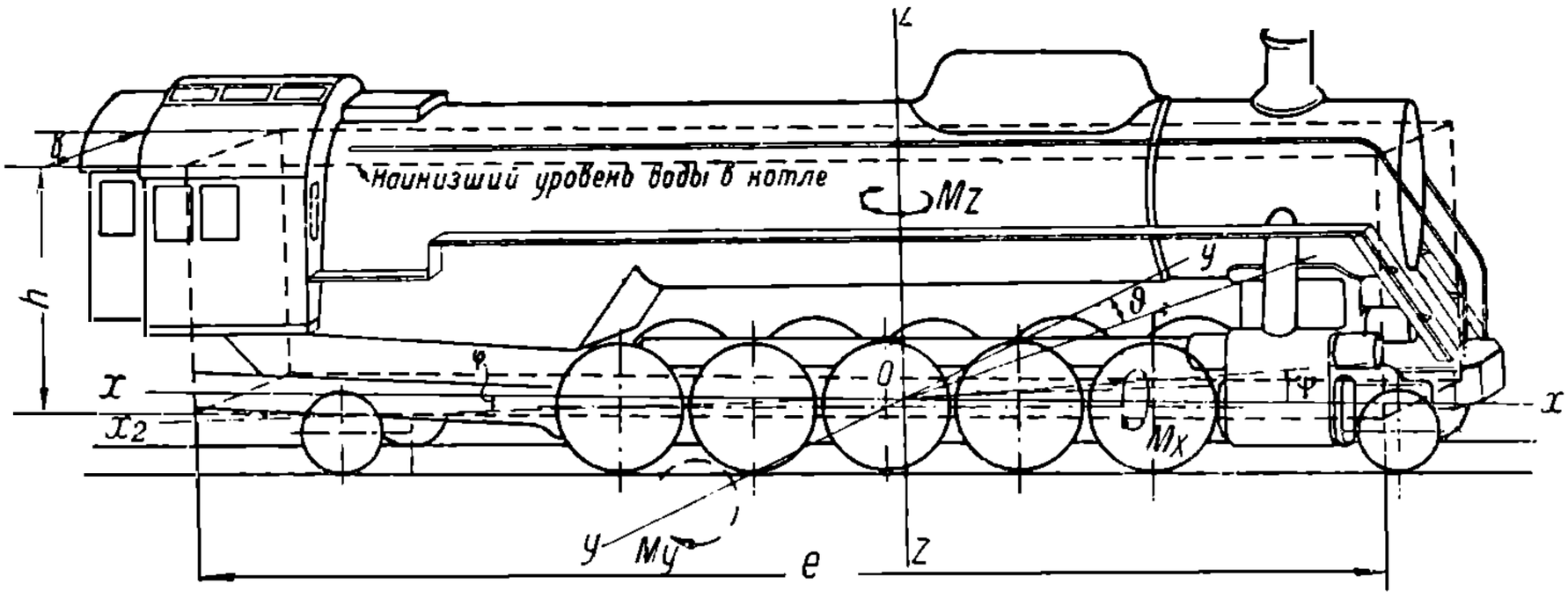
На следующем этапе развития паровозов большое значение придавали силам, которые передаются от паровоза рельсам и упряжным приборам поезда.

Лишь в недавнее время возник вопрос о силах инерции движущего механизма и об их последствиях в отношении уменьшения или увеличения нагрузки колес на рельсы, вибрации отдельных частей, влекущих за собой возможность расстройства их соединений и даже поломку.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В настоящее время твердо установлено [1] теоретическим и экспериментальным путем, что силы, развивающиеся между колесом и рельсом, зависят от скорости движения, а также от статической нагрузки колеса на рельс.

Масса паровоза M состоит из двух частей: M_1 — надрессорного строения (котел и рама с расположенными на них деталями) и M_2 — массы необрессоренных частей (колес, осей и букс). В целом паровоз имеет лишь одну полную степень свободы, предоставляющую возможность как полезного, поступательного перемещения вдоль оси пути, так и вредного — подергивания.



Фиг. 714.

Лишь в пределах зазоров между гребнями и головками рельсов для всего паровоза возникают две ограниченные свободы: перемещение в поперечном направлении и вращение вокруг вертикальной оси — виляние. Что касается надрессорного строения, то таковое, будучи упруго подвешено на рессорах, имеет возможность трех перемещений: поступательного в вертикальном направлении — подпрыгивания, вращательного в продольном направлении, вокруг поперечной горизонтальной оси — галопирования и вращательного в поперечном направлении вокруг продольной горизонтальной оси — боковой качки.

Эти вредные движения по отношению к осям координат, начало которых расположено в центре колебаний надрессорного строения (фиг. 714), имеют следующие диференциальные уравнения (табл. 57).

Таблица 57

Вредные движения паровоза

Виды перемещений	Оси координат, относительно которых происходят перемещения	Название вредных движений	Диференциальное уравнение движения	Последствия
Поступательные движения	Z — вертикальная	Подпрыгивание надрессорного строения	$\Sigma Z = M_1 \frac{d^2z}{dt^2} + z\Sigma ж = 0$	Перегруз или разгруз колес вследствие перемещения надрессорного строения

[1] Петров, Влияние поступательной скорости на напряжение в рельсе, 1903—1905, Напряжение в рельсах от вертикальных давлений колес, 1906, Напряжения в рельсах. 1906 — 1907, К вопросу о прочности рельсов, 1912 — 1913, Давление колес на рельсы, 1915.

Нольтейн, Пояснительная записка проекту паровоза «БГ Протоколы XVII съезда службы тяги.

Тимошенко, К вопросу о прочности рельсов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Продолжение таблицы 57

Виды перемещений	Оси координат, относительно которых происходят перемещения	Название вредных движений	Деференциальное уравнение движения	Последствия
	X—горизонтальная	Подергивание всего паровоза	$\Sigma X = M\frac{d^2x}{dt^2} + \Sigma P_x = 0$	Добавочные усилия в сцепных приборах; ослабление прочности соединения отдельных частей паровоза
Вращательные движения	Z—вертикальная	Виляние всего паровоза	$I_z\frac{d^2\psi}{dt^2} + \Sigma M_z = 0$	Возможность набегания гребней на головки рельсов и расшивки пути
	X—горизонтальная	Боковая качка (перевалка) надрессорного строения	$I_x\frac{d^2\vartheta}{dt^2} + \Sigma M_x = 0$ или $I_x\frac{d^2\vartheta}{dt^2} + \vartheta(\Sigma ж a^2 - M_1 g H_o) = 0$	Перегруз (разгруз) колес то одной, то другой стороны паровоза
	Y—поперечная	Продольная качка (галопирование) надрессорного строения	$I_y\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \Sigma M_y = 0$ или $I_y\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \varphi(\Sigma ж l^2 - M_1 g H o) = 0$	Попеременный перегруз или разгруз колес с обеих сторон, то впереди, то сзади центра колебаний

Здесь: I_z, I_x и I_y — моменты инерции относительно соответствующих осей координат:

$$I_z = M\frac{l^2 + b^2}{12},$$

$$I_x = M_1\frac{h^2 + b^2}{12},$$

$$I_y = M_1\frac{l^2 + h^2}{12}.$$

Обычно принимается:

$\frac{l}{2}$ — расстояние от центра тяжести, либо до передней притирочной поверхности цилиндра, либо до задней кромки лобового листа;

b — расстояние между наружными кромками бандажей при внутренних цилиндрах, а при внутренних золотниковых коробках — между серединами цилиндров; при наружных золотниковых коробках — между серединами золотников; при танк-паровозах — между наружными кромками баков;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

h — расстояние от центра сцепного колеса до наинизшего уровня воды в котле; при танк-паровозах принимаются во внимание запасы воды и топлива;
x, y, z — перемещения относительно одноименных осей координат;
ψ, ϑ, φ — углы поворота при вращении вокруг осей Z, X, Y;
$ж$ — коэфициенты жесткости рессор;
H_0 — высота центра тяжести обрессоренных масс над центром колебаний;
l — продольные расстояния рессор от центра колебаний;
a — поперечные расстояния рессор от центра колебаний.

Вредные движения, появляющиеся вследствие нарушения спокойного (полезного) хода, обусловлены тем, что к отдельным частям паровоза приложены, помимо силы тяги и сопротивления, еще другие силы, резко меняющие свою величину, а в некоторых случаях и направление в чрезвычайно короткий срок. К этим силам, зависящим от особенностей устройства пути и паровоза и состояния их обоих, относятся: реакции пути на колеса, реакции рессор, силы трения между буксами и наличниками, вертикальные составляющие от силы пара и от силы инерции возвратно-движущихся масс, действующие на параллель. Кроме того, не менее вредные последствия вызывают и непосредственно приложенные к пальцу кривошипа ведущего колеса как вертикальные, так и горизонтальные составляющие: сил инерции, давления пара и центробежной силы избыточных противовесов движущих колес.

Силы, действующие на надрессорное строение, влияют на характер его колебаний и изменение нагрузки колес.

Силы, непосредственно приложенные к колесным парам, наряду с изменением нагрузки колес, вызывают также виляние, извилистость и подергивание.

Помимо указанных вредных движений, силы взаимодействия между колесом и рельсом вызывают износ пути и подвижного состава. Выбоины рельсов и бандажей, расстройство соединений отдельных частей паровоза, поломка их, расшивание пути, сход и опрокидывание паровоза с рельсов в значительной мере зависят от указанных выше сил.

В последнее время в связи с увеличением скоростей движения производятся, помимо теоретических исследований, тщательные экспериментальные работы по установлению динамического взаимодействия между верхним строением и подвижным составом [1]. Изучение динамических нагрузок, их природы и величины имеет первостепенное значение в области динамики паровоза.

§ 2. Статическая нагрузка колеса

Величина нагрузки колеса паровоза, находящегося в спокойном состоянии, значительно отличается от той нагрузки, которую колесо передает на рельс во время движения паровоза. Первая носит название с т а т и ч е с к о й, а вторая д и н а м и ч е с к о й н а г р у з к и.

Статическая нагрузка складывается из необрессоренного и обрессоренного весов и определяется взвешиванием на весах.

Если (фиг. 715) назовем:
$П$ — статическая нагрузка колеса;
p — необрессоренный вес колеса, половины оси, буксы и $^2/_3$ рессоры;
$m_к$ — масса необрессоренного веса колеса;
O — обрессоренный вес, передающийся на колесо;
$ж$ — коэфициент жесткости рессоры;
f_o — прогиб рессоры под действием обрессоренного веса;
F — сила трения между буксой и наличником;
μ — коэфициент трения и

[1] Работа пути под воздействием паровоза «ФД», 32 Сборник НИИПУТИ. Ориентировочные испытания пути под тяжелыми американскими паровозами, 24 Сборник НИИПУТИ, Organ für die Forfschritte des Eisenbahnwesens № 9, 1934.

КБ УДУНТ (ДІІТ)

X — сила, прижимающая буксу к наличнику, то статическая нагрузка колеса:

$$П = p + O \pm F. \tag{585}$$

Вследствие упругости рессоры можно считать, что

$$O = ж \cdot f_o, \tag{586}$$

а сила трения по закону Кулона:

$$F = \mu X. \tag{587}$$

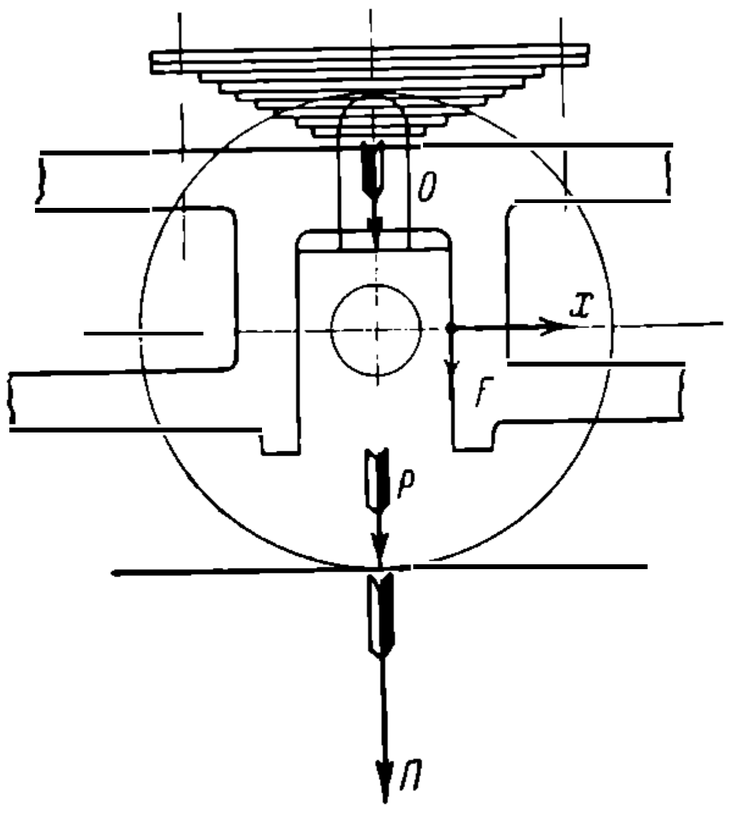
Таким образом статическая нагрузка колеса:

$$P = ж f_0 + p \pm \mu X, \tag{588}$$

а в случае отсутствия перемещения буксы по наличнику:

$$П = ж f_0 + p. \tag{589}$$

Направление силы трения F зависит от направления перемещения рессоры f_o и не зависит от направления давления буксы на наличник.



Фиг. 715.

Опытами, производившимися в 1904—1906 гг. в Киевском политехническом институте, было найдено, что коэфициент трения между буксой и наличником колеблется от 0,03 до 0,2 в зависимости от смазки и состояния соприкасающихся поверхностей буксы и наличника. Следовательно, сила трения у буксы паровоза может составить 5—8% от статической нагрузки колеса, что в сравнении с другими составляющими является небольшой величиной, и ею можно пренебречь.

Среди многих наших паровозников существовало мнение, что сила трения между буксой и направляющей велика и что благодаря ее наличию получаются различные результаты при повторном взвешивании одного и того же паровоза. Так, иногда, в особенности у новых паровозов, разница нагрузок при повторном взвешивании доходит до 1—2 m. Подобное расхождение результатов взвешивания, очевидно, главным образом зависит от точности весов, а также от трения и заедания в деталях рессорного подвешивания. Помимо этого, некоторое значение имеют неодинаковые прогибы рессор (при повторном взвешивании), получающиеся вследствие упругости основания весов и жесткости рессорных валиков и балансиров.

§ 3. Динамическая нагрузка

В отличие от статической нагрузки — динамическая нагрузка передается от колеса на рельс во время движения паровоза и по величине может быть то больше, то меньше статической.

Наибольшую величину динамической нагрузки называют максимальной динамической нагрузкой — Z_{max}, наименьшую — минимальной динамической нагрузкой — Z_{min}. И та и другая влияют на безопасность движения и ограничивают наибольшую скорость движения паровоза.

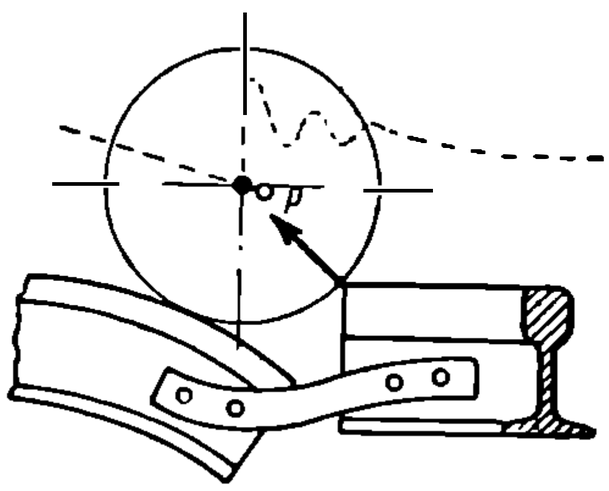
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Динамическая нагрузка обычного экипажа на рессорах во время движения

$$Z = П + ж \cdot z \pm F - m_k \frac{d^2z}{dt^2} \qquad (590)$$

состоит, помимо указанных трех членов, еще из инерционной нагрузки колеса $m_k \frac{d^2z}{dt^2}$, возникающей благодаря вертикальным ускорениям колеса на различного рода неровностях пути. Рельс под влиянием колеса не только изгибается, но также и оседает вместе со шпалами. Поэтому общая величина перемещения колеса складывается из прогиба рельса z_p (0,07—0,14 *мм*), сжатия шпалы $z_ш$ (0,7—1,0 *мм*) и просадки полотна $z_п$ (3—11 *мм*) и достигает величины $z = 10$—12 *мм*.

Инерционная нагрузка от необрессоренных весов особенно опасна на стыках, где она имеет ударный характер и вызывает колебание колеса на рельсе то вверх, то вниз (фиг. 716), пока не произойдет затухания. Хотя перемещение на стыке не превосходит $z_{стыка} = 6$ *мм*, тем не менее, благодаря незначительности времени, в которое происходит указанное перемещение, ускорение $\frac{d^2z}{dt^2}$ и инерционные усилия достигают громадных величин. Особенно серьезное значение инерционные усилия имеют для мощных паровозов с большими необрессоренными весами, а также для паровозов с большими скоростями, где время перемещения составляет лишь тысячные доли секунды.



Фиг. 716.

Наличие в паровозе кривошипно-шатунного механизма добавляет к указанным изменениям нагрузки еще составляющие: от центробежной силы избыточного противовеса (неуравновешенных вращающихся частей) —Z_o, а также составляющие, вследствие конечной длины шатуна, от сил инерции возвратно-движущихся масс —Z_c и от давления пара на поршень—Z_p

Поэтому динамическая нагрузка паровозного колеса: ведущего

$$Z_в = П + ж \cdot z \pm F - m_к \frac{a^2 z}{dt^2} + Z_0 + Z_p + Z_c; \qquad (591)$$

сцепного

$$Z_{сц} = П + ж \cdot z \pm F - m_к \frac{d^2 z}{at^2} + Z_0. \qquad (592)$$

При обычных расчетах не учитывают влияния трения и инерции необрессоренных весов и считают:

$$Z_в^{max} = П + жz + (Z_0 + Z_p + Z_c)_{max}\ ; \qquad (593)$$

$$Z_в^{min} = П - жz - (Z_0 + Z_c)_{min}\ ; \qquad (594)$$

$$Z_{сц}^{max} = П + жz + Z_0; \qquad (595)$$

$$Z_{сц}^{min} = П - жz - Z_0. \qquad (596)$$

§ 4. Влияние избыточного противовеса

В общем случае. при наклонной оси цилиндра и угле сдвига избыточного противовеса (фиг 17):

$$Z_0 = {}^{q}\ \omega^2\ \ r \sin(\varphi + 180 + \gamma - \Theta) \qquad (597)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

или

$$Z_0 = -\frac{q_u}{g}\omega^2 \cdot r\sin(\varphi+\gamma-\Theta). \qquad (597')$$

На фиг. 718, *б* показано изменение Z_o нагрузки колеса от избыточного противовеса.

Наибольшая величина перегруза или разгруза равна:

$$(Z_0)_{max} = \pm\frac{q_u}{g}\omega^2 \cdot r.$$

Изменение нагрузки колеса при неполностью уравновешенных вращающихся частях или отрицательном избыточном противовесе будет иметь такой же характер, но с отрицательным значением.

При точных подсчетах, если требуется учесть разность расстояний от середины паровоза до центра тяжести противовеса ξ_g и до круга катания $\xi_к$, имеем:

$$Z_0 = -\frac{q_u}{g}\omega^2 \cdot r\frac{\sin(\varphi+\gamma-\Theta)(\xi_g+\xi_k)+\sin[(\varphi+270)+\gamma-\Theta)](\xi_g-\xi_k)}{2\xi_k}. \qquad (598)$$

Для паровозов с высокими скоростями движения необходимо учитывать добавочную нагрузку от вынужденных колебаний рельса.

Если: k — коэфициент жесткости рельса,
p — вес колеса,
z_p — прогиб рельса под грузом p — кг,

$$z_o = \frac{p}{k},$$

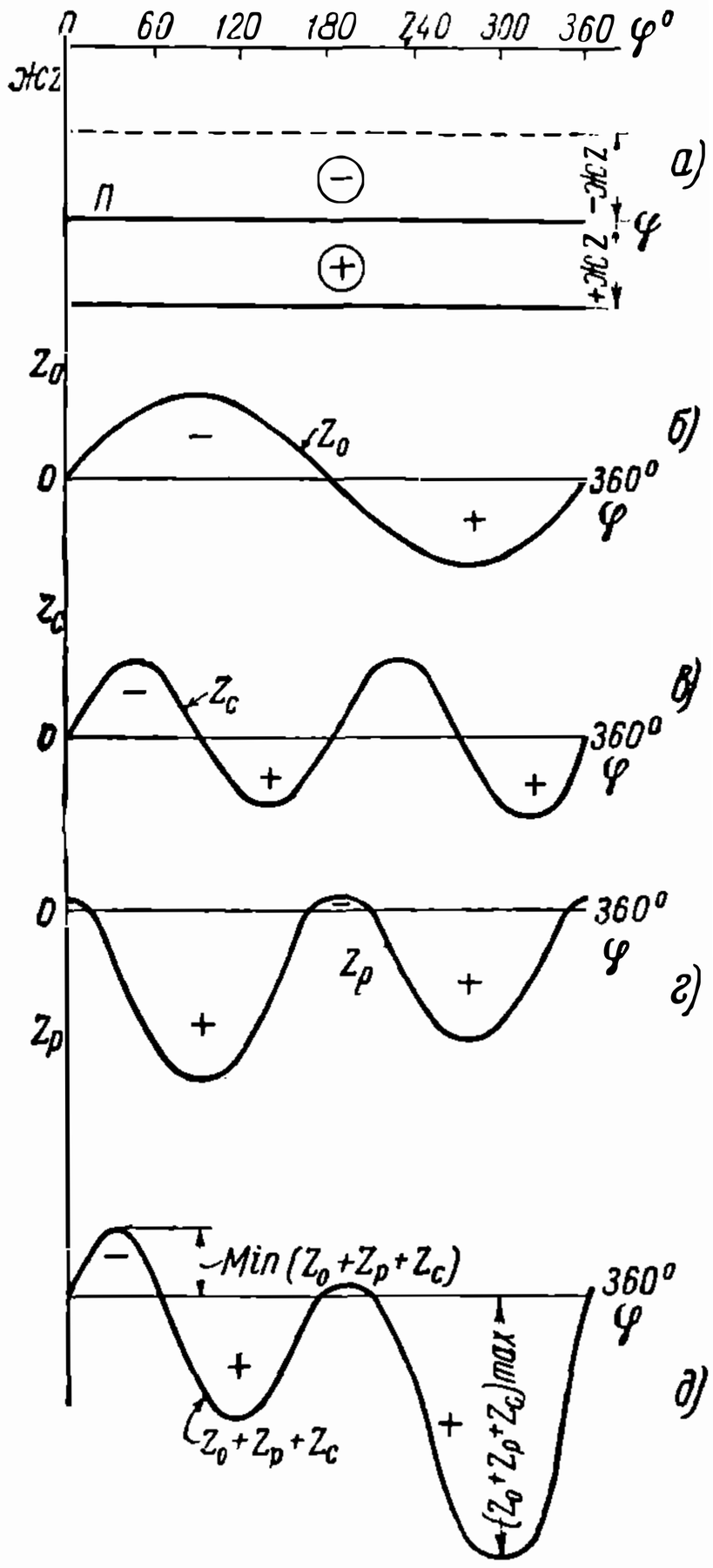
то период свободных колебаний колеса на рельсе:

$$T_c = 2\pi\sqrt{\frac{z_p}{g}} = 2\pi\sqrt{\frac{p}{kg}}.$$

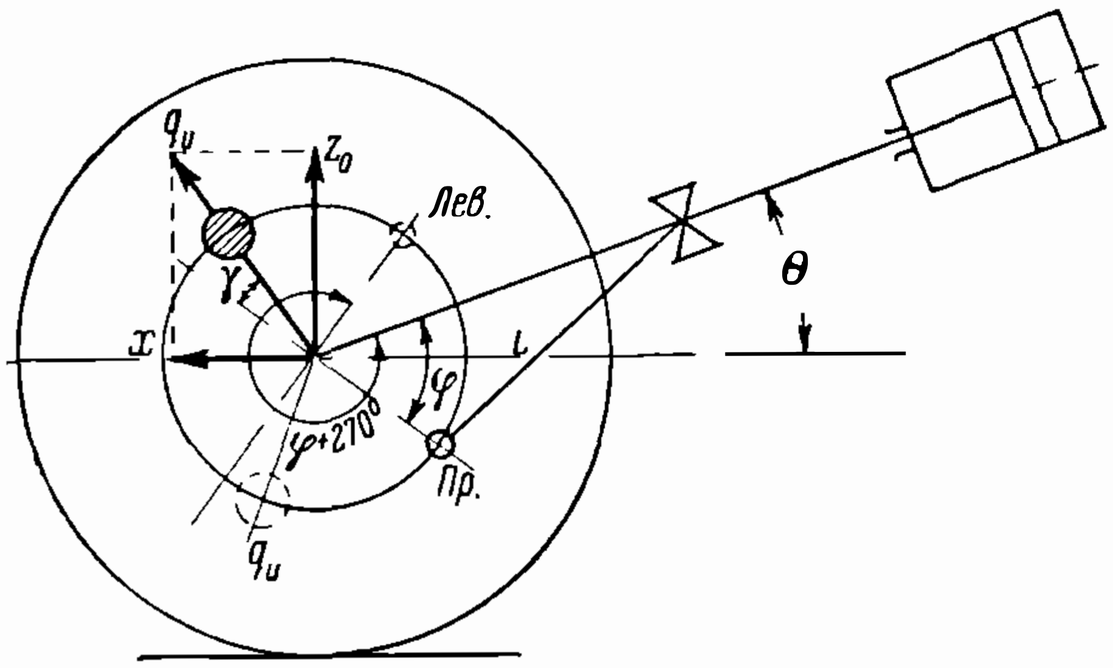
Период вынужденных колебаний одинаков с периодом центробежной силы избыточного противовеса:

$$T_в = \frac{2\pi}{\omega},$$

где ω — угловая скорость колеса.



Фиг. 718.



Фиг. 717.

В случае совпадения периодов коэфициент нарастания колебаний:

$$\beta = \frac{1}{1-\frac{T^2_c}{T^2_в}}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

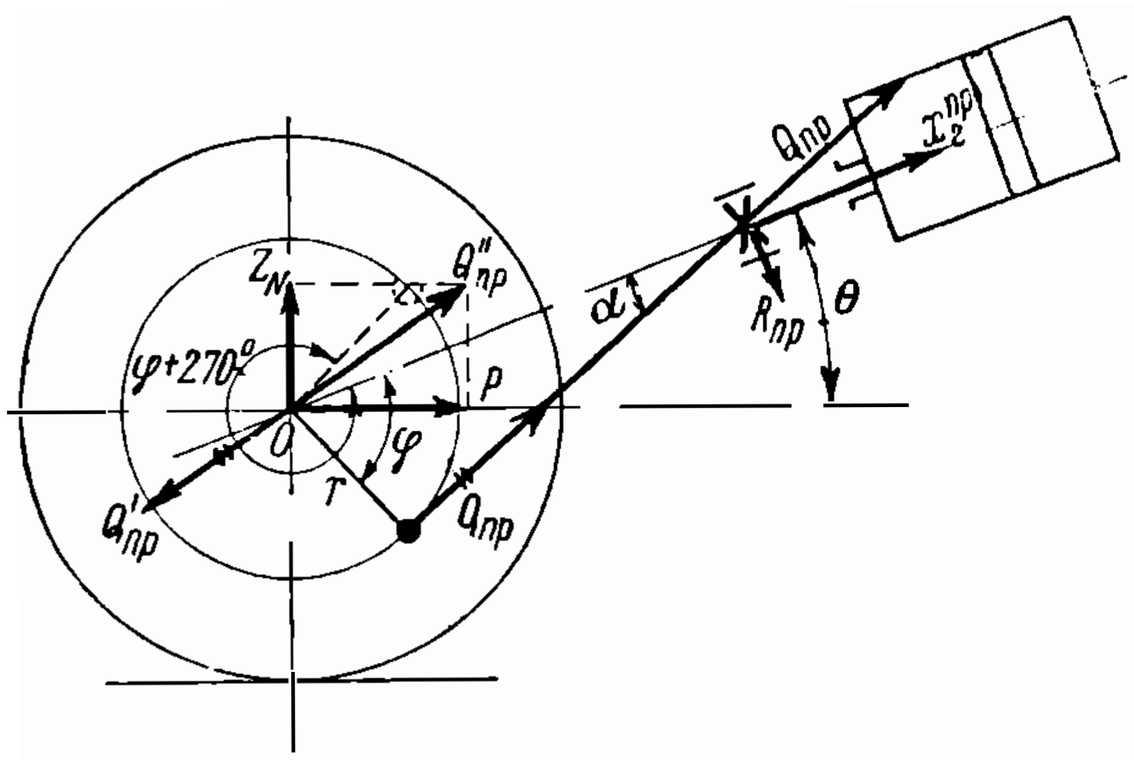
Поэтому

$$Z_0 = -\frac{q_u}{g}\omega^2 \cdot r\sin(\varphi+\gamma-\Theta)\cdot\beta = -\frac{q_u}{g}\omega^2 \cdot r\sin(\varphi+\gamma-\Theta)\frac{1}{1-\frac{T^2_c}{T^2_в}}. \quad (599)$$

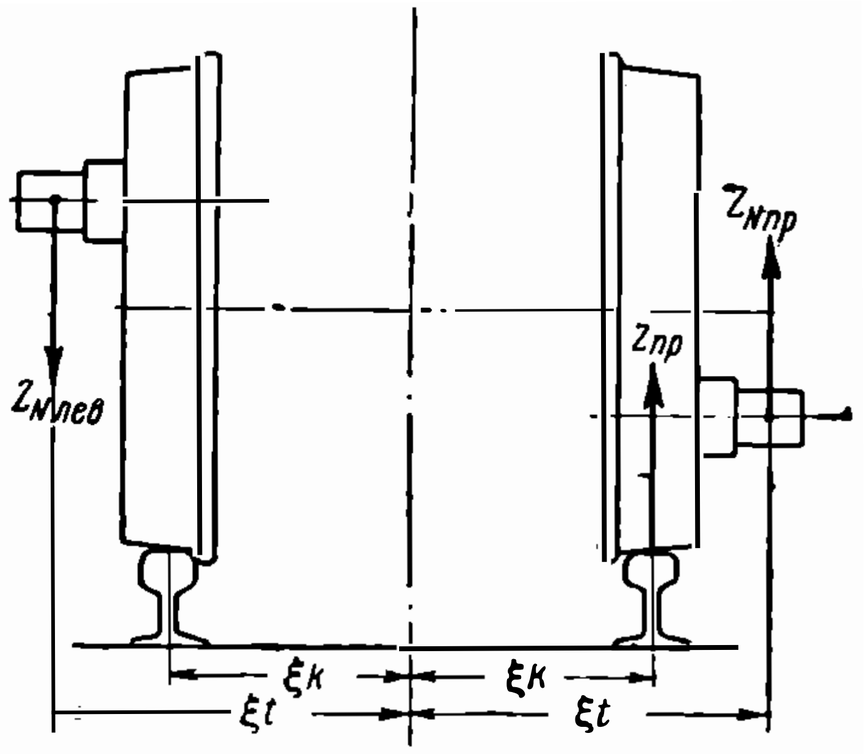
Здесь принято, что колебания колеса на рельсе не передаются надрессорному строению как ввиду незначительности деформации рельса, так и ввиду малости периода колебаний по сравнению с колебанием надрессорного строения.

§ 5. Влияние сил инерции возвратно-движущихся масс

Силы инерции правой и левой сторон $X^{пр}_г$ и $X^{лев}_г$, передаваясь на колесо, частично уменьшаются на величину сил трения в трущихся частях машины: поршня о цилиндровую втулку, штока о сальник, крейцкопфа о параллель, под-



Фиг. 719.



Фиг. 719а.

шипников шатуна о палец и крейцкопфный валик. Силы $X^{пр}_г$ и $X^{лев}_г$ в крейцкопфе раскладываются (фиг. 719 и 719а) по направлению шатуна Q и по направлению, перпендикулярному к параллели R, причем:

$$Q_{пр} = X^{пр}_г/\cos\alpha,$$

$$R_{пр} = X^{пр}_г \operatorname{tg}\alpha.$$

Перенося силу по шатуну $Q_{пр}$ по направлению ее действия к пальцу кривошипа, а затем в центр колеса (прикладывая в точке O две равные и противоположные силы $Q'_{пр} = Q''_{пр}$), найдем, что силы, отмеченные значком $''$, дадут вращающий момент, сила же $Q''_{пр}$ разложится на вертикальную Z_N и горизонтальную P. Величина этих сил:

$$P = Q''_{пр}\cos(\alpha+\Theta)$$

и

$$Z_N = Q''_{пр}\sin(\alpha+\Theta) = X^{пр}_г\frac{\sin(\alpha+\Theta)}{\cos\alpha}.$$

Из геометрических соотношений:

$$r\sin\varphi = L\sin\alpha \quad \text{и} \quad \sin\alpha = \frac{r}{L}\sin\varphi;$$

тогда, вследствие малости угла:

$$Z_{N\,пр} = X^{пр}_г\left(\frac{r}{L}\sin\varphi + \operatorname{tg}\Theta\right).$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Первая из этих сил P — будет прижимать ось с буксой к буксовой направляющей, тогда как вторая Z_N будет изменять нагрузку колеса на рельс. Нетрудно видеть, что при данном положении кривошипов сила $Z_п$ на правом пальце направлена вверх, тогда как на левом пальце — вниз и обе разгружают правое колесо. Величина изменения нагрузки правого колеса по кругу катания найдется из выражения

$$Z_{Nпр} \cdot (\xi_t + \xi_k) + Z_{N\,лев} \cdot (\xi_t - \xi_k) = Z_c \cdot 2\,\xi_k,$$

где ξ_t — расстояние от продольной оси паровоза до середины пальца кривошипа поршневого дышла. Подставляя сюда соответствующие значения, находим, что изменение нагрузки ведущего колеса по кругу катания равняется:

$$Z_c = -\eta \frac{w_p + w_k - q_в}{g} \omega^2 \cdot r \left\{ \left[\frac{\xi_t + \xi_k}{2\xi_k} \left(\cos\varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) \left(\frac{r}{L} \sin\varphi + \operatorname{tg}\Theta \right) \right] + \right.$$

$$\left. + \frac{\xi_t - \xi_k}{2\xi_k} \left[\cos(\varphi + 270) + \frac{r}{L} \cos(2\varphi + 540) \right] \cdot \left[\frac{r}{L} \sin(\varphi + 270) + \operatorname{tg}\Theta \right] \right\}. \quad (600)$$

Величину вертикальной составляющей сил инерции возвратно-движущихся масс при ориентировочных подсчетах можно определять без учета влияния противоположной стороны, а именно:

$$Z_c = -\eta \frac{w_p + w_k - q_в}{g} \omega^2 \cdot r \left[\left(\cos\varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) \left(\frac{r}{L} \sin\varphi + \operatorname{tg}\Theta \right) \right]_{\frac{\xi_t}{\xi_k}}. \quad (601)$$

Еще более упрощается формула в предположении бесконечно длинного шатуна ($L \infty$), т. е. при ускорении возвратно-движущихся масс:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 \cdot r \cos\varphi;$$

$$Z_c = -\eta \frac{w_p + w_k - q_в}{g} \omega^2 \cdot r \frac{\sin 2\varphi}{2} \cdot \frac{\xi_t}{\xi_k} \quad (602)$$

На фиг. 718, *в* приведено изменение вертикальной составляющей сил инерции Z_c возвратно-движущихся масс за полный оборот кривошипа.

Если расчет противовесов был произведен по способу Раевского, то величина Z_c получается непосредственно из этого расчета.

§ 6. Влияние давления пара на поршень

Давление пара на поршень есть функция нескольких переменных: скорости, открытия регулятора, отсечки и, наконец, угла поворота кривошипа. Поэтому прежде, чем переходить к подсчетам по определению изменения нагрузки колеса от сил пара, необходимо выбрать индикаторную диаграмму, т. е. величину отсечки, соответствующей той скорости, которая принимается для определения отдельных составляющих динамической нагрузки. Обычно для подсчетов принимают 4 скорости, которые дают возможность построить кривые динамического паспорта. Для товарных паровозов можно принимать скорости: 10, 25, 50 и 60—80 *км/час*, тогда как для пассажирских: 10, 40, 70—80, 100—120 *км/час*.

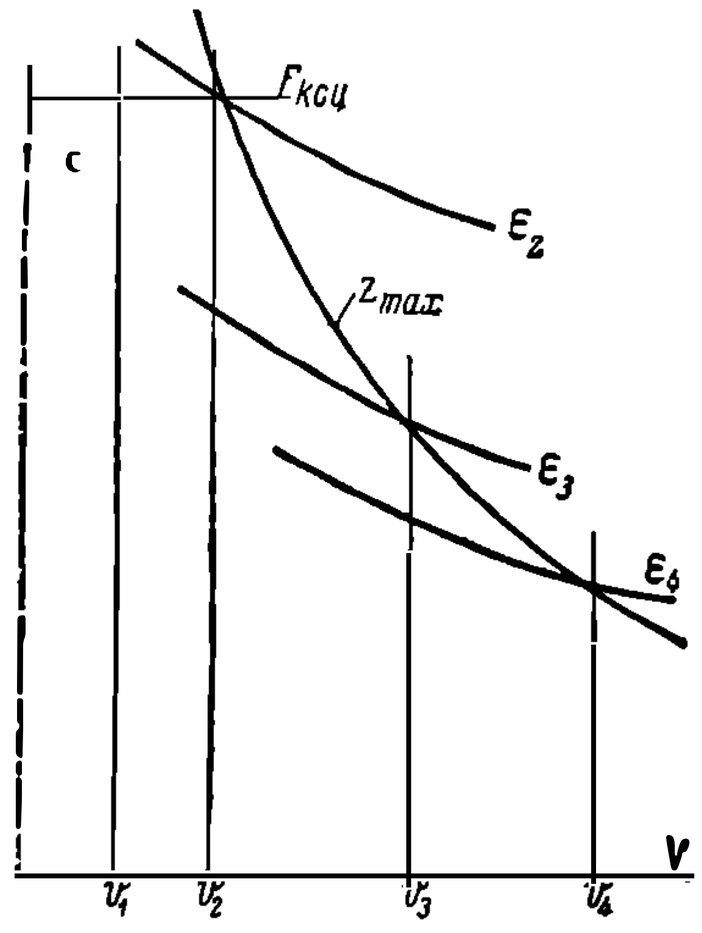
Величины отсечки и скорости, принятые для подсчетов динамических нагрузок, должны быть увязаны с силой тяги, соответствующей наибольшей форсировке котла (фиг. 720).

Для построения динамических паспортов старых серий паровозов в качестве расчетной форсировки принимались $Z = 30$ *кг/м² час* для товарных и $Z = 40$ *кг/м² час*

НВ УДУНТ (ДІІТ)

для пассажирских паровозов. Сейчас как для вновь проектируемых, так и для существующих паровозов нужно брать отсечки и скорости, соответствующие наибольшим форсировкам, установленным на основе достижений стахановско-кривоносовского движения.

Установив отсечки, подбирают соответствующие опытные, индикаторные диаграммы. В случае, если вновь проектируемый паровоз отличается от существующего давлением пара в котле и величиной хода поршня, то опытная индикаторная диаграмма должна быть перестроена. Ось ординат (давлений) перестраивается в отношении $\frac{p_к}{p_{кс}}$, а ось абсцисс (ход поршня) в отношении $\frac{l}{l_c}$,



Фиг. 720.

где: p_k — давление пара в котле проектируемого паровоза,

p_{kc} — давление пара в котле существующего паровоза,

с которого берутся индикаторные диаграммы,

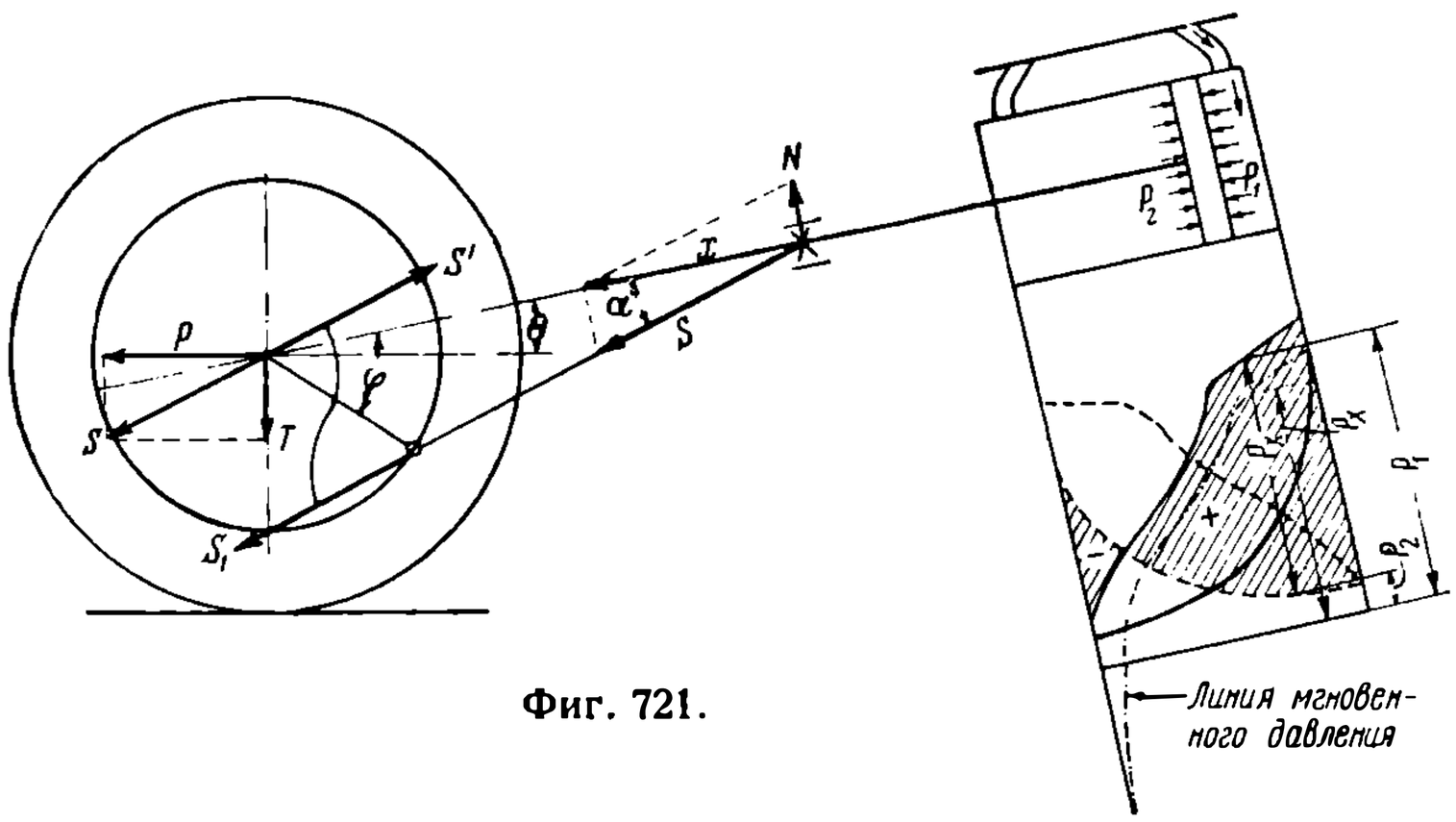
l — ход поршня проектируемого паровоза,

l_c — ход поршня существующего паровоза.

При положении кривошипа под углом φ (фиг. 721) на поршень давит со стороны передней полости давление пара p_1, со стороны же задней полости — p_2. Следовательно, в каждый данный момент на поршень действует давление пара, равное разности давлений (ординат индикаторной диаграммы) в обеих полостях

$$p_x = p_1 - p_2.$$

Направление давления считается положительным со стороны рабочей полости и отрицательным со стороны противодавления. Деля окружность кривошипа че-



Фиг. 721.

рез равные углы (15°—30°) и делая засечки на линии хода поршня, находят мгновенные давления пара на поршень, соответствующие данным углам φ. Сила, действующая на поршень:

$$X = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_x$$

в крейцкопфе разлагается на силу, перпендикулярную к параллели:

$$N = X \operatorname{tg} \alpha,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и силу вдоль шатуна:

$$S = X/\cos\alpha.$$

Сила N, при переднем ходе паровоза периодически изменяясь по величине, всегда направлена вверх за исключением положений, близких к 0° и 180°. Она вызывет колебания надрессорного строения паровоза. Сила же вдоль шатуна, передаваясь на палец кривошипа, может быть перенесена в центр колеса. Пара этих сил S', S_1 создает крутящий момент. Сила же S разлагается на две составляющие: горизонтальную P — прижимающую буксу к раме, и вертикальную T — вызывающую изменение нагрузки колеса:

$$T = S\sin(\alpha + \Theta) = X\frac{\sin(\alpha+\Theta)}{\cos\alpha}.$$

На основании геометрических соображений по малости угла Θ (Θ менее 10—11°) $\cos\Theta \cong 1$ имеем:

с правой стороны $T_{пр} = X_{пр}\cdot\left(\frac{r}{L}\sin\varphi + \operatorname{tg}\Theta\right) = \frac{\pi d^2}{4}p_x'\left(\frac{r}{L}\sin\varphi + \operatorname{tg}\Theta\right)$

и с левой стороны

$$T_{лев} = X_{лев}\left[\frac{r}{L}\sin(\varphi+270) + \operatorname{tg}\Theta\right] = \frac{\pi d^2}{4}p_x''\left[\frac{r}{L}\sin(\varphi+270) + \operatorname{tg}\Theta\right].$$

Учитывая соответствующую составляющую от давления пара на поршень с левой стороны $T_{лев}$, найдем изменение нагрузки колеса по кругу катания

$$Z_y = T_{пр}\frac{\xi_t+\xi_k}{2\xi_k} - T_{лев}\frac{\xi_t-\xi_k}{2\xi_k}.$$

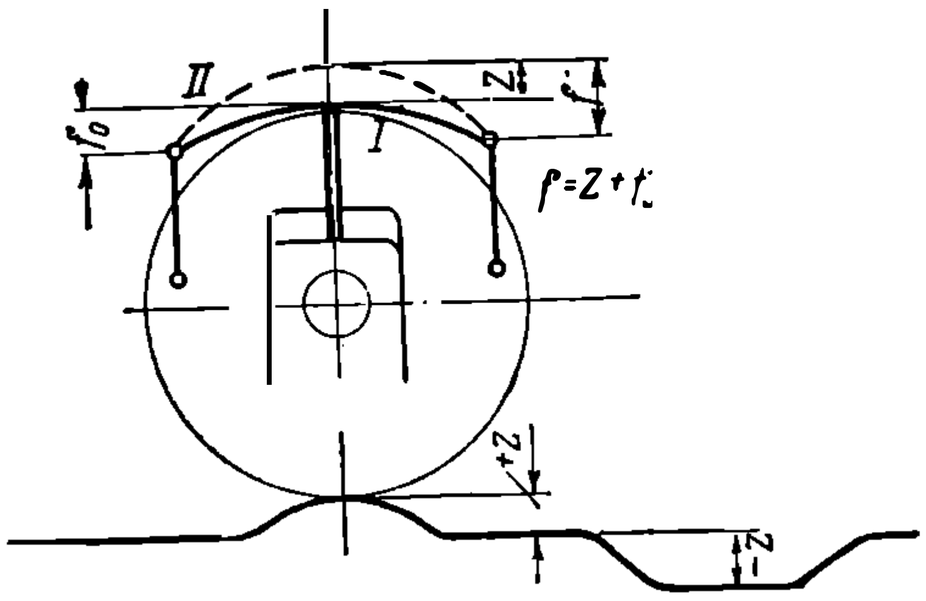
Подставляя значения $T_{пр}$ и $T_{лев}$, а также принимая во внимание потери трения в движущем механизме—механический коэфициент полезного действия η_m, получим величину изменения нагрузки правого колеса по кругу катания:

$$Z_y = \eta_m\frac{\xi_t+\xi_k}{2\xi_k}\cdot\frac{\pi d^2_1}{4}p'_x\left(\frac{r}{L}\sin\varphi + \operatorname{tg}\Theta\right) - \eta_m\frac{\xi_t-\xi_k}{2\xi_k}\cdot\frac{\pi d^2}{4}p_x''\left[\frac{r}{L}\sin(\varphi+270) + \operatorname{tg}\Theta\right]. \quad (603)$$

Подсчет значений Z_p для данной скорости, при данной индикаторной диаграмме производится для одного оборота кривошипа и результаты наносятся на диаграмму (фиг. 718,*г*).

Влияние игры рессор

При набегании паровозного колеса на неровность высотой z *мм* (фиг. 722) паровозное колесо, букса и упертый в нее хомут рессоры поднимутся кверху на эту же величину. Вместе с ними переместится и рессора из положения *I* в положение *II*, причем новая стрела прогиба f будет отличаться от старой f_o на величину $z = f - f_0$. Благодаря этому возникнет сила упругости рессоры, стремящаяся вернуть ее в прежнее положение и равная



Фиг. 722.

$$Z_ж = \pm жz.$$

Если колесо набежало на выпучину, то сила $+жz$ действует вниз, если же колесо опустилось во впадину, то сила $жz$ действует вверх.

Прогиб рессоры z является величиной переменной, зависящей от времени и факторов, вызывающих колебание надрессорного строения паровоза. Наибольшее значение прогиба находится опытным путем. С этой целью к буксе обычно

НБ УДУНТ (ДІІТ)

укрепляется карандаш или игла, а на раме прикрепляется свинцовая пластина или барабан с бумагой, вращающийся от паровозной оси, на которой и записываются отклонения рессоры от ее среднего положения. В настоящее время для измерения прогибов рессоры применяются более совершенные приборы.

Для подсчетов принимается, что наибольшее отклонение рессоры от среднего положения составляет $z = \pm 20$ *мм*.

Изменение нагрузки от колебаний рессор для всех скоростей и углов поворота кривошипа принимается в виде прямой линии, отстоящей от статической нагрузки $П$ на $+ жz$ и $-жz$ (фиг. 718,*а*).

Как максимальная, так и минимальная динамические нагрузки одинаково угрожают безопасности движения паровоза. Первая влияет на перенапряжение элементов верхнего строения: рельсы, шпалы и балласт, вторая может вызвать разгруз колеса и сход паровоза с рельсов при случайных толчках. Поэтому для каждого паровоза определяются величины наибольшей и наименьшей динамической нагрузок колеса. В паспортных книжках паровозов приводится диаграмма этих наибольших и наименьших динамических нагрузок колес в зависимости от скорости движения. Такая диаграмма представляет так называемый «д и н а м и ч е с к и й п а с п о р т» паровоза. Наибольшая величина динамической нагрузки ведущего колеса паровоза определяется по формуле:

$$Z_{max} = П + жz + (Z_0 + Z_c + Z_v)_{max}, \tag{604}$$

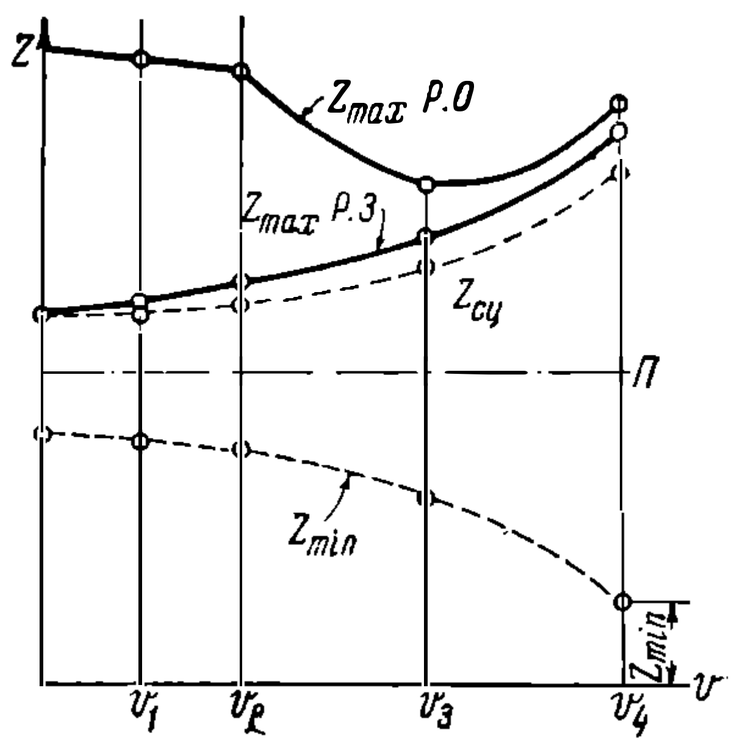
а наименьшая

$$Z_{min} = П - жz - (Z_0 + Z_c)_{min}. \tag{605}$$

В последней ф-ле Z_p принимается равным нулю, ибо при переднем ходе паровоза составляющая от давления пара на поршень всегда перегружает колесо. При заднем же ходе паровоза составляющая от давления пара на поршень разгружает колесо, поэтому на задний ход:

$$Z_{min} = П - жz - (Z_0 + Z_c + Z_p)_{min}. \tag{606}$$

Подсчеты показывают, что наименьшая динамическая нагрузка на задний ход паровоза опаснее, нежели на передний, в отношении разгрузки колеса и схода с рельсов. Последнее является причиной уменьшения допускаемой скорости на задний ход паровоза.



Фиг. 723.

Приведенные на фиг. 718 диаграммы изменений нагрузки ведущего колеса от отдельных составляющих показывают, что в то время, когда одна из сил имеет максимум или положительное значение, другая имеет минимум или отрицательное значение. Поэтому, прежде чем определять максимум или минимум, нужно сложить кривые Z_o, Z_c и Z_p (фиг. 718) и найти по ним наибольшую перегружающую или разгружающую суммарную силу:

$$(Z_0 + Z_v + Z_c)_{max} \text{ или } (Z_0 + Z_c)_{min}.$$

Зная эти максимальные и минимальные величины изменений нагрузок, легко найти максимальную и минимальную динамические нагрузки при данной скорости движения. Для уточнения вопроса о величине максимальной динамической нагрузки ведущего колеса при закрытом регуляторе подсчитывается величина:

$$Z_{max} = П + жz + (Z_0 + Z_c)_{max}. \tag{607}$$

Имея эти подсчеты для указанных выше скоростей и нанося результаты на диаграмму в зависимости от скорости движения паровоза, получают д и н а м и ч е с к и й п а с п о р т п а р о в о з а (фиг. 723).

Отношение динамической нагрузки к статической определяет коэфициент динамичности, который показывает, во сколько раз динамическая нагрузка больше или меньше статической:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

максимальный коэфициент динамичности

$$n_{max} = \frac{Z_{max}}{П}\ ; \tag{608}$$

минимальный коэфициент динамичности

$$n_{min} = \frac{Z_{min}}{П}. \tag{609}$$

Величина коэфициента динамичности составляет:
на малых скоростях $n_{max} = 2—2{,}2$; $n_{min} = 1{,}7—1{,}8$;
на больших скоростях $n_{max} = 1{,}4—1{,}6$; $n_{min} = 0{,}4—0{,}5$.

Нагрузка сцепной оси не подвергается изменениям от сил инерции возвратно-движущихся масс и давления пара на поршень. Поэтому для сцепной оси наибольшая динамическая нагрузка:

$$Z_{max} = П + жz + Z_o\ , \tag{610}$$

а наименьшая динамическая нагрузка:

$$Z_{min} = П — zж — Z_o\ . \tag{611}$$

Обычно коэфициент динамичности сцепного колеса, постепенно возрастая со скоростью, не превышает коэфициента динамичности ведущего колеса.

ГЛАВА XII

КОЛЕБАНИЯ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ

§ 1. Общие сведения о колебаниях

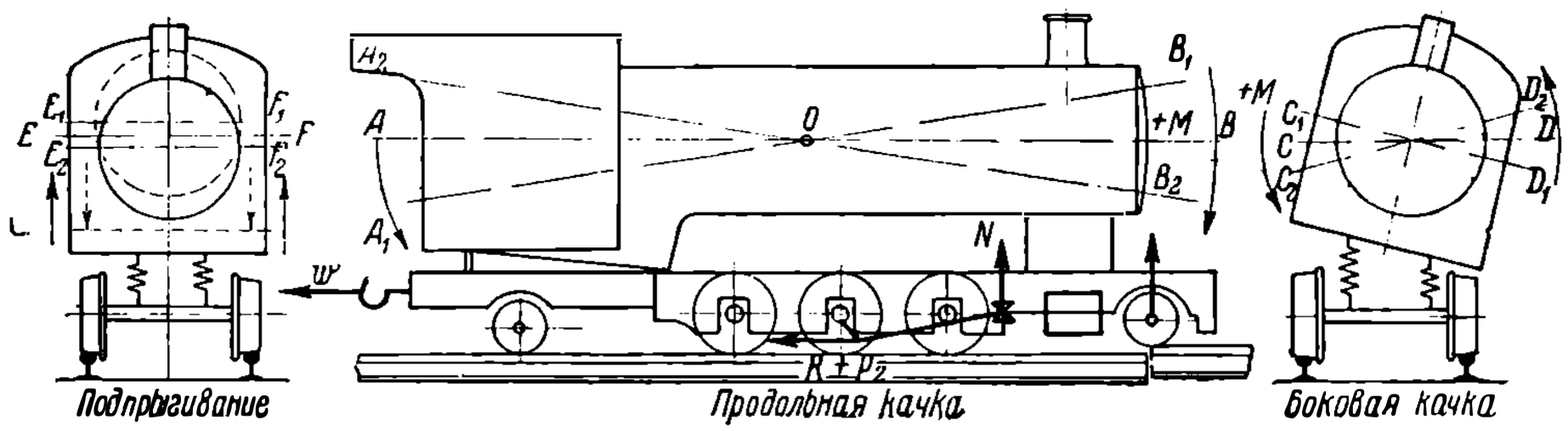
Надрессорное строение, опираясь на буксы через рессоры при движении паровоза, приходит в колебательное движение то вверх, то вниз, либо вращаясь в продольном или поперечном направлениях. При этих колебаниях возникают перегрузы или разгрузы колес, возможность опрокидывания, схода паровоза с рельсов и т. д. По сравнению с этими колебаниями упругие колебания отдельных частей паровоза — котла, рамы и колес — чрезвычайно незначительны и ими обычно пренебрегают. Особенно опасными эти колебания становятся в тех случаях, когда период свободных колебаний надрессорного строения совпадает с периодом воздействия причины, вызывающей эти колебания, т. е. с периодом действия возмущающей силы. В этом случае произойдет резонанс, и колебания неизбежно будут увеличиваться до таких размеров, что последует разрушение паровоза или сход с рельсов.

На уменьшение колебаний неблагоприятное влияние оказывает наличие трения в частях рессорного подвешивания и между листами самих рессор. Под влиянием этого трения колебания «затухают» и с течением времени прекращаются совсем. Кроме того, закон колебаний подвержен резким изменениям под влиянием большого количества факторов, вызывающих колебания и зависящих от особенностей конструкции паровоза и пути, их состояния в эксплуатации и целого ряда других факторов (движение в прямом или кривом пути, на подъеме и т. д.).

Все это ведет к тому, что колебания паровоза имеют сложный характер и, резко меняя свой характер и величину, обычно не успевают достичь резонанса. Тем не менее возможность резонанса, при совпадении определенных условий, не исключена. Поэтому колебания надрессорного строения должны тщательно изучаться с тем, чтобы наметить мероприятия для устранения вредных последствий резонанса. При таком изучении различают «с в о б о д н ы е», происходящие под действием в о с с т а н а в л и в а ю щ е й силы упругости рессор и «в ы н у ж д е н н ы е» колебания, возникающие под влиянием в о з м у щ а ю щ е й силы. Обычно различают три вида колебаний: подпрыгивание, продольную и боковую качку (фиг. 724). Подпрыгивание состоит в том, что надрессорное строение перемещается то вверх, то вниз от своего среднего положения. Соответственно этому нагрузка рессор то уменьшается, то увеличивается. При продольной качке

НБ УДУНТ (ДІІТ)

передний конец паровоза, вращаясь вокруг поперечной оси, поднимается, а задний опускается; рессоры впереди разгружаются, а сзади нагружаются. Затем происходит опускание переднего и поднятие заднего конца надрессорного строения с соответствующим изменением нагрузок рессор — впереди перегруз, сзади разгруз и т. д. При боковой качке надрессорное строение вращается вокруг про-



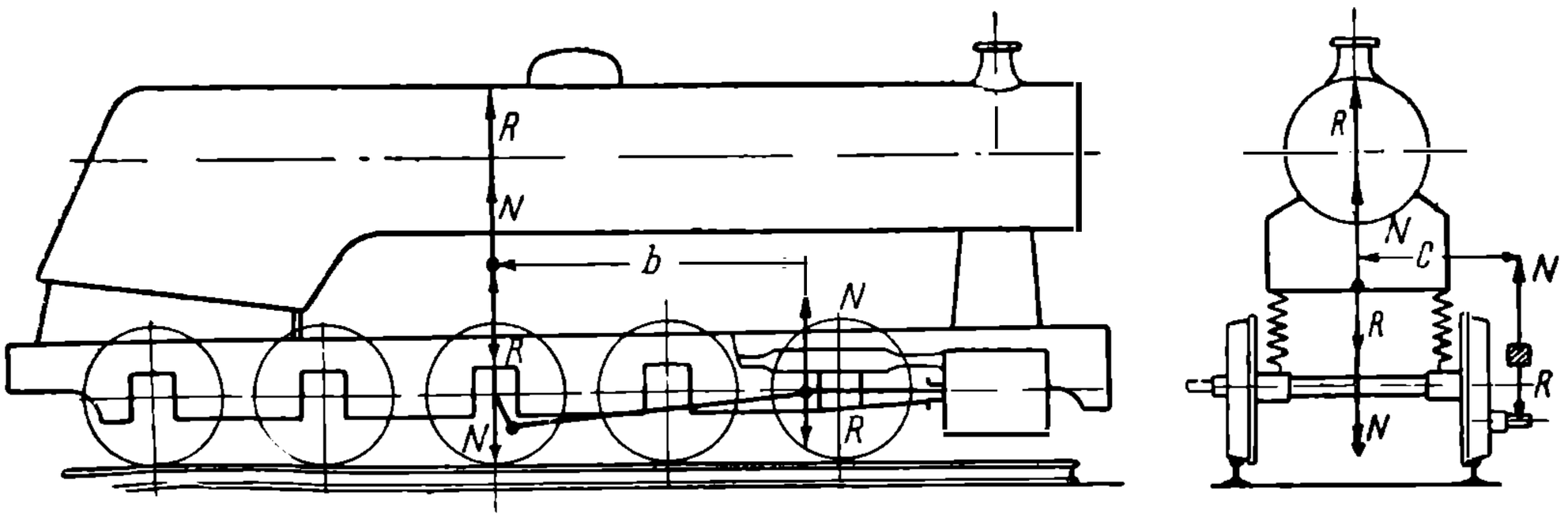
Фиг. 724.

дольной оси попеременно, то опускаясь, то поднимаясь с бока на бок. Здесь колеса одной из сторон попеременно то разгружаются, то перегружаются, тогда как с противоположной они, наоборот, то перегружаются, то разгружаются в этот же момент.

Продольные и боковые колебания, а также подпрыгивание надрессорного строения указаны на фиг. 724 с соответствующими обозначениями.

§ 2. Причины колебаний надрессорного строения

При работе паровоза на надрессорное строение через параллель передаются составляющие от давления пара на поршень и от силы инерции возвратно-движущихся масс (фиг. 725).



Фиг. 725.

Кроме того, при торможении на надрессорное строение передаются тормозные усилия T. Все эти усилия, будучи приложенными на некоторых расстояниях от центра тяжести надрессорного строения, сообщают ему поступательное перемещение вдоль оси Z и вращательное вокруг осей X и Y (фиг. 714).

В результате действия этих сил возникают:

от силы пара $M^n_1 = \Sigma Nb$ — продольная качка,

$M^n_2 = \Sigma Nc$ — боковая качка,

ΣN — подпрыгивание,

от силы инерции $M_1{}^u = \Sigma Rb$ — продольная качка,

$M^u_2 = \Sigma Nc$ — боковая качка,

ΣR — подпрыгивание,

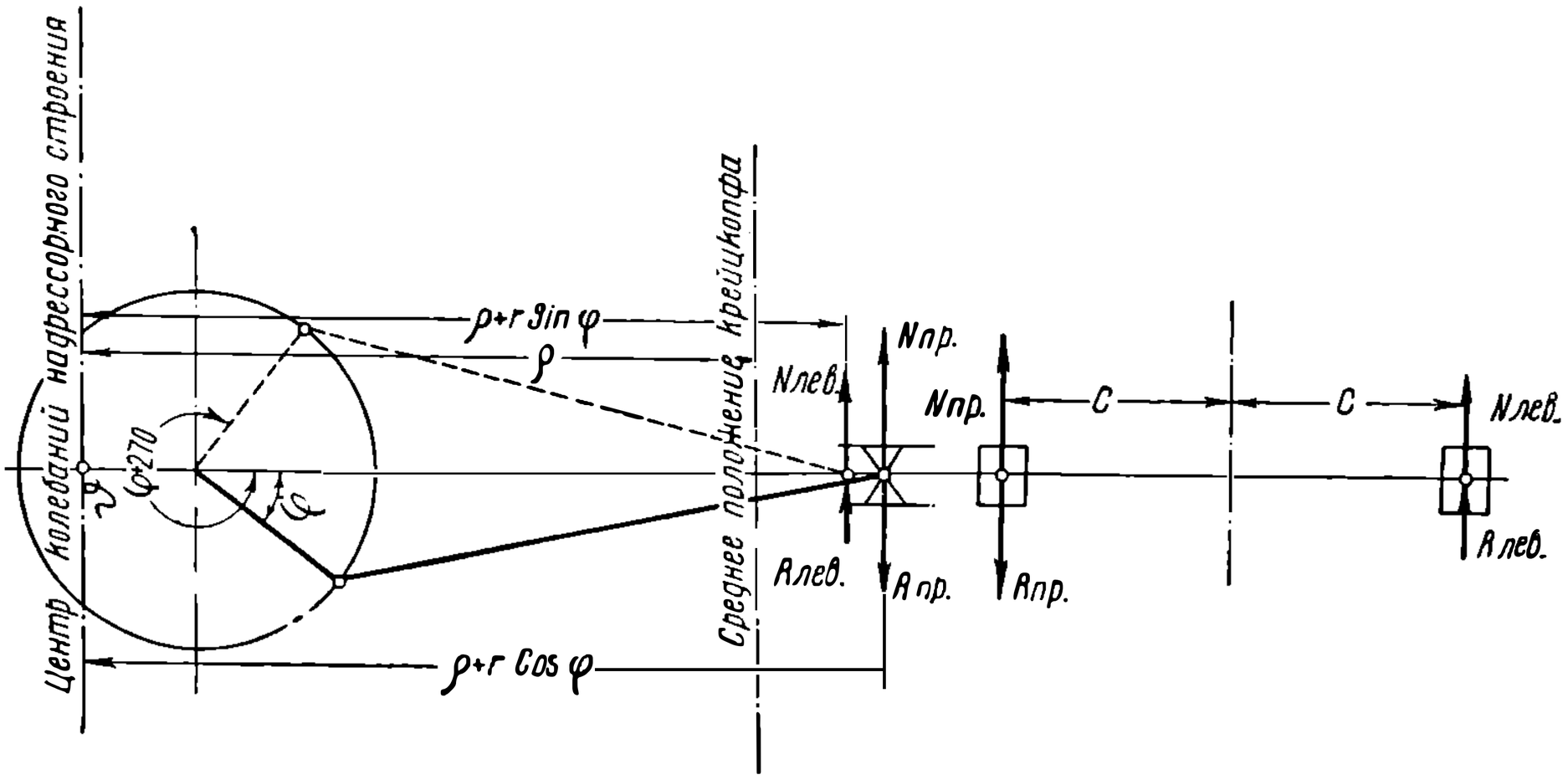
НБ УДУНТ (ДІІТ)

от тормозных усилий $M_T = \Sigma Tl$ — продольная качка,
ΣT — подпрыгивание.

Моменты, даваемые указанными силами, переменны даже при одном и том же режиме работы паровоза, так как меняются не только сами силы, но также и расстояния от точек приложения их до центра тяжести надрессорного строения, за исключением плеч тормозных усилий и расстояний от середины паровоза до оси цилиндров, которые постоянны.

Если: ρ — расстояние от центра тяжести надрессорного строения или, точнее говоря, от центра колебаний, то плечо моментов (фиг. 726) в продольном направлении:—с правой стороны $b_{пр} = \rho + r\cos\varphi$

и с левой стороны $b_{лев} = \rho - r\cos(270 + \varphi) = \rho + r\sin\varphi$.



Фиг. 726.

Силы и моменты от действия пара в цилиндрах

На параллель действуют силы[1]:
с правой стороны

$$N_п = P_п \operatorname{tg}\alpha = P_п \frac{r}{L}\sin\varphi, \qquad (612)$$

с левой стороны

$$N_{лев} = P_л \operatorname{tg}\alpha_{лев} = P_{лев}\frac{r}{L}\cos\varphi. \qquad (612')$$

Обе силы дают моменты

$$M_1 = -\left\{P_п\frac{r}{L}\left(\rho\sin\varphi + r\frac{\sin 2\varphi}{2}\right) + P_л\frac{r}{L}\left(\rho\cos\varphi + r\frac{\sin 2\varphi}{2}\right)\right\}, \qquad (613)$$

$$M_2 = c\frac{r}{L}(P_{пр}\sin\varphi - P_{лев}\cos\varphi). \qquad (613')$$

Здесь $$P_п = \frac{\pi d^2}{4}p_x^п$$

и $$P_л = \frac{\pi d^2}{4}p_x^л,$$

p_x — мгновенное давление пара на поршень с правой или левой стороны.

[1] Обе силы (с правой и левой стороны) все время направлены вверх, за исключением больших противодавлений при подходе к мертвым положениям кривощипов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Силы и моменты от инерции возвратно-движущихся масс

С правой стороны на параллель действует сила

$$R_п = X_г^п \operatorname{tg} \alpha \cong X_г^п \frac{r}{L} \sin \varphi = \frac{P + w_k}{g} \omega^2 \quad r\left(\cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) \frac{r}{L} \sin \qquad (614)$$

с левой стороны

$$R_л = X_г^л \operatorname{tg} \alpha \cong X_г^л \frac{r}{L} \cos \varphi = \frac{P + w_k}{g} \omega^2 \quad r\left(\sin \varphi - \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) \frac{r}{L} \cos \varphi. \qquad (615)$$

Силы направлены в разные стороны, поэтому

$$M_I = X_{пр} \frac{r}{L} \left(\rho \sin \varphi + r \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) - X_{лев} \frac{r}{L} \left(\rho \cos \varphi + r \frac{\sin 2\varphi}{2} \right); \qquad (616)$$

$$M_{II} = - \frac{r}{L} c (X_{пр} \sin \varphi + X_{лев} \cos \varphi). \qquad (617)$$

Силы и моменты от тормозных усилий

Тормозная сила μG приложена в точках касания бандажей и головок рельсов на высоте h от центра тяжести паровоза, поэтому она дает момент $\mu G h$.

Здесь μ — коэфициент трения, принимаемый в среднем

$$\mu = 0{,}2.$$

Замедление при торможении берется 2—2,5 *м/сек*². Изменение нагрузок при торможении достигает значительных величин, поэтому их необходимо принимать во внимание при рассмотрении колебаний.

Постоянные периодические, а также местные неровности пути: стыки, выбоины и выпучины, вызывают колебания надрессорного строения так же, как и выбоины на бандажах или неравномерный прокат последних.

Переход паровоза с одного профиля на другой, вход в кривую на стрелку и выход из кривой и со стрелки вследствие появления инерционных усилий являются причиной возникновения колебаний надрессорного строения. Наличие возвышения наружного рельса, вызывая сжатие наружных и ослабление внутренних рессор, тем самым создает предпосылки для возникновения боковой качки. Работа возвращающих устройств также способствует возникновению продольной и боковой качек, и при наличии этих устройств на обоих концах паровоза не исключена возможность подпрыгивания.

Для ослабления колебаний надрессорного строения переход из прямой в кривую делается посредством переходных кривых с переменными радиусами от бесконечности до номинального в данной кривой.

§ 3. Оси и центр колебаний

Центр колебаний, вокруг которого происходят колебания, по Герднеру [1] находится в точке приложения равнодействующей сил упругости рессор. Оси колебаний совпадают с направлением принятых ранее прямоугольных осей координат.

Если надрессорное строение (фиг. 727) переместилось на z *мм*, то, называя:

$q_1, q_2, q_3 \ldots$ — силы упругости рессор, возникающие при перемещении на z *мм*,

$ж_1, ж_2, ж_3 \ldots$ — коэфициенты жесткости рессор,

$l_1, l_2, l_3 \ldots$ — расстояния от центра тяжести надрессорного строения до рессор,

$F = \Sigma q$ — суммарная сила упругости,

---

[1] Herdner, Recherches sur les functionnements des Organ la suspension dans les lokomotives, „Revue General de Chemins de Fer", 1905, VI, I сем. „Вестник металлопромышленности", 1926, № 5—6.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

x — расстояние от центра тяжести надрессорного строения до центра колебаний,

будем иметь: $2\,(q_1 + q_2 + q_3 + \ldots) = F$;

$$2\,(q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3 + \ldots) = F.x = 2(q_1 + q_2 + q_3 + \ldots)\,x,$$

откуда

$$x = \frac{ж_1 l_1 + ж_2 l_2 + ж_3 l_3 + \ldots}{ж_1 + ж_2 + ж_3 + \ldots} = \frac{\Sigma ж l}{\Sigma ж}, \qquad (618)$$

$$z = \frac{F}{2\,\Sigma ж} \qquad (619)$$

Центр колебаний принимается один и тот же для всех видов колебаний на расстоянии x от центра тяжести надрессорного строения.

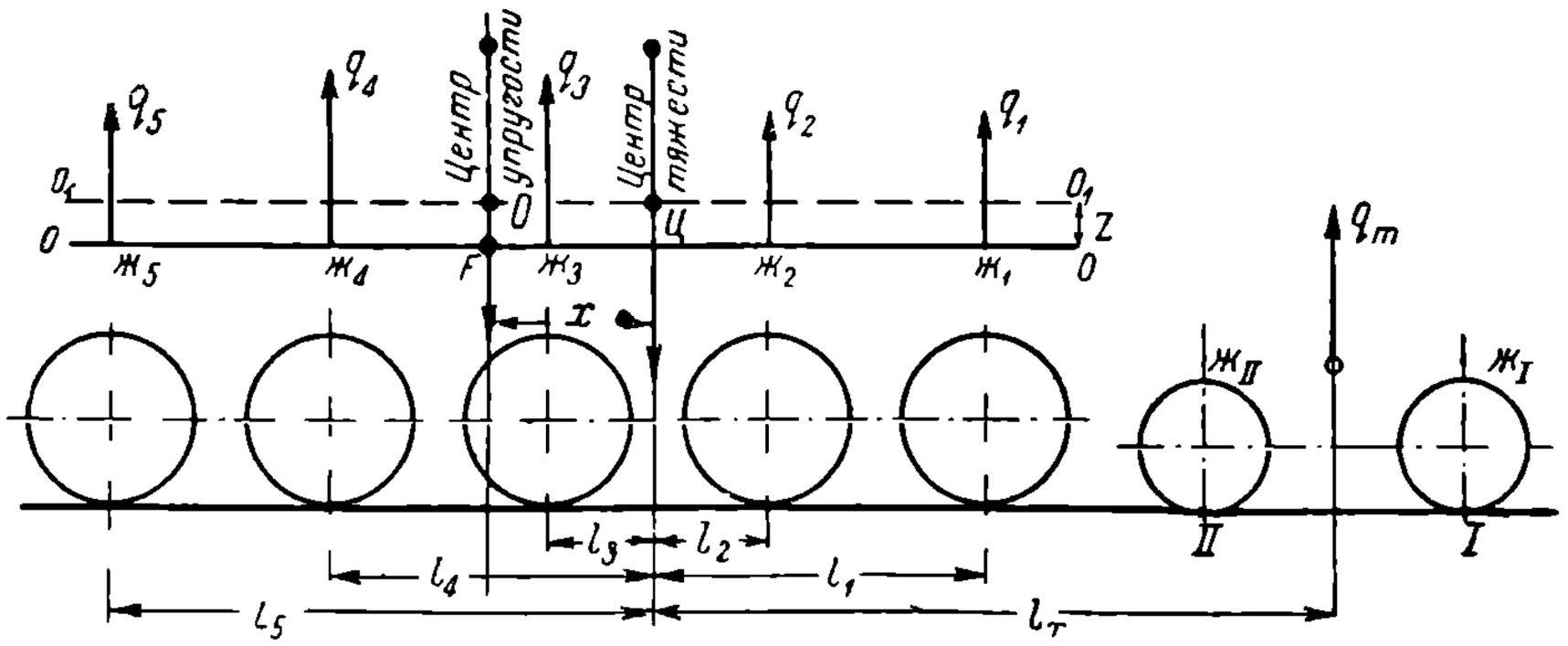
Высота центра колебаний над головкой рельса (фиг. 730):

$$k = \frac{D}{2} + \left(0{,}05 + \frac{d}{2}\right), \qquad (620)$$

где: D — диаметр движущих колес в *м*,

d — диаметр осевой шейки в *м*.

Обычно центр колебаний принимается на уровне геометрических осей сцепных колес. Наличие балансиров не меняет положения центра колебаний.



Фиг. 727.

Высоту центра тяжести надрессорного строения над головкой рельсов можно принимать:

для паровозов нормальной колеи $H = 1{,}368\,H_к - 1{,}935$; (621)

для паровозов узкой колеи $H = 1{,}368\,H_к - 1{,}355$. (621′)

Высота центра тяжести всего паровоза:

для паровозов нормальной колеи $H_1 = 1{,}034\,H_к - 1{,}2$; (622)

для паровозов узкой колеи $H_1 = 1{,}034\,H_к - 0{,}845$. (622′)

Здесь $H_к$ — высота оси котла над головкой рельса в *м*.

§ 4. Свободные колебания подпрыгивания

1) Диференциальное уравнение свободных колебаний подпрыгивания надрессорного строения:

$$M\frac{d^2z}{dt^2} = -\Sigma ж z, \qquad (623)$$

где: Z — перемещение рессор при подпрыгивании;

M — масса надрессорного строения;

$ж$ — жесткость отдельных рессор.

Обозначив:

$$\frac{\Sigma ж}{M} = k^2,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

имеем

$$\frac{d^2z}{dt^2}+\kappa^2 z=0.$$

Решение этого уравнения дает:

$$z=A\sin\kappa t+B\cos\kappa t=a\sin(\kappa t+\beta),$$

причем

$$A=a\cos\beta,\ B=a\sin\beta;\ a=\sqrt{A^2+B^2}.$$

Период подпрыгивания:

$$T=\frac{2\pi}{k}=\frac{2\pi}{\sqrt{\frac{\Sigma ж}{M}}}=2\pi\sqrt{\frac{M}{\Sigma ж}}=2\pi\sqrt{\frac{\Sigma f}{g}}. \qquad (624)$$

Частота подпрыгивания:

$$\tau=\frac{1}{T}=\frac{k}{2\pi}=\frac{\sqrt{\frac{\Sigma ж}{M}}}{2\pi}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\Sigma f}}. \qquad (625)$$

2) Свободное подпрыгивание с учетом веса надрессорного строения:

$$m\frac{d^2z}{dt^2}+\Sigma жz-Mg=0;$$

при

$$\frac{\Sigma ж}{M}=\kappa^2$$

имеем

$$\frac{d^2z}{dt^2}+\kappa^2\left(z-\frac{g}{\kappa^2}\right)=0. \qquad (625а)$$

Колебание совершается относительно нового положения равновесия, отстоящего от прежнего на $\Sigma f=\frac{g}{k^2}$ в сторону действия силы веса.

Решая уравнение (625а), имеем:

$$z=c_1\sin kt+c_2\cos\kappa t+\frac{g}{\kappa^2}$$

При

$$t=0,\ v=0,\ z=0.\ c_1=0\ \ c_2=-\frac{g}{\kappa^2}$$

и

$$z_{max}=2\frac{g}{k^2}=2\Sigma f.$$

Наибольшая сила упругости рессор $P_{max}=-Mk^2z_{max}=-2\ Mg$. Период и частота одинаковы с предыдущим случаем.

3) Свободное подпрыгивание с учетом силы трения:

$$M\frac{d^2z}{dt^2}+\Sigma жz\mp\mu Mg=0.$$

Здесь: μ — коэфициент относительного трения. Сила трения μMg направлена противоположно перемещению z; при уменьшении z берется верхний знак, при увеличении z—нижний знак.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Колебание совершается вокруг переменного положения равновесия, смещающегося в направлении действия силы трения на величину

$$\frac{\mu Mg}{\Sigma ж} = \frac{\mu g}{k^2}$$

Если

$$k^2 = \frac{\Sigma ж}{M},$$

то

$$\frac{d^2z}{dt^2} = -k^2\left(z \mp \frac{\mu g}{k^2}\right)$$

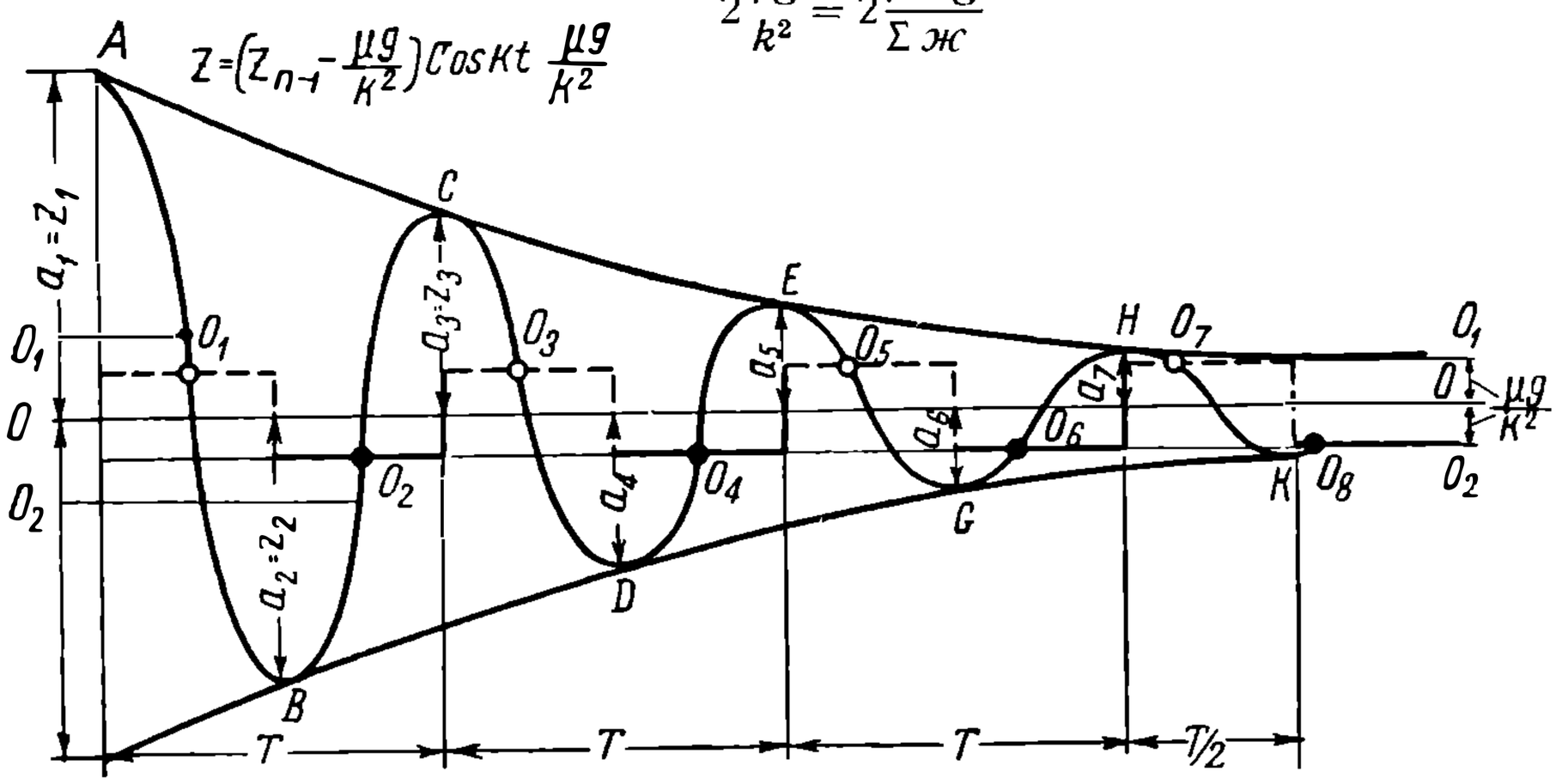
Решение этого уравнения дает:

$$z = c_1 \sin kt + c_2 \cos kl \pm \frac{\mu g}{k^2}$$

Это уравнение с одним знаком справедливо только для одного полуразмаха сверху вниз или снизу вверх.

Каждая последующая амплитуда по сравнению с предыдущей (за половину периода) уменьшается на величину:

$$2\frac{\mu g}{k^2} = 2\frac{\mu Mg}{\Sigma ж}$$



Фиг. 728.

Колебания прекращаются, если уменьшающаяся амплитуда достигает величины меньшей $\frac{\mu g}{k^2}$ (фиг. 728).

Период и частота подпрыгивания остаются прежними:

$$T = \frac{2\pi}{k} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{k}{2\pi}.$$

Перегруз или разгруз колес при подпрыгивании: первой оси $ж_1 h_1$; второй оси $ж_2 h_2$ и т. д.

Для уменьшения перегруза при подпрыгивании желательно иметь мягкие рессоры. Однако последние имеют больший период, который, особенно на высоких скоростях, может совпадать например с периодом прохождения неровностей — стыков, вследствие чего возможно появление резонанса.

Если длина рельса l и скорость движения v, то опасное совпадение периодов будет, когда

$$T = \frac{l}{v_{kp}} = 2\pi\sqrt{\frac{\Sigma f}{g}} \qquad (626)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

$$v_{kp}=\frac{l}{2\pi\sqrt{\frac{\Sigma f}{g}}}\ м/сек. \qquad (627)$$

Поэтому для предупреждения резонанса нужно ставить мягкие рессоры, но с большим трением, способствующим затуханию колебаний.

§ 5. Продольная качка

Во время продольной качки (фиг. 729), при отклонении надрессорного строения на угол φ, в рессорах возникают дополнительные прогибы:

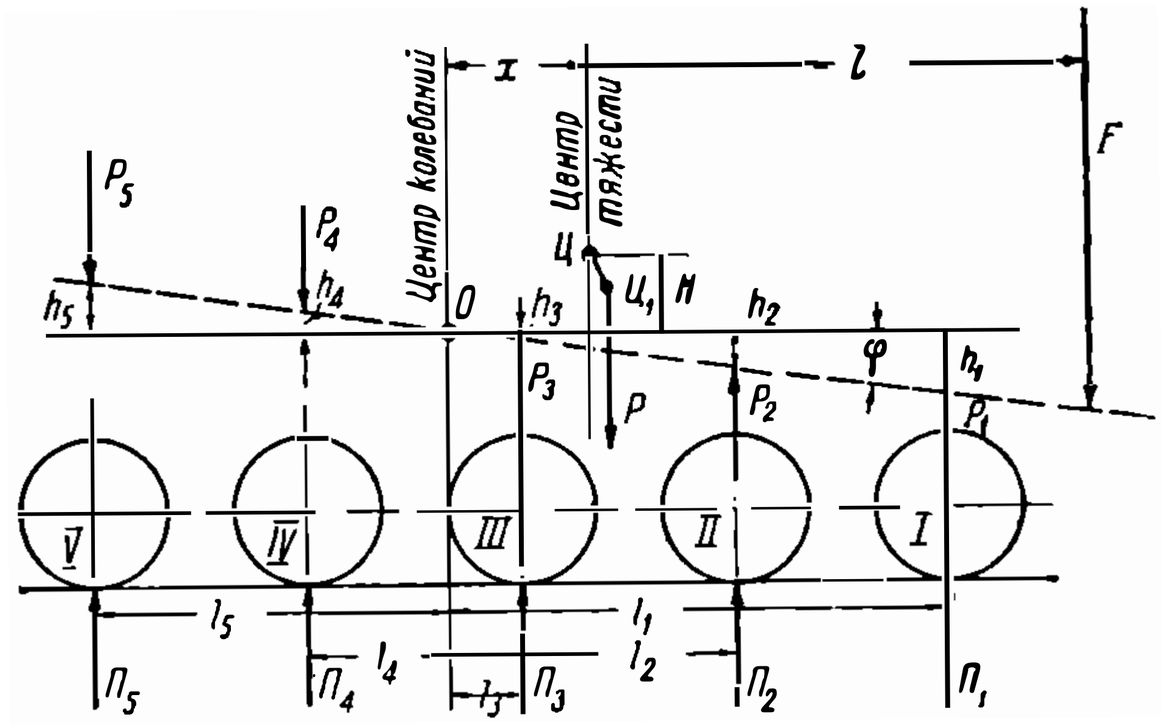
I оси $h_1=l_1\varphi$,
II оси $h_2=l_2\varphi$,
III оси $h_3=l_3\varphi$ и т. д.

Возникающие при этом дополнительные силы упругости рессор:

$$q_1=ж_1 h_1=ж_1 l_1\varphi,$$
$$q_2=ж_2 h_2=ж_2 l_2\varphi,$$
$$q_3=ж_3 h_3=ж_3 l_3\varphi,$$

дают восстанавливающий момент.

В положении равновесия восстанавливающий момент, очевидно, равен возмущающему, вызывающему продольную качку, т. е.



Фиг. 729.

$$Fl=2\Sigma(П+q)l-P(x+H\varphi),$$

но

$$2\Sigma Пl=2[П_1 l_1+П_2 l_2+\ldots]=Px;$$

поэтому

$$Fl=2\varphi[l_1^2 ж_1+l^2{}_2 ж_2+l^2{}_3 ж_3+\ldots\ ]-P\varphi H=\varphi[2\Sigma l^2 ж-PH]. \qquad (628)$$

Отсюда амплитуда продольного колебания:

$$\varphi=\frac{Fl}{2\Sigma l^2 ж-PH}.$$

Под влиянием силы тяги происходит поднятие переднего конца (разгруз) и опускание заднего (перегруз). При двойной тяге или при движении с толкачом, если на переднем паровозе не будет во-время открыт регулятор или не будет отпущен тормоз, то перегруз и разгруз колес заднего паровоза усилятся ввиду увеличения угла поворота φ, уже равного:

$$\varphi=\frac{(F+\Delta F)l}{2\Sigma l^2 ж-PH}. \qquad (629)$$

Это обстоятельство неоднократно служило причиной схода с рельсов заднего паровоза ввиду значительного разгруза передних колес.

Период продольных колебаний найдем из диференциального уравнения продольной качки:

$$-I\frac{d\omega}{dt}=\varphi\left\{2[l^2{}_1 ж_1+l^2{}_2 ж_2+l^2{}_3 ж_3+\quad\ ]-PH\right\}=$$
$$=\varphi[2\Sigma l^2 ж-PH], \qquad (630)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где I — момент инерции надрессорного строения;

$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ — угловое ускорение надрессорного строения, при продольной качке с угловой скоростью

$$\omega = \frac{d^2\varphi}{dt}.$$

Назвав характеристику рессорного подвешивания $2\Sigma l^2 ж - PH = A$ и разделяя переменные, имеем:

$$\omega d\omega = -\varphi d\varphi \frac{A}{I} = -\phi d\varphi k^2{}_{\varphi},$$

где

$$\frac{A}{I} = k^2{}_{\varphi}.$$

После интегрирования получим:

$$\omega^2 = -\varphi^2 k^2{}_{\varphi} + c_1 \text{ или } \omega^2 = k^2{}_{\varphi}(\varphi^2{}_{max} - \varphi^2),$$

так как в крайних положениях, когда

$$\varphi = \varphi_{max},\ \omega = 0 \text{ и } c_1 = \varphi^2{}_{max} k^2{}_{\varphi}.$$

Поэтому

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = k_{\varphi}\sqrt{\varphi^2_{max} - \varphi^2} = k_{\varphi}\varphi_{max}\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_{max}}\right)^2}$$

После разделения переменных:

$$dt = \frac{d\varphi}{k\varphi_{max}\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_{max}}\right)^2}}.$$

Проинтегрировав еще раз, получим:

$$t = \frac{1}{k_{\varphi}} \arcsin \frac{\varphi}{\varphi_{max}} + c_2.$$

При среднем положении в начале колебания

$$t = 0,\ \varphi = 0 \text{ и } c_2 = 0, t = \frac{1}{k} \arcsin \frac{\varphi}{\varphi_{max}}.$$

При отклонении от среднего положения до крайнего, т. е. для прохождения угла $\varphi = \varphi_{max}$,

$$t = \frac{\pi}{2k} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{I}{A}}.$$

Период колебания:

$$T = \frac{2\pi}{k_{\varphi}} = 2\pi\sqrt{\frac{I}{A}} = 2\pi\sqrt{\frac{I}{2\Sigma l^2 ж - PH}}. \quad (631)$$

Частота продольной качки

$$\tau = \frac{k_{\varphi}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{A}{I}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2\Sigma l^2 ж - PH}{I}}. \quad (632)$$

Период и частота продольной качки зависят от рессорной характеристики и момента инерции надрессорного строения.

Период колебания тем больше, чем больше момент инерции и чем меньше рессорная характеристика. Увеличение высоты центра тяжести надрессорного строения, повышая момент инерции и одновременно уменьшая знаменатель, способствует увеличению периода колебаний.

Продольная качка происходит медленнее, чем подпрыгивание, поэтому опасными в смысле резонанса являются отдельные большие неровности, а не силы давления пара и инерции на параллель.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Мы имели, что

$$\omega^2 = k^2_{\varphi}(\varphi^2_{max} - \varphi^2) = \frac{A}{I}(\varphi^2_{max} - \varphi^2), \tag{633}$$

отсюда живая сила надрессорного строения

$$\frac{I\omega^2}{2} = \frac{A}{2}(\varphi^2_{max} - \varphi^2). \tag{634}$$

В среднем положении $\varphi = 0$,
поэтому

$$\varphi^2_{max} = \frac{I\omega^2}{A} = \frac{I\omega^2}{\Sigma\, 2\, l^2\, ж - PH}. \tag{635}$$

Увеличение рессорной характеристики за счет повышения жесткости рессор невыгодно, так как при этом повышается перегруз при подпрыгивании. Гораздо целесообразнее увеличивать расстояния до рессор, тем более что эти расстояния входят во второй степени. Увеличение высоты центра тяжести надрессорного строения также способствует уменьшению амплитуды.

Влияние балансиров на продольные колебания

Примем, что первая и вторая оси имеют продольные балансиры; рессоры остальных осей балансиров не имеют. При повороте продольной оси на угол φ дополнительные прогибы будут: у рессор передней оси не h_1, а $h'_1 = h_1 - \frac{a}{2}$;

у рессор второй оси не h_2, а $h'_2 = h_2 + \frac{na}{m2}$.

Ранее мы имели:

$$\frac{a}{2} = \frac{ж_1 h_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 h_2 \frac{m}{n}}{ж_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2} = \varphi \frac{ж_1 l_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 l_2 \frac{m}{n}}{ж_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2}$$

Так как $h_1 = \varphi l_1$ и $h_2 = \varphi l_2$, то

$$h_1' = h_1 - \frac{a}{2} = \varphi\left[l_1 - \frac{ж_1 l_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 l_2 \frac{m}{n}}{ж_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2} \right],$$

$$h'_2 = h_2 + \frac{n}{m}\frac{a}{2} = \varphi\left[l_2 + \frac{n}{m} \frac{ж_1 l_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 l_2 \frac{m}{n}}{ж_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2} \right]$$

В этом случае диференциальное уравнение продольной качки

$$I\frac{d\omega}{dt} = -\varphi 2\,[ж_1 h_1' + ж_2 h'_2 l_2 + ж_3 h'_3 l_3 + \ldots),$$

или

$$I\frac{d\omega}{dt} = -\varphi 2 \left[ж_1 \left(l_1 - \frac{ж_1 l_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 l_2 \frac{m}{n}}{ж_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2} \right) l_1 + \right.$$

$$\left. + ж_2 \left(l_2 + \frac{n}{m} \frac{ж_1 l_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 - ж_2 l_2 \frac{m}{n}}{ж_1 \left(\frac{m}{n}\right)^2 + ж_2} \right) l_2 + ж_3 l^2_3 + \quad \right].$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если:

$$ж_1 = ж_2 = ж_3 = ж_4 \ldots = ж \text{ и } m = n,$$

то $$I\frac{d\omega}{dt} = -\varphi 2\left[l^2_1 + l^2_2 + l^2_3 + \quad - \frac{(l_1 - l_2)^2}{2}\right] ж.$$

После двойного интегрирования получаем:

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{I}{2\left[l^2_1 + l^2_2 + l^2_3 + l^2_4 + \ldots - \frac{(l_1 - l_2)^2}{2}\right] ж}}. \qquad (636)$$

Таким образом выражение в скобках знаменателя благодаря сопряжению равноплечим балансиром стало меньше на величину $\frac{(l_1 - l_2)^2}{2}$.

Период колебания паровоза с продольными балансирами меньше, чем без балансиров, и сами колебания совершаются как бы с более мягкими рессорами. Поэтому применение балансиров особенно полезно для передних осей, как способствующее повышению безопасности движения паровоза.

Если имеется несколько групп рессорного подвешивания, то:
период колебания

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{I}{2\left[\Sigma l^2 ж - \Sigma (l')^2 ж'\right] - PH}}, \qquad (637)$$

частота колебания

$$\tau = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2\left[\Sigma l^2 ж - \Sigma\left[l'\right)^2 ж'\right] - PH}{I}}, \qquad (638)$$

и амплитуда колебания

$$\varphi = \frac{Fl}{2\left[\Sigma ж l^2 - \Sigma ж' (l')^2\right] - PH}. \qquad (639)$$

Здесь:

$ж$ — жесткость отдельных рессор;

l — расстояния отдельных рессор от общего центра колебаний;

l' — расстояния каждой из рессор, сопряженных балансирами в группу, от центра упругости данной группы;

$ж'$ — жесткость рессор, входящих в группу.

В случае сопряжения всех рессор каждой стороны паровоза продольными балансирами

$$\Sigma ж l^2 - \Sigma \cdot ж' (l')^2 = 0$$

такое подвешивание будет неустойчивым.

Перегрузы колес при продольной качке:

$$q = жh = жl\varphi.$$

§ 6. Поперечная качка

Во время поперечной качки при повороте вокруг продольной оси на угол ψ (фиг. 730) рессоры дополнительно прогибаются на $h = \psi a$.

При этом возникают силы упругости $p_1 = p_2 = p_3 = \pm жh = \pm ж\psi a$, дающие восстанавливающий момент.

В положении равновесия:

$$M_в = 2\left[p_1 a + p_2 a + p_3 a + \quad\right] - PH = \psi(2a^2 \Sigma ж - PH), \qquad (640)$$

откуда амплитуда

$$\psi = \frac{M_в}{2a^2 \Sigma ж - PH}. \qquad (641)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Дифференциальное уравнение поперечной качки

$$I_x \frac{d^2\psi}{dt^2} = -\psi 2a^2 \left[ж_1 + ж_2 + ж_3 + \ldots\right] - PH\psi = -\psi\left[2a^2 \Sigma ж - PH\right]. \quad (642)$$

Назовем характеристикой рессорного подвешивания

$$B = 2a^2 \Sigma ж - PH,$$

тогда

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} = -\psi\frac{B}{I_x} = -\psi k_\psi^2.$$

Здесь обозначено

$$\frac{B}{I_x} = k_\psi^2.$$

После интегрирования имеем:

$$\omega^2 = -\psi^2 k_\psi^2 + c' \text{ или } \omega^2 = k_\psi^2(\psi_{max}^2 - \psi^2).$$

Ввиду того, что при

$\psi = \psi_{max}$, $\omega_{max} = 0$ и $c' = k_\psi^2 \psi^2_{max}$,

поэтому:

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega = k_\psi \sqrt{\psi^2_{max} - \psi^2},$$

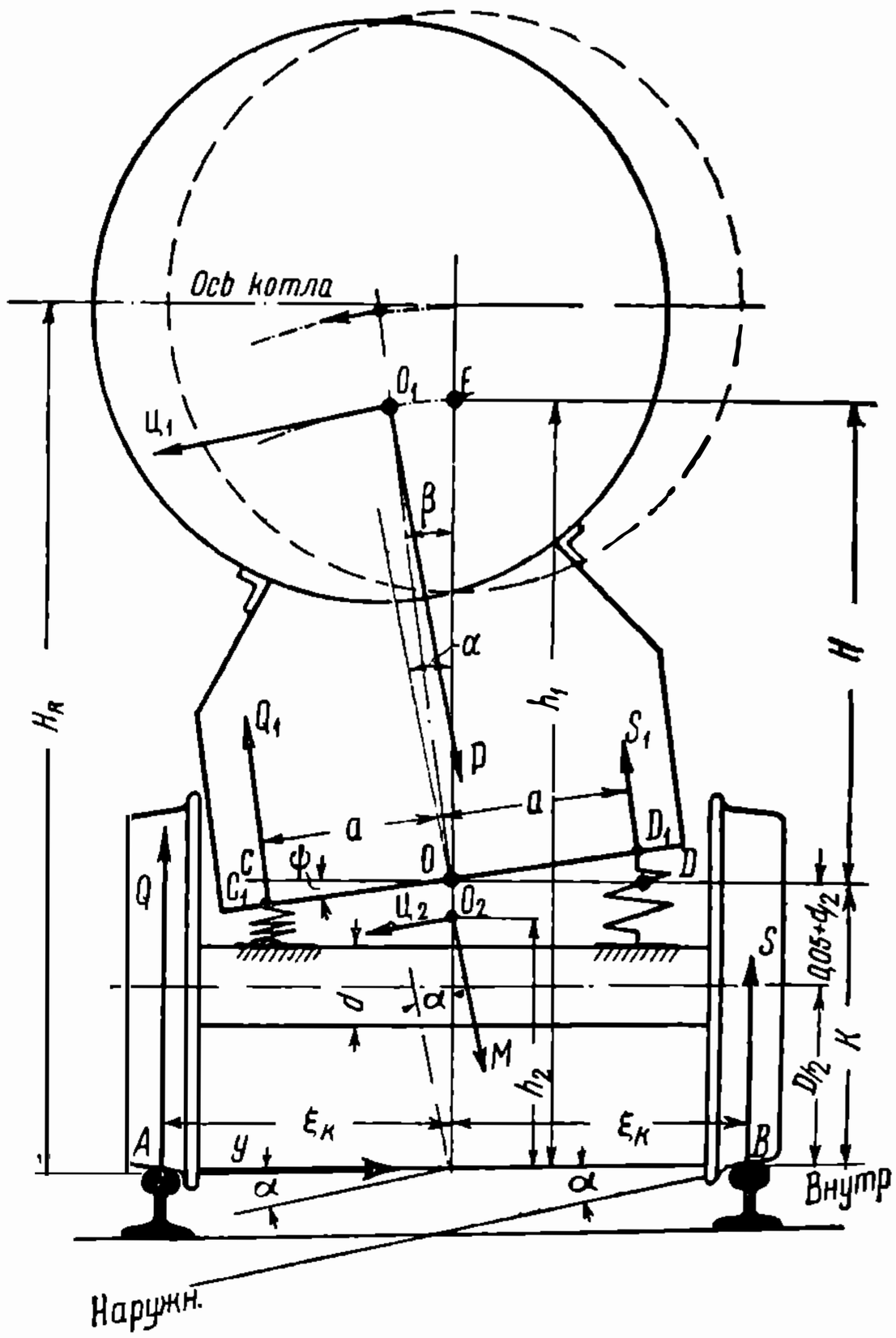
или

$$dt = \frac{d\psi}{k_\psi \sqrt{\psi^2_{max} - \psi^2}}.$$

Интегрируя, получим

$$t = \frac{1}{k_\psi} \arcsin \frac{\psi}{\psi_{max}} + c_2; \text{ при } t = 0,\ \psi = 0 \text{ и } c_2 = 0$$

$$t = \frac{1}{k_\psi} \arcsin \frac{\psi}{\psi_{max}}.$$



Фиг. 730.

Время прохождения от $\psi = 0$ до $\psi = \psi_{max}$

$$t = \frac{\pi}{2k_\psi} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{I_x}{B}} = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{I_x}{2a^2 \Sigma ж - PH}}.$$

Период колебания

$$T = \frac{2\pi}{k_\psi} = 2\pi\sqrt{\frac{I_x}{2a^2 \Sigma ж - PH}}. \quad (643)$$

Частота колебания

$$\tau = \frac{k_\psi}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2a^2 \Sigma ж - PH}{I_x}}. \quad (644)$$

Период поперечной качки тем больше, чем больше момент инерции надрессорного строения, чем меньше поперечная характеристика рессорного подвешивания B и чем меньше высота центра тяжести надрессорного строения.

Из выражения $\omega^2 = k_\psi^2(\omega^2_{max} - \psi^2)$ имеем

$$\frac{I\omega^2}{2} = \frac{B}{2}(\psi^2_{max} - \psi^2),$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда при

$$\psi = 0$$

$$\psi^2_{max} = \frac{I\omega^2}{B} = \frac{I\omega^2}{2a^2\Sigma ж - PH}.$$

Таким образом амплитуда поперечной качки тем меньше, чем больше рессорная характеристика. Амплитуда поперечной качки увеличивается при повышении центра тяжести надрессорного строения. При жестких рессорах, а также при низко расположенном центре тяжести надрессорного строения период колебания уменьшается, паровоз имеет неспокойный ход.

Влияние поперечных балансиров

При наличии поперечных балансиров сбалансированные рессоры не оказывают противодействия поперечной качке и не стремятся вернуть надрессорное строение в прежнее положение.

В этом случае

$$-I_x \frac{d^2\psi}{dt^2} = 2\psi\,[a^2\Sigma ж - (a')^2\,\Sigma ж] - PH\psi. \qquad (645)$$

Отсюда:

период колебаний

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_x}{2\,[a^2\,\Sigma ж - (a')^2\,\Sigma ж] - PH}}, \qquad (646)$$

частота колебаний

$$\tau = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{2\,[a^2\,\Sigma ж - (a')^2\,\Sigma ж] - PH}{I_x}}, \qquad (647)$$

амплитуда

$$\psi = \frac{M_\theta}{2[a^2\,\Sigma ж - (a')^2\Sigma ж] - PH}. \qquad (648)$$

Здесь a' — расстояние от центра колебания паровоза до рессор, соединяемых поперечными балансирами.

Следовательно, поперечные балансиры, уменьшая восстанавливающую способность рессорного подвешивания, делают его более мягким. Период колебаний и амплитуда поперечной качки увеличиваются. Для увеличения восстанавливающей способности рессорного подвешивания иногда привлекают к участию в поперечных колебаниях также рессоры тележек. Последнее достигается путем постановки двух подвесок, соединяющих между собой раму тележки и раму паровоза через спиральные пружины.

Вынужденные колебания

В действительных условиях при движении паровоза на надрессорное строение непрерывно действует ряд внешних , возмущающих сил: от неровностей пути, воздействия кривошипно-шатунного механизма и т. п., вызывающих вынужденные колебания. Обычно период вынужденных колебаний отличается от периода рассмотренных свободных колебаний. Однако не исключена возможность совпадения периодов вынужденных и свободных колебаний. В таких условиях возникает опасность резонанса.

§ 7. Вынужденные колебания груза на неровностях

Если груз опирается на колесо через рессору, то при въезде колеса на неровность возникают вынужденные колебания. При этих колебаниях нагрузка колеса на рельс меняется.

Пусть неровность продольного профиля (фиг. 731) имеет математическую форму:

$$z = \frac{H}{2}\left[1 - \cos\left(2\pi\frac{x}{L}\right)\right], \qquad (649)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где: H — наибольшая высота неровности;
L — общая длина неровности ;
z — вертикальное перемещение колеса;
x — расстояние от начала неровности до рассматриваемого положения колеса;

$v = \frac{x}{t}$ — поступательная скорость колеса.

Ускорение колеса в вертикальном направлении:

$$\frac{d^2z}{dt^2} = \frac{H}{2}\frac{4\pi^2v^2}{L^2}\cos 2\pi\frac{vt}{L} = \frac{H}{2}q^2\cos qt,$$

где $q = \frac{2\pi v}{L}$.

Давление на путь от одного необрессоренного веса:

$$M + M\frac{d^2z}{dt^2} = M + \frac{M}{g}\frac{H}{2}q^2\cos qt.$$

Уравнение вынужденных колебаний надрессорного веса, вызванных неровным профилем:

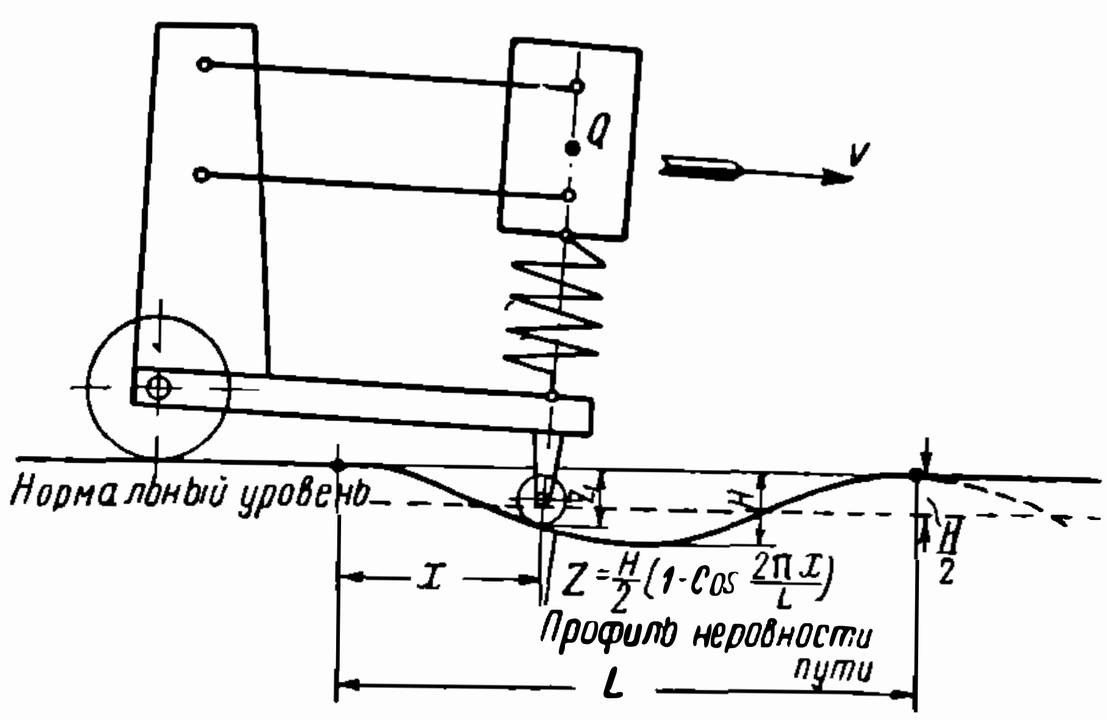
$$m\frac{d^2z}{dt^2} + жz = ж\frac{H}{2}(1 - \cos qt).$$

Обозначив

$$\frac{ж}{m} = k^2,$$

имеем

$$\frac{d^2z}{dt^2} + k^2z = \frac{k^2H}{2}(1 - \cos qt).$$



Фиг. 731.

Решение этого уравнения дает:

$$z = \underbrace{c_1\sin kt + c_2\cos kt}_{\text{свободные колебания}} + \frac{H}{2} - \underbrace{D\cos(qt - \delta)}_{\text{вынужденные колебания}}$$

Таким образом колебания, возникшие под действием возмущающей силы, являются сложными и состоят из: свободных колебаний с частотой k и вынужденных с частотой q.
Здесь: c_1, c_2 — амплитуды свободных колебаний;

$\frac{H}{2}$ — учитывает сдвиг неровности от среднего положения колеблющейся системы на $\frac{H}{2}$;

D — амплитуда вынужденных колебаний;
δ — учитывает затухание вынужденных колебаний.

Примем $\delta = 0$ и обозначим отношение частот $\frac{q}{к} = \lambda$,

причем

$$q = \frac{2\pi}{T_B} \text{ и } k = \frac{2\pi}{T_c}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тогда

$$Z = \frac{H}{2}\left[\frac{\lambda^2}{1-\lambda^2}\cos kt + 1 - \frac{1}{1-\lambda^2}\cos qt\right] =$$

$$= \frac{H}{2}\left[1 + \frac{T_C^2}{T_B^2 - T_C^2}\cos\frac{2\pi t}{T_B} - \frac{T_B^2}{T_B^2 - T_C^2}\cos\frac{2\pi t}{T_B}\right] \qquad (650)$$

Добавочное давление на путь сверх статической нагрузки, с учетом колебаний обрессоренного груза на рессорах:

$$\frac{M}{g}\frac{H}{2}\frac{4\pi^2}{T_B^2}\cos\frac{2\pi t}{T_B} - \frac{жH}{2}\frac{T_C^2}{T_B^2 - T_C^2}\left(\cos\frac{2\pi t}{T_C} - \cos\frac{2\pi t}{T_B}\right) \qquad (651)$$

§ 8. Вынужденные колебания подпрыгивания паровоза под влиянием силы давления пара на параллель

Помимо периодически действующих внешних сил при прохождении стыков, неровностей рельсов и упругого прогиба рельсов, эти колебания возникают также от силы давления пара на параллель.

Давление на параллель с правой стороны периодически изменяется по закону:

$$N_п = P_п \frac{r}{L}\sin qt;$$

$$N_л = P_л \frac{r}{L}\cos qt.$$

Вынужденное подпрыгивание получается от суммарной силы:

$$N = N_п + N_л = P_п \frac{r}{L}\sin qt + P_л \frac{r}{L}\cos qt.$$

Обозначим

$$P_п \frac{r}{L} = P_1,$$

$$P_л \frac{r}{L} = P_2.$$

Силы $P_п$ и $P_л$ для простоты примем постоянными.

Тогда

$$N = P_1 \sin qt + P_2 \cos qt.$$

Пренебрегая силами трения и упругими прогибами рельсов и рамы, получим диференциальное уравнение движения надрессорного строения паровоза:

$$M\frac{d^2z}{dt^2} + \Sigma ж \cdot z = P_1 \sin qt + P_2 \cos qt. \qquad (652)$$

Учитывая силы трения, получим:

$$M\frac{d^2z}{dt^2} + \Sigma жz + \mu Mg = P_1 \sin qt + P_2 \cos qt. \qquad (653)$$

Обозначая

$$\frac{\Sigma ж}{M} = k^2, \qquad \frac{P_1}{M} = p_1, \qquad \frac{P_2}{M} = p_2,$$

соответственно имеем

$$\frac{d^2z}{dt^2} + k^2 z = p_1 \sin qt + p_2 \cos qt; \qquad (652а)$$

$$\frac{d^2z}{dt^2} + k^2 z \pm \mu g = p_1 \sin qt + p_2 \cos qt. \qquad (653а)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Период свободных колебаний в обоих случаях одинаков и равен

$$T_1 = \frac{2\pi}{k} = 2\pi\sqrt{\frac{M}{\Sigma ж}}.$$

Общий интеграл уравнения колебаний

$$z = z_1 + z_2.$$

Здесь

$$z_1 = A\sin kt + B\cos kt$$

есть решение уравнения свободных колебаний;

$$\frac{d^2z}{dt^2} + k^2z = 0, \quad \text{а} \quad z_2 = c + D\sin qt + E\cos qt$$

представляет частный интеграл, удовлетворяющий исходному уравнению. Последнее, имея постоянный член, дает в решении также постоянную c.

Диференцируя

$$\frac{dz_2}{dt} = qD\cos qt - Eq\sin qt,$$

получаем

$$\frac{d^2z_2}{dt^2} = -q^2D\sin qt - Eq^2\cos qt.$$

Подставляя в исходное уравнение (653а), получаем

$$(-q^2D\sin qt - Eq^2\cos qt) + (c + D\sin qt + E\cos qt)\cdot k^2 =$$
$$= -\mu g + p_1\sin qt + p_2\cos qt.$$

Ввиду тождества:

$$ck^2 = -\mu g,$$

$$c = -\frac{\mu g}{k^2}.$$

Кроме того, очевидно

$$(-q^2D + Dk^2)\sin qt = p_1\sin qt,$$
$$(-Eq^2 + Ek^2)\cos qt = p_2\cos qt.$$

Отсюда

$$D = \frac{p_1}{k^2 - q^2}; \quad E = \frac{p_2}{k^2 - q^2}.$$

Следовательно

$$z_2 = -\frac{\mu g}{k^2} + \frac{p_1}{k^2 - q^2}\sin qt + \frac{p_2}{k^2 - q^2}\cos qt$$

и

$$z = z_1 + z_2 = \underbrace{(A\sin kt + B\cos kt)}_{\text{свободные колебания}} + \underbrace{\frac{p_1\sin qt + p_2\cos qt}{k^2 - q^2} - \frac{\mu g}{k^2}}_{\text{вынужденные колебания}}$$

Если частота изменения возмущающей силы q мала по сравнению с k, то, пренебрегая членами, содержащими ускорение, получим из уравнения для z_2 статический прогиб, получающийся при наибольшем значении возмущающей силы, приложенной статическим образом:

$$z_2 = \frac{p_1\sin qt + p_2\cos qt - \mu g}{k^2} = \frac{K\sin(qt + \delta)}{k^2} - \frac{\mu g}{k^2}.$$

Амплитуда K находится из выражения для z_2

$$\frac{p_1}{k^2 - q^2}\sin qt + \frac{p_2}{k^2 - q^2}\cos qt.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Называя

$$\frac{p_1}{k^2-q^2}=K\cos\delta;\qquad \frac{p_2}{k^2-q^2}=K\sin\delta,$$

имеем:

$$K\cos\delta\sin qt+K\sin\delta\cos qt=K\sin(qt+\delta)$$

и

$$\operatorname{tg}\delta=\frac{p_2}{p_1};$$

δ — разность фаз вынужденных колебаний и возмущающей силы. Здесь амплитуда вынужденных колебаний

$$K=\sqrt{p_1^2+p_2^2};$$

$$\operatorname{tg}\delta=\frac{p_2}{p_1};$$

$$p_1=K\cos k;$$

$$p_2=K\sin\delta.$$

Отсюда следует, что в уравнении первый член представляет свободные колебания с периодом

$$T_c=\frac{2\pi}{k}$$

тогда как второй член дает затухающие вынужденные колебания с периодом, равным периоду возмущающей силы

$$T_в=\frac{2\pi}{q}$$

Амплитуда вынужденных колебаний

$$K=\frac{\sqrt{p_1^2+p_2^2}}{k^2-q^2}. \tag{654}$$

Амплитуда колебаний при статическом приложении возмущающей силы

$$H=\frac{\sqrt{p_1^2+p_2^2}}{k^2}. \tag{655}$$

Отношение амплитуд: динамической к статической дает коэфициент нарастания вынужденных колебаний

$$\beta=\frac{K}{H}=\frac{\frac{\sqrt{p_1^2+p_2^2}}{k^2-q^2}}{\frac{\sqrt{p_1^2+p_2^2}}{k^2}}=\frac{k^2}{k^2-q^2}=\frac{1}{1-\frac{q^2}{k^2}}. \tag{656}$$

Но $q=\frac{2\pi}{T_в}$ и $k=\frac{2\pi}{T_c}$, следовательно

$$\beta=\frac{1}{1-\frac{q^2}{k^2}}=\frac{1}{1-\frac{T_c^2}{T_в^2}}.$$

Из этого уравнения следует, что если возмущающая сила имеет большой период $T_в$, то амплитуда K приближается к значению H, т. е. в этом случае перемещение можно определять из условия, что возмущающая сила действует статически.

Если, напротив, период $T_в$ незначителен, т. е. имеет очень большую частоту, то амплитуда вынужденных колебаний приближается к нулю.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наконец, если $T_в$ приближается к T_c, то даже малая сила, вызывающая колебания, может вызвать значительные вынужденные колебания.

Если частоты вынужденных и свободных колебаний приближаются друг к другу, то при $\frac{q}{k}=1$ амплитуда вынужденных колебаний становится бесконечно большой, т. е. здесь имеет место резонанс.

Амплитуда K может быть выражена следующим образом.

Период собственных колебаний

$$T_c=\frac{2\pi}{k}=2\pi\sqrt{\frac{M}{\Sigma ж c}}\,. \tag{657}$$

Период возмущающей силы

$$T_в=\frac{2\pi}{q}\,. \tag{658}$$

Назовем

$$\frac{\sqrt{p_1^2+p_2^2}}{k^2}=\Omega,$$

тогда

$$K=\frac{\sqrt{p_1^2+p_2^2}}{k^2-q^2}=\frac{\Omega}{\frac{k^2}{k^2}-\frac{q^2}{k^2}}=\frac{\Omega}{1-\frac{T_c}{T_в}} \tag{659}$$

§ 9. Вынужденные колебания продольной качки

Возмущающий момент от давления крейцкопфа на параллель относительно поперечной горизонтальной оси:

$$M_1=-\left\{P_n\frac{r}{L}\left(\rho\sin\varphi+r\,\frac{\sin 2\varphi}{2}\right)+P_л\,\frac{r}{L}\left(\rho\cos\varphi+r\,\frac{\sin 2\varphi}{2}\right)\right\}.$$

Для простоты примем:

$$M_1=P\frac{r}{L}\,\rho_0\,[(\sin\omega t+\sin 2\omega t)-(\cos\omega t+\cos 2\omega t)]. \tag{660}$$

Здесь: ρ_0 — расстояние от центра колебаний до оси крейцкопфа в переднем мертвом положении;

$\varphi=\omega t$;

P — давление пара на поршень, $P=\frac{\pi d^2}{4}\cdot p_k$.

Диференциальное уравнение вынужденных колебаний при продольной качке:

$$I_y\frac{d^2\varphi}{dt^2}=-\varphi(2\,\Sigma l^2 ж c-PH)+M_1=-\varphi A+M_1, \tag{661}$$

где

$$A=2\,\Sigma l^2 ж c-PH.$$

Решая это уравнение, имеем амплитуду

$$\varphi=\frac{C_1\sin\omega t+C_2\cos\omega t}{(2\,\Sigma ж c l^2-PH)-I_y\omega^2}+\frac{D_1\sin 2\omega t+D_2\cos 2\omega t}{(2\,\Sigma ж c l^2-PH)-I_y(2\omega)^2}\,. \tag{662}$$

В условиях резонанса ($\varphi=\infty$) критическая скорость соответствует:

либо $(2\,\Sigma ж c l^2-PH)-I_y\omega^2=0$,

либо $(2\,\Sigma ж c l^2-PH)-I_y(2\omega)^2=0$,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2\,\Sigma ж\, l^2 - PH}{I_y}}, \tag{663}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2\,\Sigma ж l^2 - PH}{4\,I_y}}. \tag{664}$$

§ 10. Вынужденные поперечные колебания

Эти колебания возникают под влиянием сил, действующих в самом паровозе: составляющих от давления пара и сил инерции на параллель, которые при установившемся режиме оказывают постоянное возмущающее влияние на колебания надрессорного строения.

Эти силы непрерывно изменяются по величине и дают то положительные, то отрицательные моменты.

Обычно при больших скоростях эти силы вызывают незначительные колебания. Однако постоянное и продолжительное действие их может повести к накоплению амплитуд. Всякого рода односторонние неровности пути (малой или большой длины) также вызывают вынужденные колебания, могущие достигать ощутительных размеров, в особенности при стыках, расположенных в шахматном порядке.

Вынужденные поперечные колебания возникают также при входе в кривую, при выходе из кривой, на стрелках, а также благодаря влиянию превышения наружного рельса.

Рассмотрим вынужденные поперечные колебания от действия силы пара и инерции на параллель.

Диференциальное уравнение движения при наличии возмущающего момента:

$$I_x \frac{d^2\psi}{dt^2} = -\psi (a^2 \Sigma ж - PH) + M_2,$$

но

$$M_2 = \frac{r}{L} c\,[P_n \sin\varphi - P_л \cos\varphi] = A \sin\varphi - B\cos\varphi.$$

$$A = \frac{r}{L} a P_n; \quad B = \frac{r}{L} c P_л. \tag{665}$$

Принимая P_n и $P_л$ постоянными при $\varphi = \omega t$, имеем:

$$I_x \frac{d^2\psi}{dt^2} + \psi\,[a^2 \Sigma ж - PH] = A \sin \omega t - B \cos \omega t. \tag{666}$$

Решение этого уравнения дает:

а) амплитуду вынужденного колебания

$$\psi = \frac{A \sin \omega t - B \cos \omega t}{a^2 \Sigma ж - PH - I_x \omega^2}; \tag{667}$$

б) период вынужденных колебаний

$$T_в = \frac{2\pi}{\omega}.$$

Амплитуда колебаний увеличивается при уменьшении знаменателя. Резонанс наступает при $\psi = \infty$, т. е. при

$$a^2 \Sigma ж - PH - I_x \omega^2 = 0,$$

откуда критическая угловая скорость

$$\omega = \sqrt{\frac{a^2 \Sigma ж - PH}{I_x}} = q. \tag{668}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Во время движения паровоза возмущающий момент за один оборот колеса создает четыре импульса. Если эти импульсы будут совпадать по фазе с вынужденными колебаниями, т. е. если время оборота колеса будет совпадать с периодом колебания, то неизбежно появление резонанса. Иными словами говоря, он наступает, когда скорость вращения колеса совпадает с определенной критической угловой скоростью ω.

Выражение

$$\omega = \sqrt{\frac{a^2 \Sigma ж - PH}{I_x}} \qquad (669)$$

показывает, что эта критическая скорость зависит исключительно от конструкции паровоза и является величиной, вполне определенной для данного типа паровоза. Это обстоятельство подтверждается практикой эксплуатации паровозов, у которых вблизи своего резонанса ход становится очень неспокойным. При дальнейшем увеличении скорости—за резонансом—движение паровоза опять становится плавным.

Для уменьшения опасных последствий резонанса от поперечных колебаний критическую скорость желательно проходить при малом числе оборотов.

Для этого необходимо иметь более мягкие рессоры, меньшее расстояние между ними, а также увеличивать высоту центра тяжести надрессорного строения. Однако применение более мягких рессор, а также повышение центра тяжести надрессорного строения увеличивают амплитуду колебаний ψ, так как *ж* и *H* входят в знаменатель выражения:

$$\psi = \frac{A \sin \omega t - B \cos \omega t}{a^2 \Sigma ж - PH - I\omega^2}. \qquad (670)$$

Благодаря этому перегрузы и разгрузы колес $q = жa^2 \psi$ будут больше.

Все же применение более мягких рессор предпочтительно перед жесткими ввиду отрицательных свойств последних.

Что касается повышения центра тяжести надрессорного строения, то при повышении такового необходимо сообразоваться с условиями опрокидывания и изменения нагрузки в кривых под действием центробежной силы.

Применение поперечных балансиров также уменьшает критическую скорость движения при поперечных колебаниях.

Наличие трения рессор хотя и ослабляет явление резонанса и повышает критическую скорость, все же не устраняет появления неспокойного хода вблизи резонанса.

§ 11. Критические скорости движения

Критические скорости движения соответствуют резонансу при совпадении периодов свободных и вынужденных колебаний, т. е. при одинаковой частоте тех и других.

Частоты свободных колебаний приведены в табл. 58.

Таблица 58

	Без балансиров	С балансирами
При подпрыгивании	$k = \sqrt{\frac{\Sigma ж}{M}}$	$k = \sqrt{\frac{\Sigma ж}{M}}$
При продольной качке	$k_\varphi = \sqrt{\frac{2\Sigma l^2 ж - PH}{I_y}}$	$k_\varphi = \sqrt{\frac{2[\Sigma l^2 ж - \Sigma (l')^2 ж'] - PH}{I_y}}$
При поперечной качке	$k_\psi = \sqrt{\frac{2a^2 \Sigma ж - PH}{I_x}}$	$k_\psi = \sqrt{\frac{2[a^2 \Sigma ж - (a')^2 \Sigma ж'] - PH}{I_x}}$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Частота же вынужденных колебаний представляет угловую скорость вращения колеса $\omega = \frac{v}{R}$

Поэтому критические скорости будут тогда, когда

при подпрыгивании $\omega = k$,
при продольной качке $\omega_\varphi = k_\varphi$,
при поперечной качке $\omega_\psi = k_\psi$.

В этом случае:

при подпрыгивании $v = \omega R = kR$ *м/сек* или $v = 3{,}6\ kR$ *км/час*,
при продольной качке $v_\varphi = \omega_\varphi R = k_\varphi R$ *м/сек* или $v = 3{,}6\ k_\varphi R$ *км/час*,
при поперечной качке $v_\psi = \omega_\psi R = k_\psi R$ *м/сек* или $v = 3{,}6\ k_\psi R$ *км/час*,
где R — радиус колеса в метрах.

Подсчеты критических скоростей, производившиеся для паровозов серии «Э», дают

$$v = 28{,}8 \text{ км/час},$$
$$v_\varphi = 19{,}60 \text{ км/час},$$
$$v_\psi = 7{,}87 \text{ км/час}.$$

Следовательно, эти критические скорости проходятся паровозом при значениях ниже конструкционной. Тем не менее выявление их для новых паровозов существенно необходимо, так как поможет предотвратить опасность, связанную с появлением резонанса.

ГЛАВА XIII

ТЕЛЕЖКИ

§ 1. Типы тележек

Тележки по их расположению под паровозом можно разделить на две основных группы — передние и задние. Эти группы во многих случаях значительно разнятся по устройству одна от другой.

По количеству осей тележки можно разбить на одно-двух- и трехосные. Если первые два типа у нас пользуются самым широким распространением, то третий не получает распространения, и лишь за границей (Германия) имеются отдельные выполненные образцы передних трехосных тележек.

Одноосные тележки обычно имеют удлиненную раму-водило со шкворнем на удаленном от колесной пары конце (система Бисселя). В двухосных тележках, чаще всего передних, шкворень устанавливается примерно посередине длины рамы.

Особо стоят тележки комбинированного типа, когда передний бегунок соединяется в одну кинематическую систему с передней движущей колесной парой.

Что касается систем возвращающих устройств, то их имеется несколько. Большинство систем может применяться как у передних, так и у задних тележек, как у одноосных, так и у двухосных. Поэтому рассмотрение конструкции тележек мы начнем именно с возвращающих устройств.

§ 2. Устройство и работа возвращающих устройств

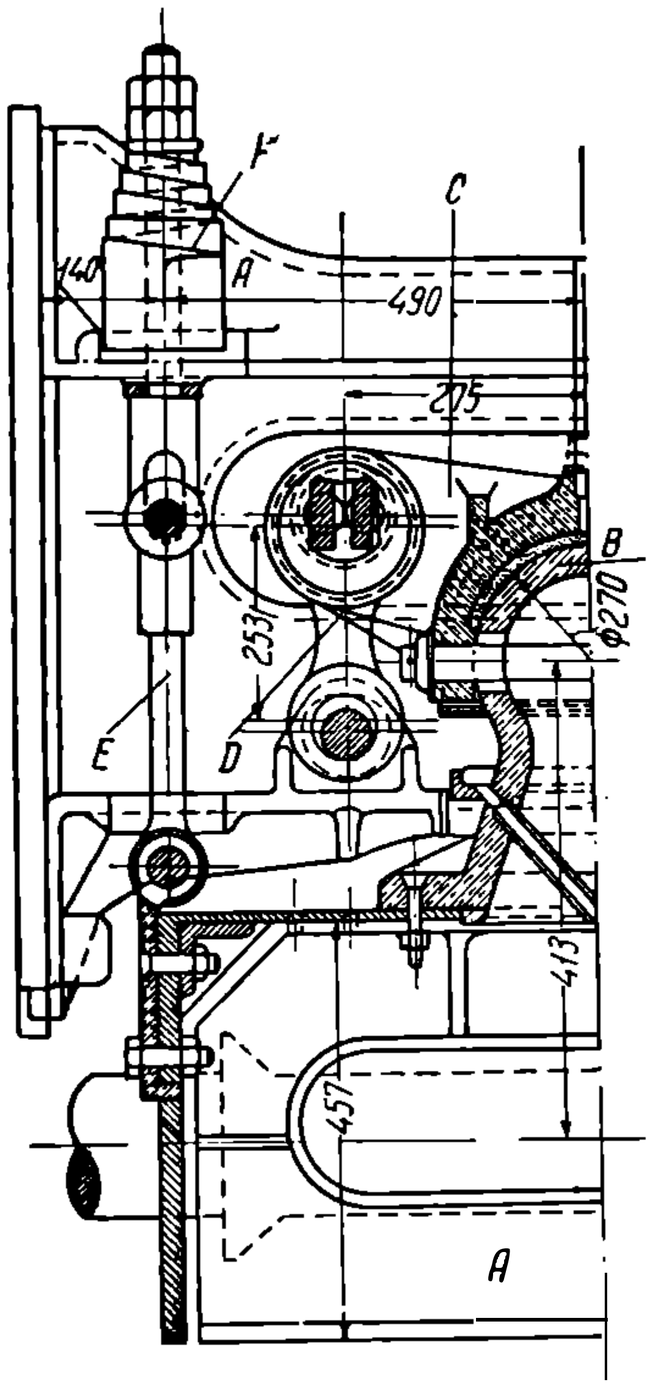
Возвращающие устройства могут быть разделены на две больших группы: первую группу составляют пружинные устройства, у которых возвращающая сила реализуется упругостью спиральных пружин или листовых рессор; вторую — приборы, использующие вертикальную нагрузку на тележку для создания возвращающего усилия. Первые приборы дают возможность изменения возвращающей силы и вообще ее регулировки. Вторая группа приборов, не давая

НБ УДУНТ (ДІІТ)

возможности такой регулировки, отличается простотой, надежностью работы и имеет поэтому большее распространение на современных паровозах.

Пружинные возвращающие устройства, как показывает самое название, состоят обычно из пружины или рессор, за счет своих упругих деформаций стремящихся вернуть тележку в исходное (среднее) положение.

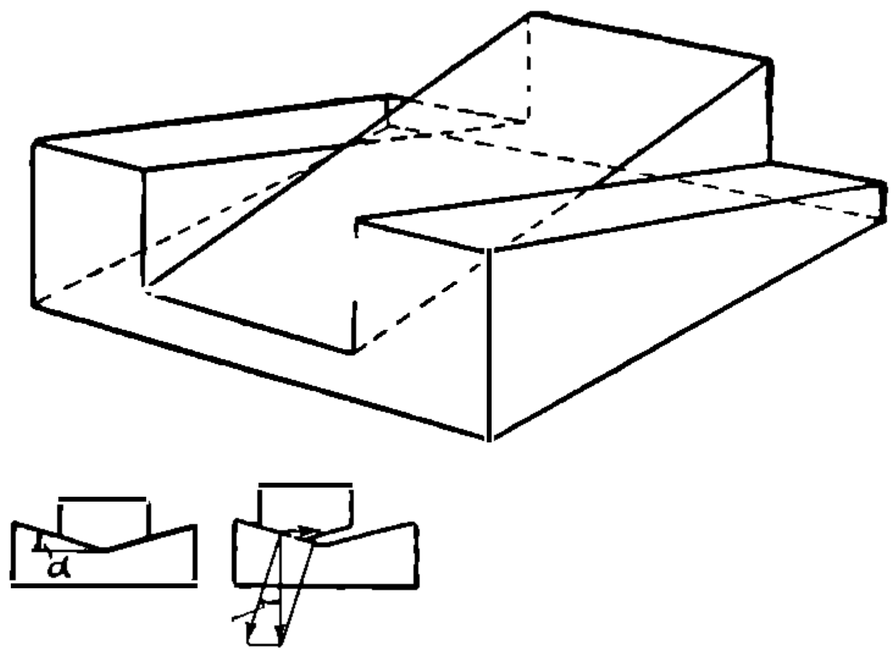
Группа возвращающих приборов, использующих нагрузку на тележку для создания возвращающего усилия, в свою очередь может быть подразделена на три подгруппы: подвески, наклонные плоскости и секторы. Наиболее старым устройством, применяемым частично до сих пор, являются подвески. На фиг. 732 показаны подвески и другие части в применении к двухосной тележке. На раме тележки *A* укреплена шаровая опора *B*, на которую сверху опирается люлька *C*, могущая повертываться относительно шкворня. Посредством подвесок *D* люлька соединяется с основной рамой паровоза. При проходе кривой тележка повертывается вокруг люльки и вместе с ней перемещается в сторону относительно рамы паровоза. Две опоры в верхней части подвески обусловливают наличие начальной возвращающей силы. Чем больше раздвинуты одна от другой верхние опоры (ножи) подвески, тем больше начальная возвращающая сила.



Фиг. 732.

Заметим, что на фиг. 732 показано дополнительно приспособление в виде серег *E* со спиральными буферного типа пружинами *F*, вносящими большое затухание в поперечную качку паровоза. Такое дополнительное устройство, конечно, не является непременным спутником тележек на подвесках.

Более современным, хотя тоже не совершенным возвращающим устройством являются так называемые наклонные плоскости, позволяющие сконструировать очень компактный прибор. На фиг. 733 (сверху) показана нижняя плита-подушка прибора, состоящего из двух наклонных, взаимно пересекающихся плоскостей; по этой плите скользит соответствующая ей верхняя подушка. Схема действий показана на фиг. 733 (внизу). Слева показано среднее положение плит-подушек, справа — смещенное. Как видно из правой проекции, верхняя плита стремится соскользнуть, «вернуться» в среднее положение; этим и реализуется возвращающее усилие.



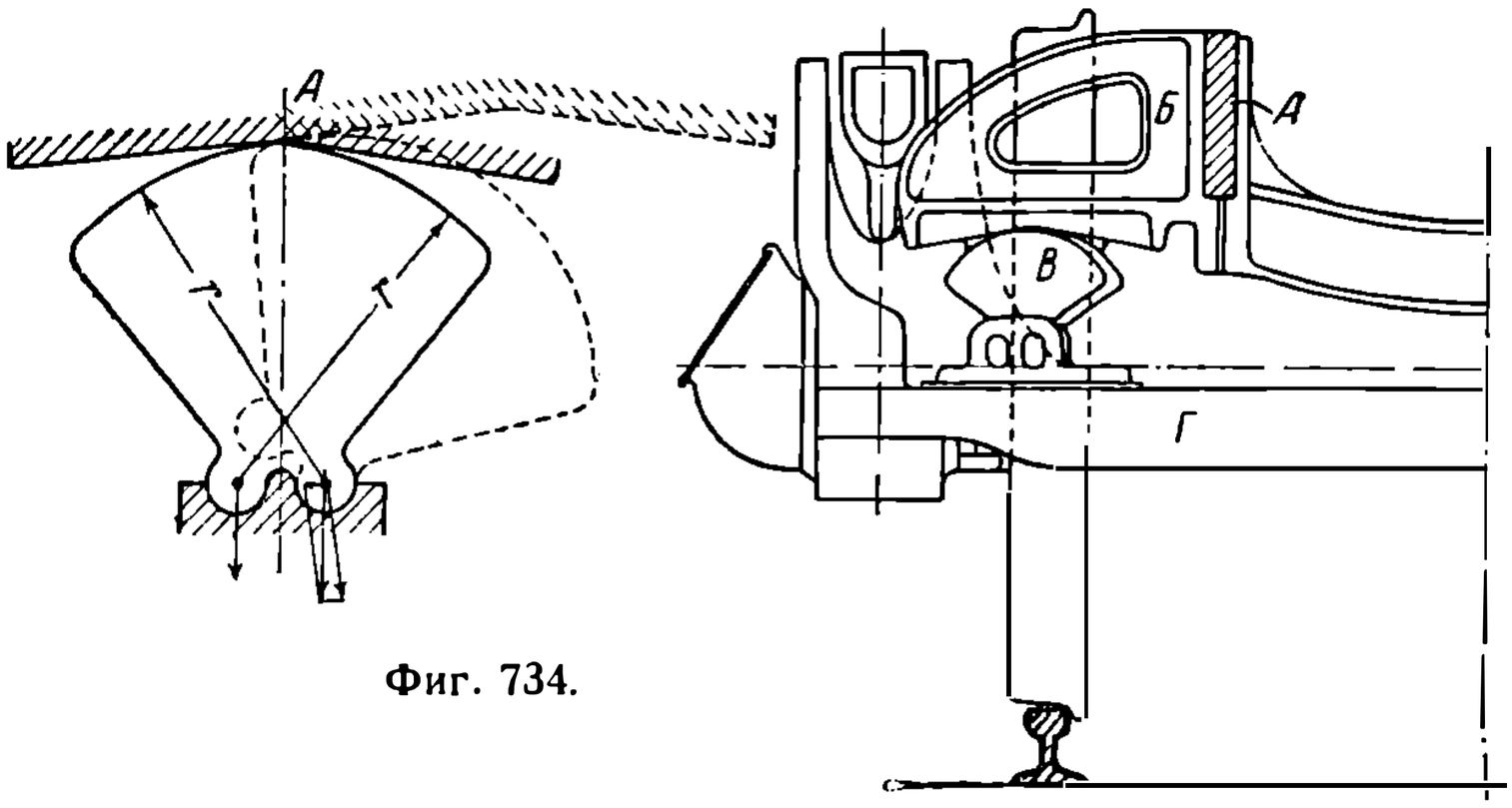
Фиг. 733.

Величина возвращающего усилия у этого устройства не зависит от величины бокового перемещения тележки, в то время как при подвесках возвращающая сила растет по мере увеличения отклонения тележек.

Это позволяет сразу же наметить области применения обоих типов рассмотренных возвращающих устройств. Подвески должны применяться в передних тележках, так как по мере уменьшения радиуса кривой, когда увеличивается и отклонение подвесок, их возвращающая сила возрастает.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

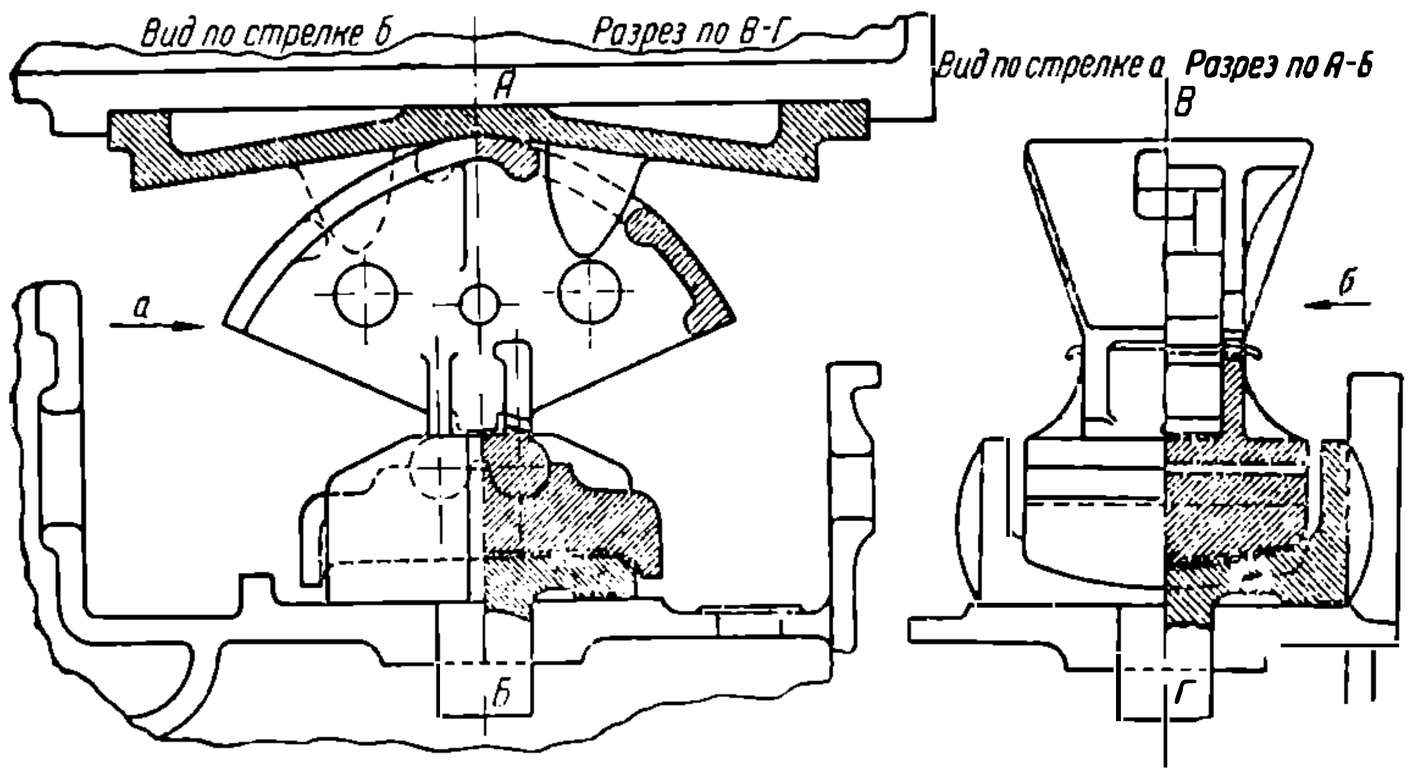
Наоборот, в з а д н и х тележках возвращающая сила не должна возрастать по мере увеличения отклонения тележки. Наклонные плоскости как раз имеют постоянное возвращающее усилие (равное начальному). Возвращающее устройство с наклонными плоскостями применено в задней тележке паровозов серии «СУ».



Фиг. 734.

Большим недостатком наклонных плоскостей являются значительное трение между ними и затруднительный подвод к ним смазки. Применяя в отдельных случаях такие устройства, американцы прокладывают между поверхностями катки и заменяют таким образом трение скольжения трением качения.

Наиболее совершенным возвращающим устройством является с е к т о р н о е. Именно секторы стоят на наших мощных паровозах серий «ФД» и «ИС», а также на паровозах серий «$Т^{А}$» и «$Т^{Б}$» как на передних, так и на задних тележках. Наиболее распространенным сектором является «двухцентренный» («биполярный»), т. е. имеющий начальную возвращающую силу, — с двумя рядом расположенными цилиндрическими поверхностями с параллельными образующими, ставящийся на раму тележки.



Фиг. 735.

Расположение секторной опоры задней тележки паровоза серии «ФД» схематически показано справа на фиг. 734. Сверху расположен хвостовик рамы *А* (заштрихован), к нему привернут кронштейн *Б*, опирающийся на тележку через сектор *В*. Внизу расположена рама тележки *Г*.

Схема сектора и опирающейся на него наклонной плоскости при проходе прямого пути и кривой—показана слева на той же фигуре. Сектор имеет в нижней части две п о л у ц и л и н д р и ч е с к и х о п о р ы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Верхние дуговые поверхности сектора описываются из противостоящих центров нижних опор радиусом *r*.

На фиг. 735 показано нормальное конструктивное выполнение секторов задней двухосной тележки паровозов серий «ИС» и «Т^{А}».

Для того чтобы сектор *B* не мог соскользнуть с плиты *A*, последняя имеет два зуба, заходящие в окна, сделанные в опорных поверхностях секторов.

Нижняя плита секторов здесь имеет дополнительную подушку с вогнутой по дуге круга нижней поверхностью (см. нижнюю часть правой проекции). Такое усложнение конструкции необходимо для устранения небольшого скольжения секторов по опорным поверхностям верхней плиты (при горизонтальных колебаниях надрессорного строения паровоза и при проходе кривых).

Подвески возвращающих приборов изготовляются ковкой из Ст.-2-3; валики и ножки — из Ст.-2 с цементацией. Наклонные поверхности изготовляются также из Ст.-2 с последующей цементацией. Что касается секторов и их деталей, то здесь все основные детали изготовляются обычно из литой стали Стл.-1 или Стл.-2.

§ 3. Одноосные тележки

На наших старинных паровозах иногда встречаются одноосные тележки Адамса, часто называемые «радиальной осью Адамса», в которых водило отсутствует вовсе и боковое перемещение осуществляется относительно направляющих основной рамы паровоза. Для получения радиальной установки оси при проходе кривых направляющие выполнены в виде вогнутых поверхностей. Соответствующий профиль имеют и корпусы букс. Возвращающий механизм — рессорный.

Наличие значительного трения в направляющих является слабым местом этой конструкции. На вновь строящихся паровозах оси Адамса не применяются вовсе.

Нормальной одноосной тележкой следует считать тележку системы Бисселя. Здесь обе буксы тележки размещаются в особой раме, и последняя, снабженная водилом, качающимся в горизонтальной плоскости, позволяет паровозу с минимальным трением в частях тележки проходить по кривым.

Тележки Бисселя пользуются большим распространением как на наших старых товарных и пассажирских паровозах (серии «Е», «Н», «Р», «Щ»), так и на современных товарных (серии «СО», «ФД», «Т^{А}», «Т^{Б}»).

На фиг. 736 показана наиболее современная одноосная тележка Бисселя паровоза серии «ФД». По этому типу выполнена тележка и паровоза серии «СО».

Нагрузка на тележку передается, как мы уже знаем, от переднего конца среднего продольного балансира. Стакан (см. правую проекцию тележки) нажимает на люльку, имеющую в своей нижней части двухпокатые поверхности. Последние опираются на секторы, стоящие на поперечной балке рамы тележки. Подчеркиваем, что двухпокатые поверхности, опирающиеся на секторы, имеют вогнутое очертание, что сделано для постепенного увеличения возвращающей силы при увеличении отклонения тележки.

Секторы здесь выполнены в виде удлиненной (вдоль паровоза) отливки.

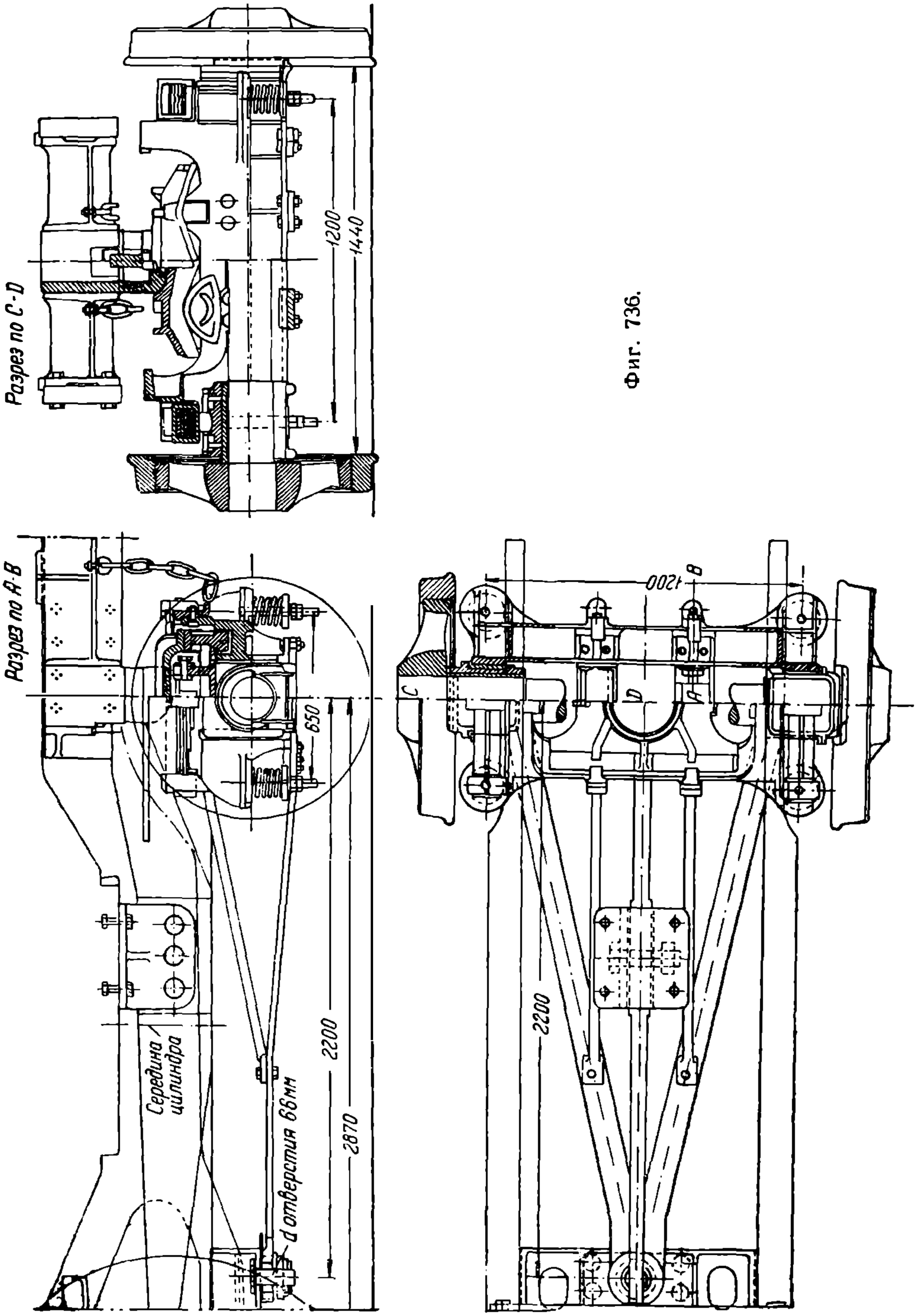
От скольжения секторы удерживаются двумя парами серег, соединяющих геометрические вершины двухцентренных секторов с люлькой. Перемещение тележки в каждую сторону от среднего положения равно 125 *мм* и ограничивается упором люльки в выступ боковой части рамы тележки.

Водило тележки представляет собой кованые стержни полосовой стали, крепящиеся на болтах к раме тележки. Шкворень водила — цилиндрический валик диаметром 65 *мм*.

Что касается задних одноосных тележек, то последние обычно выполняются также по типу Бисселя. На фиг. 737 показана задняя тележка паровоза серии «ФД». Рама здесь н а р у ж н а я, освобождающая некоторое пространство для размещения зольника. Для того чтобы возможно было разместить рессорное подвешивание симметрично в плоскости самой рамы, а также получить минимальный

НБ УДУНТ (ДІІТ)

вес и максимальную жесткость конструкции рамы, ей придана трубчатая (прямоугольного сечения) форма. Рессоры, подвески и балансиры заведены внутрь полости. Рама — цельнолитая и представляет собой очень сложную и громоздкую



Фиг. 736.

отливку, в эксплуатации однако вполне оправдывающую затраты на ее изготовление.

Устройство шкворня, а также и рессорного подвешивания понятно из чертежа и из предыдущих данных о рессорном подвешивании тележек.

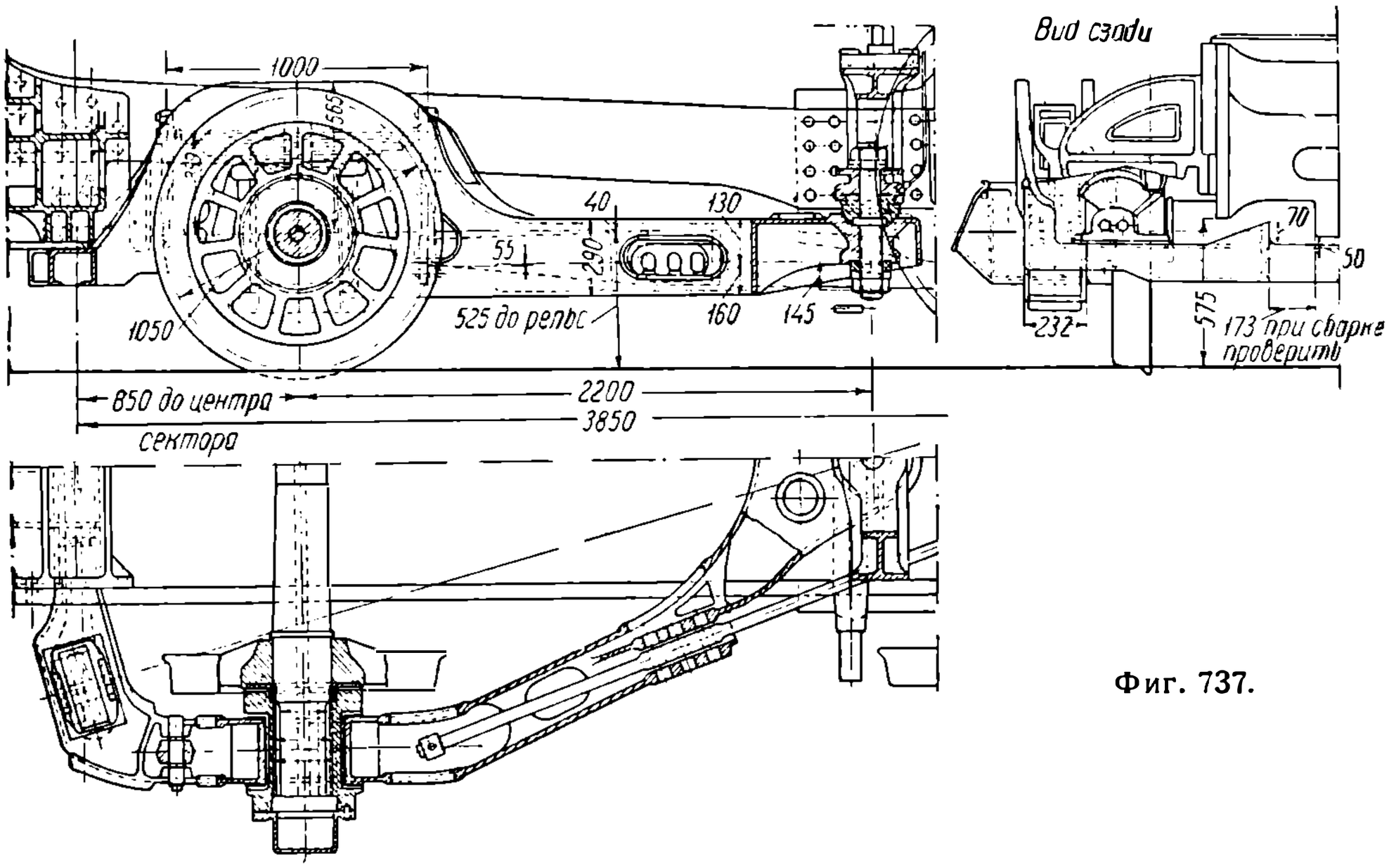
НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 4. Двухосные тележки

Наличие на паровозах двухосной передней тележки является совершенно необходимым при скоростях движения, превышающих 130—140 *км/час*. При скоростях 110—130 *км/час* двухосная тележка является только желательной.

Устройство двухосной тележки может иметь целый ряд разновидностей.

Возвращающие устройства могут быть любыми; прежде часто применялись подвески, как показано на фиг. 732 и 738. На последнем чертеже показана обычная двухосная передняя тележка. Здесь конструкция возвращающего устройства тележки выполнена так, что нижние головки подвесок сделаны двухопорными для получения начальной возвращающей силы. Шкворень тележки — шаровой, диаметр его определяется, исходя из величины допускаемого давления, приходящегося на горизонтальную проекцию сферической опоры (т. е. на круг диаметра, равного диаметру шара), в 40—45 *кг/см*^{2}.



Фиг. 737.

Имеются два варианта расположения сферических шкворней: сферой вниз, как показано на фиг. 738, или же вверх (фиг. 732). Если сфера направлена вниз, то смазка имеет естественное растекание по всей поверхности сферы и в особенности, собираясь в нижней части люльки, надежно смазывает наиболее нагруженную «лобовую» (нижнюю) часть сферы, но зато и пыль и грязь могут попадать в опору, увеличивая износ поверхностей.

Делая же сферическую головку шкворня направленной вверх и подавая масло в высшую точку сферы, мы не только смазываем сферу, но и промываем стекающим вниз маслом головку шкворня. Но смазка всегда стремится стекать вниз, т. е. заставить работать «всухую» наиболее нагруженные участки сферы. Это является крупным и, к сожалению, неустранимым недостатком такой конструкции.

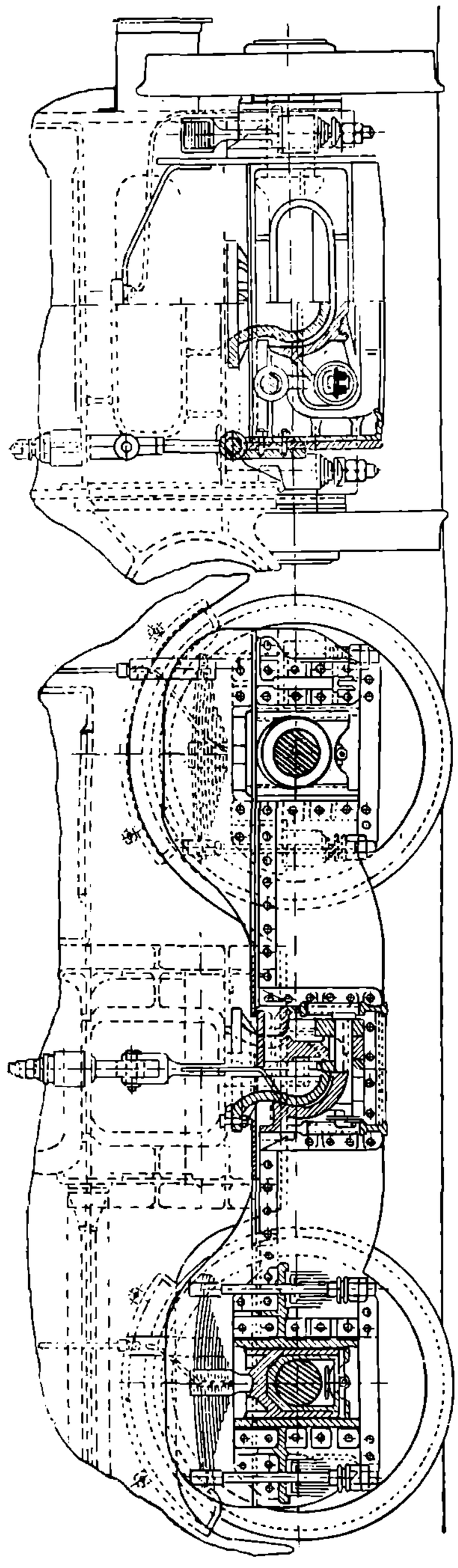
Конструктивно не так уж трудно добиться достаточно герметического уплотнения между шкворнем и люлькой в первом варианте, который считаем несколько лучшим.

Что касается задних двухосных тележек, то последние применяются исключительно в современных паровозах с очень мощными котлами и тяжелыми топками. Конструктивные формы задних двухосных тележек современных паро-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

возов установились. На фиг. 739 показана задняя тележка паровоза серии «ИС». Однотипная тележка применена и у паровоза серии «Т^{А}». Это—задняя двухосная тележка «Дельта», представляющая собой одну из разновидностей тележки Бисселя.

Рама тележки наружная, цельнолитая, с двойными стенками. Несмотря на сложность и высокую стоимость изготовления, такая рама является наиболее подходящей для тележек мощных паровозов (жесткость рамы, надежность в эксплуатации).



Фиг. 738.

Для облегчения вписывания тележки в кривые реборду передней колесной пары часто делают подрезанной; так сделано и у паровоза серии «ИС».

Нагрузка на раму тележки передается в шкворневой части тележки и секторах. Заметим, что для разгрузки шкворня от изгибающих и срезывающих усилий передний конец рамы тележки снабжен сферической расточкой с центральным установочным приливом, в которую ложится сферический сегмент шкворневой плиты рамы с углублением в нем для прилива нижней сферы. Это разгружает шкворень от поперечного изгиба или среза и позволяет значительно уменьшить диаметр шкворня, рассчитывая его только на растяжение собственным весом передней части тележки (при подъемке паровоза).

§ 5. Комбинированные тележки

Рассмотренными видами тележек не всегда оказывается возможным удовлетвориться. Очень часто, в особенности в пассажирских паровозах, по весовым соображениям оказывается ненужным ставить д в у х о с н ы е тележки спереди. Между тем ограничение скоростей движения паровозов с одноосной тележкой спереди наступает при достижении паровозом относительно небольшой скорости порядка 100 *км/час.*

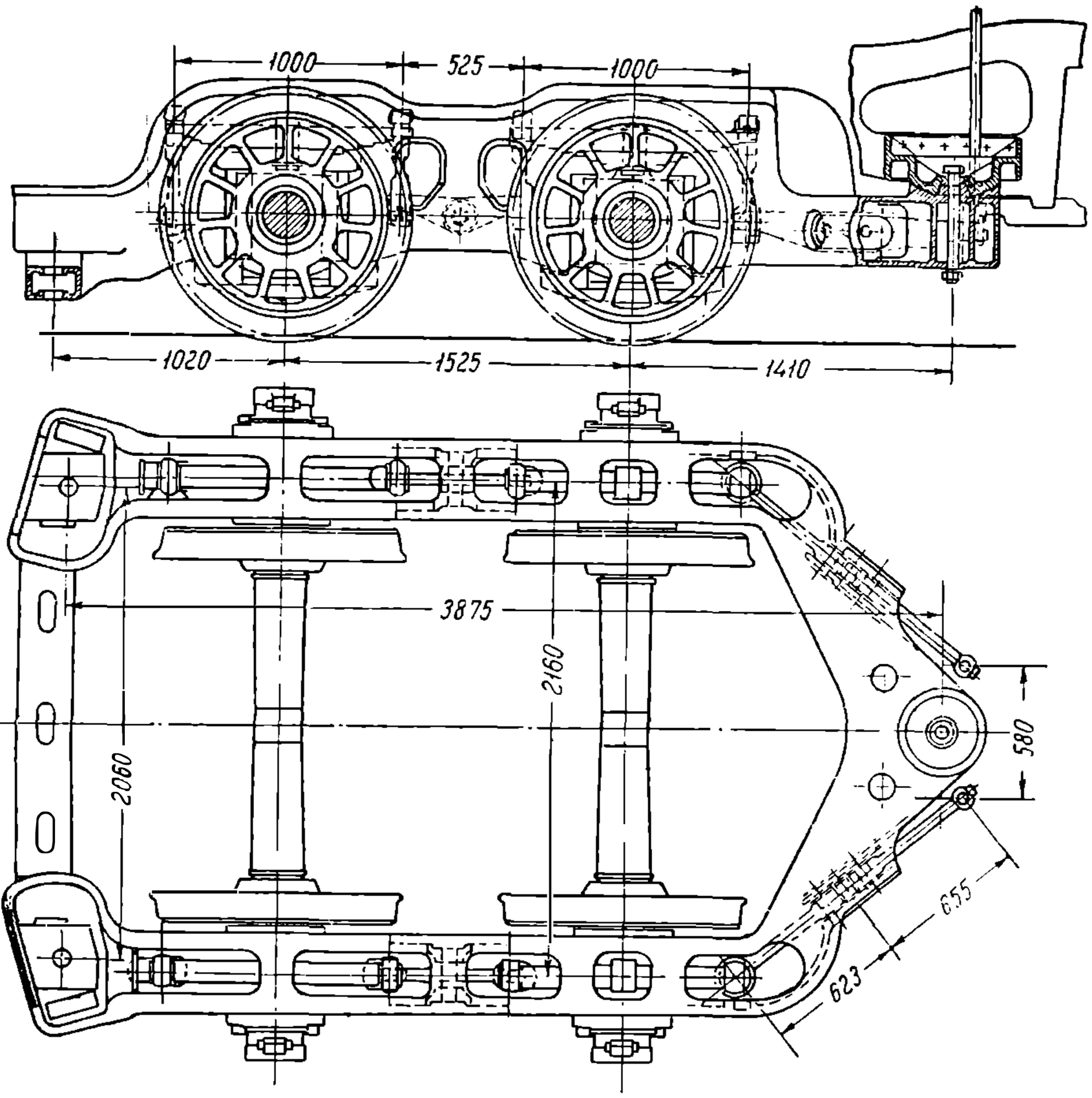
Для того чтобы и при наличии о д н о г о бегунка спереди паровоза можно было поднять скорости движения паровоза за пределы 100—110 *км/час*, необходимо ставить в передней части паровоза особые к о м б и н и р о в а н н ы е тележки, в которых бегунок большим горизонтальным балансиром соединяется в одну кинематическую систему с первой сцепной осью. Такие тележки применены у паровозов серий «С», «С^{У}» и «ИС». Итак, и при наличии о д н о г о бегунка мы имеем возможность осуществить повертывание паровоза внутрь кривой не одной ребордой бегунка, но одновременно и ребордой передней сцепной оси, т. е. д в у м я колесными парами.

Подобных комбинированных тележек имеется несколько разновидностей — Цара, Краусса, Краусса—Гельмгольца и др. Часть тележек (Краусса) имеет

НВ УДУНТ (ДІІТ)

горизонтальный продольный балансир, могущий только вращаться (поворачиваться на некоторый угол) относительно неподвижного шкворня. Часть тележек (Цара, Краусса—Гельмгольца) имеет этот же балансир, могущий не только вращаться вокруг шкворня, но и перемещаться в стороны относительно шкворня. Последний вариант тележки значительно более совершенен, чем первый.

Наличие на паровозе подобных тележек позволяет поднять безопасные конструкционные скорости паровоза до 130—140 *км/час*. В настоящее время на наши дороги поступают вновь строящиеся пассажирские паровозы только двух серий: «С^{У}» и «ИС». Оба типа имеют тележки Краусса —Гельмгольца.



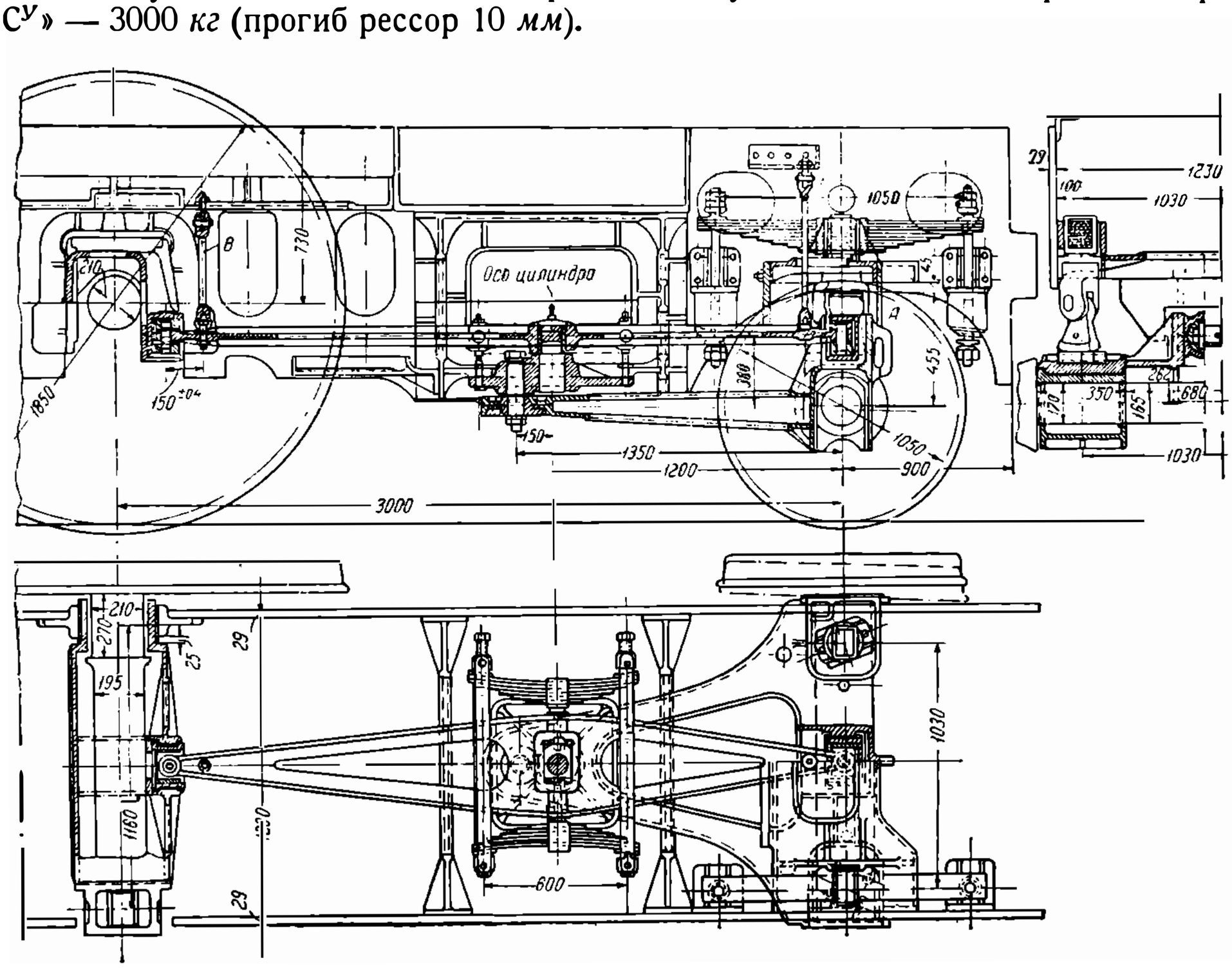
Фиг. 739.

На фиг. 740 показана передняя тележка паровозов серии «С^{У}» последнего выпуска. В передней части тележки имеется обычное водило Бисселя (с геометрической длиной 1350 *мм*). В верхней средней части отливки, соединяющей обе буксы бегунка в одно целое, устанавливаются детали шарнира горизонтального продольного балансира. Последний своим задним концом шарнирно соединяется с буксовой цельной коробкой передней сцепной оси. В средней части балансир имеет точку вращения, причем прорез в теле балансира под подшипник шкворня сделан продолговатым (прямоугольным в плане), так что балансир может не только вращаться около шкворня, закрепленного к раме паровоза, но и перемещаться в стороны на некоторую величину, определяемую условиями вписывания паровоза в кривые, — у паровоза «серии С^{У}» на 20 *мм* в каждую сторону.

Перемещаясь вправо или влево параллельно самому себе, балансир нагружает обе рессоры, реализующие возвращающие усилия. Хомуты рессор имеют цилиндрические шпинтоны (пропущенные через горизонтальные втулки в теле

НБ УДУНТ (ДІІТ)

балансира), упирающиеся в боковую поверхность подшипника шкворня. Рессоры соединены одна с другой серьгами. Такой рессорный возвращающий аппарат прост по устройству и достаточно надежен в работе, допускает регулировку возвращающего усилия. Начальное возвращающее усилие тележки паровоза серии «С^{У}» — 3000 *кг* (прогиб рессор 10 *мм*).

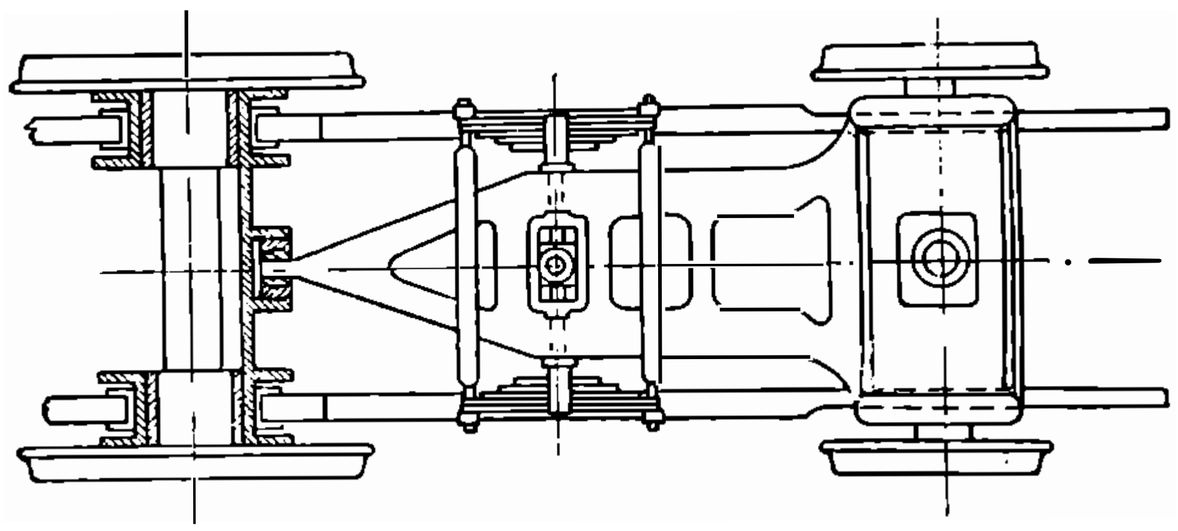


Фиг. 740.

Нагрузка на передний бегунок передается через простые однополюсные секторы, как показано на поперечном разрезе на приведенной фигуре.

Показанная на фиг. 740 тележка Краусса — Гельмгольца себя зарекомендовала с хорошей стороны, хотя она все же уступает по своим динамическим свойствам обычным двухосным.

Тележка паровоза серии «ИС» имеет несколько отличное устройство, схематически показанное в плане на фиг. 741. Основная идея тележки та же самая: имеется горизонтальный балансир, соединяющий подвижные бегунковую и первую сцепную колесные пары. Но этот балансир отлит за одно целое с рамой передней тележки и является одновременно ее водилом.

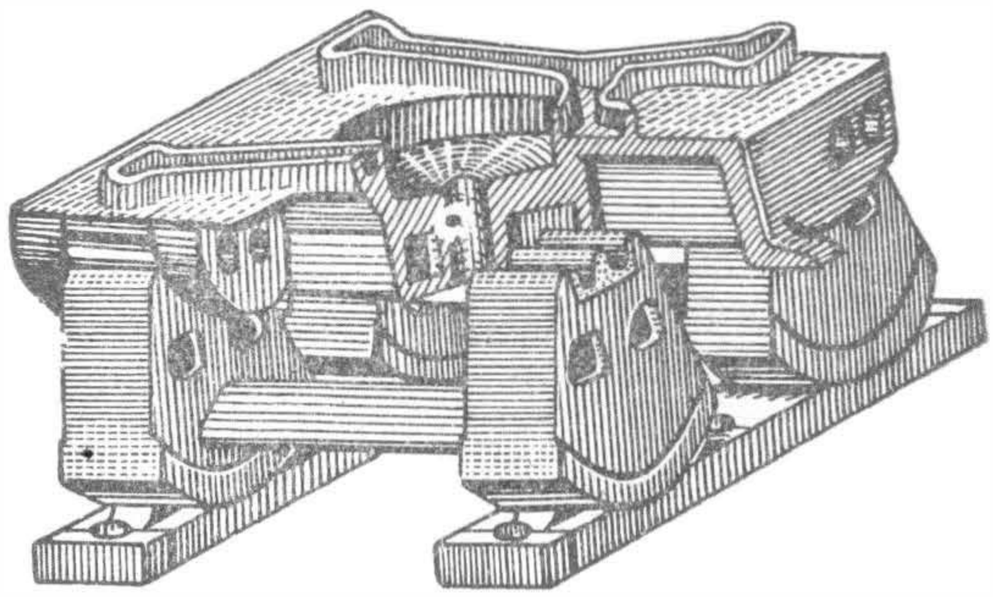


Фиг. 741.

Особого водила бегунка, как это имеет место у паровозов серии «С^{У}», здесь нет. Такое упрощение кинематической схемы удалось сделать потому, что при вписывании проектного паровоза серии «ИС» в кривые оказалось, что длина переднего плеча балансира и длина водила почти совпадают. Естественно, оказалось возможным объединить эти две детали в одну. В паровозах серии «С^{У}» совместить детали оказалось нецелесообразным из-за получавшегося при этом увеличения угла набегания переднего колеса на рельс.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В рассматриваемой тележке паровоза серии «ИС» возвращающее устройство выполнено также на секторах, но расположение их «обратное», как показано на на фиг. 742, изображающей люльку, секторы и нижнюю подушку секторов. Здесь опорные (дуговые) поверхности секторов расположены снизу, а валики — сверху.

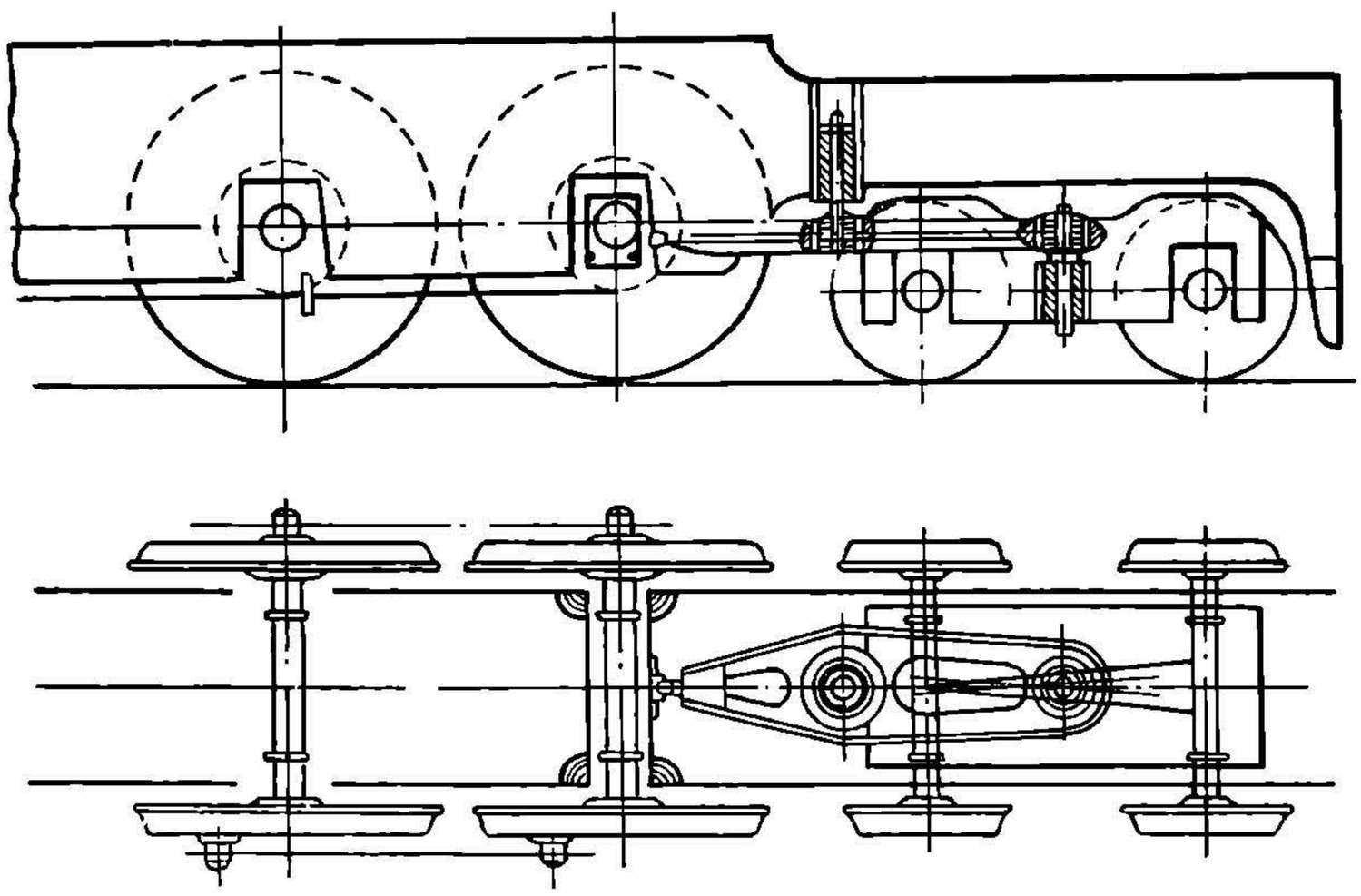


Фиг. 742.

Интерес представляют также и буксы первой сцепной оси: оба корпуса буксы отлиты за одно целое, в средней части отливки размещаются детали шарнира балансира.

Ввиду того что рессорная подушка первой сцепной оси имеет только вертикальные перемещения, а расположенная непосредственно под ней букса, кроме того, и поперечные, — между подушкой и буксой размещены стальные ролики; наличие последних в значительной мере уменьшает трение между подушкой и буксой.

Несколько особняком от рассмотренных тележек стоят трехосные комбинированные тележки Лоттера, схематически показанные на фиг. 743. Здесь обычная двухосная тележка имеет шкворень, соединенный большим балансиром, имеющим неподвижную точку вращения, с первой сцепной колесной парой. При боковом отклонении передней двухосной тележки перемещается и первая сцепная ось.



Фиг. 743.

Принципиально тележка Лоттера напоминает тележку Краусса (шкворень балансира неподвижен); особых эксплуатационных достоинств такая сложная и громоздкая тележка не имеет, хотя несколько и облегчает нужную установку паровоза в кривой. Выполнены такие тележки только на нескольких германских паровозах типа 2-4-1.

§ 6. Ремонт тележек

Износы деталей тележек

Наибольшие износы в тележках в процессе эксплуатации получают возвращающие механизмы: ножи, секторы, их опоры, шкворни, втулки, подвески, люльки и буксы радиальных осей. Кроме того, имеют место износ буксовых направляющих, букс, прогибы рамы и хвостовика. Вследствие указанных износов на-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

рушается проектное расположение возвращающего механизма и искажается работа тележки, что ведет к дальнейшим износам. Нередко чрезмерные износы являются следствием неправильной сборки тележки на заводе. К числу часто встречающихся неправильностей сборки следует отнести неодинаковые расстояния между центрами передней сцепной и бегунковой осей с обеих сторон, различную жесткость рессор с обеих сторон возвращающего аппарата, неодинаковые диаметры бандажей одной и той же оси, неодинаковое расстояние наружных граней буксовых направляющих и отклонение центра хвостовика от продольной оси тележки, перекос поперечной оси, вызываемый продольным смещением буксовых направляющих тележки одна относительно другой и неправильной разметкой буксовых наличников (без учета этого смещения), прогиб рамы тележки от случайных сильных толчков, отчего происходит смещение центра переднего шкворня тележки от продольной оси ее. В 2-осных тележках имеют место прогибы рамы, смещение центров шкворней, неодинаковые упругости возвращающих рессор, смещение граней буксовых направляющих.

Осмотр и ремонт одно-и двухосных тележек

После подачи в ремонт рама тележки очищается, осматривается, выясняются неисправности: трещины, прогибы рамных листов, износ буксовых направляющих, деталей возвращающего прибора. Ослабшие болты и заклепки скреплений и буксовых направляющих заменяются новыми, причем отверстия для них предварительно проходятся разверткой. Рама тележки проверяется при помощи линеек; обнаруженные прогибы выправляются, трещины исправляются электросваркой или накладками. Затем проверяется взаимное расположение буксовых направляющих. Для проверки рама устанавливается по уровню на плите.

Положение буксовых направляющих должно быть таково, чтобы:

1) внутренние и наружные грани их были отвесны;

2) расстояния между серединами противоположных буксовых направляющих соответствовали чертежу;

3) расстояния наружных граней направляющих от оси тележки были равны;

4) широкие рабочие грани буксовых направляющих находились в плоскости, перпендикулярной к оси тележки.

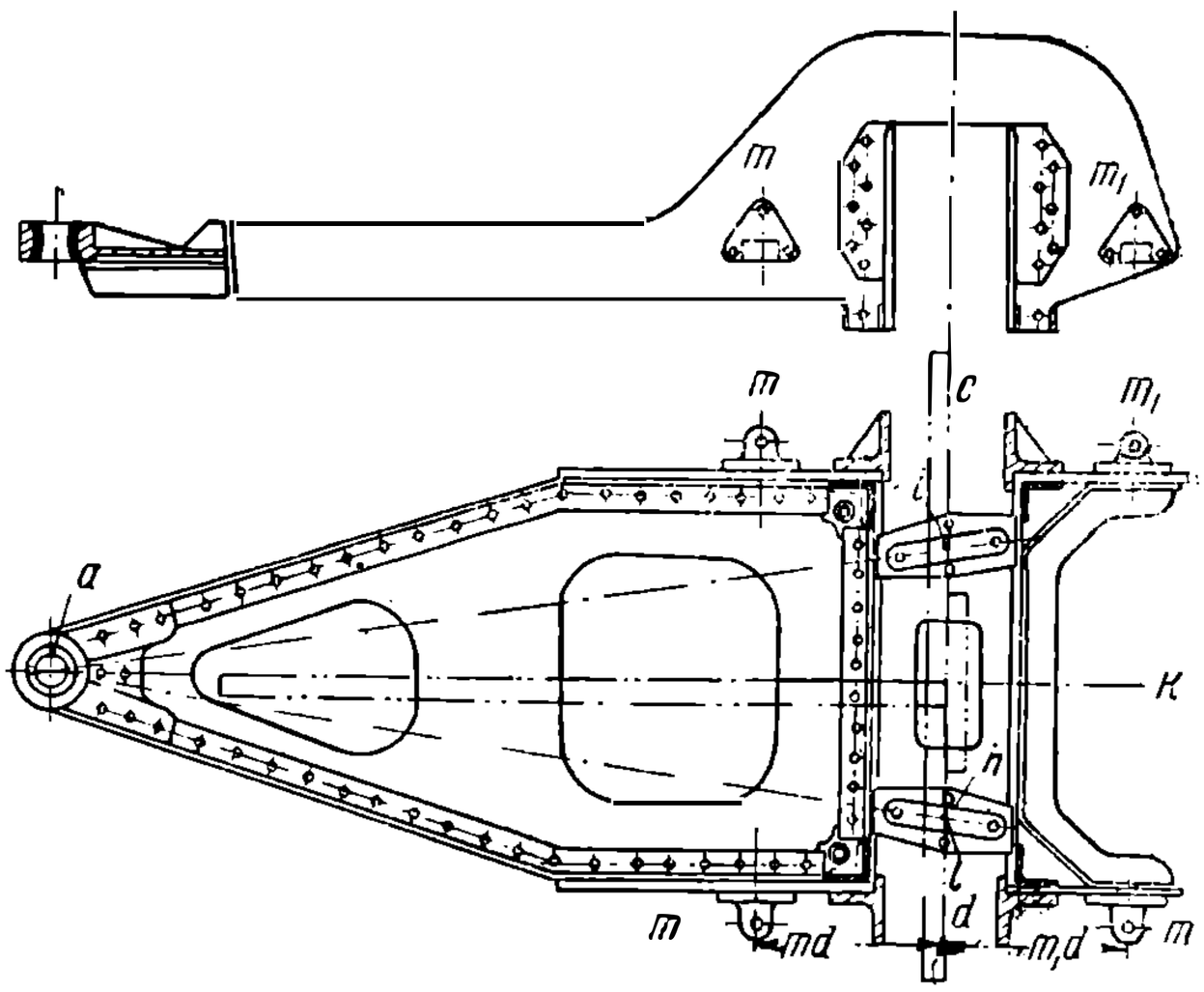
Проверка обычно производится, как и в паровозных рамах, при помощи линейки, устанавливаемой с одной стороны рамы на одинаковом расстоянии по длине от рамного листа, крестового угольника, уровня и коротких линеек с угольниками. Продольное смещение широких рабочих плоскостей буксовых направляющих одной оси одна относительно другой обычно компенсируется толщиной буксовых наличников. Сильно изношенные направляющие снимаются и передаются на станок для строжки или фрезеревки, после чего устанавливаются на свое место. Небольшие износы и неправильности взаимного расположения устраняются вручную без отъемки буксовых направляющих. После проверки буксовых направляющих производят проверку расположения отверстий шкворней, ограничителей хода тележки, деталей возвращающего прибора (секторов, ножей, подвесок, люлек, рессор) и положения рессорных подвесок.

В 2-осных тележках основной проверкой при этом будет проверка расположения шкворня или подпятника тележки на верхнем горизонтальном листе тележки. Центр шкворня тележки должен быть расположен на продольной оси тележки. Эту ось обычно находят измерением помощью штикмаса от кромок продольных листов тележки и обозначают или рисками и кернами на верхних плоскостях тележки или, протягивая шнур. Необходимо наблюдать также, чтобы расстояния граней плиты шкворня от краев продольных листов рамы тележки были одинаковы и соответствовали чертежу. При плоской форме подпятника тележки (тележки Цара, Краусса) и при горизонтальном положении осей плоскость ее подпятника должна быть горизонтальна. Для этого устанавливают тележку на плите так, чтобы оси ее приняли горизонтальное положение. Проверяют помо-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

щью уровня, находится ли плоскость подпятника в горизонтальном положении. Неточности исправляют осадкой или вытягиванием подвесок люльки. Проверка боковых упоров, скользунов и возвращающих приборов 2-осной тележки должна установить: 1) находятся ли плоскости упоров и скользунов в одной горизонтальной плоскости, 2) расположены ли центры упоров на одинаковом расстоянии от средней продольной оси тележки, 3) симметричны ли и расположены ли симметрично возвращающие приспособления и одинаково ли их давление на люльку тележки с обеих сторон, 4) одинаковы ли зазоры с обеих сторон в боковых скользунах в собранном паровозе, когда он, будучи поставлен по уровню, опирается на тележку только центральной частью.

Для указанных проверок служат обычно следующие приборы: 1) шнур или проволока для определения средней продольной оси тележки, 2) уровень, 3) длинная линейка, выверенная со всех сторон, 4) штикмас, 5) рессорный пресс для определения коэфициента сжатия рессор или пружин возвращающих приспособлений. Порядок и способ проверки упоров, скользунов и возвращающих приспособлений 2-осной тележки состоит в следующем: 1) Намечают шнуром среднюю продольную линию тележек и измеряют штикмасом, лежат ли центры упорок на одинаковом расстоянии от шнура, если нет, то соответственно меняют расположение упорок. 2) Проверяют помощью ватерпасса и линейки, лежат ли плоскости упорок в одной горизонтальной плоскости, предварительно устанавливая на плите раму тележки так, чтобы верхние грани ее лежали также в одной горизонтальной плоскости. На правильность положения шкворня и боковых упорок должно быть обращено особое внимание, так как даже при малом отклонении шкворня от центра груз, передаваемый передней частью паровоза на тележку, не будет равномерно передаваться на обе стороны тележки; тележка перекосится, получится подрез бандажей. Должны быть проверены и расстояния между рессорными подвесками тележки так, чтобы с обеих сторон они соответствовали чертежу. Отделка головки шкворня и ее гнезда должна быть особенно тщательной. 3) Проверяют пружины или рессоры возвращающего приспособления на рессорном прессе, чтобы определить, насколько они будут сжаты при определенном давлении. После этого, пользуясь полученными данными, рессоры при сборке на тележке сжимают настолько, чтобы их давление на люльку с обеих сторон было одинаково. Несимметричное расположение возвращающих приспособлений влечет за собой неизбежный подрез гребней бегунков тележки.



Фиг. 744.

В одноосных тележках основными проверками будут: 1) проверка расстояний между осями шкворня и букс и от средней продольной линии тележки до середин буксовых направляющих и 2) проверка перпендикулярности средней продольной линии тележки к оси бегунка тележки. В правильно собранной одноосной тележке: 1) ось бегунка должна быть перпендикулярна к средней продольной оси тележки, 2) оси направляющих для ножей должны сходиться в центре шкворневого отверстия, а середины их i должны быть на равном расстоянии от средней продольной

НБ УДУНТ (ДІІТ)

оси тележки *ак* (фиг. 744); 3) рессорные подвески должны быть на одинаковом расстоянии от оси букс *cd*; 4) противоположные подвески *m* и m_1 должны находиться на одинаковых расстояниях от средней продольной оси тележки *ак*. Все проверяемые расстояния должны быть равны проектным. Инструменты и приспособления, обычно изготовляемые для таких проверок, не сложны: 1) шнур или проволока для определения оси тележки, 2) линейка, 3) крестовый угольник, 4) циркуль с остроконечными ножками, 5) уровень.

Проверка производится следующим образом. Раму тележки устанавливают на плите так, чтобы грани буксовых направляющих были перпендикулярны к плите, ставят в отверстия для шкворня специальную планку, намечают помощью циркуля центр отверстия шкворня *a* (фиг. 744), ставят в буксовые вырезы планки и намечают на них положение оси колесной пары между широкими гранями буксовых направляющих. Если при этом имеется продольное смещение одной грани по сравнению с гранью направляющей противоположной стороны тележки (допускается не более 2 *мм*), то это смещение учитывается при определении положения оси колесной пары между широкими гранями буксовых направляющих каждой стороны тележки; затем кладут в буксовых вырезах на планки линейку так, чтобы одно ее ребро совпало с намеченными рисками между буксовыми направляющими, предварительно установив линейку по уровню; намечают на линейке середину *O*, для чего берут середину расстояния между наружными кромками буксовых направляющих тележки; затем протягивают шнур так, чтобы он проходил через центр шкворня и середину оси. Берут крестовый угольник и, приложив короткую полку его к линейке, наблюдают, совпадает ли длинная полка с направлением шнура. Если этого нет, то положение выправляется или подстрожкой широких рабочих плоскостей буксовых направляющих или смещением центра шкворня расточкой до приведения линий *ак* и *cd* в перпендикулярное положение. Проверку положения направляющих ножей *n* производят помощью штикмаса. Для этого сначала намечают центры *i* направляющих и измеряют расстояние этих центров от шнура *ak* через среднюю продольную ось тележки—эти расстояния должны быть равны. Затем измеряют штикмасом поочередно расстояния от центра шкворня *a* к центрам *i* направляющих *n*; неправильности положения исправляются поворачиванием направляющих около центров *i*, при этом отверстия для укрепления их должны быть, после установки направляющих, пройдены разверткой, а болты поставлены новые. После того проверяют, находятся ли центры рессорных подвесок *m* и m_1 на равных расстояниях от оси *cd*, а также на равных расстояниях от оси *ак*.

Ремонт тележек серий «ФД» и «ИС»

Поданная в ремонт рама тележки должна быть очищена от грязи и тщательно осмотрена. Обнаруженные трещины завариваются. Все болты с признаками ослабления заменяются новыми, отверстия для них проходятся развертками. Болты должны быть изготовлены с натягом и входить в отверстия под ударами ручного молотка. Разработка отверстия для болтов разрешается при капитальном ремонте до 10%, при среднем—до 15% сверх альбомного размера.

Плоскости скольжения буксовых направляющих должны быть проверены под линейку и угольник. Износ буксовых направляющих допускается по ширине до 4%, по толщине до 15% от альбомного размера. Износ можно исправлять путем электронаварки. Наварные накладки на буксовые направляющие задней тележки серии «ФД» должны меняться при износе их до толщины 8 *мм* при капитальном и 6 *мм* — при среднем ремонтах. При этом продольная ось тележки должна проходить через шкворень и посредине расстояния между наружными кромками буксовых направляющих тележек.

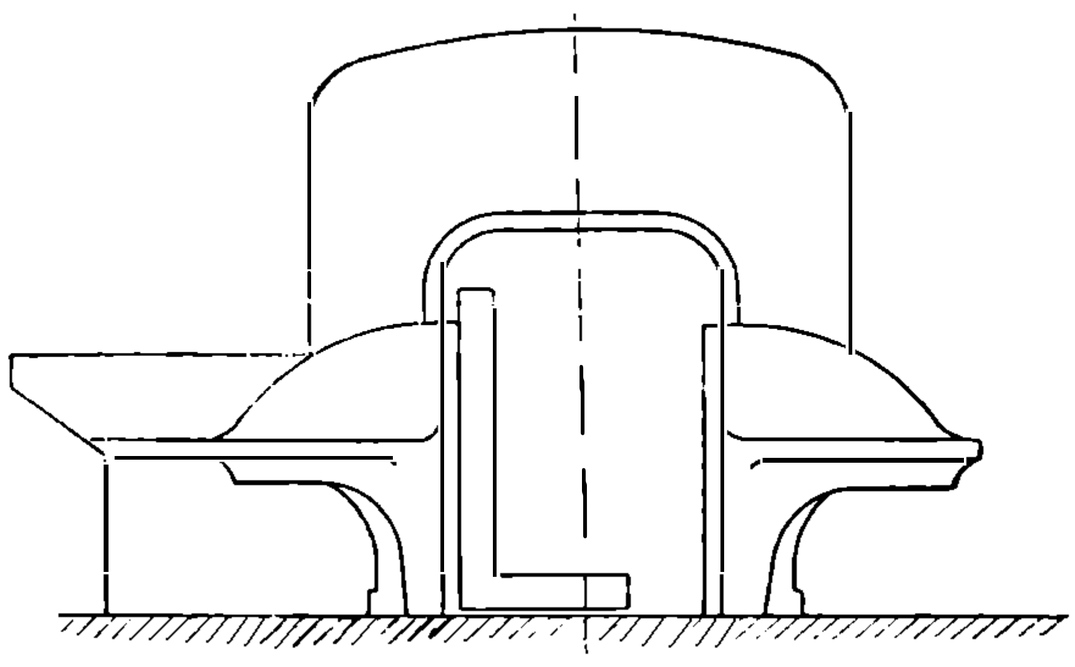
Продольная ось тележки должна быть перпендикулярна к оси колесной пары. Цилиндрическая опорная поверхность для секторов на раме передней тележки паровоза серии «ФД» проверяется на станке. Допускается расточка опорной

НБ УДУНТ (ДІІТ)

поверхности на 3 *мм* сверх альбомного. В дальнейшем поверхность наваривается и растачивается до альбомных размеров. Рессорный возвращающий механизм передней тележки паровоза серии «ИС» должен быть затянут при сборке на 2000 *кг*, что соответствует прогибу рессоры в 25 *мм*, при этом вкладыш цилиндрического шкворня должен занимать такое положение в вырезе хвостовика рамы тележки, чтобы зазор на боковые перемещения был одинаков в обе стороны и равнялся 70 $\pm$ 2 *мм* с каждой стороны.

Опорная поверхность секторов и опорных плит проверяется по шаблону.

В передней тележке паровоза серии «ФД» после наварки и обработки буксовых направляющих проверяются на плите помощью угольника внутренние плоскости и боковые кромки буксовых направляющих, а крестовым угольником — расположение широких рабочих плоскостей их в одной плоскости (фиг. 745); затем ставятся отъемные поперечины рамы тележки (буксовые струнки), проверяется специальным шаблоном водило, закрепляется временными болтами к приливам литой рамы и проверяется положение оси шкворня. Эта ось должна лежать на прямой, перпендикулярной к оси бегунка и находящейся на середине расстояния между наружными гранями буксовых направляющих. Это условие будет выполнено, если расстояния между центром шкворня и точками пересечения оси бегунка с плоскостями наружных граней буксовых направляющих будут одинаковы (фиг. 746).



Фиг. 745.

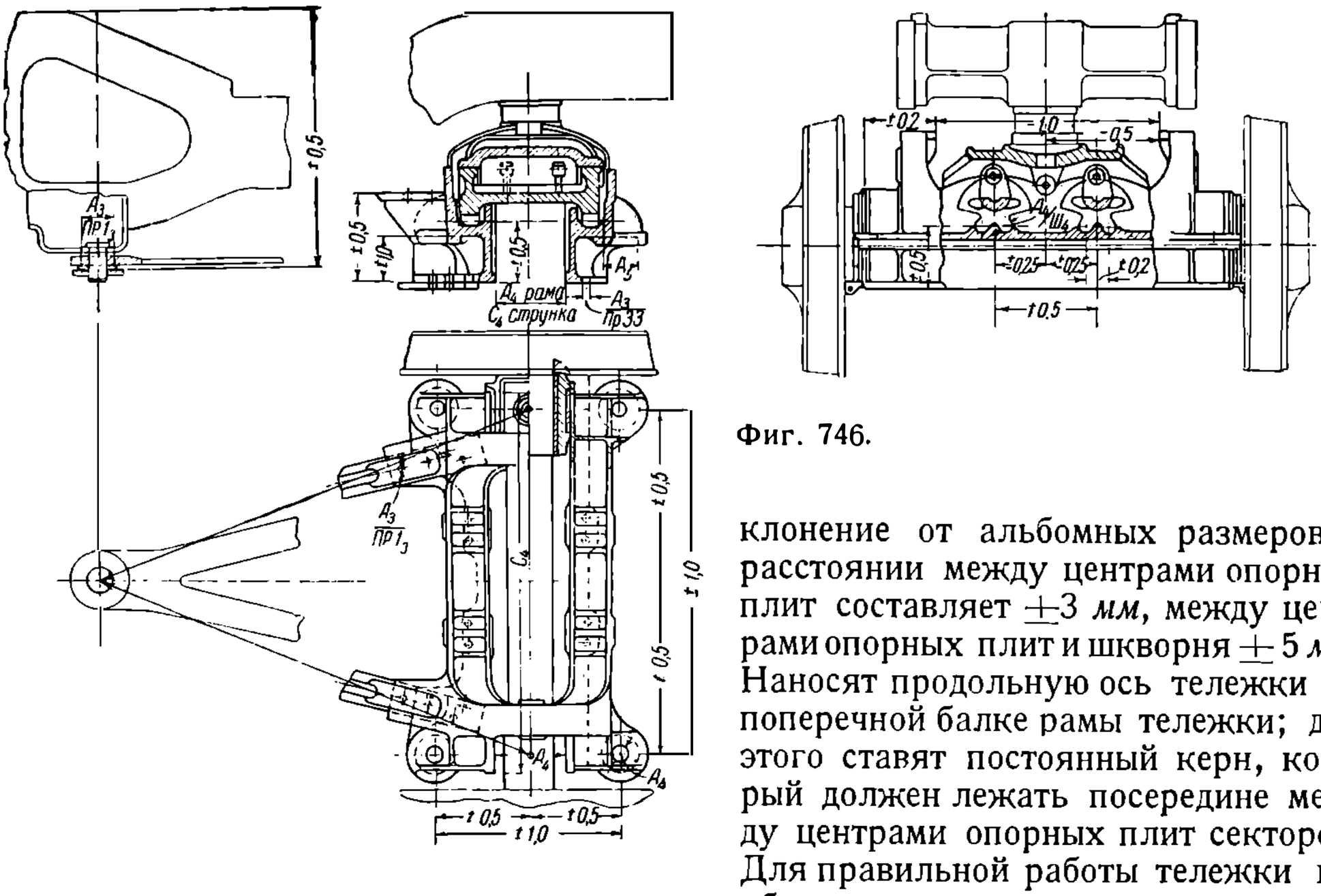
Затем помощью шаблона проверяют на раме опорные поверхности вращения секторов, которые ставят на раму тележки, и опускают на них люльку. Вершины поверхности качания сектора должны лежать в соответствующем углублении люльки. Люлька, расположенная на 4 опорных поверхностях, не должна иметь качки в диагональном направлении, в чем следует убедиться покачиванием от руки. После этого проверяют положение центра люльки относительно наружных граней буксовых направляющих. Центр люльки должен лежать на середине расстояния между этими гранями; сдвиг его до 2 *мм* в сторону исправляется односторонним спиливанием поверхности качания сектора у вершины. При большом отклонении необходимо исправить люльку или опорные поверхности на раме. Центр люльки должен возвращаться в старое положение после покачивания люльки от руки в поперечном к оси паровоза направлении. Приспособлениями служат особая накладка и штикмас (фиг. 747). Затем проверяют наибольшее возможное отклонение тележки, соединяют люльку и сектор шарнирными тягами, ставят на место предохранительные скобы люльки и кронштейны водила, подкатывают ось с буксами и собирают рессорное подвешивание. На раме паровоза должно быть проверено положение центра шкворневого стакана. Допускались отклонения этого центра от оси симметрии рамы $\pm$ 2 *мм*, а отклонения расстояния от центра шкворневого стакана до центра отверстия хвостовика $\pm$ 3 *мм*.

При ремонте передней тележки паровоза серии «ИС» повторяется целый ряд аналогичных операций. К дополнительной работе относится определение необходимой длины рессорных шпинтонов возвращающего механизма путем обмера расстояния от торца шарового вкладыша, расположенного на продольной оси тележки, до опорной поверхности рессорного хомута на раме тележки. Затем собирают возвращающий механизм, при этом дают начальный натяг путем уменьшения первоначальной стрелы прогиба рессоры (в незагруженном состоянии) на 25 *мм*. Подкатывают ось с буксами и собирают рессорное подвешивание. Так же как и в первом случае, необходимо проверитьрасположение осей шкворня и шкворневого стакана

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

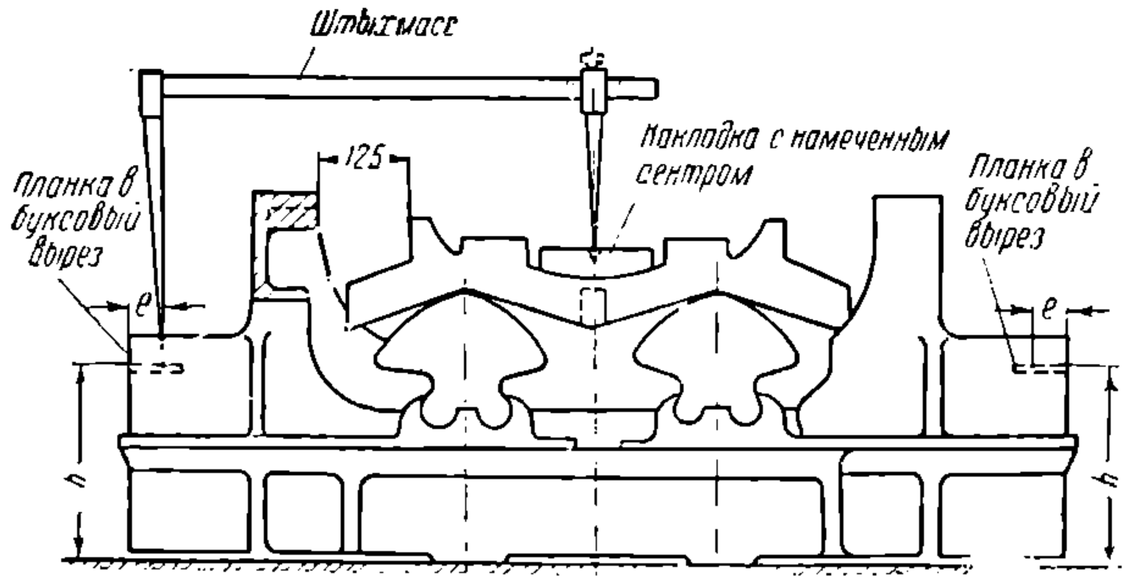
по отношению к плоскости симметрии главной рамы (допускавшееся отклонение ± 2 *мм*), проверить расстояние между осями шкворня и шкворневого стакана (допускавшееся отклонение $\pm$ 1,5 *мм*).

Сборка и проверка задних тележек серий «ФД» и «ИС» имеютмного общего. Проверяют длину сторон опорного треугольника, вершинами которого являются центр шкворня и центры опорных плит секторов. Допускавшееся при ремонте от-



Фиг. 746.

клонение от альбомных размеров в расстоянии между центрами опорных плит составляет $\pm$3 *мм*, между центрами опорных плит и шкворня $\pm$ 5 *мм*. Наносят продольную ось тележки на поперечной балке рамы тележки; для этого ставят постоянный керн, который должен лежать посередине между центрами опорных плит секторов. Для правильной работы тележки необходимо также наметить положение опорной плиты на кронштейнах главной рамы паровоза. Для этой цели опорная плита прихватывается к кронштейну струбцинками или ставится на временных болтах. При помощи длинного штикмаса, одна ножка которого находится в центре отверстия для шкворня, другой делают засечку радиусом, равным альбомному расстоянию между центрами шкворня и центром опорной плиты, а при помощи специального рейсмуса делают другую засечку на альбомном расстоянии от продольной оси рамы или плоскости наружных граней буксовых направляющих до центра опорной плиты. Пересечение засечек даст искомый центр опорной плиты. По установленному таким образом положению центра опорной плиты размечаются отверстия для укрепляющих болтов и устанавливается плита перед ее приваркой к кронштейну рамы.



Фиг. 747.

Допуски при изготовлении и ремонте тележек

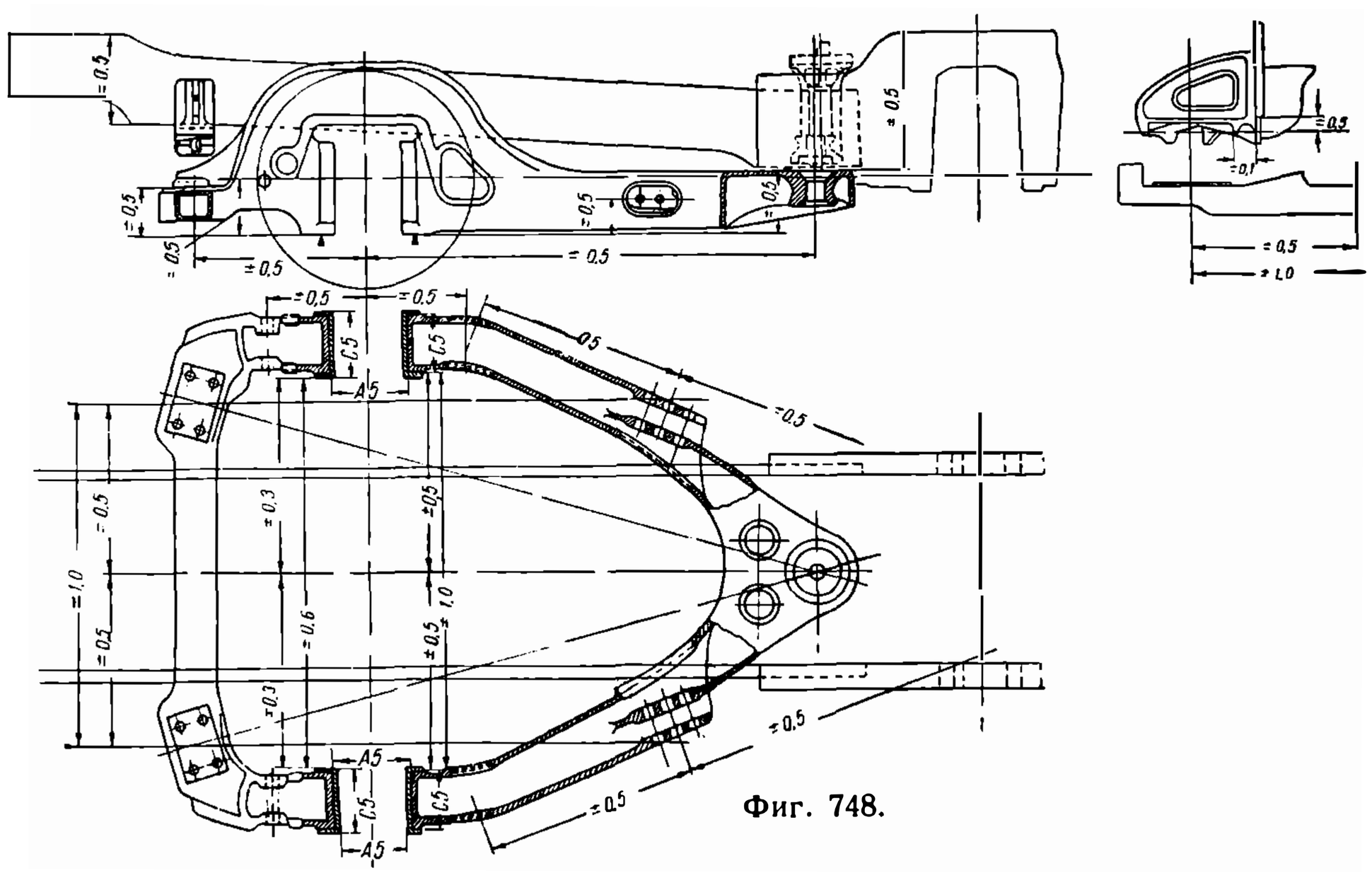
В качестве примера на фиг. 746 и 748 приведены допуски для тележки паровоза серии «ФД». Несомненно, что для обеспечения указанных допусков рассмотренные выше приемы для проверки тележек будут недостаточны; необходимо перейти к более точным.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 7. Новые способы проверок тележек

Проверка 2-осных поворотных тележек

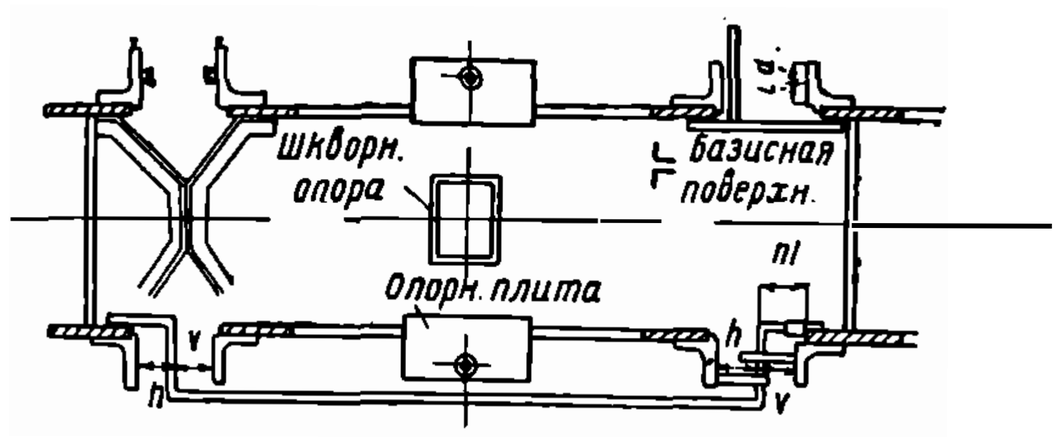
Новый способ проверки 2-осных поворотных тележек паровозов к настоящему времени разработан и практикуется в некоторых иностранных мастерских. Перед тем как поместить тележку на мерительный стэнд, сменяют поврежденные заклепки и ослабшие призонные болты рамных соединений. Затем измеряются помощью мерительных приборов фиг. 749 расстояния V, h, i, a во всех буксовых направляющих.



Фиг. 748.

Эти предварительные измерения достаточно делать в целых миллиметрах. Если предельные размеры V и h достигнуты, то буксовые направляющие восстанавливаются. Наварка широких рабочих плоскостей буксовых направляющих считается слишком дорогой, но узкие направляющие грани в случае достижения предельных размеров для i и a могут быть наварены. На каждой буксовой направляющей после этого снимаются два возможно более удаленных один от другого болта, их отверстия развертываются, и ставятся новые призонные болты.

Такая операция, как увидим ниже, проделывается, если широкие плоскости направляющих шлифуются. После смены ослабших заклепок и болтов и исправления буксовых направляющих тележка помещается на измерительный стэнд, и производится следующая проверка. Рама выравнивается по уровню (фиг. 750), с помощью домкратов *6*, четырех подвешиваемых приспособлений *3* и установочных болтов *3а* вывешиваются в каждом буксовом вырезе верхние кромки *f* поперечной линейки *4*, обращенные к верхним граням буксовых вырезов. Затем на верхние кромки *f* кладется продольная линейка *5*. После этого рама с помощью четырех подвижных подкладок уровня *7* так выравнивается, чтобы обе поперечные и продольные линейки лежали по уровню.

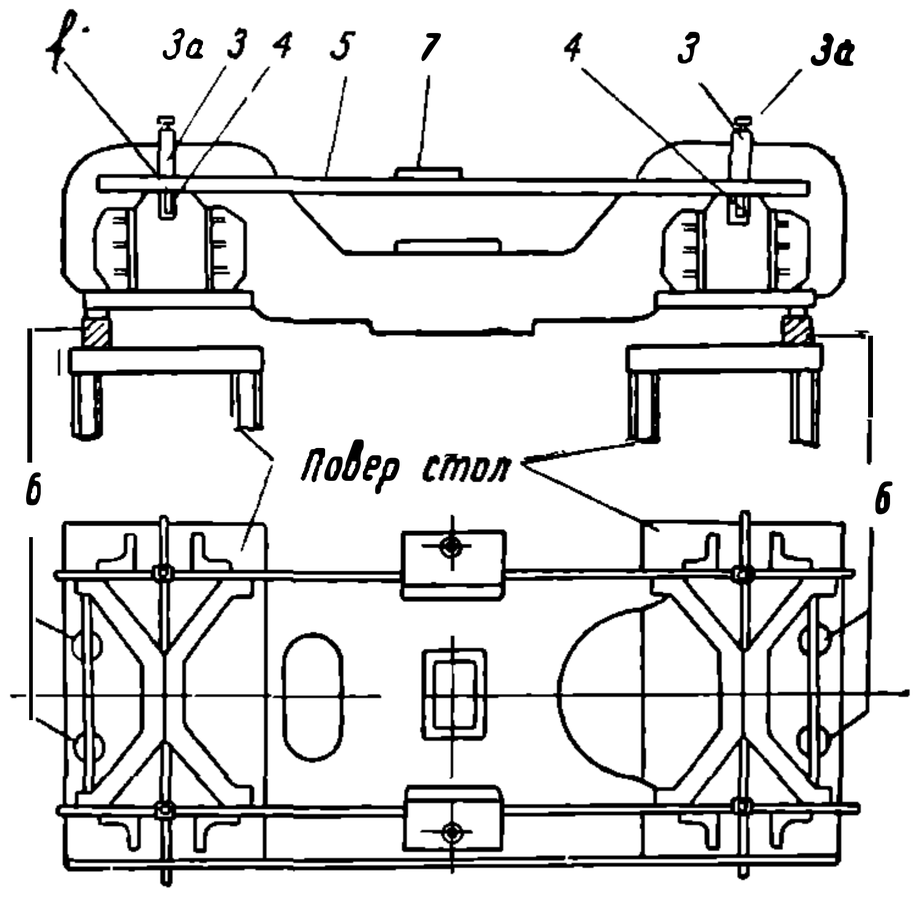


Фиг. 749.

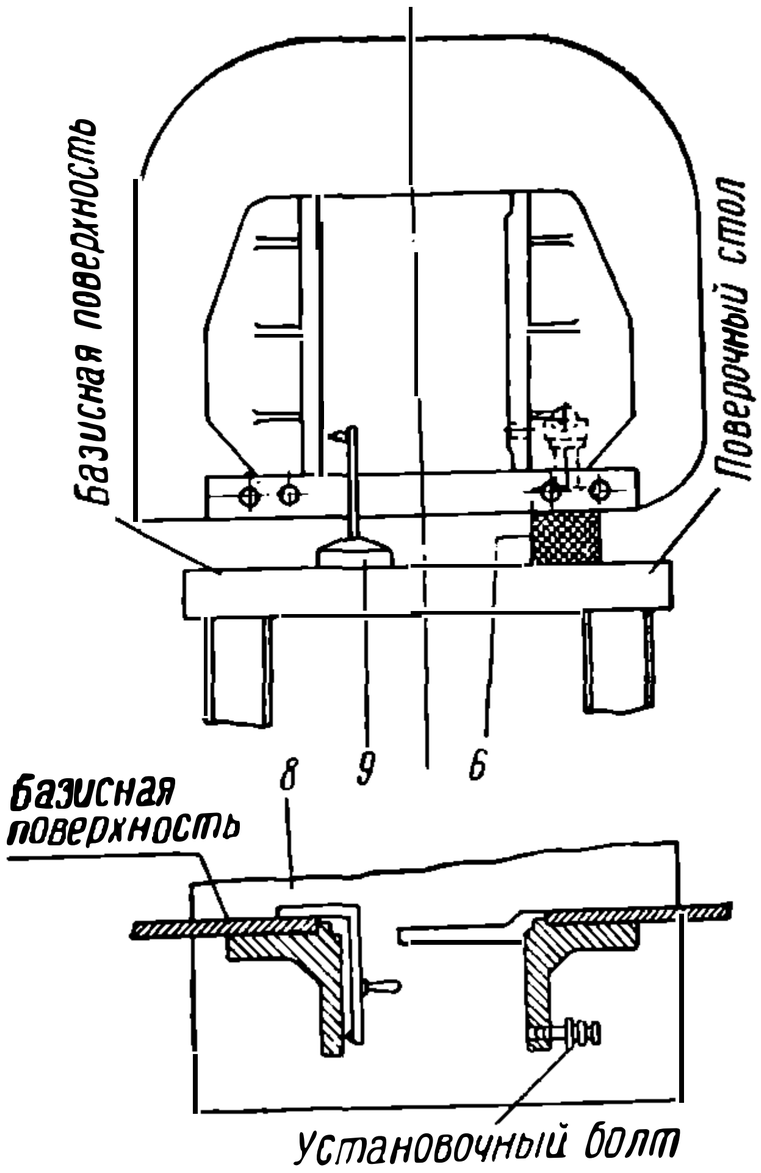
НБ УДУНТ (ДІІТ)

В каждую из восьми буксовых направляющих предварительно ввертывается установочный (контрольный) болт.

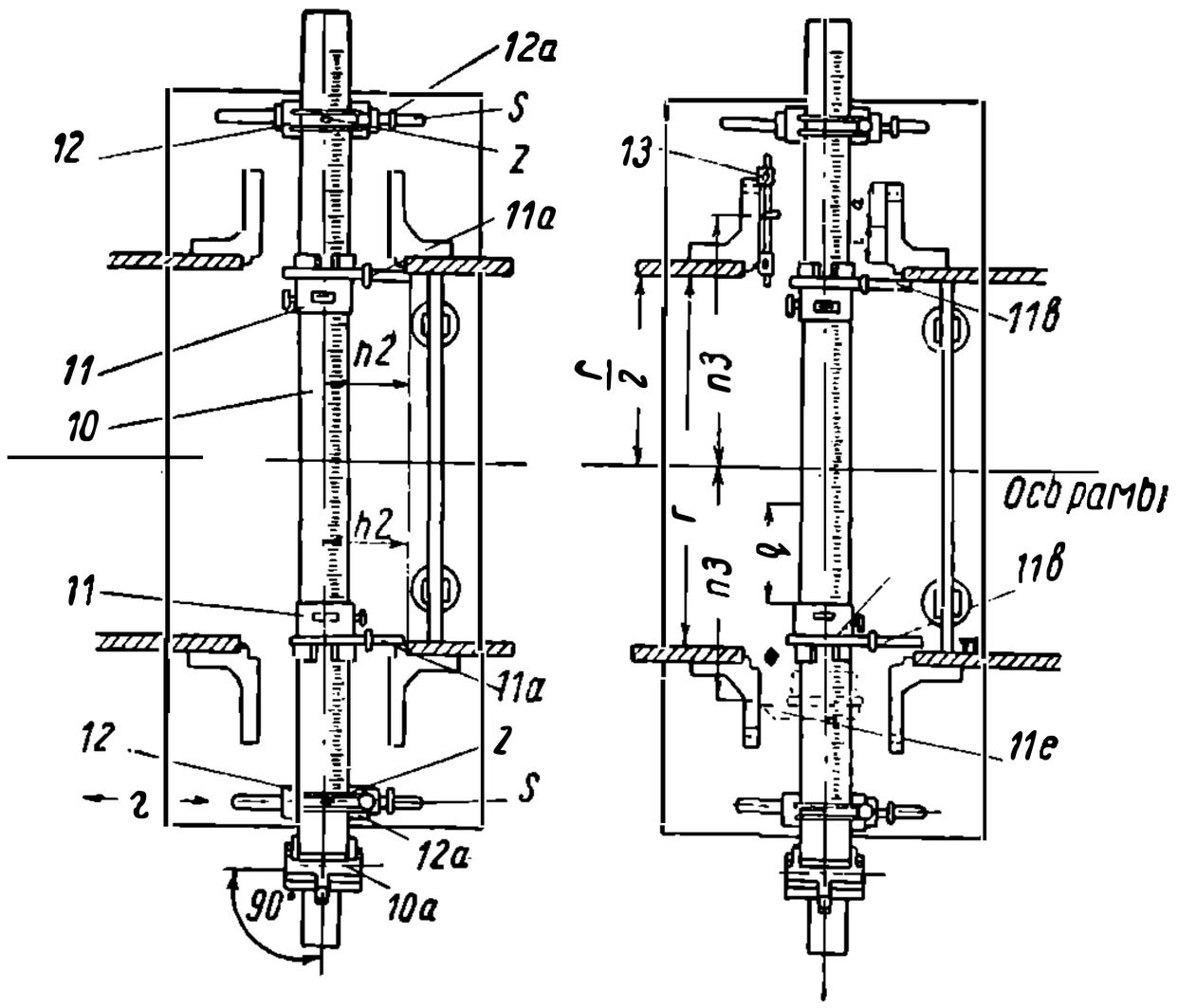
Для этого намечают помощью приборов *8* и *9* (фиг. 751) центры отверстий для болтов. Базой разметки служат поверхность плиты и внутренняя поверхность боковой стенки рамы. Отверстия для болтов сверлятся угловой сверлильной машиной. Этим достигается, что отверстия, расположенные одно против другого, находятся на одной оси. Затем помещают мерительную линейку в переднем буксовом вырезе (фиг. 752). Мерительная рейка *10* представляет стальную трубу, точно отшлифованную диаметром в 72 *мм*. На конце ее помещается V-образный подшипник *10а*, предназначенный для помещения в нем зрительной трубы. Ось подшипника должна быть перпендикулярна оси мерительной рейки. Это очень важно соблюсти, так как обе указанные оси образуют как бы координаты для всего способа проверки в целом. На мерительной рейке в обе стороны от середины нанесены миллиметровые деления. Нулевая точка отстоит на соответственном расстоянии от оси подшипника *10а*. По мерительной рейке передвигаются два движка *11*. Рейка вкладывается в два V-образных подшипника *12*. Чтобы иметь возможность грубо установить рейку, нижние части этих подшипников перемещаются в пазах *S*, образованных в проверочной плите, в направлении стрелки *l*. Прежде всего мерительную рейку перемещают и закрепляют так, чтобы постоянные меры, укрепленные в обоих движках, прикасались к узким граням буксовых вырезов рамы. Тогда ось мерительной рейки будет удалена на номинальный размер *n2* от узкой грани, представляющей базисную поверхность, и



Фиг. 750.



Фиг. 751.



Фиг. 752.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

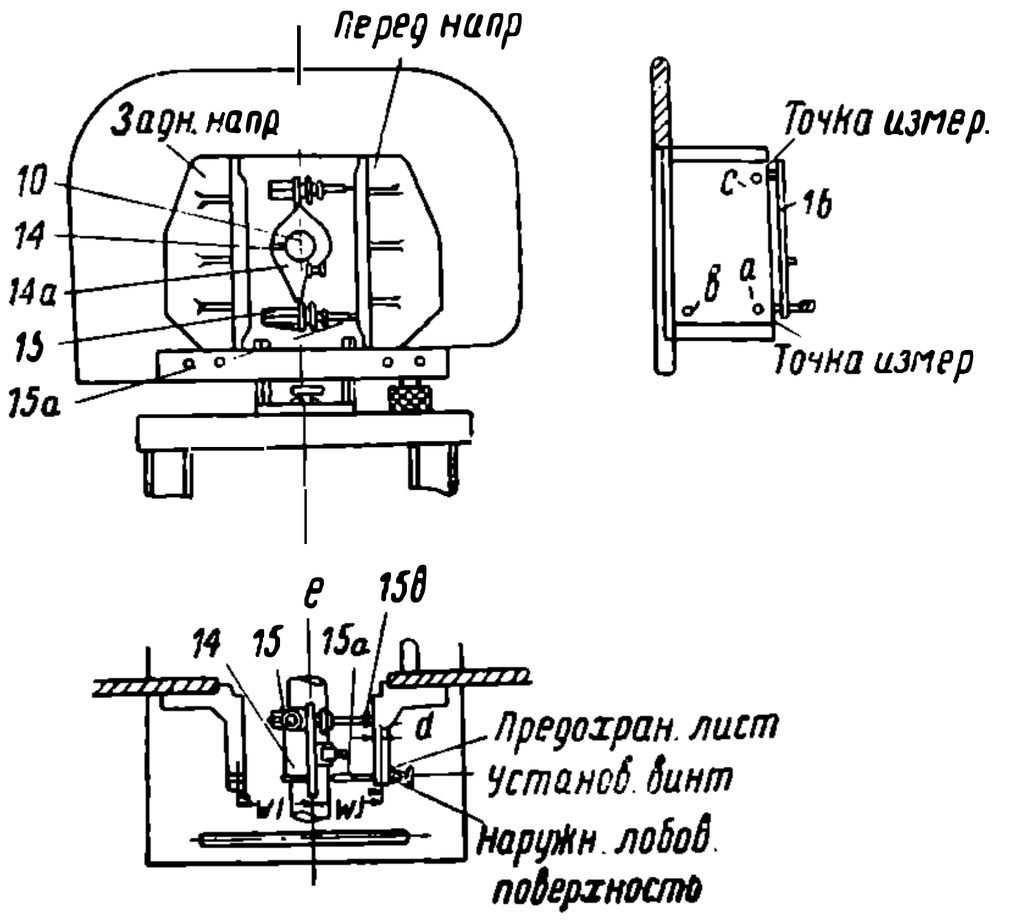
будет совпадать с осью колесной пары. Затем мерительную рейку устанавливают так, чтобы нулевая точка миллиметровых делений находилась на продольной оси рамы. Для этого измеряют фактический размер *r*, затем по нониусу одного из движков устанавливают на мерительной рейке (проектный) размер *r/2* и вставляют в движок упорный штифт *11в*.

Теперь мерительная поверхность штифта, обозначенная значком ◁▷, лежит в одной плоскости, обозначенной другим значком $\overline{\nabla\nabla}$.

Мерительная рейка передвигается в направлении *q*, пока упорный штифт *11в* не коснется внутренней поверхности рамного листа. Если упорный штифт другого движка привести таким же способом к соприкасанию с другим рамным листом, то при правильной установке этот штифт будет также на расстоянии *r/2* от середины мерительной рейки. Установив нулевое деление рейки на продольной оси рамы, отмечают середину подшипника на буксовой направляющей. Для этого тот же движок устанавливают на номинальный размер *n3*. Чертилкой *11е*, помещенной на движке, отмечается середина подшипника на буксовой направляющей. Риска накернивается.

Устанавливая по кернам двойной раздвижной прибор *13*, определяют, достигнуты ли предельные размеры *i* и *a*.

Затем производят обмер буксовых направляющих передней колесной пары. Для этого державку индикатора *14* (фиг. 753) так закрепляют на рейке *10*, чтобы ось *е*, являющаяся одновременно осью симметрии, расположилась точно по отвесу (установка производится по чувствительному уровню *14а*). Теперь индикатор *15* закрепляется на нижнем конце индикаторной державки так, что сменный штифт *15а* входит внутрь нарезанного отверстия на передней направляющей буксы, устанавливаясь по отметке. Предварительно уже ввернутый установочный (контрольный) болт так устанавливается, чтобы торец его нарезанной части был удален от оси колесной пары на предельный допускаемый размер. Индикатор позволит установить этот размер с точностью до 0,01 *мм*.

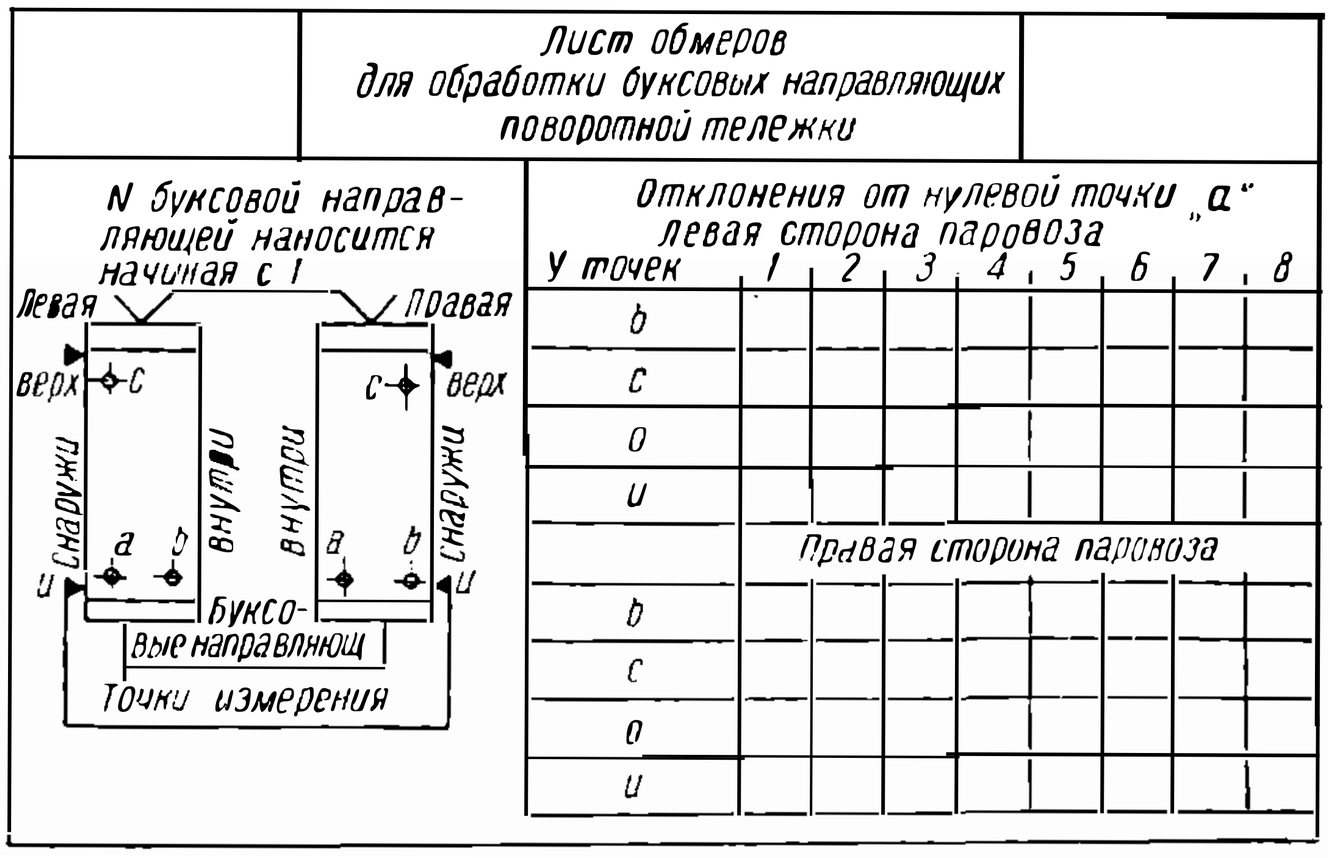


Фиг. 753.

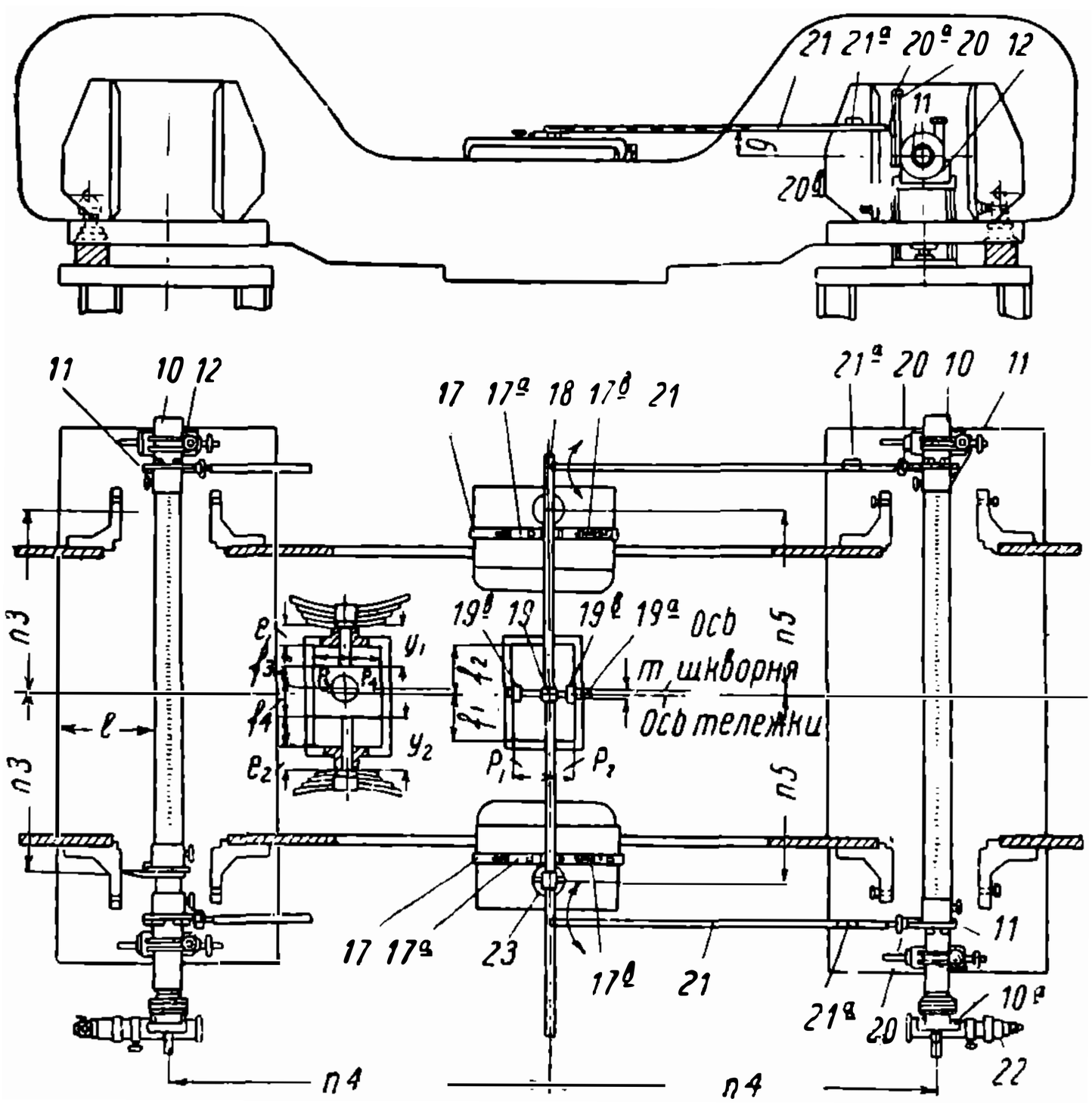
Установочный (контрольный) болт при непрерывном наблюдении индикатором закрепляется помощью контргайки и буртика. Чтобы установить таким же способом контрольный болт для задней направляющей буксового выреза, индикатор поворачивают на 180°. Если есть налицо специальный шлифовальный станок для шлифовки направляющих без отъемки их с места, то никаких дальнейших обмеров направляющих не требуется, так как поверхности, подлежащие шлифовке, зафиксированы, с одной стороны, благодаря контрольным болтам, лежащим в плоскости, параллельной середине рамы, с другой, вследствие отвесного положения головки шлифовального станка. Для шлифовки на станке отнятые буксовые направляющие должны быть установлены по трем точкам. Одна из них определена уже контрольным болтом. Чтобы получить другие смещения *d* относительно торцовой поверхности контрольного болта (фиг. 753), в точках *b* и *c* измеряют кронциркулем: положение точек *b* и *c* определено с помощью продольных отверстий в державке индикатора *14* и непосредственно отмечено индикатором. Точки измерения *b* и *c* отмечаются на буксовых направляющих. Смещения *d* заносятся в лист обмеров (фиг. 754). Отклонения от отвеса у точек измерения наружной грани определяются мерительным прибором *16* и также отмечаются на листе обмеров.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Затем подвергаются обмеру опора шкворня, отверстия для болтов, связывающих подвесные рессоры, и длина шпинтона возвращающей рессоры (фиг. 755). Для этого в каждый из двух рессорных хомутов ставится мостикообразный прибор *17*. В передвигающиеся салазки *17а* каждого из приборов вкладывают поперек оси рамы линейку *18*. Линейка имеет миллиметровые деления, идущие по обе стороны от нулевого, лежащего в середине. Эти деления нанесены только в том месте, где они требуются в целях измерений. На линейке находится раздвижной калибр *19*, передвигающийся в указанных стрелкой *q* направлениях. Движок устанавливается своим нониусом на размер *m*, который соответствует допускаемому отклонению шкворня паровозной рамы от оси рамы. Затем линейку устанавливают параллельно и на размер *n4* по отношению к мерительной рейке *10*. На последней ввертывают в оба движка *11* приборы *20*, служащие упорами для штикмаса *21*. Движки поворачиваются и закрепляются так, чтобы поверхности приборов стояли вертикально. Это достигается при помощи уровня *20а*. Затем с обеих сторон между линейкой и прибором вкладываются жесткие штикмасы. Они подвешиваются у приборов *20* на движках *20в*, снабженных цапфами, а на линейке *18* они лежат своими выступами. Движки *20в* могут переставляться в вертикальном направлении в широких пределах, чтобы штикмасы могли быть установлены горизонтально с помощью уровня *21а*. Салазки *17а* устанавливаются в мостикообразных приборах точно винтами *17в* так, чтобы оба штикмаса касались линейки, если их передвинуть в направлении, указанном на фиг. 755 дугообразными стрелками. После такой установки ось линейки лежит



Фиг. 754.



Фиг. 755.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

на расстоянии *n4* от оси колесной пары. Затем в подшипник *10а* мерительной рейки вкладывается зрительная труба, и визируется линейка *18*. Эта линейка передвигается в направлениях, указанных стрелкой *q*, пока ось зрительной трубы не пересечет соответственное деление. Теперь нулевая точка линейки находится в центре поворотной тележки.

Центры отверстий для болтов хомутов подвесных рессор наносятся на свинцовые пластинки, вставленные в отверстия по мерительным движкам *23* на номинальный размер *n5*. По этим центрам должны быть выправлены отверстия, если отклонения превышают допускаемые 2 *мм*. После того определяются фактические размеры p_1, p_2, f_1 и f_2 движками *19в*, укрепленными на мерительном плече *19а* у выреза опоры шкворня. Размеры p_1 и p_2 из-за необходимой игры должны быть на 0,5—1,0 *мм* больше, чем размеры p_3 и p_4 четырехугольной буксовой опоры шкворня. Длина стержня y_1 одного шпинтона возвращающей рессоры составляется из $f_2 - f_3 + l_1$; длина стержня y_2 другого шпинтона — $f_1 - f_4 + l_2$. После указанных обмеров V-образные подшипники закрепляются на проверочной плите для заднего буксового выреза. Затем ставится мерительная рейка *10* с движками *11*. Эта рейка устанавливается параллельно оси линейки *18* на расстоянии от нее *n4*. В направлении *q* рейка передвигается, пока оптическая ось пересечет на линейке необходимую риску. Это достигается помощью визирования зрительной трубой от заднего буксового выреза. Следующая задача — наметить середины осевых подшипников и измерить буксовые направляющие задней колесной пары. Для этого мерительные движки *11* устанавливаются на номинальный размер *n3* и середины буксовых подшипников определяются, а буксовые направляющие обмериваются, как выше описано для передней оси. Поворотная тележка теперь окончательно обмерена. Буксовые направляющие разбираются для шлифовки, и тележка снимается с поверочной плиты. Для шлифовки используется приспособление, позволяющее осуществить любое положение шлифуемой поверхности рамы, устанавливаемой на стол шлифовального станка.

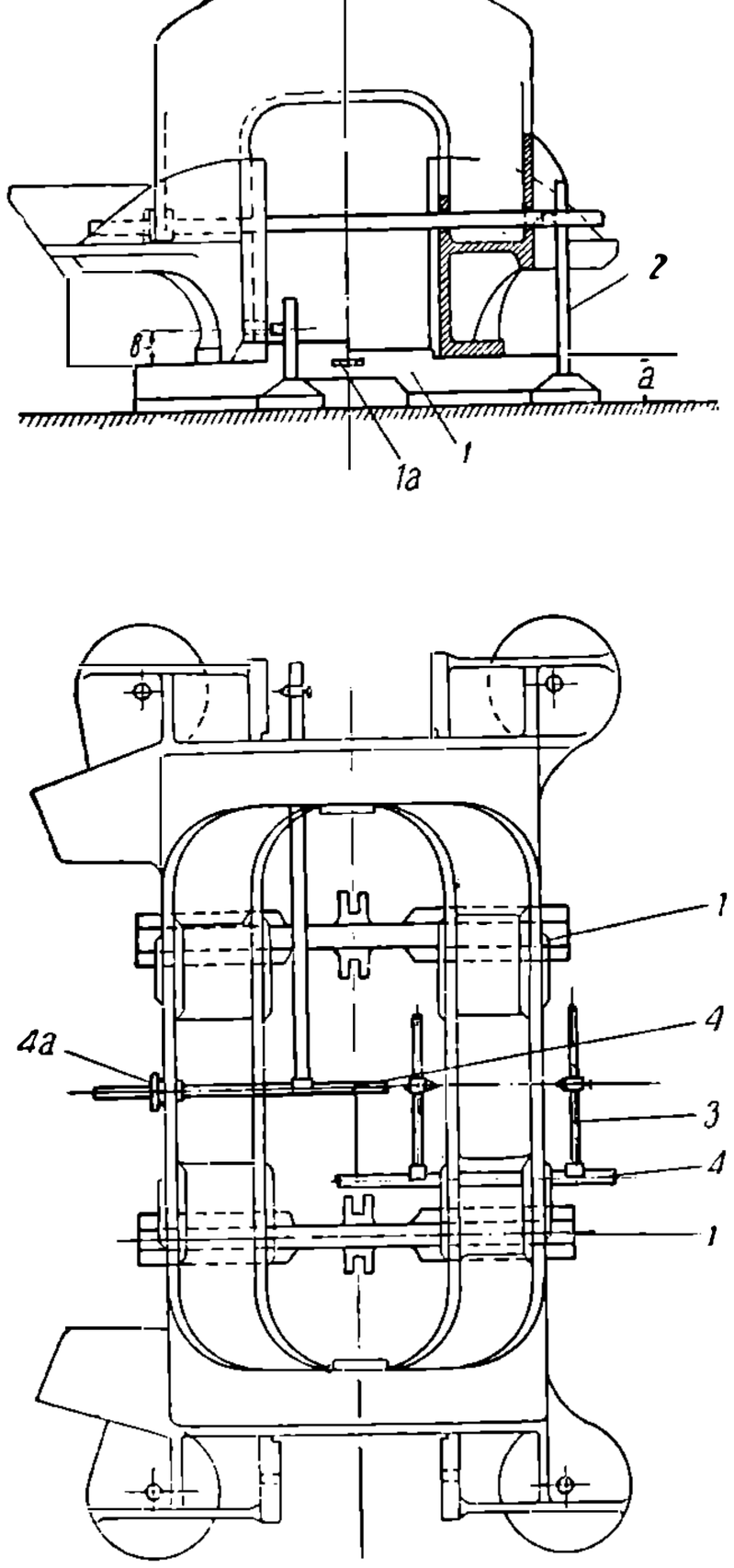
Фиг. 756.

После исправления на станке буксовые направляющие устанавливаются на свои места, а затем производят проверку исправленных направляющих (фиг. 756). В одном из буксовых вырезов закрепляют державки линейки *27*, на которых устанавливается линейка *18*. Винтами *27в* линейку устанавливают так, чтобы ее верхняя поверхность $\overline{\vee\vee}$ лежала горизонтально. Посредством индикаторов *28* проверяют, лежат ли широкие грани буксовых направляющих параллельно оси колесной пары, и замеряется расстояние a_1 между широкой гранью буксовой направляющей и торцом контрольного болта. Затем также определяются фактические размеры *V* и *h*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Размеры *V* и *h* необходимы при фрезеровке буксовых наличников. Для измерения размера *h* державка линейки *27* закрепляется на противоположно лежащей буксовой направляющей. Отвесное положение наружных узких граней буксовых направляющих проверяется рамным уровнем *29*.

Помимо большей точности по сравнению с существовавшими до сих пор способами проверок и измерений, которая имеет особое значение для быстроходных паровозов, описанный способ имеет то преимущество, что измерение производится одним человеком. Буксовые направляющие по трехточечному способу могут быть безупречно отшлифованы на обыкновенном плоскошлифовальном станке. Получаемая точность в параллельности широких граней осей колесных пар определяется в 0,05 *мм*. При обработке направляющих на месте головки специального станка устанавливаются параллельно оси колесной пары с помощью контрольных болтов и описанной линейки.



Фиг. 757.

Проект нового способа проверки и ремонта передней тележки серии «ФД»

Схема проверки и приспособления установлены применительно к ремонту паровозов серии «ФД» по допускам. В целях достижения необходимой точности разметки и проверки обработки обращено особое внимание на соблюдение указанного выше принципа единства и постоянства баз, от которых производятся обмеры.

Для передней тележки в качестве баз приняты: 1) плоскость прилегания струнок; 2) продольная ось симметрии тележки, 3) прямая, параллельная поперечной оси тележки, расположенная от этой оси на определенном расстоянии. В зависимости от того, имеются ли все базы налицо или нет, устанавливаются порядок и содержание операций при проверке.

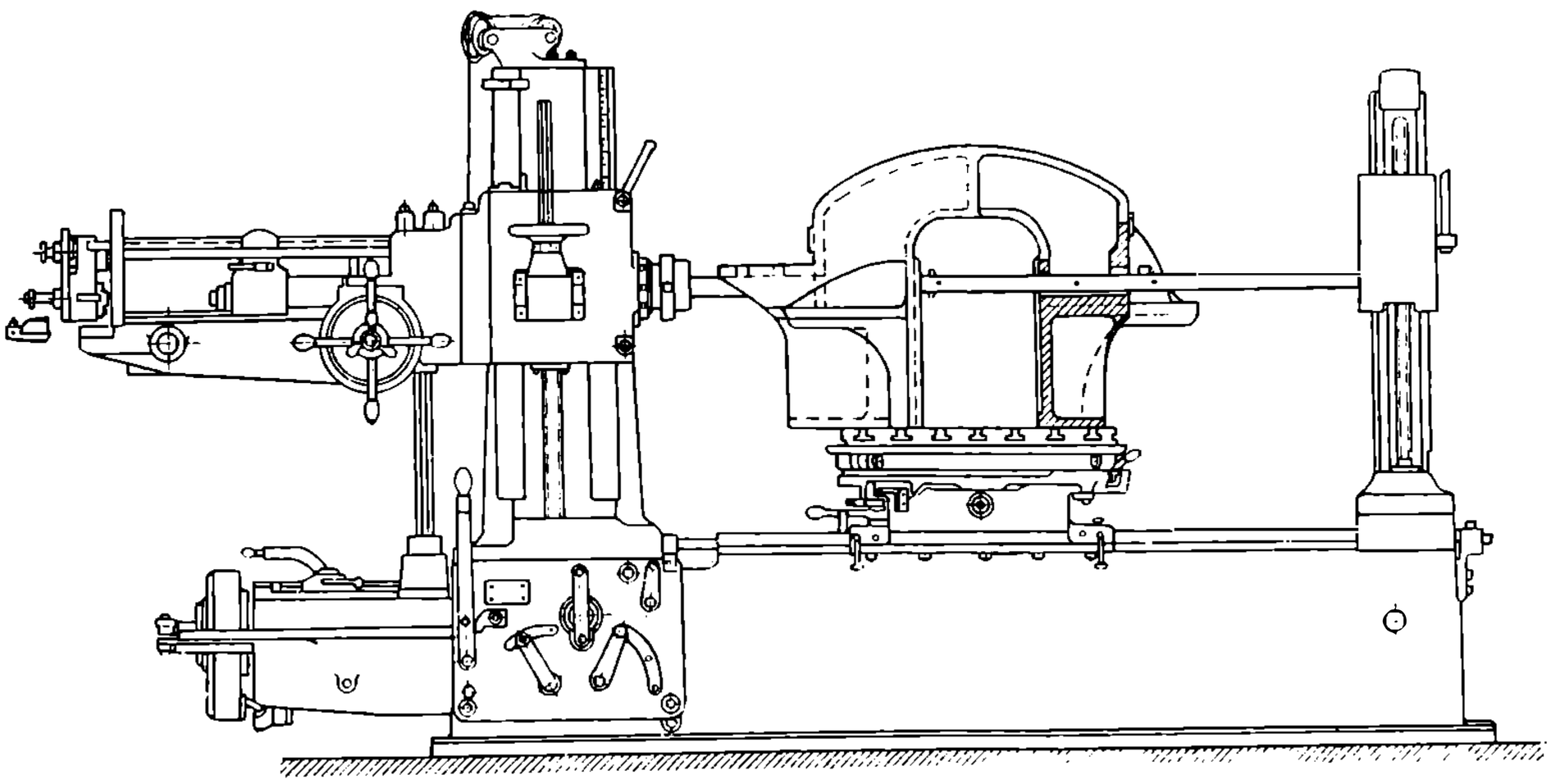
Рассмотрим случай, когда базы *2* и *3* отсутствуют (фиг. 757). После отнятия водила рама тележки располагается на плите на двух подкладках *1*. Сверху они имеют четыре узкие плоскости, расположенные в трех уровнях, параллельных нижним широким плоскостям. На две верхние крайние плоскости, расположенные в одном уровне, опирается рама своими поверхностями прилегания струнок. Две средние плоскости разных уровней служат для размещения поверочной линейки. С обеих сторон каждой подкладки имеются приливы *1а*. Рейсмусом *2* на высоте 200 *мм* плюс толщина подкладки *а* проводится горизонтальная риска на наружной поверхности передней стенки рамы, примерно посередине; на задней стенке с помощью стержня с чертилкой *3* так же наносится вторая риска. Для этой цели употребляется валик *4*, который располагается по оси выемки для секторов и закрепляется.

Вначале стержень располагается так, чтобы острие чертилки совпало с керном на поверхности внутренней стенки рамы. Полученный таким образом размер переносится на поверхность наружной стенки рамы. Керны на внутренней стенке обычно ставятся при изготовлении рамы; если их нет, то следует отложить при-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

бором альбомное расстояние от оси выемки до середины рамы. Точки пересечения обеих рисок будут лежать на продольной оси тележки. Затем рама передается вначале на сверлильный, а затем на расточной станки, где по предыдущей разметке последовательно рассверливаются и растачиваются отверстия на наружных стенках рамы. Отверстия диаметром в 50 *мм* должны иметь общую ось. При этом частично задевается внутренняя более низкая стенка рамы. Чтобы она не мешала расточке, ее следует в этом месте предварительно вырезать газовым резаком. В расточенные отверстия вставляется валик на конусных втулках *4а*. Ось валика будет служить продольной осью тележки. На том же расточном станке растачиваются выемки для секторов (фиг. 758).

После установления продольной оси тележки размечают и устанавливают прямую линию, параллельную поперечной оси тележки. Рама вновь устанавливается на плите на подкладках (фиг. 759). Промежуточная плоскость низшего уровня должна примыкать к задней буксовой направляющей. Стержнем *1* с чертилкой, лежащими на валике, наносятся риски на рабочих поверхностях всех



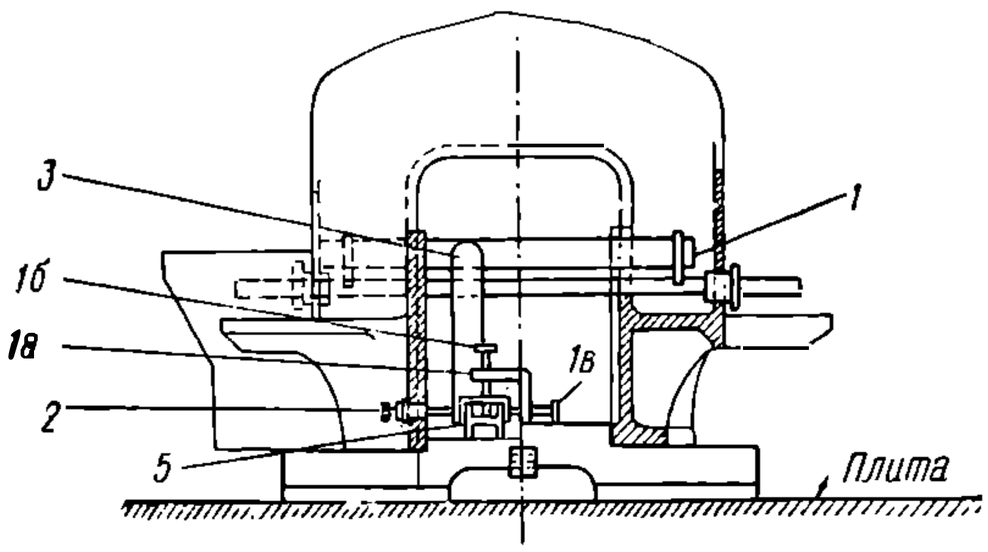
Фиг. 758.

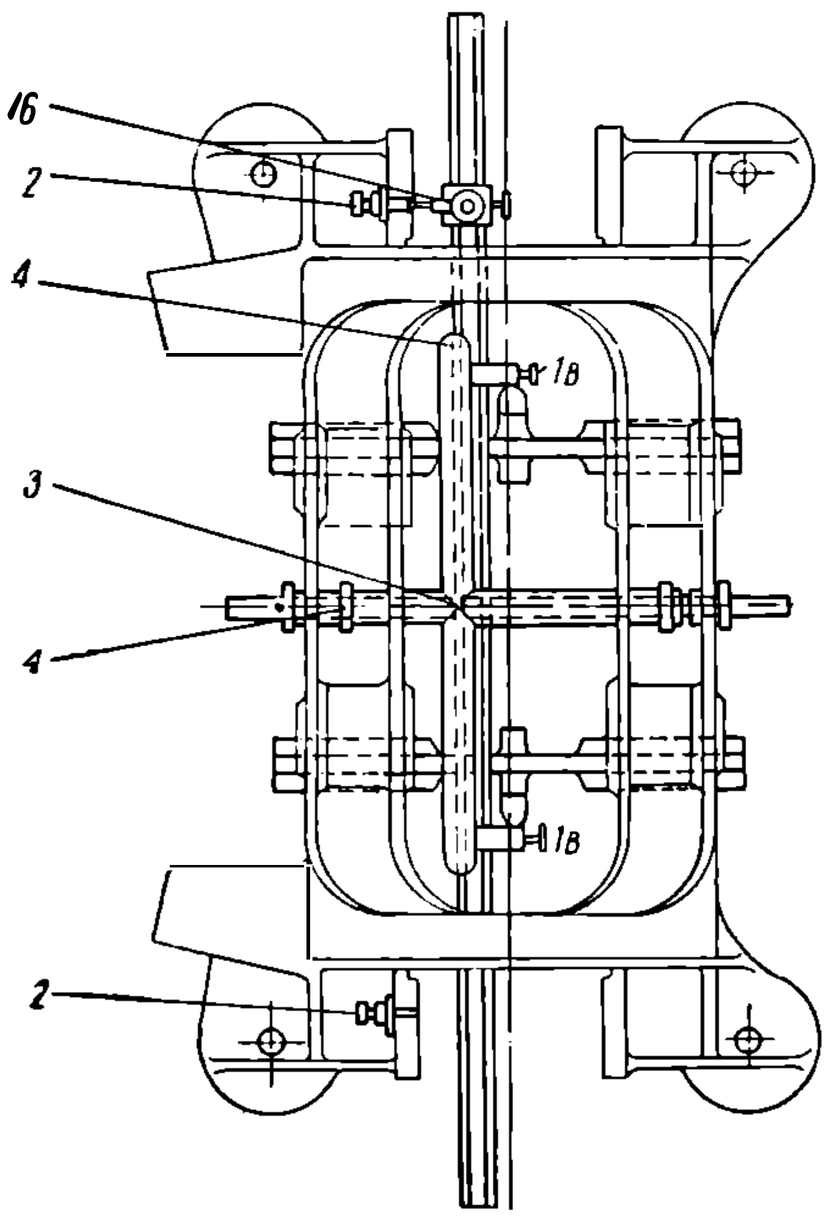
четырех направляющих (фиг. 757). Риски должны располагаться посредине нижней части направляющей. На высоте *b* от низа рамы наносятся горизонтальные риски. В месте пересечения рисок задние буксовые направляющие сверлятся насквозь и нарезаются с диаметром, равным $^5/_8''$ В наружные отверстия ввертываются болты *2* (фиг. 759) с шлифованными концами. Передние направляющие не сверлятся, для ориентировки сверла служат риски, нанесенные на них. Подкладки снабжаются съемными угольниками *1а* с винтами *1б* и *1в*. На валик надевается крест *3*, у которого цапфы должны лежать на прямой, перпендикулярной к другой прямой, проходящей через упорные плоскости концов *4*. Винтами *1в* линейка *5* придвигается вплотную к упорным плоскостям и в этом положении закрепляется винтами *1б*. Затем по индикатору *6* устанавливается шлифованный конец одного из болтов так, чтобы он был утоплен в тело буксовой направляющей на величину допускаемого износа.

Очевидно, к моменту проверки буксовая направляющая будет изношена. Для воспроизведения плоскости неизношенной направляющей можно использовать ребро рамы в месте примыкания к струнке. Это место практически не изнашивается. Тогда величина, на которую не должен доходить конец болта до линейки, равна расстоянию от линейки до плоскости прилегания струнки плюс допускаемый износ буксовых направляющих по толщине. Конец второго болта устанавливается по индикатору на том же расстоянии от линейки, как и

ЧВ УДУНТ (ДІІТ)

первый. Этим заканчивается изготовление последней базы, после чего рама передается на станок для обработки буксовых направляющих. После проверки направляющих на станке к раме присоединяется водило. В каждом из концов водила и тяг развертывается по одному из отверстий, в которые загоняются приточенные болты. Рама с водилом подается на плиту и ставится на подкладки *1* (фиг. 760), при этом подкладки располагаются так, чтобы промежуточная плоскость высшего уровня примыкала к задней направляющей. На линейке, снабженной делением с нулем посредине, устанавливаются движок с вертикальным съемным штырем *2* и две колодки с постоянными концевыми мерами *3* определенной длины *c*. Концевые меры размещаются на одинаковом расстоянии от середины таким образом, чтобы они могли одновременно соприкасаться с утопленными концами болтов. Затем линейка располагается на подкладках так, чтобы вертикальный штырь соприкасался с горизонтальным валиком. Этим достигается ориентировка нуля линейки по продольной оси тележки при надлежащем конструктивном выполнении движка. После этого линейка винтами *1б* придвигается до упоров в утопленные концы контрольных болтов и закрепляется. Тогда край линейки, обращенный в сторону задних направляющих, будет параллелен поперечной оси тележки. Правильность обработки буксовых направляющих в горизонтальной плоскости проверяется индикатором *6*, а в вертикальной плоскости — обычным ватерпасом. Положение наружных граней направляющих определяется с помощью движка *4* и горизонтальной линейки *5*. Затем размечается центр отверстия водила для направляющей втулки. Для этого, не меняя предыдущей установки линейки, размещают два движка *4* на концах линейки так, чтобы вертикальные штыри, укрепленные в движках, расположились на одинаковом расстоянии от валика. Установку следует производить по концевой мере. Затем тягой *7* с чертилкой делается засечка центра отверстий для направляющей втулки поочередно от каждого штыря. Длина тяги должна быть установлена в зависимости от величин *l* и *c*. Из полученного центра вычерчивается контрольная окружность. Водило отнимается от рамы и передается на станок для проверки отверстия, после чего вновь ставится на место; отверстия для укрепляющих болтов, оставшиеся не развернутыми, развертывают и в них под легкими ударами молотка загоняются приточенные болты. Второй случай, — когда базы для проверки имеются налицо. При этом проверка значительно упрощается, складываясь в основном из следующих операций:





Фиг. 759.

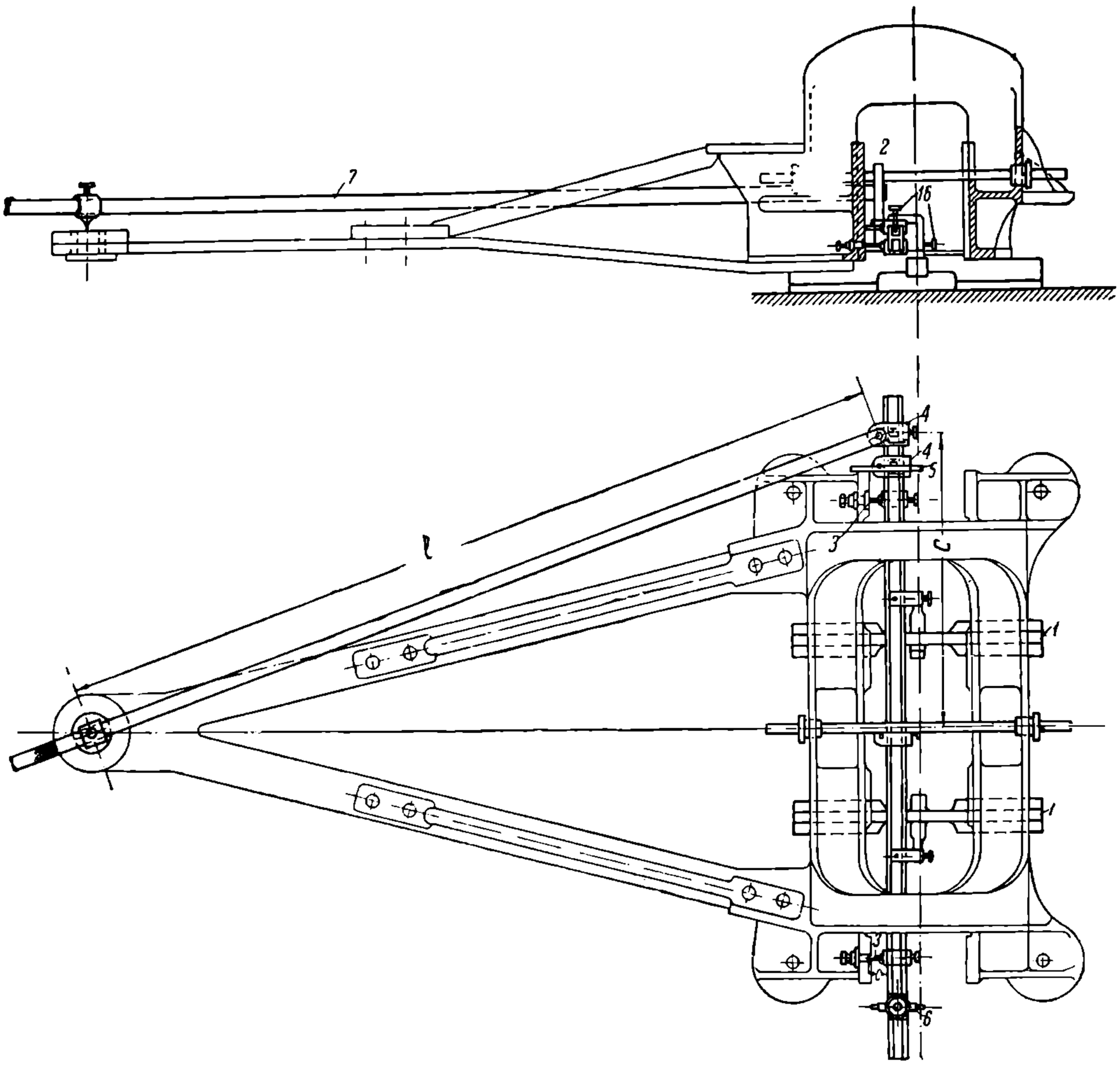
1. Проверка положения шлифованных концов контрольных болтов (при подъемочном ремонте этой проверки можно не производить, считая, что болты не сдвинулись, и использовать их для проверки буксовых направляющих).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

2. Установка линейки по концевым мерам *3* определенной длины *c* и разметка центров направляющей втулки водила.

3. Проверка выемок для секторов и проверка буксовых направляющих на станках.

4. Проверка обработки тележки на плите.



Фиг. 760.

ГЛАВА XIV

ДВИЖЕНИЕ ПАРОВОЗА В ПРЯМЫХ И КРИВЫХ ЧАСТЯХ ПУТИ

§ 1. Движение паровоза в прямом пути

Полезное движение паровоза в прямом пути осложняется целым рядом вредных движений либо всего паровоза в целом, либо его надрессорного строения. Во время извилистого движения при набегании на рельс реборды последняя передает паровозу удар, который создает ускорение необрессоренных и обрессоренных частей.

Помимо этого, каждый боковой удар, ввиду того, что центр тяжести надрессорного строения не лежит на одной высоте с колесом, вызывает также колебание надрессорного строения на рессорах с одновременным изменением нагрузки последних.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

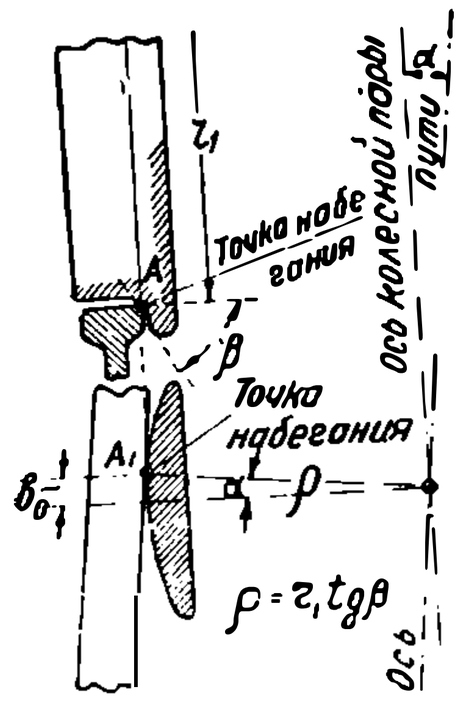
Поэтому при рассмотрении движения, получаемого паровозом под влиянием боковой силы Y, строго говоря, должна вводиться эквивалентная масса [1]

$$M_y = M_1 + \alpha M_2, \tag{670}$$

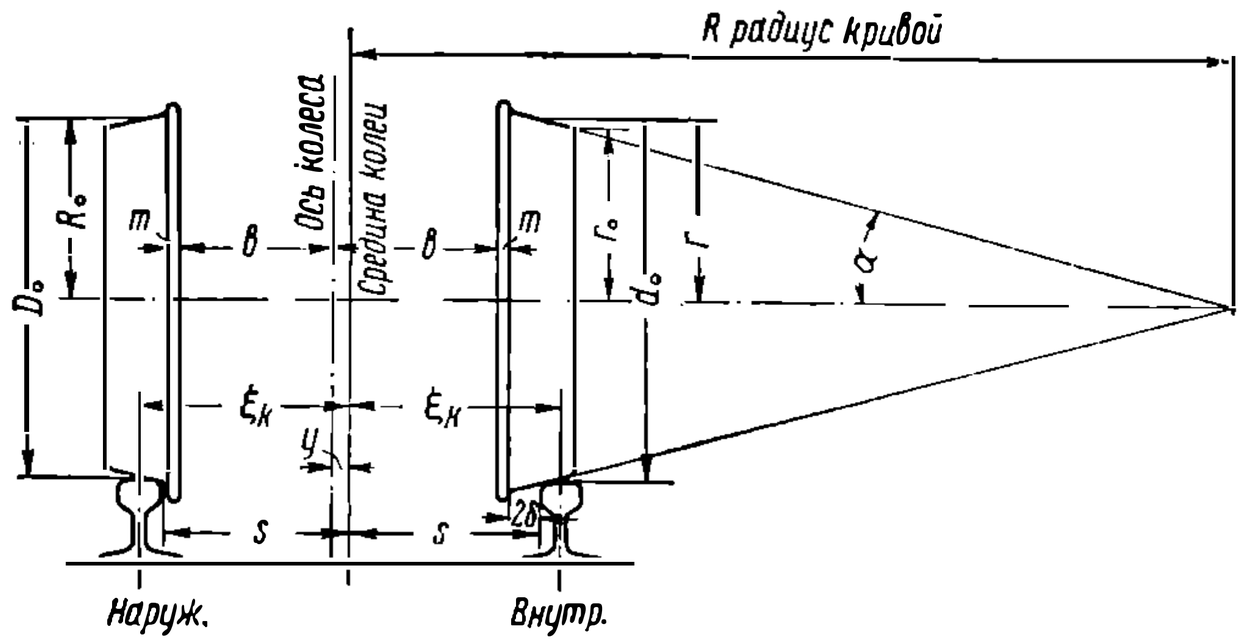
или

$$M_y = M_1 + M_2 : \left[1 + \frac{12H\left(H - 2a\frac{\Delta f}{f}\frac{Q}{1000Y_2}\right)}{b^2 + h^2} \right] \text{кг сек}^2/\text{м}. \tag{671}$$

Отсюда следует, что сила удара при набегании будет тем меньше, чем выше расположен центр тяжести надрессорного строения H, чем меньше расстояние между осями рессор $2a$ и чем мягче рессоры.



Фиг. 761.



Фиг. 762

Здесь: Δf — прогиб рессор, возникающий в результате бокового удара Y_2.

Можно принять, что $\Delta f = 0$,

тогда

$$M_y = M_1 + M_2 : \left(1 + \frac{12H^2}{b^2 + h^2} \right) = \alpha M. \tag{672}$$

Обычно:

для паровозов $\alpha = 0{,}6 - 0{,}63$;

» тендеров $\alpha = 0{,}55 - 0{,}58$.

Большие значения α относятся к малым диаметрам сцепных колес, а также к тяжелым тендерам.

При набегании колеса на рельс точка соприкосновения гребня с головкой рельса лежит впереди центра колеса на величину $в_0$, зависящую от угла набегания, причем $в_0 = \rho \sin\alpha$ (фиг. 761).

Такое набегание в прямом пути происходит периодически; в кривом же пути колесо все время набегает на головку рельса под углом α. Ввиду того, что угол набегания α не превышает $1^1/_2°$, с достаточным приближением величиной $в_0$ пренебрегают и считают, что точка набегания гребня лежит под осью.

Для центрировки колесной пары и уменьшения скольжения колес в кривых бандажи имеют коническую форму с уклоном $\frac{1}{n} = \frac{1}{20}$.

---

[1] Meineke, Zur Dynamik der Gleisfahrzeuge, 1925, № 3549.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Качение колес без скольжения соответствует только вполне определенным радиусам кривых (фиг. 762), определяемым из соотношения:

$$\frac{R-\xi_k}{R+\xi_k}=\frac{r_0}{R_0}=\frac{r-\frac{y}{n}}{r+\frac{y}{n}}.$$

Отсюда радиус, соответствующий данной конечности:

$$R=\xi_k\frac{rn}{y}. \qquad (673)$$

При

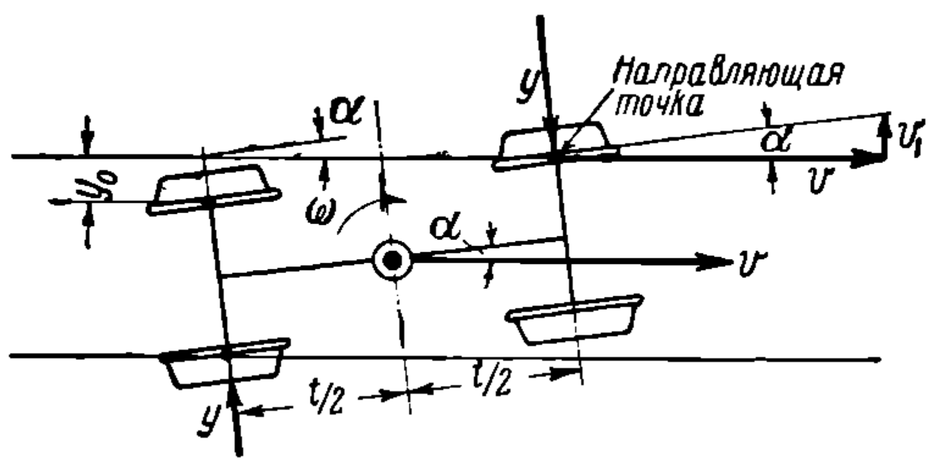
$$\frac{1}{n}=\frac{1}{20};\qquad \xi_k=0{,}792,\qquad r=0{,}5 \text{ и } y=0{,}025 \text{ м},$$

$$R=316.$$

При извилистом движении в прямом пути колесо, благодаря коничности, как бы катится по кривой, радиус которой непрерывно меняется от найденного $R=316$ м при набегании колеса на рельс до $R=\infty$ при совпадении середины колесной пары с осью пути.

При этом центр колесной пары перемещается по волнообразной линии [1].

Радиус кривизны при нескольких осях, жестко установленных в раме, оказывается больше, чем для одиночной оси, а именно:



Фиг. 763.

$$R=\sqrt{t^2+(2\xi_k)^2}\cdot\frac{rn}{y}.$$

Для прежних условий, если расстояние между двумя осями $t=2$ м, то $R=1000$ м. Следовательно, набегание в этом случае затрудняется и оно не так опасно, как для одиночной оси.

Во время набегания колеса на рельс, благодаря упругости их обоих, появляются упругие деформации $2f_y$.

Вследствие этого общее смещение колесной пары будет

$$y_0=y+2f_y \text{ (фиг. 763).}$$

Угловая скорость вращения паровоза после набегания

$$\omega=\frac{\frac{v_1}{t}}{2}=\frac{\frac{v\operatorname{tg}\alpha}{t}}{2}=\frac{vy_0}{t^2}\ 2.$$

Живая сила паровоза после удара

$$A=I_z\frac{\omega^2}{2}=\frac{I_z}{2}\left(\frac{v\cdot y_0}{t^2}\ 2\right)^2$$

очевидно, равна работе упругости рельса, т. е.

$$\frac{I_z}{2}\left(\frac{v\cdot 2y_0}{t^2}\right)^2=Y\cdot f_y,$$

[1] Caesar Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1929, 84, 501, Klingel Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1883, 38, 113.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

откуда предельная скорость движения при вилянии

$$v = \frac{t^2}{y_0}\sqrt{\frac{Yf_y}{2I_Z}}\ м/сек. \qquad (674)$$

Здесь Y — наибольшая величина направляющего усилия;
f_y — можно принимать $= 0{,}003$ *м*.

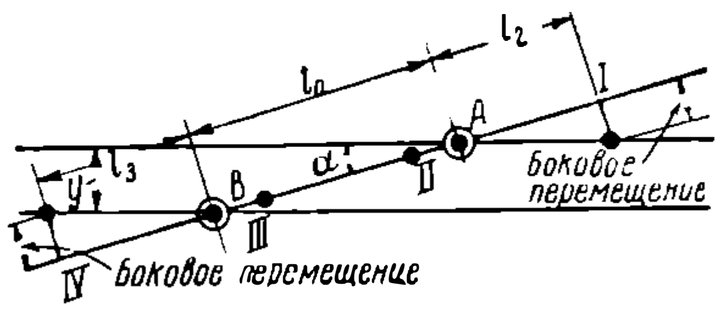
При движении по кривым в величину y_0 входит также уширение в кривых.

Если в повороте принимает участие тележка, то в формулу подставляется момент инерции массы набегающей тележки, т. е.

$$I_Z^T = I_Z \frac{G_T}{G_П},$$

где G_T — вес тележки,
$G_П$ — вес паровоза.

При передаче нагрузки на тележку через боковые опоры с большим трением опасная скорость движения при вилянии значительно повышается. При наличии по концам перемещающихся или самоустанавливающихся осей с жесткой или воображаемой осью вращения в расчет вводится не вся база, а только расстояние t_o — между шкворнями тележек или осями перемещающихся осей.



Фиг. 764.

Здесь живая сила

$$A = \frac{I_Z}{2}\left(\frac{vy_0}{t_0}\ 2\right)^2 \quad (\text{фиг. } 764)$$

воспринимается паровозом от возвращающего устройства, а не от упругой деформации рельса. Поэтому боковое давление будет меньше, чем у паровоза с жесткими осями.

§ 2. Движение в кривых частях пути

В кривых частях пути движение паровоза значительно отличается от движения в прямом пути. Благодаря кривизне движение паровоза стеснено наружным и внутренним рельсами.

Для облегчения прохождения кривых частей пути делают уширение, а иногда и превышение наружного рельса, а также предусматривают особые устройства в экипажной части.

Согласно § 33 «Правил технической эксплуатации ж. д. СССР» «Ширина жел.-дор. колеи в кривых устанавливается в зависимости от радиуса кривой и должна быть:

При радиусе	Ширина колеи
651 *м* и более	1524
от 650 *м* до 451 *м*	1530
от 450 *м* до 351 *м*	1535
от 350 *м* и менее	1540

Отклонения по ширине колеи как в прямых, так и в кривых участках пути не должны превышать по уширению +6 *мм* и по сужению —2 *мм* для всех линий.

Ширина колеи более 1546 и менее 1522 *мм* ни в каких случаях не допускается».

С целью предупреждения опрокидывания подвижного состава в кривых, облегчения движения по ним и уменьшения изменения нагрузок колес устраивают превышение наружного рельса над внутренним.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При движении паровоза по кривой радиуса R развивается центробежная сила (фиг. 765)

$$Ц = M\frac{v^2}{R} = \frac{P}{g}\,\frac{\left(\frac{v}{3{,}6}\right)^2}{R}.$$

За счет превышения наружного рельса появляется составляющая веса паровоза

$$C = P\sin\alpha = P\frac{h}{2\xi_k}.$$

В случае

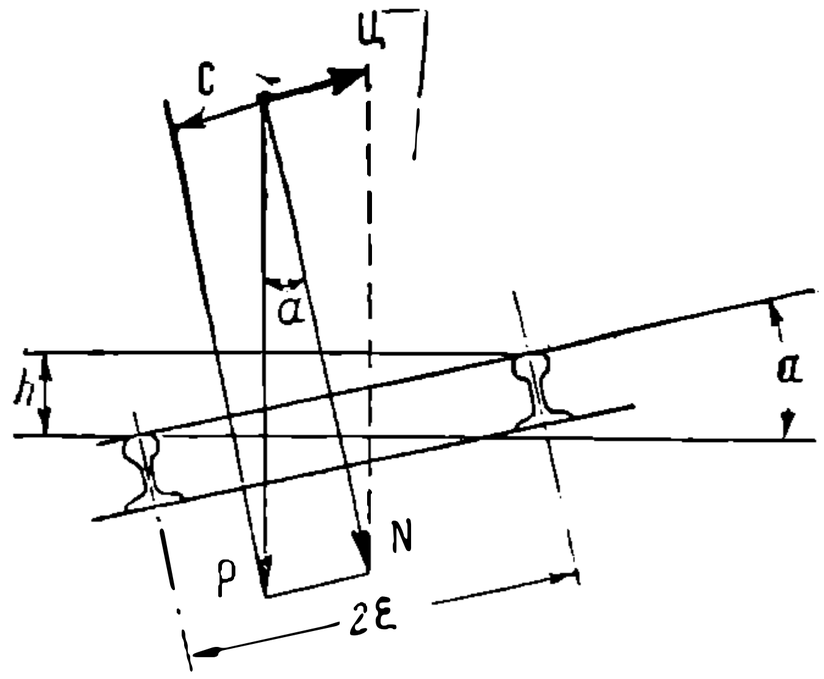
$$C = Ц \qquad h = \frac{2\xi_k\left(\frac{v}{3{,}6}\right)^2}{gR}, \qquad (675)$$

откуда при

$$2\xi_k = 1584 \qquad h = 12{,}5\,\frac{v^2}{R}. \qquad (676)$$

У нас, согласно § 34 ПТЭ, данные таблицы превышений приблизительно соответствуют:

$$h \cong 8\,\frac{v^2}{R}, \qquad (677)$$



Фиг. 765.

где v — скорость движения в *км/час*, а h — превышение рельса в *мм*.

Наибольшая величина превышения нормально делается 125 *мм*. Отклонение в уровне расположения рельсов в прямых и кривых участках пути допускается не более 4 *мм*.

Для улучшения условий перехода из прямой в кривую и обратно устраиваются переходные кривые с переменным радиусом от $R = \infty$ до номинального, а также постепенный уклон к возвышению наружного рельса в кривой.

§ 3. Устройства, облегчающие прохождение кривых

В самой конструкции паровоза, в случаях необходимости, также предусматриваются устройства, позволяющие некоторым его осям сдвигаться либо по отношению к раме — перемещающиеся оси, либо по отношению к головке рельса — безребордные оси и оси с подрезанными гребнями, а также оси, имеющие не только боковое перемещение, но и поворот, — тележки.

В зависимости от числа осей и базы паровоза применяют либо одно из этих устройств, либо два, либо все три вместе.

В соответствии с этим строение паровоза делится на:

1) главное строение, включающее главную раму с расположенными над ней частями и осями, жестко установленными в главной раме паровоза;

2) перемещающееся строение — принудительно устанавливающиеся и подвижные (с боковым перемещением) оси, а также тележки.

Перемещающиеся оси

Осуществление бокового перемещения оси достигается путем разбега между буксой и наличником или между торцовой поверхностью буксы и колесного центра.

Наибольшая величина бокового перемещения делается до 25 *мм*, а иногда даже 45—50 *мм*. На американских паровозах все оси имеют боковое перемещение от 1,5 до 5 *мм*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подрезанные гребни и безребордные бандажи

При величине необходимого бокового перемещения до 8 *мм* делают утонение гребня промежуточной оси. При большей величине делают безребордные бандажи для того, чтобы безребордный бандаж покрывал не менее 35—40 *мм* головки рельса. Такие бандажи делают увеличенной ширины по сравнению с нормальной. Хотя перемещающиеся оси, уменьшая боковые усилия, выгоднее подрезанных и безребордных, однако они требуют более сложного устройства движущего механизма, и это иногда служит причиной отказа от них (паровозы Пенсильванских железных дорог).

Тележки имеют самостоятельные рамы с жестко установленными в них одной, двумя, а иногда даже тремя осями. Для осуществления бокового перемещения и возможности поворота тележки относительно главной рамы паровоза тележечная рама подвижно связывается с главной рамой при помощи шкворня и возвращающего устройства.

Последнее создает силу, служащую для возвращения тележки или перемещающейся оси в среднее положение по выходе из кривой. Помимо этого, возвращающее устройство смягчает удар при входе и выходе из кривой и облегчает прохождение кривой. В соответствии с динамическими качествами тележки делятся на классы.

Тележки первого класса — двухосные с центральным шкворнем.с передачей нагрузки от рамы паровоза через этот шкворень или через боковые опоры.

Тележки второго класса — полутораосные, соединяющие бегунковую ось с передней перемещающейся сцепной осью.

К этому классу относятся тележки:

Краусса — со шкворнем без бокового перемещения, Краусса — Гельмгольца и Краусса — Коломзавода, имеющие шкворень с боковым перемещением. В тележке Краусса — Коломзавода бегунок добавочно заключен в раму с самостоятельным шкворнем. К этому же классу относятся тележки Фламма, Цара — Краусса и швейцарская тележка.

Тележки третьего класса — одноосные, имеющие самостоятельную раму, или без таковой. К первым относятся тележки типа Бисселя, ко вторым — радиально устанавливающиеся оси Адамса, Вебба. Тележки типа Бисселя соединяются с главной рамой паровоза в двух местах — над осью, где передается нагрузка на тележку и где помещается возвращающее устройство, и в шкворне хвостовика водила. Радиально устанавливающиеся оси заключены в главную раму, имеют воображаемый центр вращения и могут занимать установку по направлению радиуса кривой. Тележки, в зависимости от способа передачи нагрузки и величины силы трения, возникающей при боковом перемещении, относят либо к английским тележкам с большим трением, либо к американским, в которых трение сведено до минимума. Для паровозов с высокими скоростями полезны тележки американской школы, как обеспечивающие большую устойчивость движения.

§ 4. Геометрические соотношения между базой тележки и кривизной пути

Для определения зависимости между базой тележки, боковым перемещением ее и радиусом кривой предложено много формул: Борриса, Симона, Ляйтцмана, Гарбе [1] и др. Наиболее точный результат дают формулы проф. Монича [2].

Бегунковая ось

Наибольшее боковое перемещение оси (фиг. 766):

$$y = \frac{(t+b)^2 - t^2}{2R}. \qquad (678)$$

[1] Блюм Боррис, Подвижной состав и мастерские ж. д.
Simon. Ermittlung der auf die Stellung von Eisenbahnfahrzeugen in Bogengleisen.
Leitzmann und Borries. Theoretisches Lehrbuch des Lokomotivbaues.
Garbe, Die Dampflokomotiven des Gegenwart.

[2] Монич, Паровозные тележки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Расстояние до центра поворота (длина тележки):

$$l = \frac{d^2 - d_1^2}{2d}. \tag{679}$$

Тележка Бисселя (фиг. 767)

1) Задняя сцепная ось и ось Бисселя установлены радиально. При этом длину водила имеем из △△-ов AOB и BOC:

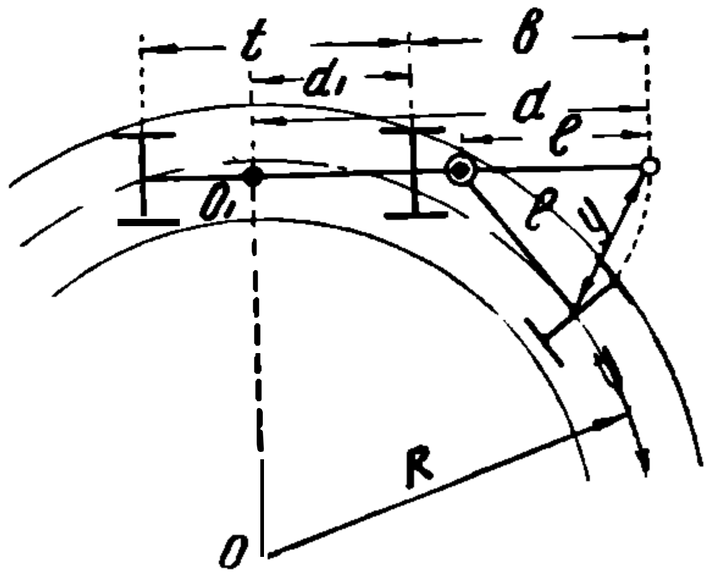
$$l = \sqrt{a^2 + r_1^2 - r_2^2},$$

где

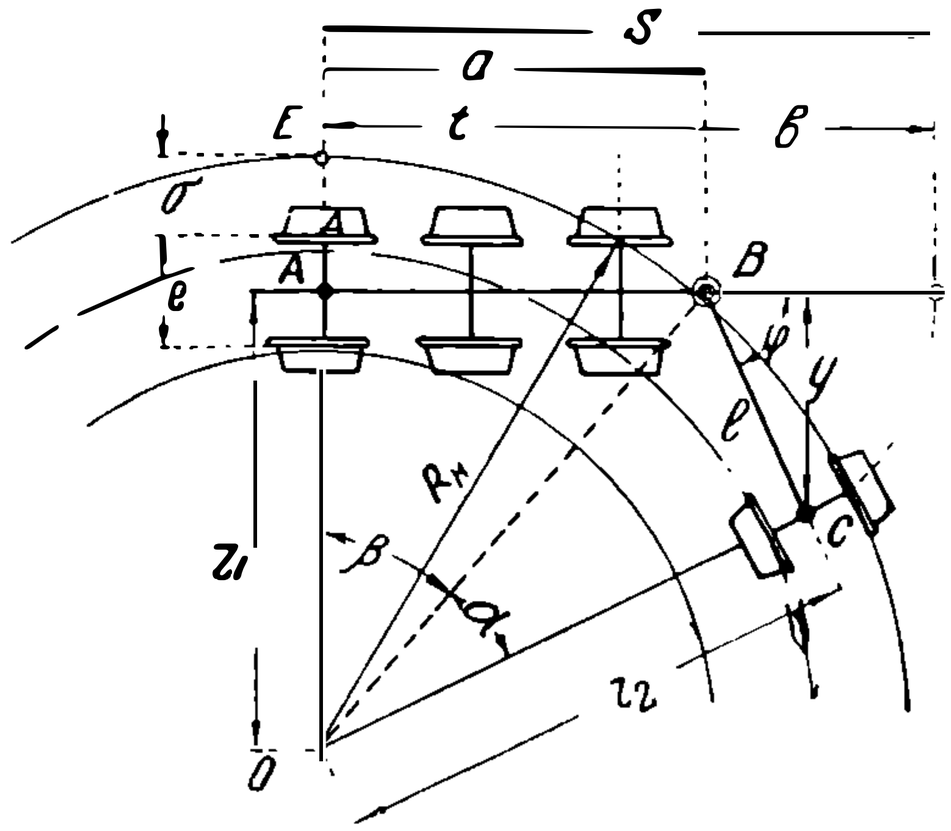
$$r_1 = \sqrt{R_н^2 - t^2} - \frac{e}{2}; \quad r_2 = R_н - \frac{e}{2},$$

поэтому

$$l = \sqrt{a^2 - t^2 + e\left(R_н - \sqrt{R_н^2 - t^2}\right)} \tag{680}$$



Фиг. 766.



Фиг. 767.

Пренебрегая ввиду малости величиной t^2 по сравнению с $R^2_н$, для теоретической длины водила имеем приближенную формулу Монича:

$$l = \sqrt{a^2 - t^2} = \sqrt{(a+t)(a-t)}. \tag{681}$$

Боковое перемещение

$$y = l \sin \varphi = l \sin (\alpha + \beta). \tag{682}$$

После подстановки соответствующих значений:

$$y = l \frac{lr_1 + ar_2}{r_1^2 + a^2}, \text{ или } y = l \frac{lr_1 + ar_2}{r_2^2 + l^2}. \tag{683}$$

Приняв

$$r_1 = r_2 = R \text{ и обозначая } l + a = S,$$

имеем

$$y = \frac{lRS}{R^2 + a^2} \text{ или } y = \frac{lRS}{R^2 + l^2}. \tag{684}$$

2) При произвольной установке центр скольжения находится впереди задней оси на расстоянии x (фиг. 768).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Боковое перемещение

$$k-(y+y_6)=y_0=y_3+\frac{x^2}{2R},$$

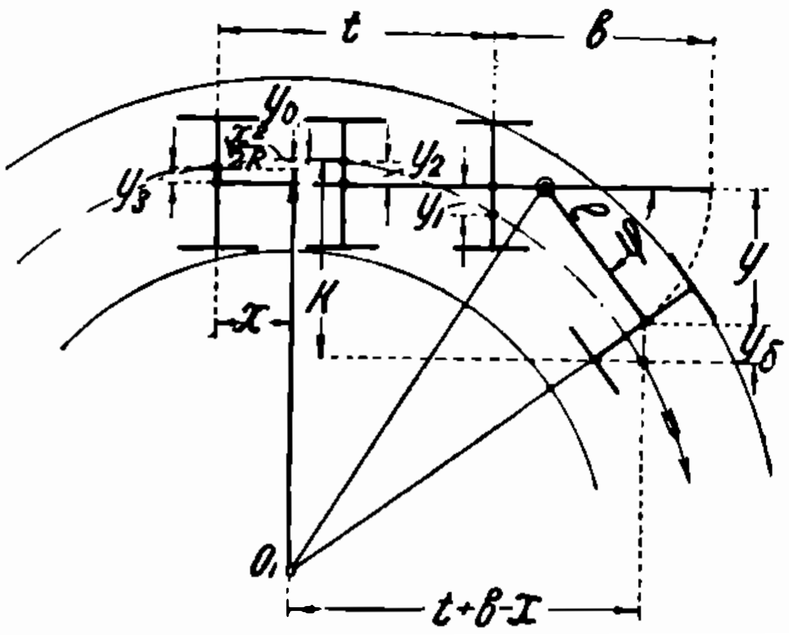
$$k=\frac{(t+b-x)^2}{2R}.$$

При $y_3=y_1=y_6$

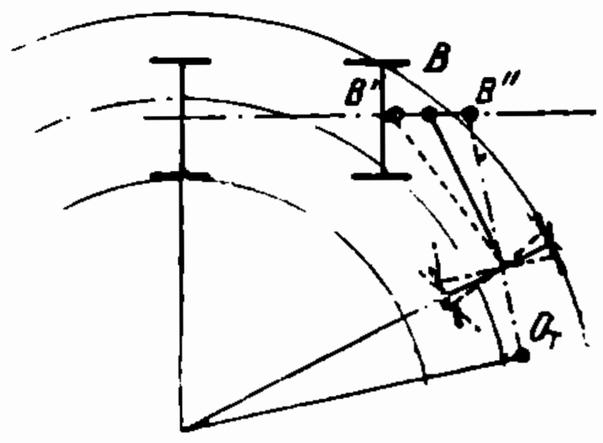
$$y_3=y_6=\frac{(t-x)^2}{2R}-y_1=\frac{t^2-2t\cdot x}{4R};$$

поэтому

$$y=\frac{2b(t-x)+b^2}{2R}. \qquad (685)$$



Фиг. 768.



Фиг. 769.

Длина водила тележки

$$l=\frac{y}{\sin\varphi};\quad \sin\varphi=\frac{b+t-x}{R}. \qquad (686)$$

Следовательно

$$l=\frac{2b(t-x)+b^2}{2(b+t-x)}. \qquad (687)$$

При радиальной установке задней оси $x=0$

$$y=\frac{b(b+2t)}{2R}$$

и

$$l=\frac{b}{2}\frac{(b+2t)}{(b+t)}.$$

Обычно, для лучшего приспособления к различным кривым, длина водила выбирается для пассажирских паровозов (с большими скоростями движения) на 250—400 *мм* больше теоретической, даваемой приведенными выше формулами (шкворень в точке B', фиг. 769). В этом случае центр скольжения лежит сзади бегунка, и последний, прижимаясь к рельсу, направляет движение паровоза [1].

Для товарных паровозов шкворень помещают в точку B'' и водило делают короче теоретической длины на 250—400 *мм*. Центр скольжения лежит впереди бегунковой оси. При этом бегунок стремится отходить внутрь кривой, что предохраняет гребень бегунка от чрезмерного износа.

[1] Это же достигается при ограниченном перемещении тележки или при большой возвращающей силе.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Задняя тележка Бисселя

Из геометрических соотношений (фиг. 770)

$$\frac{(x+c)^2}{2R}-(y+y_6)=\frac{(t-x)^2}{2R}-y_1,$$

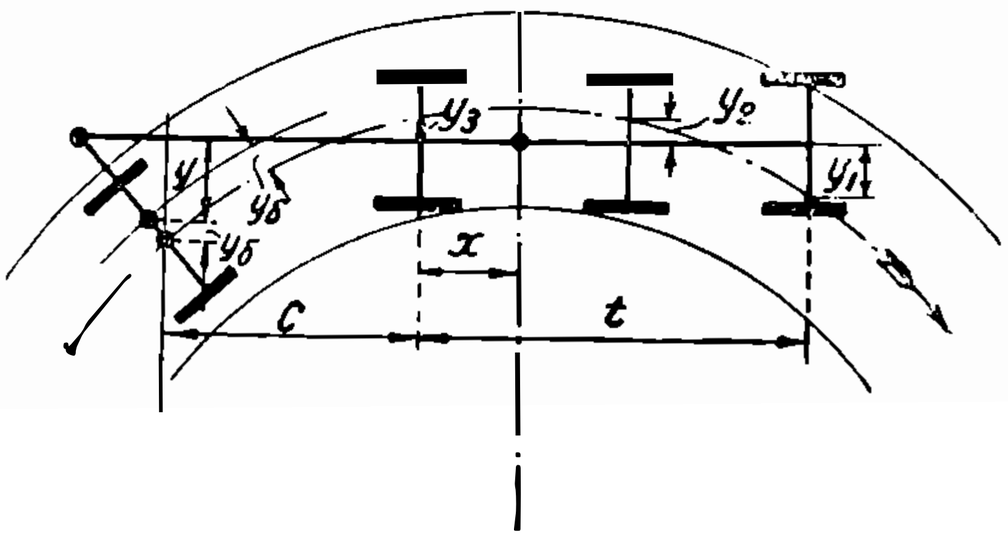
при

$$y_1=y_6$$

$$y=\frac{c^2-t^2}{2R}+\frac{x(c+t)}{R}. \qquad (688)$$

При радиальной установке задней оси $x=0$

$$y=\frac{c^2-t^2}{2R}. \qquad (689)$$



Фиг. 770.

Для того чтобы тележка шла по направлению базы паровоза, должно быть

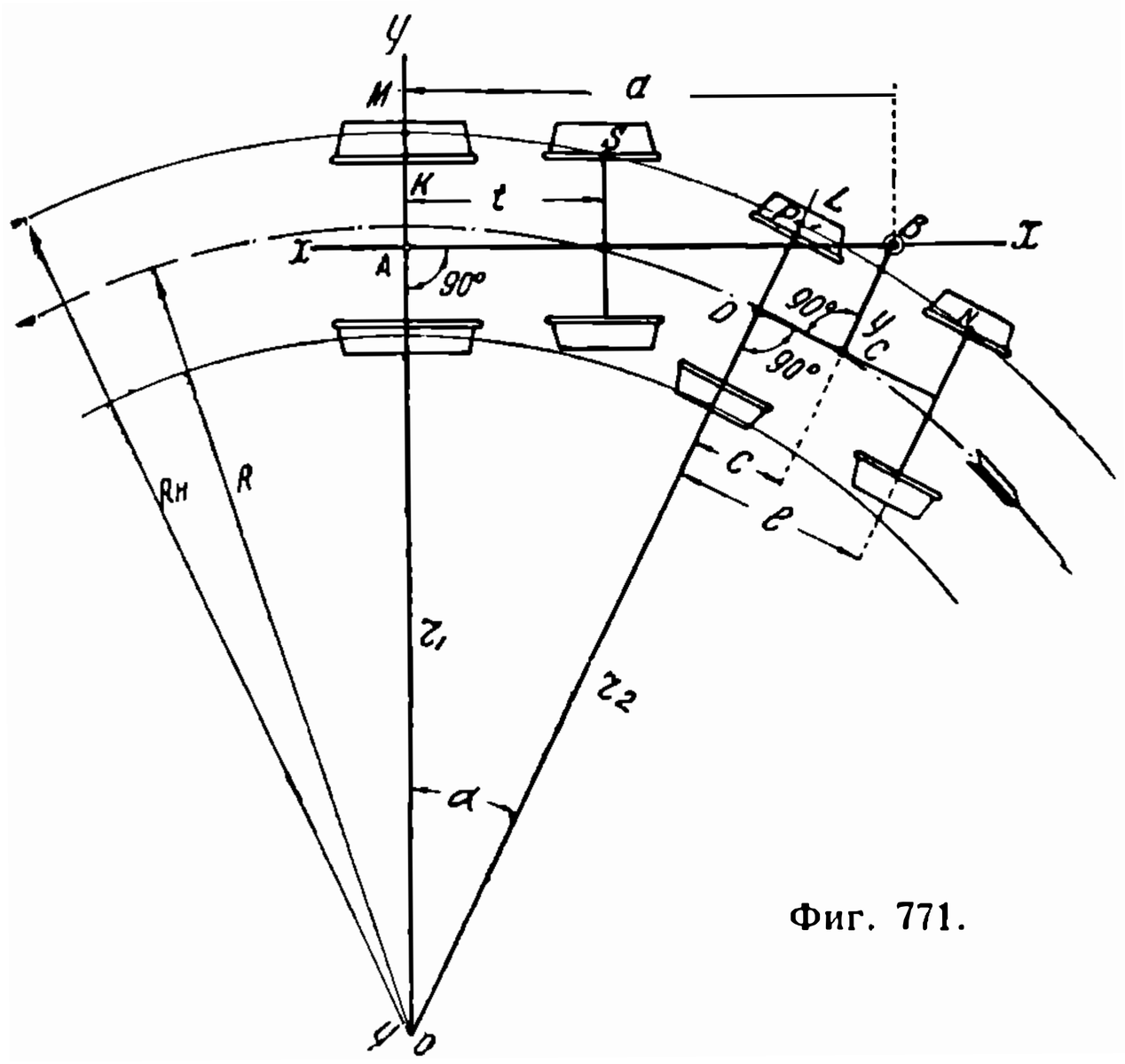
$$c=t,$$

т. е. задний Биссель должен быть отставлен на расстояние длины жесткой сцепной базы.

В действительности длину водила задней тележки делают меньше, чем длина базы.

Двухосные тележки

Направление перемещения тележки зависит от места прикрепления шкворня. Если шкворень укреплен в раме паровоза, то тележка перемещается по пер-



Фиг. 771.

пендикуляру к раме тележки (фиг. 771), если же шкворень укреплен в раме тележки, то тележка перемещается перпендикулярно к раме паровоза (фиг. 772).

Для увеличения безопасности движения шкворень смещают назад на 100—50 *мм* от середины базы тележки. При таком расположении шкворня умень-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

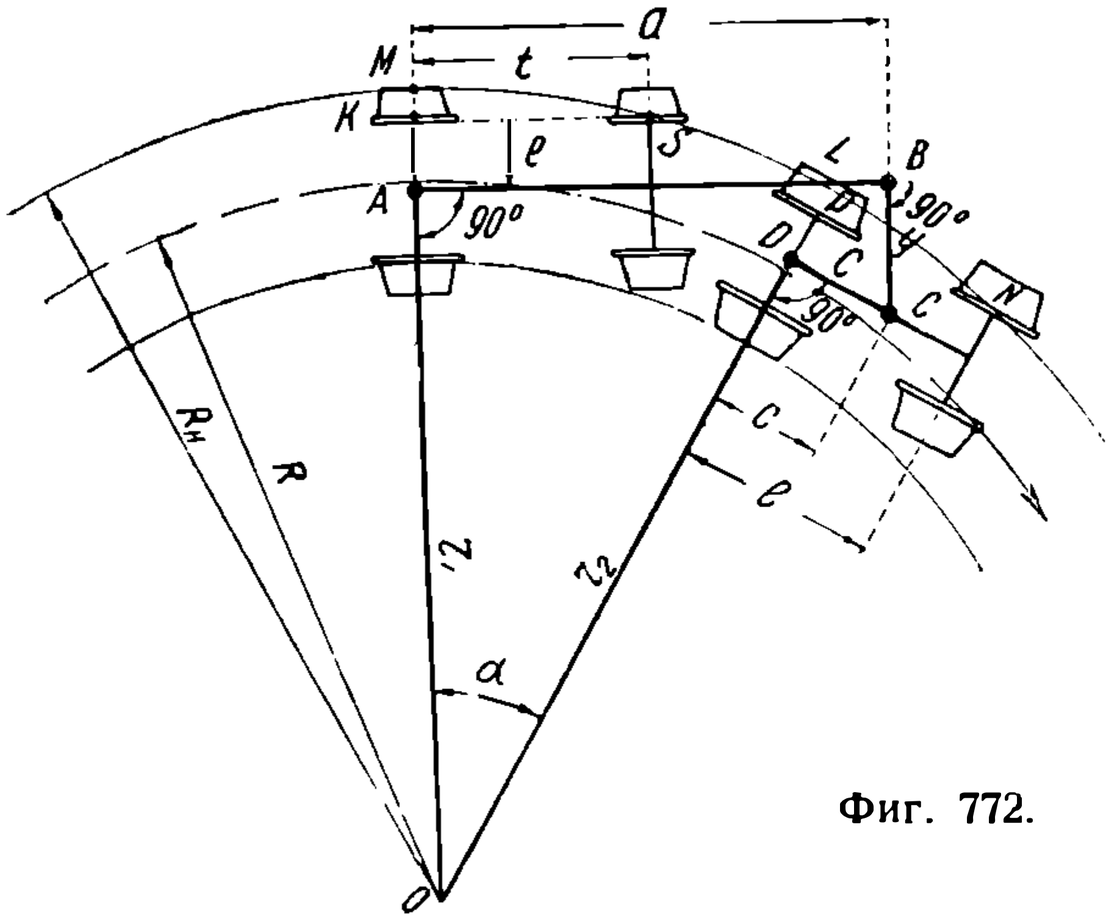
шается ударное воздействие при входе в кривую. Кроме того, уменьшается износ реборды и рамы, а также напряжение в рельсе вследствие меньшего давления реборды переднего бегунка.

I. Шкворень укреплен в раме паровоза

При нахождении центра скольжения на расстоянии t от точки набегания переднего колеса на наружный рельс (фиг. 771):

$$\Sigma Y = r_2 \cos\alpha - c \sin\alpha + y \cos\alpha = r_1,$$

$$\Sigma X = r_2 \sin\alpha + c \cos\alpha + y \sin\alpha = a,$$



Фиг. 772.

откуда для $y \geqslant 0$:

$$y = -r_2 + \sqrt{r_1^2 + a^2 - c^2}. \quad (690)$$

Здесь

$$r_1 = \sqrt{R_н^2 - t^2} - e,$$

$$r_2 = \sqrt{R_н^2 - l^2 - e}.$$

При

$$R \cong r_1 \cong r_2$$

$$y = -R + \sqrt{R^2 + a^2 - c^2}. \quad (691)$$

II. Шкворень укреплен в раме тележки (фиг. 772)

$$y = r_1 - \sqrt{r_2^2 + c^2 - a^2} \quad (692)$$

или приближенно

$$y = R - \sqrt{R^2 + c^2 - a^2} \quad (693)$$

Подсчет по этим формулам дает почти одинаковые результаты, поэтому приведенными формулами можно пользоваться с достаточной точностью как в I, так и во II случаях.

В случае динамической установки тележки в формулах нужно принять $l = \frac{l}{2}$ Если, кроме того, главное строение тоже занимает динамическую установку, то a принимается равным расстоянию от шкворня тележки до середины между первой и задней сцепными осями, набегающими на наружный рельс.

Максимальное перемещение тележки имеет место при радиальной установке задней оси тележки и паровоза.

§ 5. Возвращающие устройства

Тележки хотя и соединяются с рамой, однако эта связь допускает и поперечное перемещение относительно рамы и вращение вокруг шкворня. Такая связь осуществляется при помощи возвращающего устройства. В некоторых типах возвращаюших устройств нагрузка на тележку передается через возвращающее устройство. Такие возвращающие устройства имеют между рамой и тележкой промежуточную люльку, подвижно прикрепляемую либо к раме

НБ УДУНТ (ДІІТ)

паровоза, либо к раме тележки. В подобных возвращающих устройствах возвращающая сила получается как составляющая от веса, передающегося на тележку. Такие возвращающие устройства имеются в виде: наклонных плоскостей, подвесок, секторов и рокеров.

Довольно большое распространение имеют устройства, в которых нагрузка на тележку передается через специальные подвижные боковые опоры, а возвращающая сила реализуется за счет упругости горизонтально устанавливаемых рессор или пружин. Кроме этих двух, имеются еще возвращающие устройства, в которых возвращающая сила реализуется за счет комбинации первых двух.

При движении паровоза по кривой тележка по отношению к раме паровоза отклоняется в сторону кривой; возникающая в возвращающем устройстве поперечная сила Q_m действует на тележку, а Q_p — на раму паровоза. Эта последняя помогает поворачивать паровоз в кривой и тем самым облегчает ее прохождение.

Уравнения движения паровоза в кривой

1) При вращении вокруг вертикальной оси, проходящей через центр тяжести паровоза:

$$I\frac{d^2\psi}{dt^2} = M_f + M_c - \Sigma Q_q l_Q - \Sigma Y l_y.$$

Если тележка своего разбега не использовала, то во вращении принимает участие только масса главного строения паровоза.

2) При поперечном перемещении паровоза по кривой:

$$M\frac{d^2y}{dt^2} = \Sigma Q_p + \Sigma Y - \Sigma P_f.$$

Из этих уравнений видно, что возвращающая сила снижает реакцию рельса на реборду колеса. Выбор величины возвращающей силы производится так, чтобы движение паровоза по кривым было безопасным. Помимо этого, возвращающая сила должна смягчать удар при входе паровоза в кривую. Поэтому выбор величины возвращающей силы производится на основе тщательного рассмотрения результатов динамического вписывания паровоза в кривую и ударного входа в нее. При этом выбранная возвращающая сила также должна давать удовлетворительный результат и при ходе паровоза назад. Величина возвращающей силы делается постоянной или переменной (увеличивающейся или уменьшающейся) по мере отклонения тележки.

Для устойчивости движения полезна начальная возвращающая сила. При движении в кривой возвращающая сила, приложенная на высоте h от головки рельса, вызывает перегруз наружного и разгруз внутреннего колес тележки на величину (фиг. 773):

$$p = Q\frac{h}{2\xi_k}.$$

Одновременно происходит изменение нагрузок колес главного строения: разгруз наружных, перегруз внутренних.

При движении в кривых изменение расстояний от середины паровоза до опорных точек возвращающего устройства вызывает изменение нагрузок, передающихся на точки опоры, а следовательно и нагрузок колес: разгруз внутреннего и перегруз наружного на величину

$$q = Z_{нар} = Z_{вн} = P\frac{y}{2\xi_k}.$$

Кроме того, из-за поднятия или опускания возвращающего устройства происходит одновременное изменение нагрузок колес: и тележки, и главного строения паровоза. Это изменение нагрузок зависит от величины поднятия опоры и жесткости рессор.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Типы возвращающих устройств

Наклонные плоскости (фиг. 774)

При перемещении тележки из среднего положения возникает постоянная возвращающая сила

$$Q_m = P \operatorname{tg} \alpha. \tag{694}$$

Благодаря трению

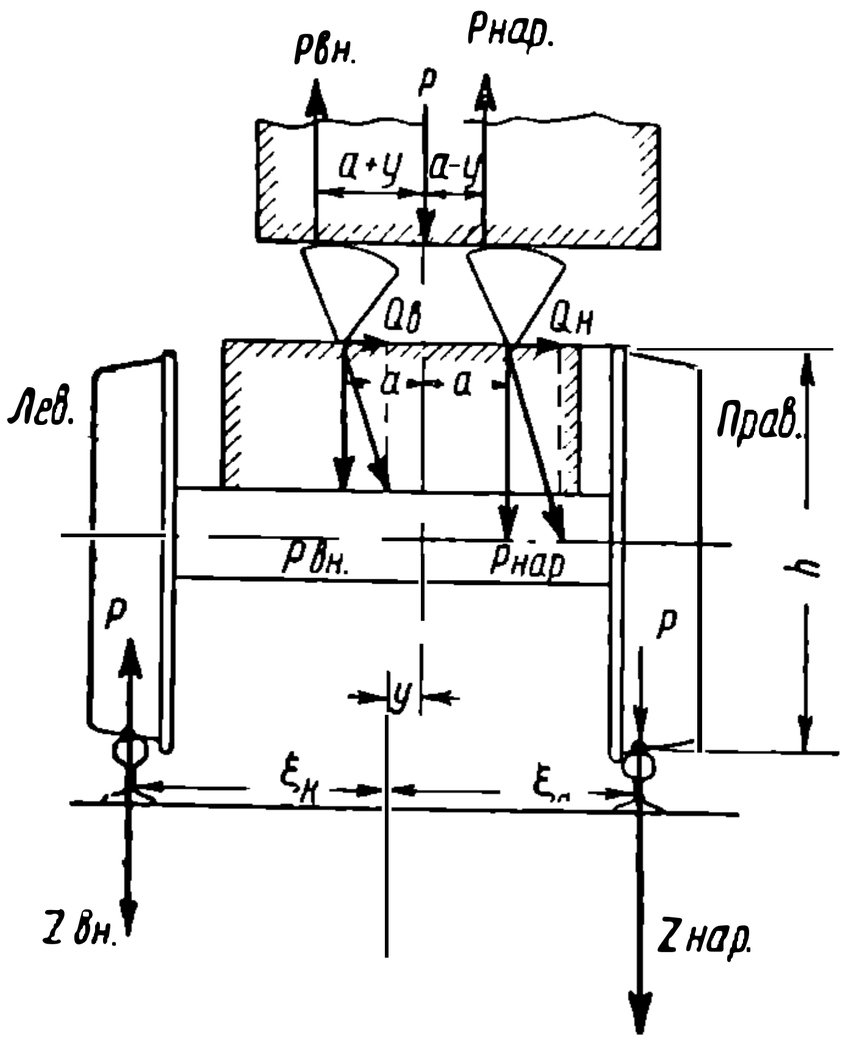
$$Q_m = P \frac{\operatorname{tg} \alpha - f}{1 + \operatorname{tg} \alpha f}. \tag{695}$$

Обычно

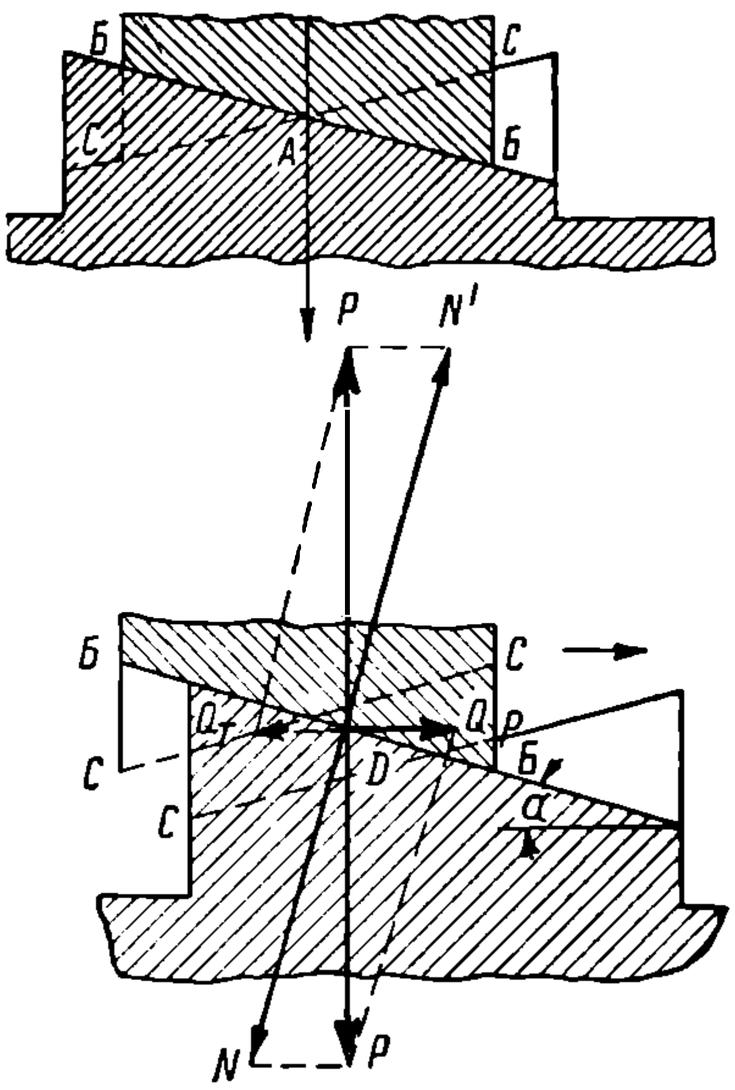
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{6} \div \frac{1}{9};$$

$f = 0{,}05$ — при хорошей смазке;
$f = 0{,}15$ — при плохо смазанных плоскостях.

Строение паровоза



Фиг. 773.



Фиг. 774.

Благодаря наличию трения сила, необходимая для отклонения тележки из среднего положения, найдется:

$$Y = P \operatorname{tg} (\alpha + \varphi), \tag{696}$$

где φ — угол трения.

Подъем главного строения или опускание рамы тележки равно

$$h = y \operatorname{tg} \alpha,$$

где h — подъем рамы при отклонении тележки на y *мм*.

Поэтому перегруз рессоры тележки:

$$P = жh = ж \cdot y \operatorname{tg} \alpha.$$

Наклонные плоскости и катки (фиг. 775)

Это устройство имеет широкое распространение в США. При отклонении из среднего положения возникает постоянная возвращающая сила

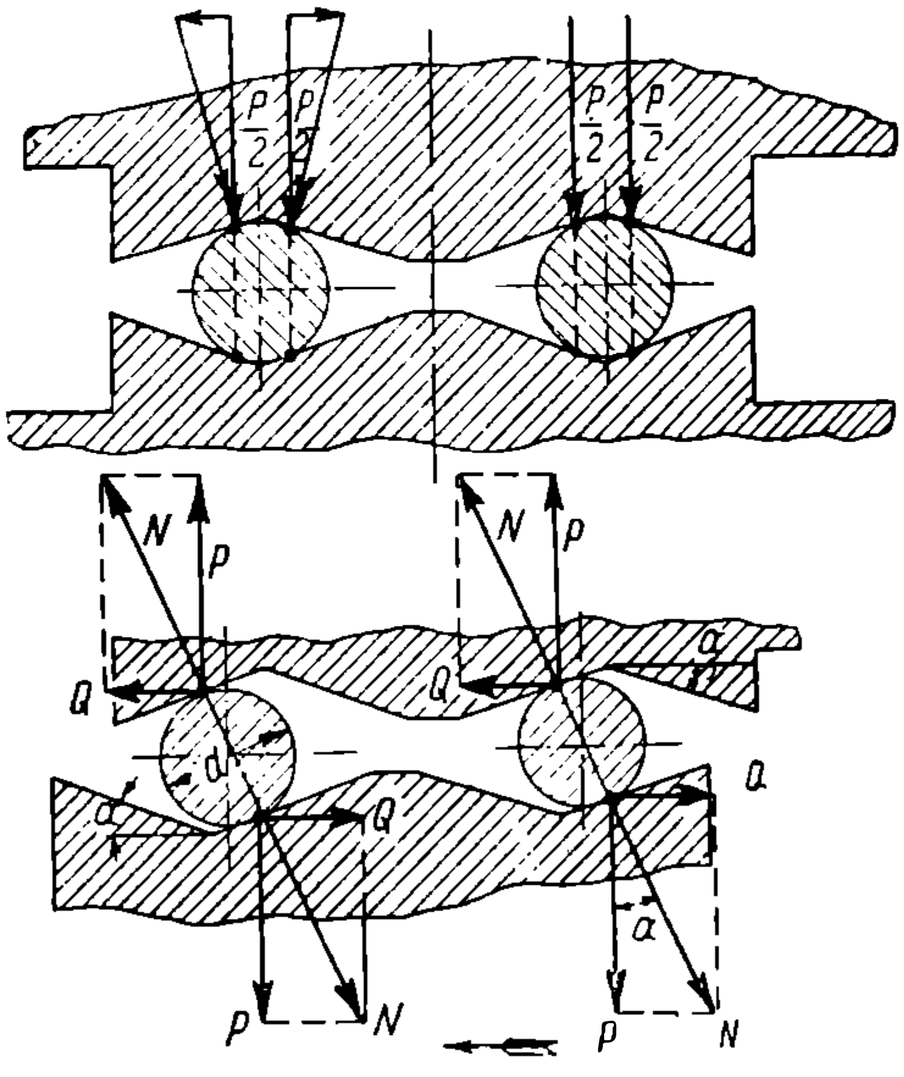
$$Q = P \operatorname{tg} \alpha,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

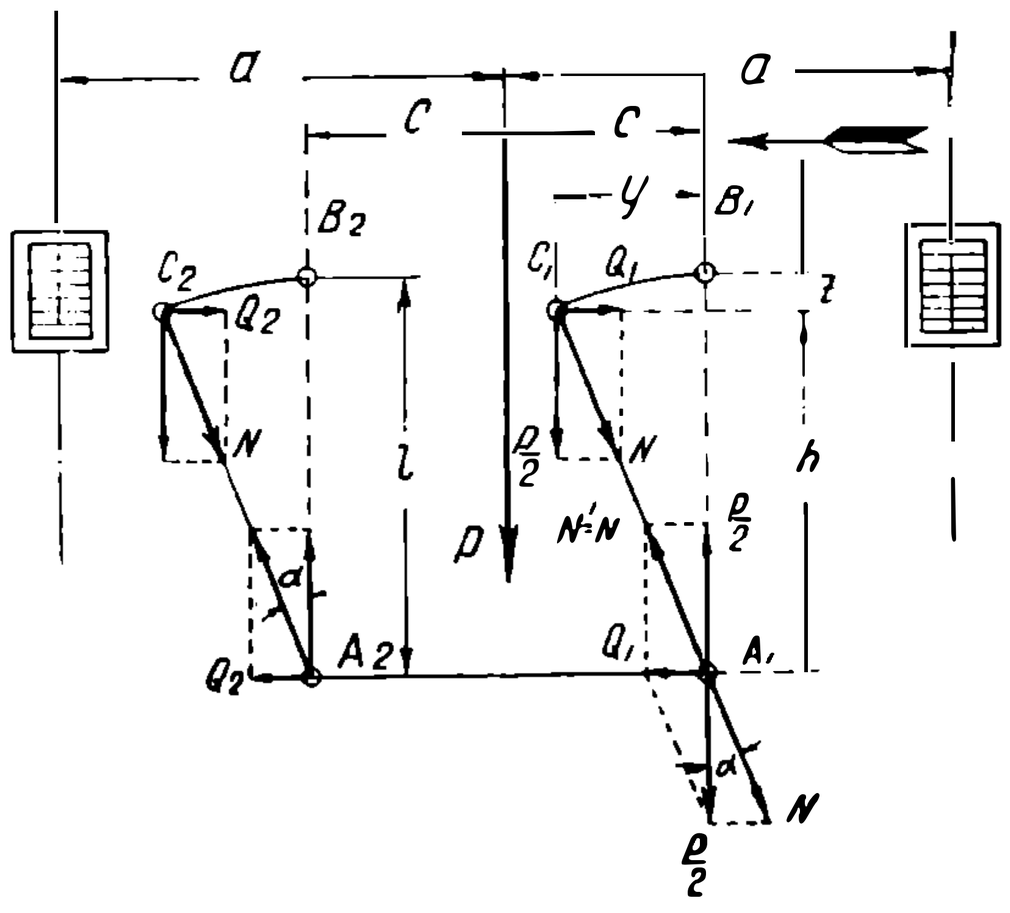
или с учетом трения, которое здесь невелико:

$$Q = P\left(\operatorname{tg}\alpha - \frac{\mu}{d\cos^2\alpha}\right), \qquad (697)$$

где α — угол наклонных плоскостей;
μ — коэфициент трения качения — 0,005;
d — диаметр цилиндрического катка (8,0—10 *см*).



Фиг. 775.



Фиг. 776.

При известной возвращающей силе:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{d}{2\mu} \pm \sqrt{\frac{d^2}{4\mu^2} - \frac{Qd}{P\mu} - 1}$$

Возвращающие устройства в виде подвесок

Нагрузка на раму тележки передается через люльку, подвешенную на четырех подвесках.

Вертикальные подвески (фиг. 776).

При отклонении тележки от среднего положения на *y мм*

$$Q = Q_1 + Q_2 = P\operatorname{tg}\alpha$$

или

$$Q = P\frac{y}{\sqrt{l^2 - y^2}},$$

где l — длина подвески.

Начальная возвращающая сила $Q_н = 0$; с увеличением отклонения происходит возрастание возвращающей силы по кривой.

Дополнительный прогиб рессор:

$$z = l - \sqrt{l^2 - y^2}$$

Изменение нагрузки рессоры — $ж \cdot z\frac{c}{a}$.

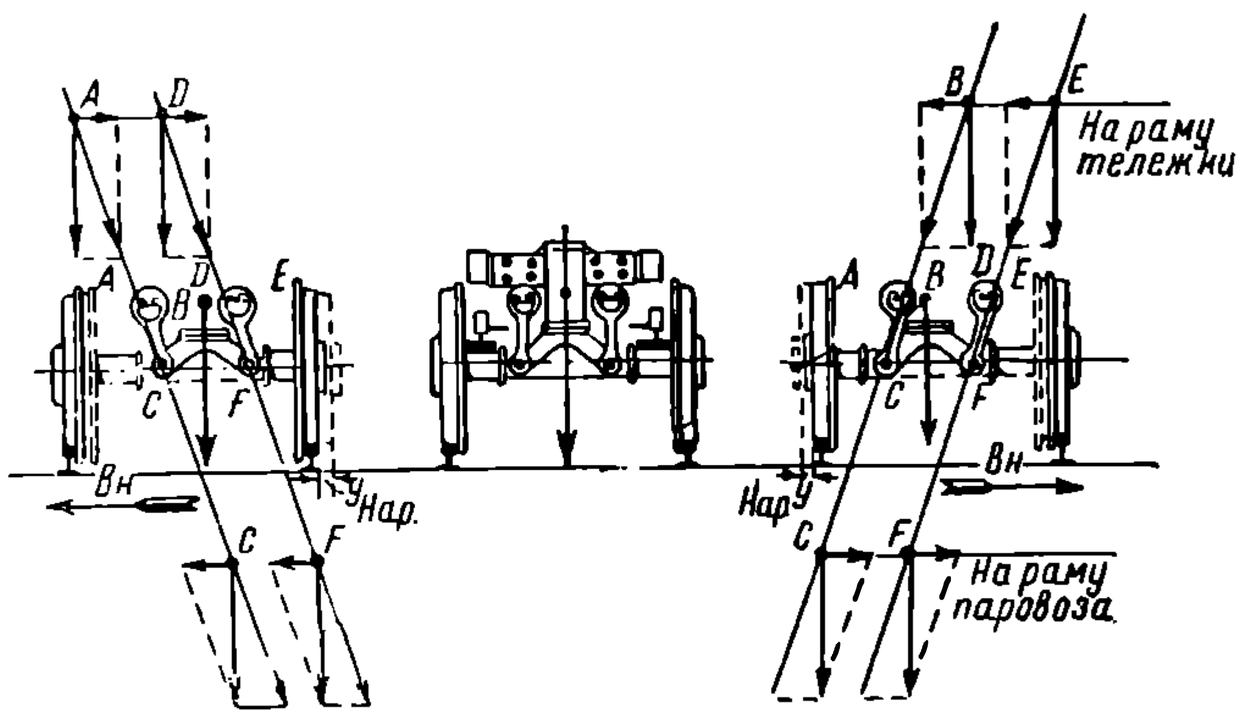
При расчетах влиянием изменения нагрузки рессор, благодаря дополнительному прогибу, на величину возвращающей силы обычно пренебрегают.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Трехопорные вертикальные подвески (фиг. 777)

На фиг. 777 показано люлечное возвращающее устройство тележки с трехопорными подвесками и действие возвращающих сил при смещении тележки от оси паровоза.

При отклонении тележки перестает работать одна из двух рядом расположенных опор *C* и *B*:

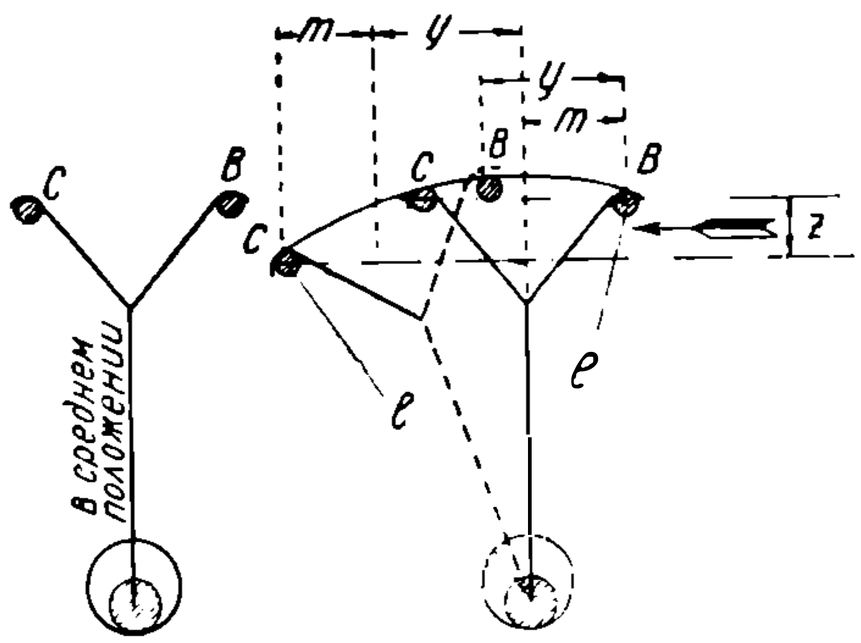


Фиг. 777.

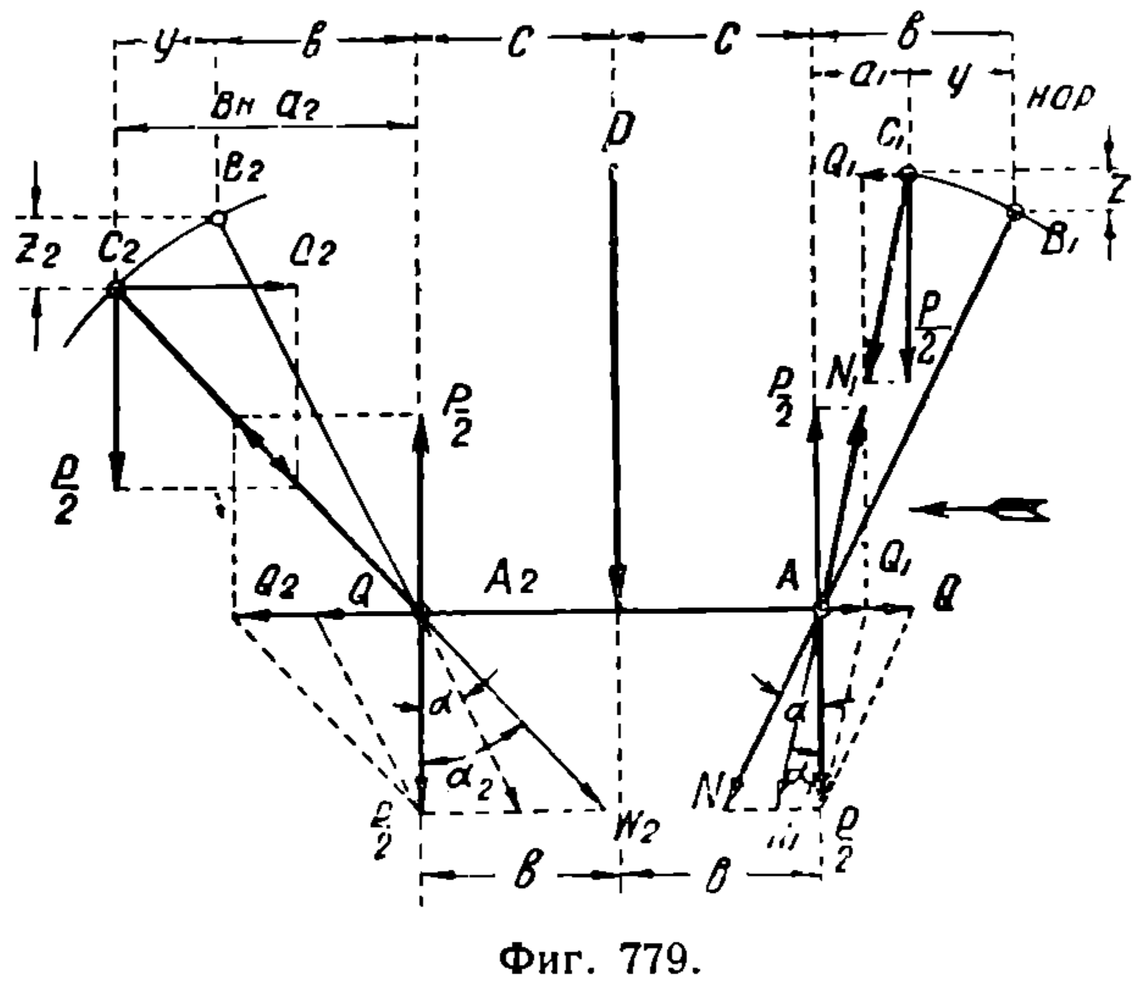
C — при отклонении в сторону *B* или *B* — при отклонении в сторону *C* (фиг. 778).

Эти подвески имеют начальную возвращающую силу, которой нет в предыдущем типе:

$$Q_н = P \cdot \operatorname{tg}\alpha = P\frac{m}{\sqrt{l^2 - m^2}}. \qquad (698)$$



Фиг. 778.



Фиг. 779.

При отклонении

$$Q = P\operatorname{tg}\alpha_1 = P\frac{m+y}{\sqrt{l^2-(m+y)^2}}. \qquad (699)$$

Дополнительный прогиб

$$z = \sqrt{l^2 - m^2} - \sqrt{l^2 - (m+y)^2} \qquad (700)$$

Преимущества этих подвесок:

наличие начальной возвращающей силы, повышающей устойчивость движения;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

наибольшая величина возвращающей силы по сравнению с другими типами подвесок;

отсутствие скольжения люльки;

одинаковый перегруз всех тележечных колес.

Наклонные подвески, расходящиеся кверху (фиг. 779)

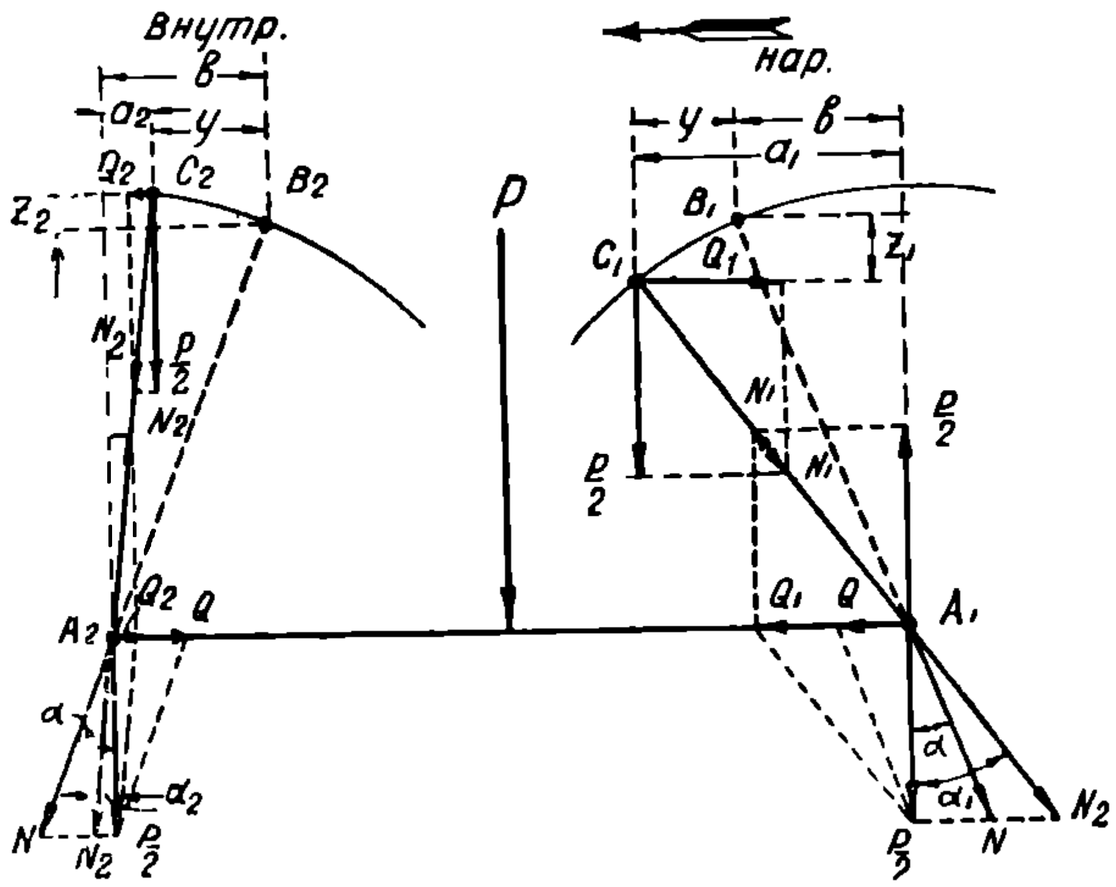
При отклонении тележки в сторону на y *мм* наружная подвеска поднимается на

$$z_1 = \sqrt{l^2 - (b - y)^2} - \sqrt{l^2 - b^2},$$

а внутренняя опускается на

$$z_2 = \sqrt{l^2 - b^2} - \sqrt{l^2 - (b + y)^2}.$$

Благодаря этому происходит разгруз наружных колес и перегруз внутренних. Начальная возвращающая сила $Q_н = 0$.



Фиг. 780.

Возвращающая сила при отклонении на y *мм*:

$$Q = Q_2 \pm Q_1 = \frac{P}{2}\operatorname{tg}\alpha_1 \pm \frac{P}{2}\operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{P}{2}\left(\frac{a_2}{\sqrt{l^2 - a^2_2}} \pm \frac{a_1}{\sqrt{l^2 - a^2_1}}\right);$$

$$a_1 = b - y;\ a_2 = b + y.$$

Знак — берется при $y < b$.

Знак + берется при $y > b$.

Наклонные, сходящиеся кверху подвески (фиг. 780)

Здесь при отклонении тележки в отличие от предыдущего типа:

наружные подвески опустятся на

$$z_1 = \sqrt{l^2 - b^2} - \sqrt{l^2 - (b+y)^2};$$

внутренние поднимутся на

$$z_2 = \sqrt{l^2 - (b - y)^2} - \sqrt{l^2 - b^2}.$$

Рессоры наружной стороны перегружаются, а внутренней — разгружаются.

Начальная возвращающая сила $Q_н = 0$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При отклонении тележки по отношению к раме паровоза внутрь кривой на y *мм*:

$$Q = Q_1 \pm Q_2 = \frac{P}{2} \operatorname{tg} \alpha_1 \pm \frac{P}{2} \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{P}{2} \left(\frac{a_1}{\sqrt{l^2 - a^2_1}} \pm \frac{a_2}{\sqrt{l^2 - a^2_2}} \right),$$

где

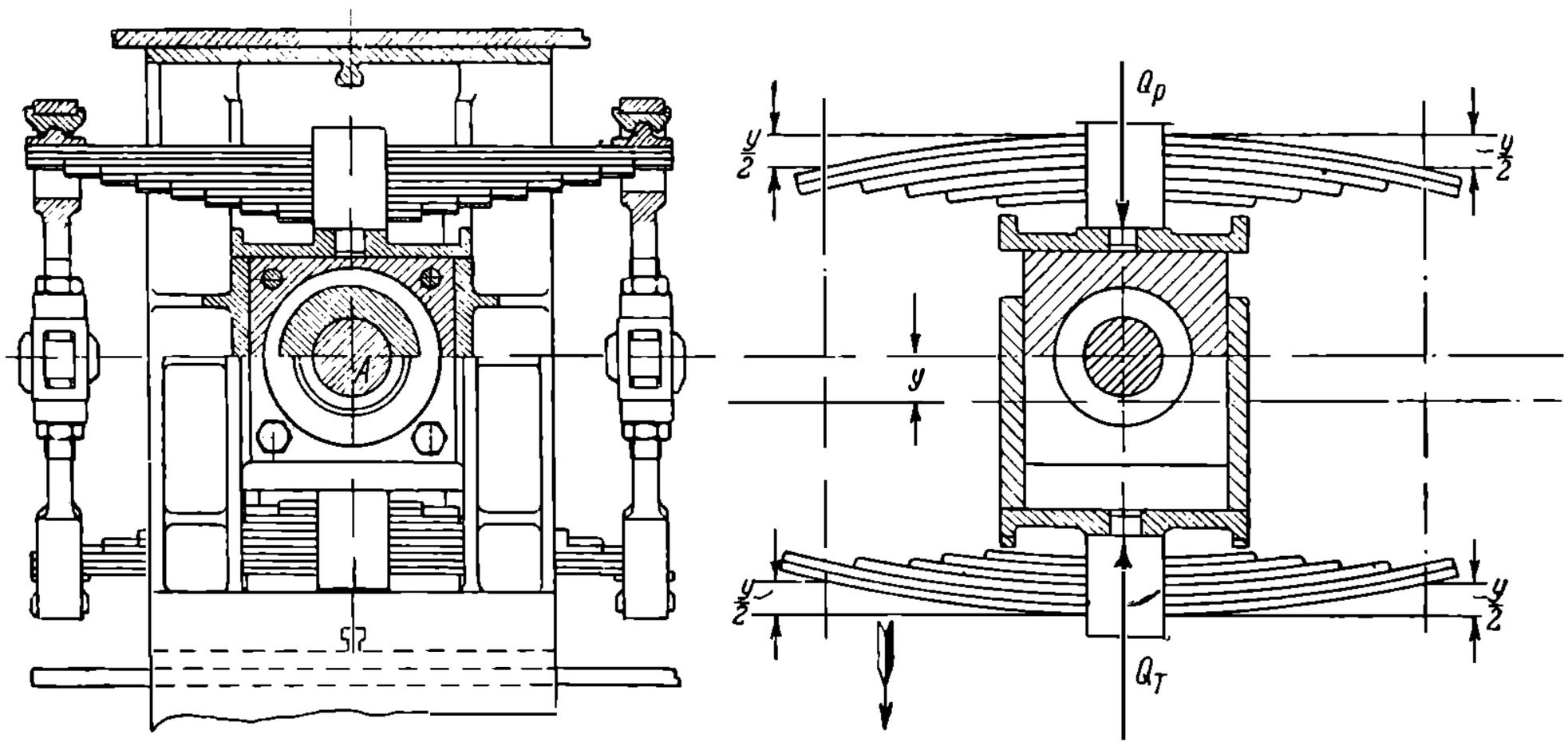
$$a_1 = b + y;\ a_2 = b - y.$$

Знак — берется при разном отклонении подвесок $y < b$.
Знак + берется при одинаковом отклонении подвесок $y > b$.

Пружинные и рессорные возвращающие устройства

Возвращающая сила не зависит от переменного веса, передающегося на тележку.

Эти устройства могут давать начальную возвращающую силу, а также разный темп нарастания возвращающей силы.



Фиг. 781.

Последнее целесообразно для работы в кривых разного радиуса.
Трение между листами рессор способствует затуханию колебаний виляния.
1) Возвращающая сила равна упругости одной рессоры (фиг. 781).
Благодаря соединению концов рессор стяжками будем иметь:
при начальной затяжке рессор

$$Q_н = жf_0, \tag{701}$$

при отклонении на y *мм*

$$Q = Q_н + \frac{жy}{2} = ж \left(f_0 + \frac{y}{2} \right) \tag{702}$$

Нарастание возвращающей силы идет по закону прямой.
Здесь: $ж$ — жесткость рессоры;
f_0 — прогиб при предварительной затяжке.
2) Возвращающая сила равна суммарной упругости рессор.
При затяжке обе пружины сжаты и дают:

$$Q_н = 2жf_0. \tag{703}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При отклонении в сторону на y *мм* обе пружины также сжимаются, поэтому

$$Q = 2\,ж(f_0 + y). \tag{704}$$

Изменение возвращающей силы идет по закону прямой линии.

3) Возвращающая сила равна разности упругостей обеих рессор (фиг. 782).

Концы рессор шарнирно соединены с рамой тележки. Несмотря на затяжку, рессоры дают

$$Q_н = 0. \tag{705}$$

При отклонении рамы тележки на y *мм* рессора, в сторону которой идет перемещение, распустится и даст силу упругости

$$Q_2^т = Q_н - ж \cdot y.$$

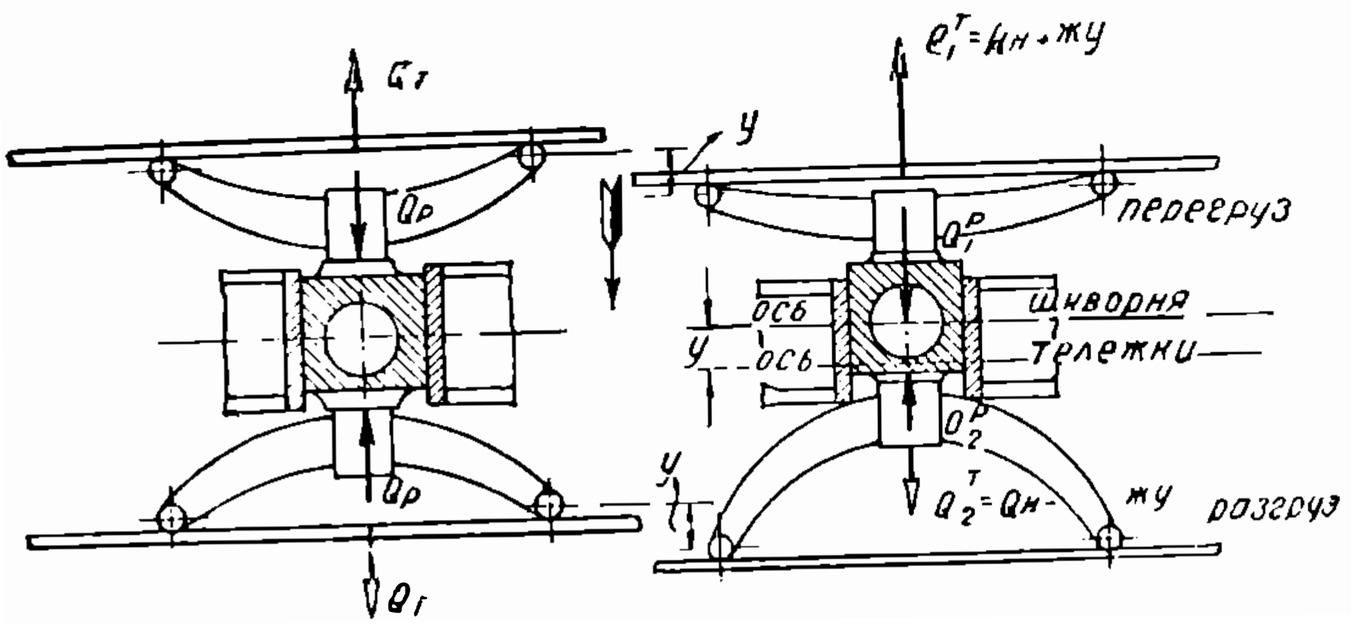
Рессора же на противоположной стороне сожмется и даст силу упругости

$$Q_1^т = Q_н + ж \cdot y.$$

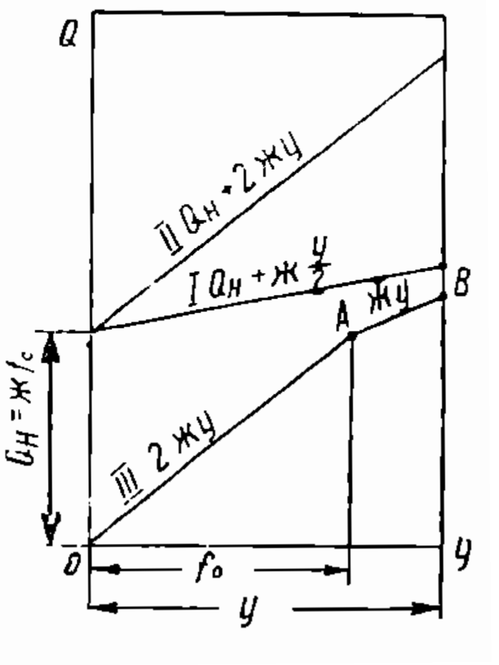
Поэтому

$$Q = Q_1^т - Q_2^т = Q_н + ж \cdot y - (Q_н - ж \cdot y),$$

$$Q = 2\,ж \cdot y. \tag{706}$$



Фиг. 782.



Фиг. 783.

После того, как отклонение тележки y достигает величины прогиба рессоры при начальной затяжке f_0, одна рессора совсем распустится и темп нарастания возвращающей силы уменьшится в два раза (фиг. 783).

Следовательно:

при

$$y > f_0 \quad Q = Q_н + ж \cdot y. \tag{707}$$

Секторовидные возвращающие устройства

Секторовидные возвращающие устройства имеют наибольшее распространение из-за простоты, надежности и неизменности работы, а также из-за возможности получить любой закон и темп изменения возвращающей силы.

Возвращающая сила получается за счет веса, передающегося от главного строения паровоза на секторы, число которых не менее двух.

Для реализации возвращающей силы необходимо, чтобы:

опоры сектора у рамы паровоза и тележки не лежали на одной прямой;

перекатывание сектора по опоре происходило без скольжения;

очертания опорных поверхностей сектора и опор соответствовали величине и закону изменения возвращающей силы.

При выполнении этих условий:

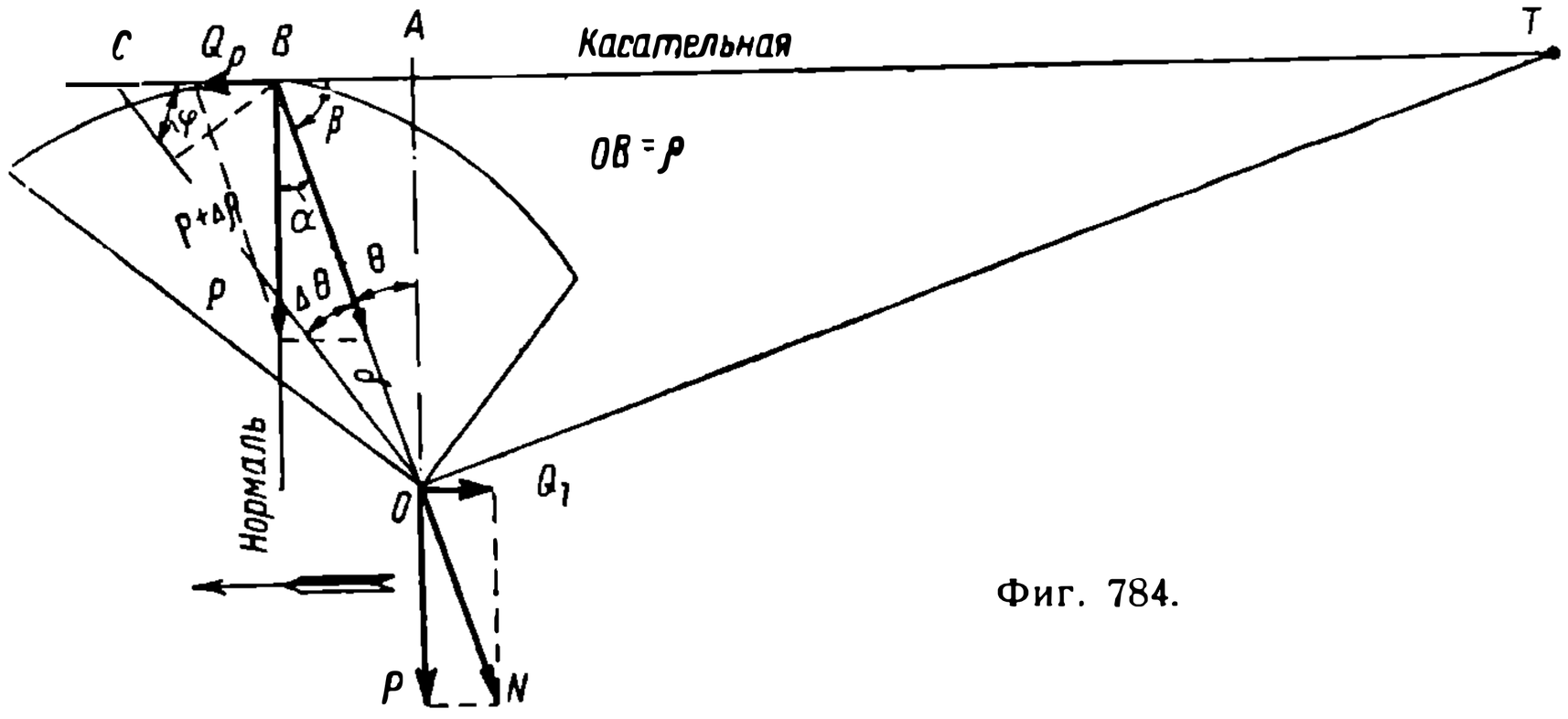
$$Q_т = P \operatorname{tg} \alpha, \tag{708}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где α — угол между нормалью и радиусом-вектором к точке касания опоры и сектора.

Таким образом темп и закон изменения возвращающей силы зависят от угла α.

При постоянном угле α — возвращающая сила тоже постоянна и, наоборот, переменна — при переменном угле α (фиг. 784).



Фиг. 784.

Сектор с постоянной возвращающей силой

Если опорная плоскость рамы горизонтальная, то очертание сектора должно удовлетворять уравнению логарифмической спирали

$$\rho = \rho_0 e^{\theta \operatorname{tg}\alpha}, \tag{709}$$

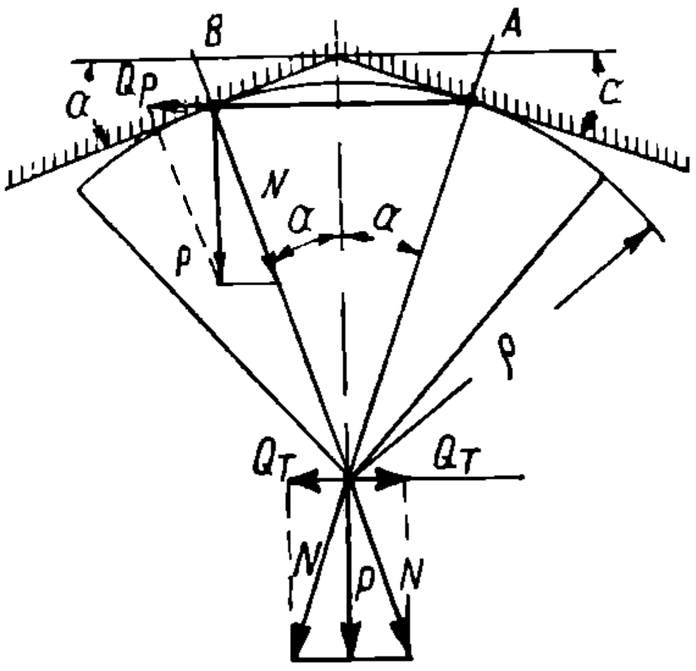
где ρ — переменный радиус-вектор.

В этом случае:

$$Q = P \operatorname{tg}\alpha. \tag{710}$$

Во избежание скольжения необходимо, чтобы:

$$fP \geq Q = P \operatorname{tg}\alpha, \text{ т .е. } f \geqslant \operatorname{tg}\alpha. \tag{711}$$



Фиг. 785.

Обычно берут

$$\operatorname{tg}\alpha \leqslant \frac{1}{5} \div \frac{1}{6}.$$

Такую же постоянную возвращающую силу дает и сектор с круговым очертанием, но с опорной поверхностью в виде наклонных плоскостей под углом α (фиг. 785).

Сектор с переменной увеличивающейся возвращающей силой

Здесь угол между радиусом-вектором и нормалью к касательной, в точке соприкосновения сектора с опорной поверхностью переменный. Если:

$$\alpha = a \cdot \Theta,$$

где a — коэфициент пропорциональности, то очертание сектора должно быть выполнено по кривой

$$\rho = \frac{\rho_0}{\sqrt[a]{\cos a\Theta}}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Величина возвращающей силы

$$Q_н = 0;\ Q = P \operatorname{tg}(a\Theta). \tag{712}$$

Начальную возвращающую силу можно получить, сделав опорную поверхность в виде наклонных плоскостей. Тогда:

$$Q_н = P \operatorname{tg} \alpha \tag{713}$$

и

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + a\Theta). \tag{713'}$$

Еще более быстрый темп роста возвращающей силы будет при очертании сектора по спирали

$$\rho = \rho_0 e^{\frac{a}{n+1}\Theta^{n+1}},$$

которая даст возвращающую силу

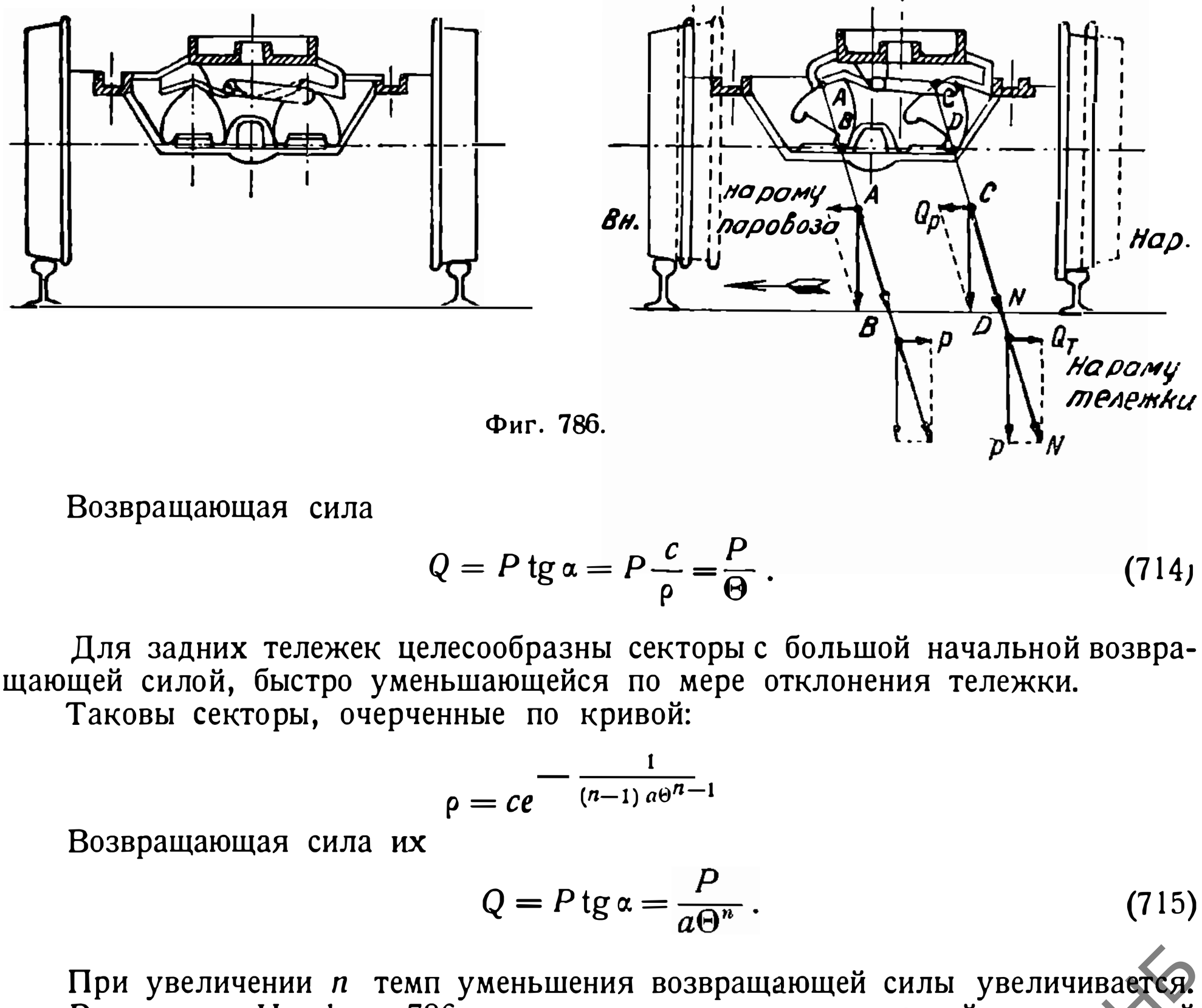
$$Q = Pa\Theta^n.$$

Здесь n — численный коэфициент > 1.

Сектор с переменной уменьшающейся возвращающей силой

В этих секторах угол между радиусом-вектором и нормалью уменьшается. Очертание сектора должно быть сделано по Архимедовой спирали:

$$\rho = c\Theta.$$



Фиг. 786.

Возвращающая сила

$$Q = P \operatorname{tg} \alpha = P\frac{c}{\rho} = \frac{P}{\Theta}. \tag{714}$$

Для задних тележек целесообразны секторы с большой начальной возвращающей силой, быстро уменьшающейся по мере отклонения тележки.

Таковы секторы, очерченные по кривой:

$$\rho = ce^{-\frac{1}{(n-1)\,a\Theta^{n-1}}}$$

Возвращающая сила их

$$Q = P \operatorname{tg} \alpha = \frac{P}{a\Theta^n}. \tag{715}$$

При увеличении n темп уменьшения возвращающей силы увеличивается.

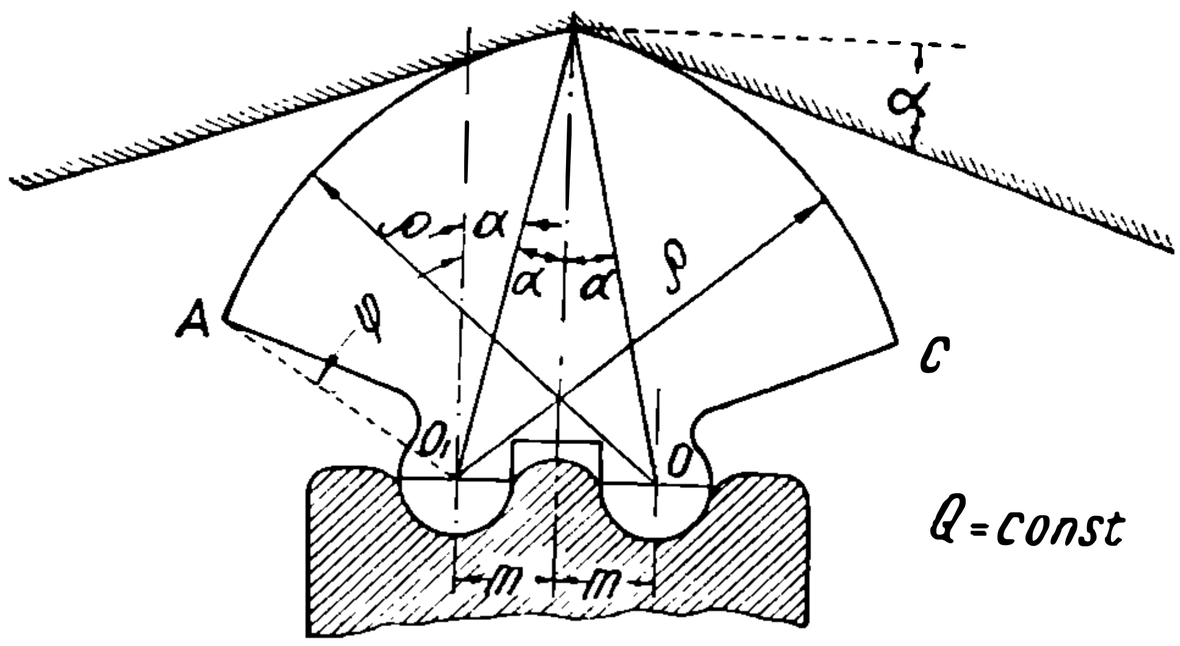
Р о к е р. На фиг. 786 показано возвращающее устройство передней тележки, осуществленное с помощью рокеров.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ограниченность места и необходимость больших отклонений тележек вызвали появление этих биполярных (двухцентровых) секторов называемых рокерами (фиг. 787).

Габарит рокера:

$$AC = 2\rho\,[\sin(\alpha + \varphi) - \sin\alpha].$$



Фиг. 787.

Габарит сектора (фиг. 785):

$$AC = 2\rho \sin(\alpha + \varphi).$$

Действие рокеров аналогично действию трехопорных подвесок.

Начальная возвращающая сила рокера (фиг. 787):

$$Q = const \qquad Q_к = P \operatorname{tg}\alpha = P\frac{m}{\sqrt{\rho^2 - m^2}}.$$

Характер возвращающей силы при отклонении тележки зависит от очертания опорной поверхности, передающей давление на рокер, т. е. от угла между касательной и горизонталью в точке касания рокера и опорной поверхности.

Рокер с постоянной возвращающей силой

При цилиндрическом рокере и опорных плоскостях, наклоненных под углом α к горизонту, возвращающая сила

$$Q = P\,tg\,\alpha. \qquad (716)$$

Рокер с переменной возвращающей силой

Это соответствует цилиндрическому рокеру и параболической опорной поверхности.

Иногда, для упрощения изготовления, параболические опорные поверхности заменяют дугами круга с радиусом, дающим очертание, близкое к параболе.

Благодаря трению в нижней опорной поверхности возвращающая сила при отклонении тележки увеличивается, а при возвращении в среднее положение уменьшается на величину:

$$\Delta Q = f\frac{\rho_0}{\rho}P.$$

Здесь:

$f = 0{,}15$;

ρ_0 — радиус нижней опоры;

ρ — радиус-вектор.

При переменной возвращающей силе во избежание скольжения секторов последние соединяются тягами с люлькой и между собой.

При отклонении сектора или рокера происходит подъем главного строения (или опускание тележки), т. е. изменение нагрузок колес. При трехточечном подвешивании паровоза это обстоятельство не имеет таких последствий, как при индивидуальном подвешивании.

Комбинированные возвращающие устройства

В некоторых тележках ставят по два возвращающих устройства: либо рессорные, либо рессорное и пружинное, а иногда пружины и подвески. На фиг. 788 показан закон изменения возвращающей силы комбинированного возвращающего устройства, поставленного на передней тележке паровоза серии «С».

НВ УДУНТ (ДІІТ)

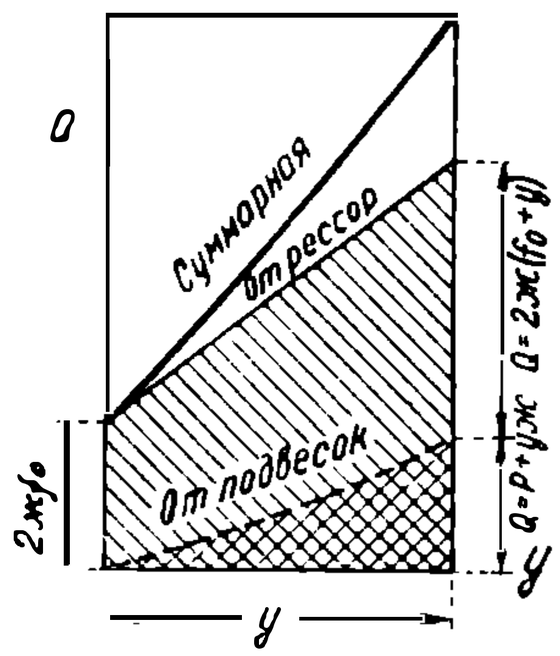
Возвращающие устройства перемещающихся сцепных осей

На перемещающихся сцепных осях возвращающие устройства ставятся в тех случаях, когда требуется уменьшить давление на реборды набегающих колес, а также для обеспечения движения паровоза на задний ход.

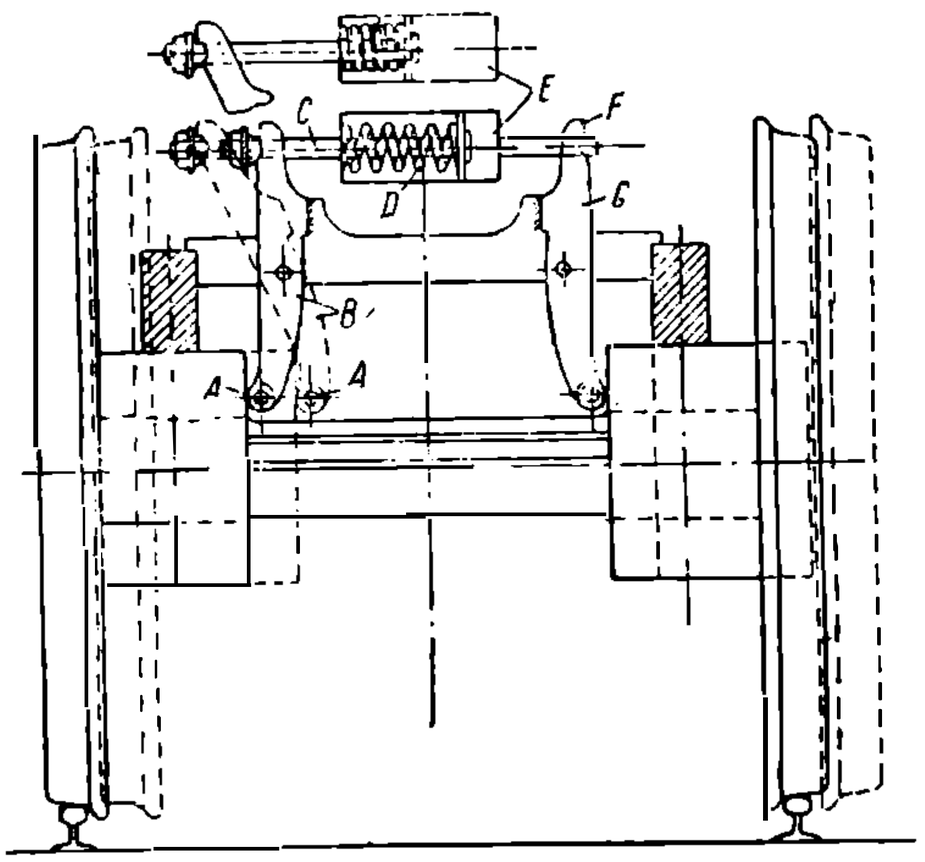
Ввиду больших расстояний до крайних перемещающихся осей от центра тяжести главного строения, величина начальной возвращающей силы делается сравнительно небольшая: 15—20% от веса, приходящегося на колесо, тогда как конечная возвращающая сила составляет 30—40%.

Возвращающие устройства на перемещающихся осях делаются чаще всего пружинного типа. Пружина работает на сжатие при перемещении оси в любую сторону (фиг. 789).

При отклонении оси вправо левая букса (связанная с правой) также отклоняется вместе с осью и нажимает внутренней стороной на ролик *A* рычага *B*.



Фиг. 788.



Фиг. 789.

Рычаг поворачивается вокруг оси и верхним концом, соединенным со стержнем *C*, сжимает пружину *D*, заключенную в обойме *E*. Последняя связана с верхним концом правого рычага.

Правый рычаг, будучи прижат к упору *G* междурамного крепления, остается на месте.

При перемещении оси в другом направлении влево левый рычаг остается на месте, а правый через обойму *D* сжимает пружину.

Если: начальный прогиб $f_н$,

начальная возвращающая сила $Q_н$,
жесткость пружины $ж$,
боковое перемещение $\pm y$,

то

$$Q_н = жf_н$$

и

$$Q = Q_н + жy = ж(f_н + y). \qquad (717)$$

На I и V сцепных осях паровоза серии «ФД» ставились подобные возвращающие устройства, которые давали: $Q_н = 1500$ *кг*.

При перемещении на $y = \pm 25$ *мм*: $Q = 2900$ *кг*.

Иногда возвращающие устройства перемещающихся осей делают с подвесками, а также в виде наклонных плоскостей, дающих постоянную возвращающую силу.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

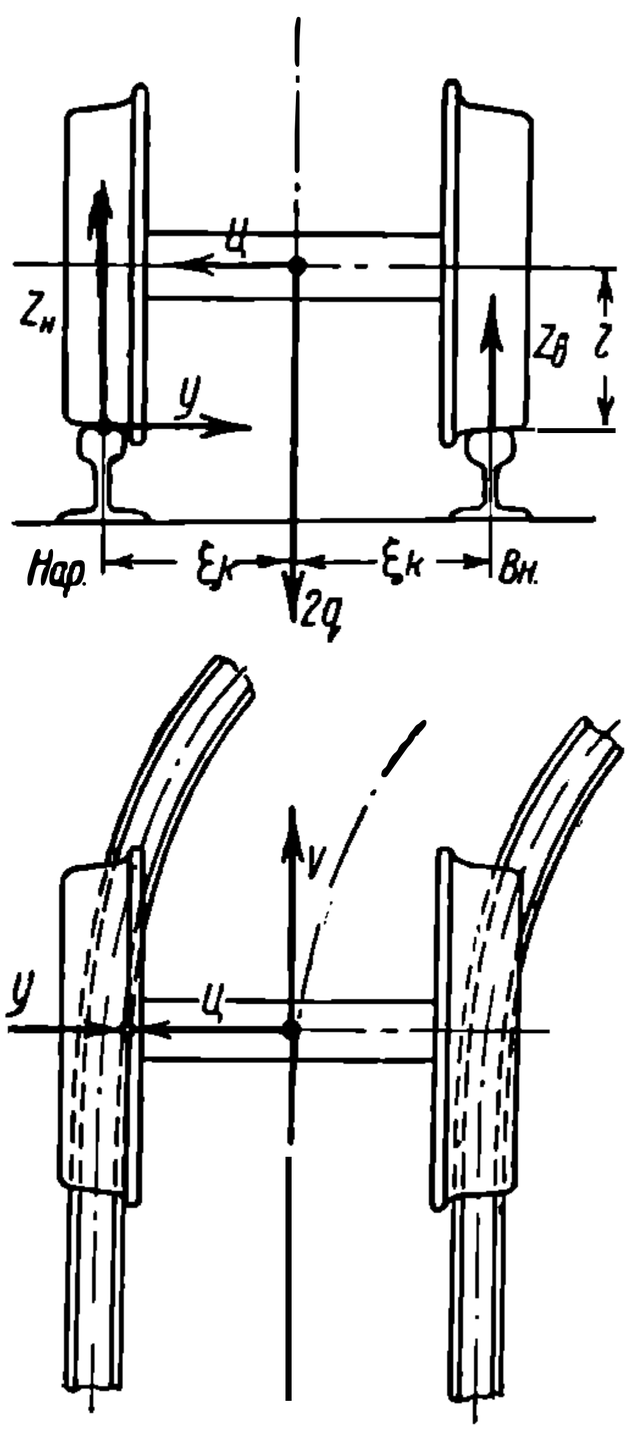
ГЛАВА XV

ВПИСЫВАНИЕ ПАРОВОЗА В КРИВЫЕ

§ 1. Особенности движения в кривых

Движение колесной пары и паровоза в целом по кривой значительно сложнее, нежели по прямому пути.

При переходе колесной пары из прямого пути в кривую (фиг. 790) она стремится двигаться по прямолинейному направлению. После того, как зазор между головкой рельса и гребнем будет использован, гребень набежит на рельс, и в этом положении колесная пара будет проходить кривую. Благодаря наличию центробежной силы $Ц$ рельс дает боковую реакцию на гребень набегающего колеса Y, которая направляет движение колесной пары по кривой и служит причиной усиленного износа гребня и головки рельсов, а в некоторых случаях может создать угрозу безопасности движения в кривой. При этом произойдет изменение нагрузок наружного (перегруз) и внутреннего (разгруз) колес на величину $\frac{Yr}{2\xi_k}$ На основании статических условий равновесия:



Фиг. 790.

$$Z_н = q + \frac{Yr}{2\xi_k}, \tag{718}$$

$$Z_в = q - \frac{Yr}{2\xi_k}, \tag{719}$$

$$Y = Ц = \frac{2q}{g}\frac{v^2}{R}, \tag{720}$$

где R — радиус кривой.

При наличии превышения h наружного рельса появляется составляющая веса

$$C = 2q\frac{h}{2\xi_k}$$

Если $Ц = C$, то нагрузка колес не меняется. Это соответствует скорости

$$v = \sqrt{\frac{h}{2\xi_k}gR}.$$

При любой другой скорости v_R будет появляться боковое давление и изменение нагрузки наружного и внутреннего колес, причем

$$Y = Ц - C = \frac{2q}{gR}(v_R^2 - v^2).$$

При $v_R > v$ — перегруз наружного рельса; при $v_R < v$ — перегруз внутреннего. Кроме того, в этом последнем случае колесная пара может сдвинуться к внутреннему рельсу.

Перемещение колесной пары (фиг. 791) из положения I в положение II по оси пути $ds = Rd\alpha$.

Перемещение центра колесной пары $ds_0 = (R + y)\,d\alpha$, где y — зазор между гребнем и головкой наружного рельса. Ввиду малости y (не более 35 *мм*) можно считать, что

$$ds = ds_0 = R\,d\alpha = \frac{D}{2}\,d\varphi,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где D — диаметр колеса, $d\varphi$ — угол поворота колеса, соответствующий центральному углу $d\alpha$. Отсюда

$$d\alpha = \frac{D}{2R} d\varphi.$$

Перемещения:
наружного колеса

$$ds_н = (R + \xi_k + y)\, d\alpha \cong (R + \xi_k)\, d\alpha;$$

внутреннего колеса

$$ds_в = (R - \xi_k - y)\, d\alpha \cong (R - \xi_к)\, d\alpha;$$

или, подставляя значение $d\alpha$,

$$ds_н = \left(1 + \frac{\xi_k}{R}\right) \frac{D}{2} d\varphi;$$

$$ds_в - \left(1 - \frac{\xi_k}{R}\right) \frac{D}{2} d\varphi.$$

Таким образом наружное колесо должно проходить путь больший, чем центр колеса, а внутреннее меньший. В действительности благодаря коничности бандажа за угол поворота $d\varphi$ проходятся пути:
наружным

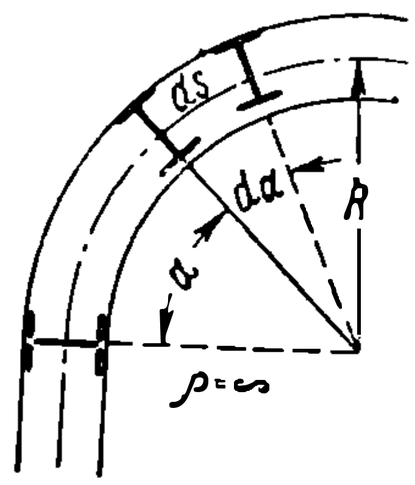
$$dx_н = \left(\frac{D}{2} + \frac{y}{n}\right) d\varphi$$

и внутренним колесом

$$dx_в = \left(\frac{D}{2} - \frac{y}{n}\right) d\varphi.$$

Остающаяся разность путей:

$$\xi_н = ds_н - dx_н = \frac{\xi_k}{R} - \frac{2y}{nD}, \qquad (721)$$



Фиг. 791.

$$\xi_в = ds_в - dx_в = -\frac{\xi_k}{R} + \frac{2y}{nD}, \qquad (722)$$

благодаря неподвижной насадке колес проходится наружным колесом за счет частичного боксования, а внутренним за счет частичного скольжения. Таким образом коничность бандажей способствует уменьшению боксования и скольжения в кривых. Однако при сдвиге колесной пары не наружу, а внутрь кривой (при большом превышении), коничность, наоборот, усиливает подбуксовывание и скольжение по сравнению с цилиндрическими бандажами. Только при радиусе кривой

$$R = \xi_k \frac{rn}{y}$$

продольного скольжения не будет.

При движении паровоза с несколькими осями, установленными параллельно друг другу в одной раме, движение в кривой еще более усложняется. В этом случае передняя колесная пара набежит своим гребнем на наружный рельс и образует с ним угол набегания γ и только одна из последующих осей сможет установиться радиально по направлению радиуса [1].

Наличие угла набегания γ отражается не только на характере движения самого паровоза, но и на величине сил, действующих со стороны рельса на колеса паровоза.

Рассмотрим не радиально установившуюся ось (фиг. 792), точка M которой вращается с угловой скоростью $\omega = \frac{v}{R}$. Тангенциальные скорости точек B и D наружного — $v_н = \omega(R + \xi_к)$ и внутреннего колеса — $v_в = \omega(R - \xi_k)$.

[1] При наличии тележечных осей или радиально устанавливающихся осей последние также могут принимать радиальную установку.

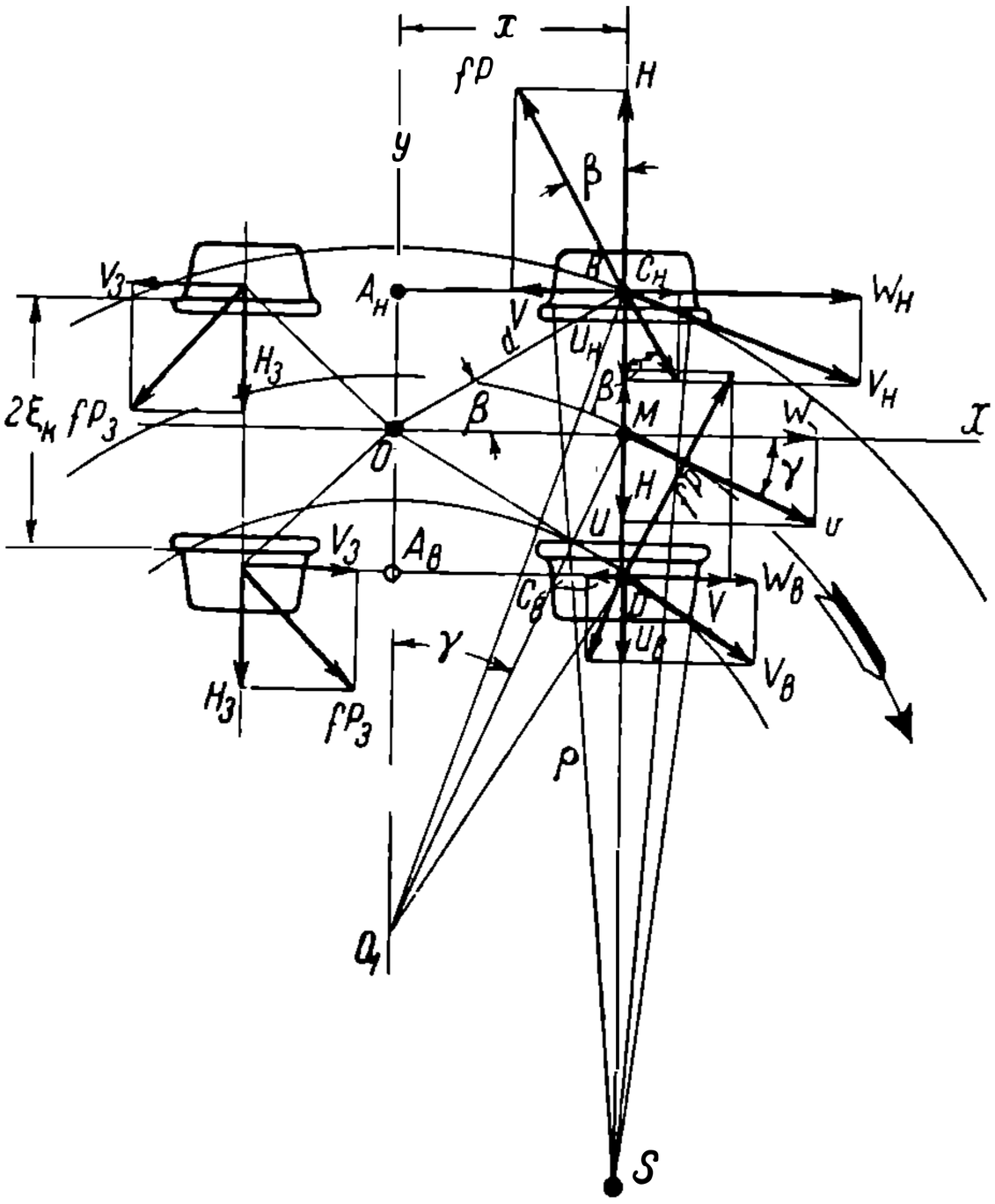
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Разложим эти скорости на составляющие:

продольные $W_н$, $W_в$

и поперечные $U_н$ и $U_в$.

Первые можно рассматривать как результат вращения вокруг центра коничности бандажей S, тогда как вторые получаются в результате вращения вокруг точек $A_н$ и $A_в$, лежащих на перпендикуляре из центра кривой к продольной оси паровоза в точке пересечения с вертикальными плоскостями кругов катания наружного и внутреннего колес, причем $U_н = \omega x$ и $U_в = \omega x$.



Фиг. 792.

Первая составляющая получается за счет вращения колес, тогда как вторая за счет скольжения их по рельсам. Так как ось колесной пары остается постоянно параллельной оси O_1Y, то она имеет еще третье движение — вращение вокруг точки M, осуществляемое скольжением колес, с угловой скоростью

$$\omega' = \frac{W}{\rho}$$

Угловая скорость вращения точек B и D вокруг O равна

$$\omega - \omega' = \frac{v}{R} - \frac{W}{\rho}.$$

Поэтому линейные скорости скольжения кругов катания складываются из этих двух вращений:

$$C_н = \xi_k \left(\frac{v}{R} - \frac{W}{\rho} \right),$$

$$C_в = - \xi_k \left(\frac{v}{R} - \frac{W}{\rho} \right)$$

В эксплуатации коничность бандажей быстро исчезает, они становятся цилиндрическими, почему $\rho = \infty$ и $C_н = \xi_к \omega$, $C_в = - \xi_k \omega$.

Результирующая скорость скольжения имеет величину

$$\sqrt{U^2 + C^2} = \omega \sqrt{x^2 \quad \xi_к^2} = \omega d \qquad (723)$$

и может быть рассматриваема как результат поворота вокруг точки O, лежащей в основании перпендикуляра из центра кривой к продольной оси паровоза. Противоположно результирующей скольжения $\sqrt{U^2 + C^2}$ под углом 90° к линии, соединяющей точку O с опорной точкой бандажа и рельса, направлена сила трения колеса, равная fP. Сила трения fP образует угол β с направлением оси колесной пары BD, причем

$$\cos \beta = \frac{U}{\sqrt{U^2 + C^2}} = \frac{x}{\sqrt{x^2 + \xi_k^2}}, \qquad (724)$$

$$\sin \beta = \frac{W_н}{\sqrt{U^2 + C^2}} = \frac{\xi_k}{\sqrt{x^2 + \xi_k^2}}. \qquad (725)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Противоположно продольному и поперечному скольжениям направлены составляющие силы трения:

$$H = fP\cos\beta = fP\frac{x}{\sqrt{x^2+\xi_k^2}} \tag{726}$$

и

$$V = fP\sin\beta = fP\frac{\xi_k}{\sqrt{x^2+\xi_k^2}}. \tag{727}$$

Здесь: f — коэфициент трения скольжения,
P — нагрузка колеса на рельс,
x — расстояние от любой оси паровоза до точки O,
$\xi_к$ — расстояние от середины паровоза до круга катания.

Коэфициент трения f меняется в зависимости от скорости [1] движения. Опыты германских и голландских железных дорог показали, что коэфициент трения изменяется почти в 2 раза [2]. Тем не менее при сравнительном рассмотрении условий вписывания паровозов в кривые коэфициент трения обычно принимается постоянным $f = 0{,}25$ так же, как и нагрузка колеса P считается равной статической.

Исследования Убелякера [3] (Uebelacker) показали, что для всех осей паровоза, заключенных в одну раму, точка O сохраняет свое неизменное положение и ее можно рассматривать как центр скользящего движения. Эту точку O называют центром скольжения или центром поворота.

Положение центра поворота на продольной оси паровоза зависит от условий движения и меняется в зависимости от сил, действующих на паровоз и изменяющих относительное положение (установку) его в кривой. Таким образом положение центра поворота связано с действующими силами двумя условиями равновесия статики: сумма проекций на поперечную ось $\Sigma P_y = 0$ и сумма моментов $\Sigma M_z = 0$.

Здесь было принято, что паровоз в кривой не развивает силы тяги, т. е. движется по инерции с равномерной скоростью.

При наличии силы тяги продольные силы трения дают равнодействующую, отличную от нуля, уравновешивающуюся с развиваемой силой тяги. В этом случае положение центра поворота связано уже с тремя условиями равновесия статики, так как к прежним двум добавляется третье — сумма проекций на продольную ось X:

$$\Sigma P_y = 0,$$

$$\Sigma M_z = 0,$$

$$\Sigma P_x = 0.$$ [4]

В этом случае центр поворота сдвигается наружу кривой, благодаря чему продольные составляющие наружных колес уменьшаются; при отклонении центра поворота за круг катания наружных колес продольные силы трения последних меняют свое направление. При торможении центр поворота сдвигается внутрь кривой.

При движении паровоза по кривой переход из положения I (фиг. 793) в положение III можно представить состоящим: из поступательного движения из положения I во II, а затем из поворота на угол φ с одновременным вращением вокруг центра поворота O. При этом переднее набегающее колесо идет прижатым к наружному рельсу и образует с ним угол набегания α. При двухосном вагоне или паровозе задняя ось может стать радиально, т. е. по направлению радиуса. В этом случае центр поворота совпадает с радиально установившейся осью.

---

[1] Buchly, Führung und Lauf des Lokomotivrades im Geleise. Sweizerische Bauzeitung, 1923.

[2] „Organ für die Fortschr. d. E“ 1931, № 19.

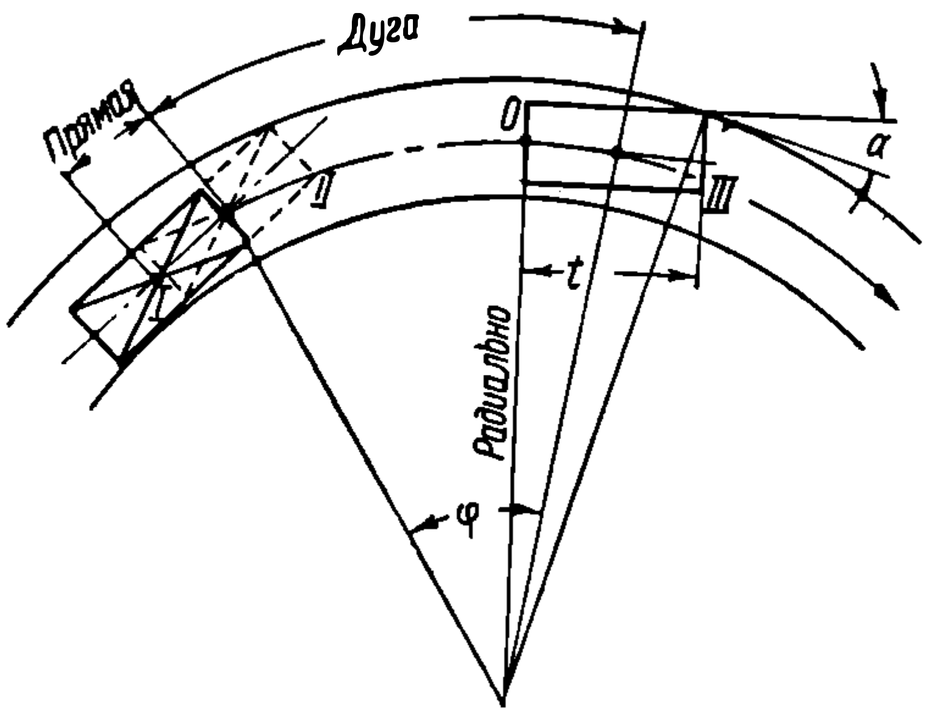
[3] H. Uebe acker „Organ f. d. V. D. E.“, 1903, Beilage.

[4] Uebelacker, „Organ f. d. F. d. E. W“, 1903. Beilage. Porter. Механика паровоза в кривой, 1934, июль и 1936, январь „Railvay Engineer“.

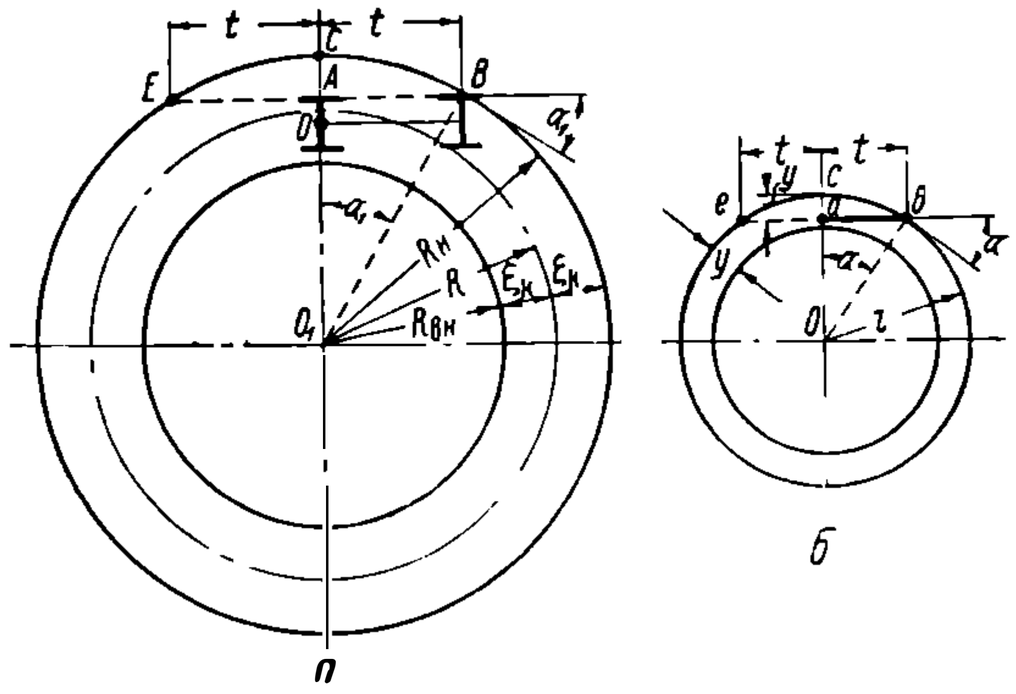
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Между гребнем заднего наружного колеса и головкой наружного рельса образуется зазор $y = \frac{t^2}{2R}$. Колеса этой оси в отличие от прочих не скользят в поперечном направлении, почему их сила трения направлена вдоль оси паровоза. Что касается силы трения передних колес, то их поперечные составляющие влияют на направляющее усилие y со стороны наружного рельса.

В кривой паровоз может занимать любое положение, начиная от такого, когда передняя ось набегает на наружный рельс, а задняя на внутренний, и кончая таким, когда и задняя и передняя оси — обе набегают на наружный рельс. Задачей вписывания паровозов в кривые является: 1) нахождение установки паровоза по отношению к рельсовой колее, определение зазоров между гребнями и головками рельсов и 2) установление величин направляющих усилий и сил сопротивления, возникающих при движении паровоза в кривой.



Фиг. 793.



Фиг. 794.

Первая задача составляет предмет статического (геометрического) вписывания в кривые и решается путем рассмотрения геометрических соотношений между базой паровоза, размерами колеи и радиусом кривой. Для упрощения применяются графические способы. Один из наиболее распространенных — способ Ройя (Roy).

Вторая задача представляет динамическое вписывание и решается путем рассмотрения сил, действующих на паровоз во время движения по кривой.

§ 2. Статическое вписывание в кривые

Способ Ройя (фиг. 794, *а*, *б*). При радиальной установке задней оси

$$t^2 = R^2_н - (R_н - y)^2 \cong 2R_н \cdot y - y^2.$$

Так как y^2 мало по сравнению с радиусом кривой $R_н$, а $R_н$ можно принять равным радиусу кривой R, то без большой ошибки [1]

$$y \cong \frac{t^2}{2R} \text{ или } t = \sqrt{2Ry}.$$

---

[1] Из треугольника ABO_1

$$y = O_1c - O_1A = R - \sqrt{R^2 - t^2}.$$

$$y = R - (R^2 - t^2)^{1/2} = R - R + \frac{1}{2}\frac{t^2}{R} + \frac{1}{8}\cdot\frac{t^4}{R^3} + \frac{1}{16}\frac{t^6}{R^5} +$$

Приняв

$$y = \frac{t^2}{2R},$$

делаем ошибку

$$\frac{1}{8}\frac{t^4}{R^3} + \frac{1}{16}\frac{t^6}{R^5} + \cdots$$

При $R = 150$ *м*, $t = 6$ *м* первый член ошибки $\frac{1}{8}\frac{t^4}{R^3} = 0{,}000048$ *м*, или 0,048 *мм*.

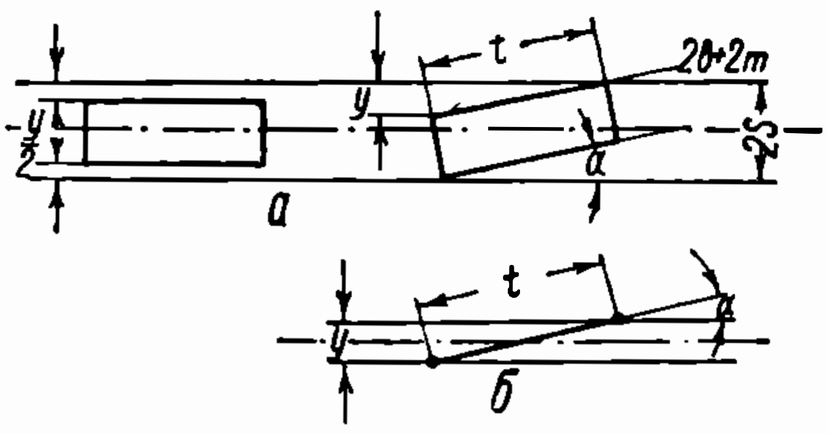
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если: $t > \sqrt{2Ry}$ — задняя ось стремится к внутреннему рельсу, и паровоз проходит кривую в заклиненном положении; (728)

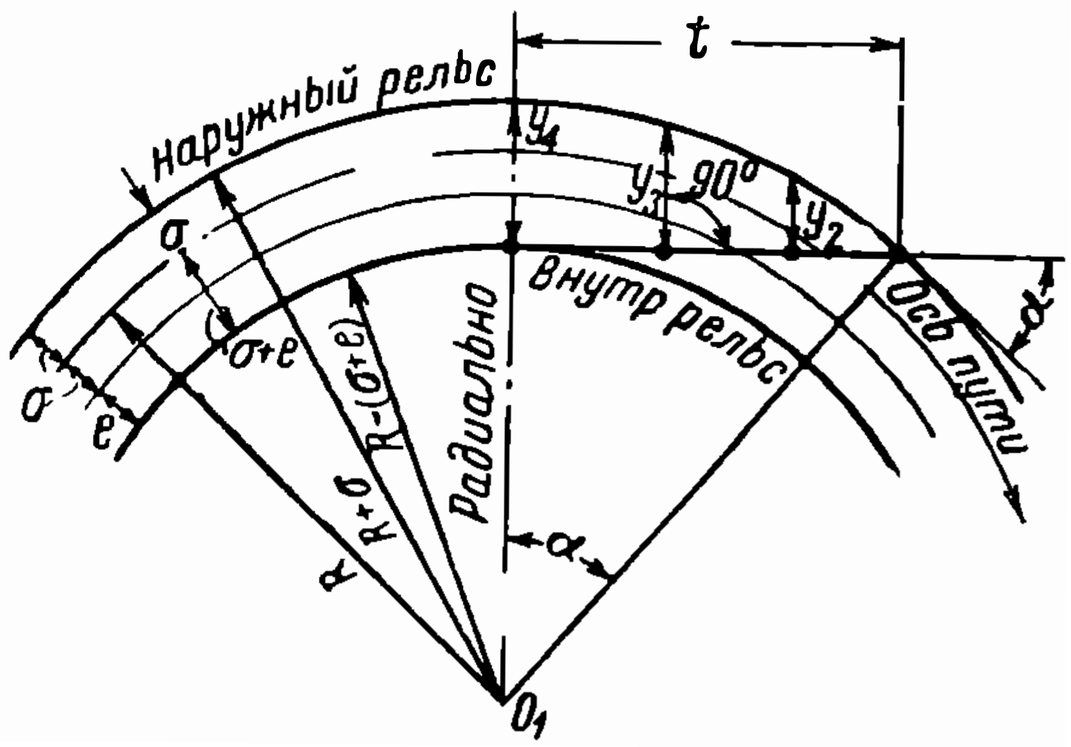
$t = \sqrt{2Ry}$ — задняя ось набегает на внутренний рельс и становится радиально; (729)

$t < \sqrt{2Ry}$ — задняя ось идет радиально в «зазоре» между наружным и внутренним рельсами. (730)

Эти условия для радиальной установки оси справедливы лишь для случая, когда скорость движения настолько незначительна, что возникающая центробежная



Фиг. 795.



Фиг. 796.

сила не преодолевает сил трения бандажей о рельсы и не сдвигает паровоз наружу кривой.

Вычерчивание кривых с расстоянием между наружным и внутренним рельсами, равными ширине колеи, требует много места и очень громоздко. Поэтому Рой предложил свою диаграмму, в которой база паровоза, радиус кривой и поперечные зазоры вычерчиваются в определенных масштабах. Паровоз может перекашиваться в пределах зазоров между гребнями и наружным и внутренним рельсами, причем (фиг. 795, *а*)

$$\sin\alpha = \frac{2S - (2b + 2m)\cos\alpha}{t} \cong \frac{y}{t}, \qquad (731)$$

где $2b$ — расстояние между внутренними гранями бандажей,
m — толщина гребня бандажа.

Из фиг. 795,*б* следует, что паровоз при вычерчивании его в виде прямой линии, а колеи — с расстоянием, равным суммарному зазору между наружным и внутренним гребнями и рельсами, занимает прежнее положение по отношению к колее. Таким образом, если кривая вычерчена радиусом в $\frac{1}{n^2}\left(\frac{1}{2n^2}\right)$ натуральной величины, база паровоза в $\frac{1}{n}\left(\frac{1}{2n}\right)$ натуральной величины, то зазор между гребнем колеса и головкой рельса с достаточной точностью получается в натуральную или половину натуральной величины. Из фиг. 794, *а*

$$\sin\alpha_1 = \frac{t}{R},$$

из фиг. 794, *б*

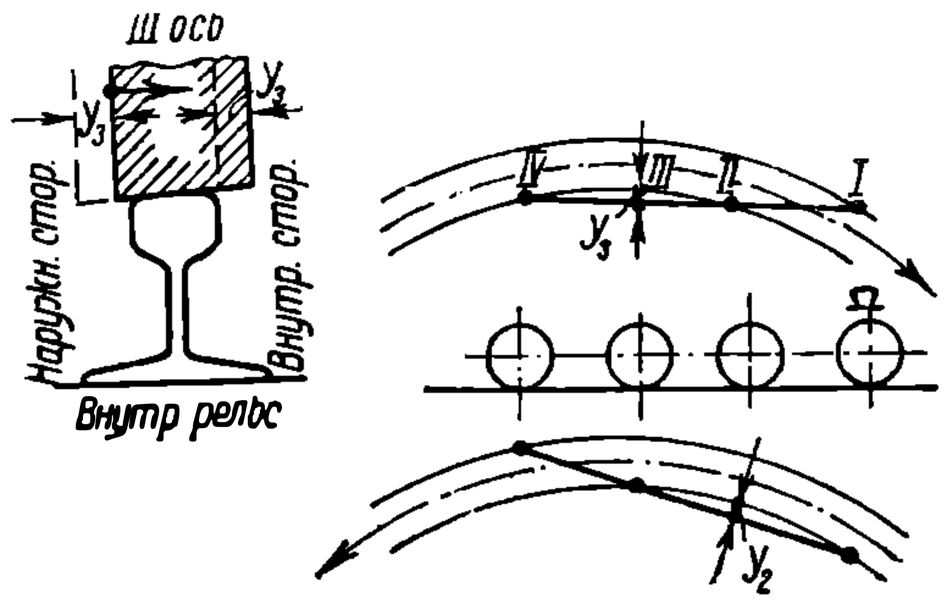
$$\sin\alpha = \frac{t}{r} = \frac{\frac{t}{n}}{\frac{R}{n^2}} = n\,\frac{t}{R}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Следовательно, угол набегания α в диаграмме Ройя получается в n раз больше действительного. Для удобства употребляются следующие масштабы (табл. 59).

Таблица 59

	Радиус кривой	$R>300$ м	$R=300$ м		$R=180$—200 м		$R<180$ м	
	Масштабное число	$n=20$	$n=12{,}5$		$n=10$		$n=8$	
Маштабы при данной величине n для:	зазора y	1	1	½	1	½	1	½
	базы t	$\frac{1}{n}=\frac{1}{20}$	$\frac{1}{n}=\frac{1}{12{,}5}$	$\frac{1}{2n}=\frac{1}{25}$	$\frac{1}{n}=\frac{1}{10}$	$\frac{1}{2n}=\frac{1}{20}$	$\frac{1}{n}=\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2n}=\frac{1}{16}$
	радиуса кривой R	$\frac{1}{n^2}=\frac{1}{400}$	$\frac{1}{n^2}=\frac{1}{156{,}25}$	$\frac{1}{2n^2}=\frac{1}{312{,}5}$	$\frac{1}{2n^2}=\frac{1}{100}$	$\frac{1}{2n^2}=\frac{1}{200}$	$\frac{1}{n^2}=\frac{1}{64}$	$\frac{1}{n^2}=\frac{1}{128}$
	угла набегания α	n 20	n 12,5		n 10		n 8	



Фиг. 797.

При помощи способа Ройя решаются вопросы: может ли паровоз данной базы пройти по кривой данного радиуса, какие при этом получаются зазоры между гребнями и головками рельсов, а также какие необходимо дать перемещения тележкам и подвижным осям.

При выяснении этих вопросов паровоз вписывается в кривую наименьшего радиуса $R=150$ м в наиболее невыгодном положении наибольшего перекоса, т. е. когда переднее колесо набегает на наружный, а заднее на внутренний рельс.

Построение диаграммы Ройя (фиг. 796):

1) Радиусом, равным R в масштабе $\frac{1}{n^2}$ или $\frac{1}{2n^2}$, вычерчивается ось пути.

2) В масштабе 1 1 или 1 2 откладывается наружу кривой

$$\sigma=\frac{2S-(2b+2m)}{2}=\frac{1524-(1440-2.33)}{2}=9 \text{ мм},$$

а внутрь кривой $\sigma+e$,

где e — уширение в кривой.

3) Проводятся дуги: наружного рельса радиусом $R+\sigma$ и внутреннего рельса радиусом $R-(\sigma+e)$

4) Паровоз в кривой устанавливается так, что передняя ось набегает на наружный рельс, а задняя—радиально или набегает на внутренний рельс, при этом паровоз изображается в виде прямой линии, а колеса точками.

5) Зазоры между гребнями и головками рельсов измеряются по перпендикуляру к продольной оси паровоза в масштабе 1 1 или 1 : 2, а углы набегания в n раз больше натуральной величины.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На нижеследующих фигурах изображены установки в кривых по способу Ройя:

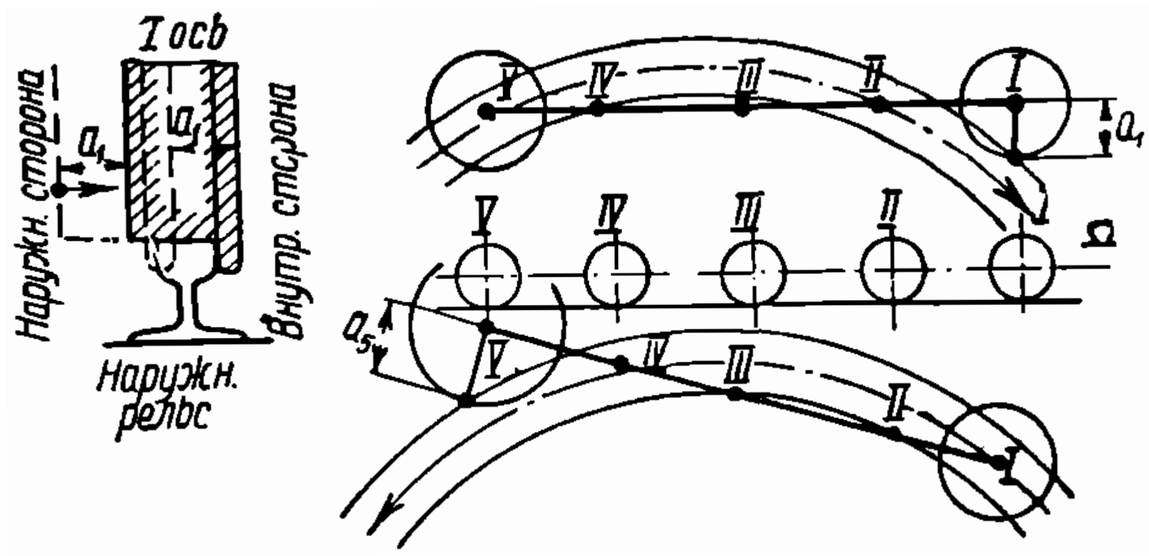
1) паровоз без тележек с безребордными *II* и *III* осями (фиг. 797);

2) паровоз без тележек с перемещающимися *I* и *V* осями и безребордной *III* осью (фиг. 798);

3) паровоз с тележками Бисселя (фиг. 799);

4) паровоз с тележками Краусса—Гельмгольца и Бисселя (фиг. 800);

5) паровоз с двумя двухосными тележками (фиг. 801).



Фиг. 798.

Установка наибольшего перекоса

Центр поворота лежит позади середины базы паровоза.

1) При $x < t$ (фиг. 802)

$$y = \frac{x^2}{2R},$$

$$\delta = \frac{(t-x)^2}{2R}, \tag{732}$$

откуда

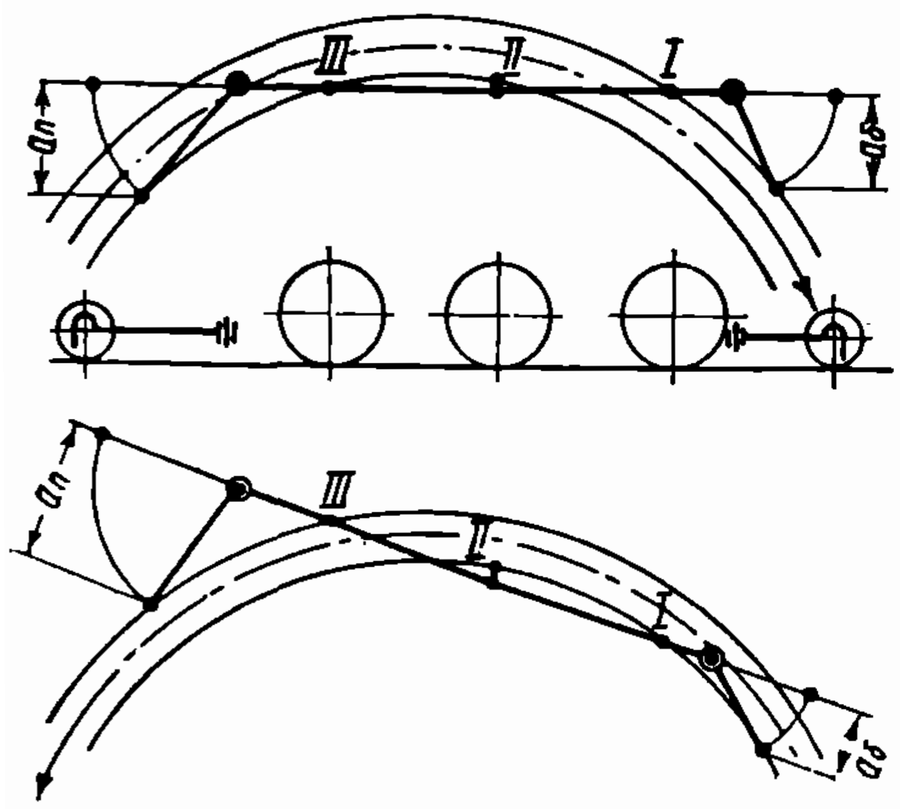
$$y_n = y - \delta,$$

$$x = \frac{t}{2} + \frac{Ry_n}{t}, \tag{733}$$

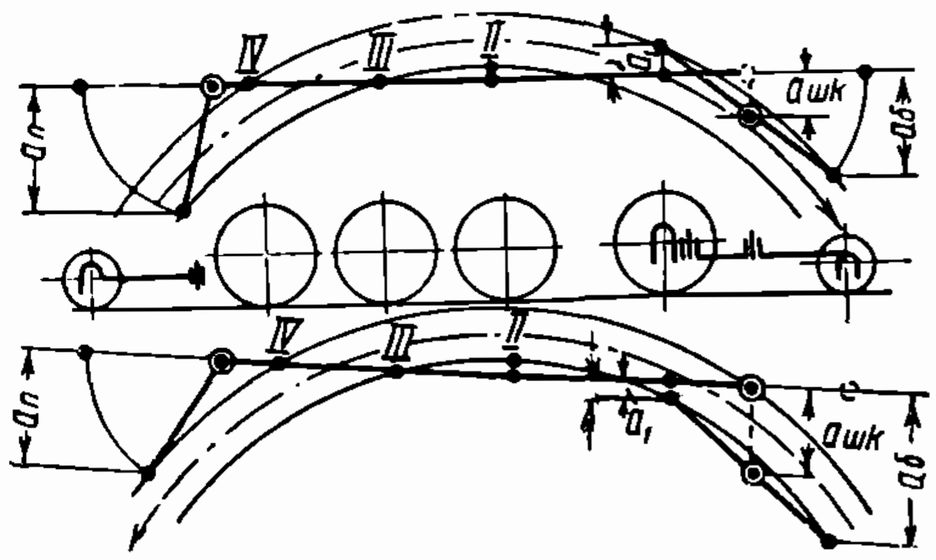
$$y_n = \frac{2tx - t^2}{2R},$$

$$\sin\alpha = \frac{x}{R} = \frac{t}{2R} + \frac{y_n}{t}. \tag{734}$$

Угол набегания меньше, чем при радиальной установке.



Фиг. 799.



Фиг. 800.

Если задняя или передняя оси идут на расстоянии a от соответствующего рельса, то

$$x = \frac{t}{2} + \frac{R(y_n - a)}{t}.$$

2) При $x > t$. При обозначениях фиг. 803 имеем прежние значения:

$$x = \frac{t}{2} + \frac{R\,y_n}{t}, \tag{735}$$

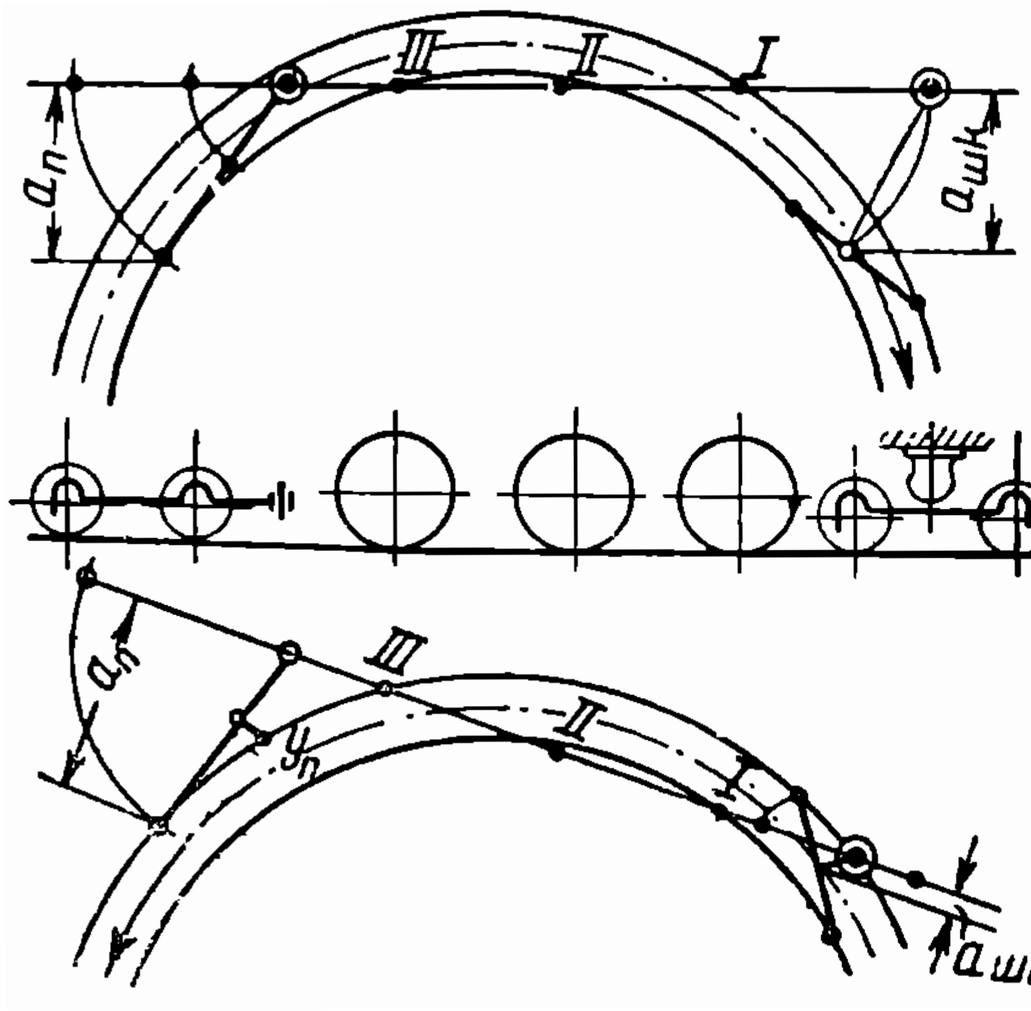
$$\sin\alpha = \frac{x}{R} > \frac{t}{2R} + \frac{y_n}{t}. \tag{736}$$

Угол набегания больше, чем при радиальной установке.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Радиальная установка задней оси (фиг. 804)

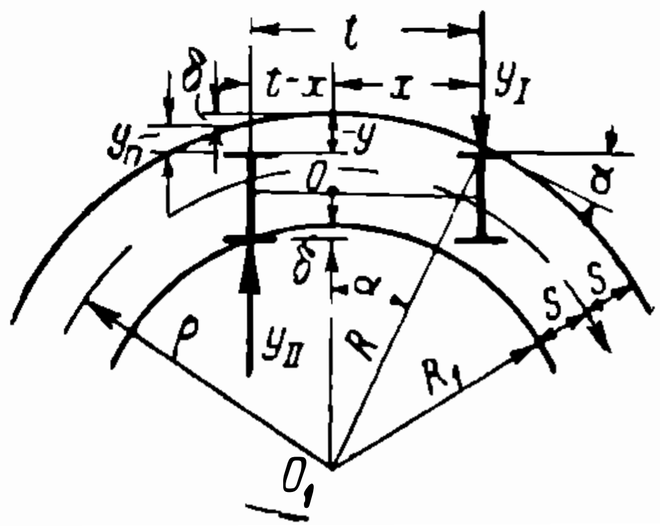
При этой установке центр поворота находится на радиально установившейся оси. Полагая в предыдущих формулах $y = y_n$ и $x = t$, имеем:



Фиг. 801.

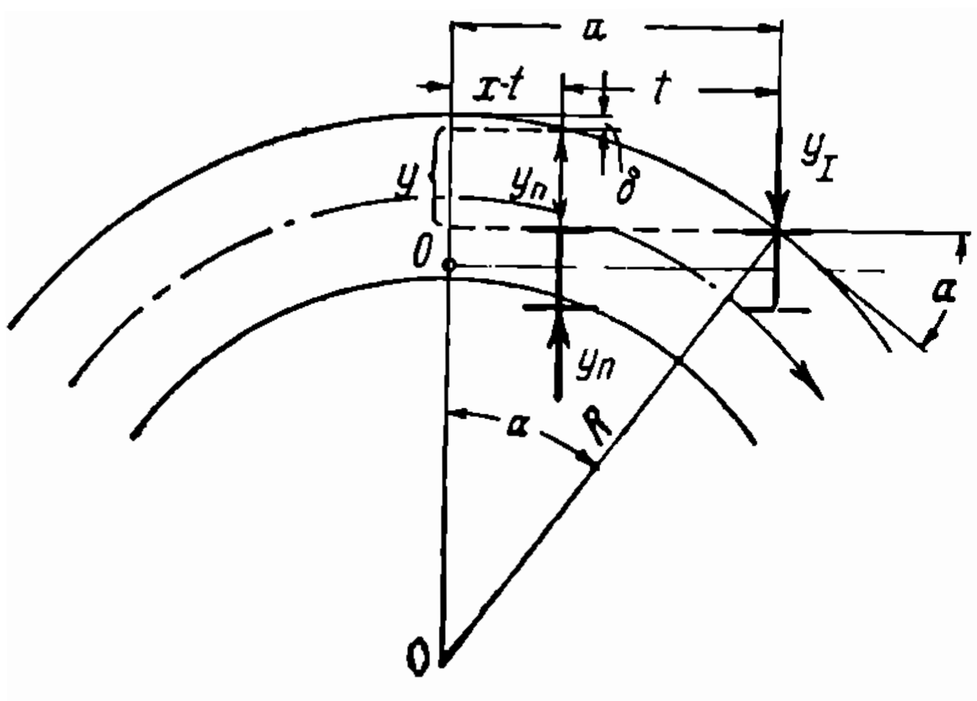
$$x = \frac{t^2}{2R}, \qquad (737)$$

$$\sin\alpha = \frac{t}{R}. \qquad (738)$$

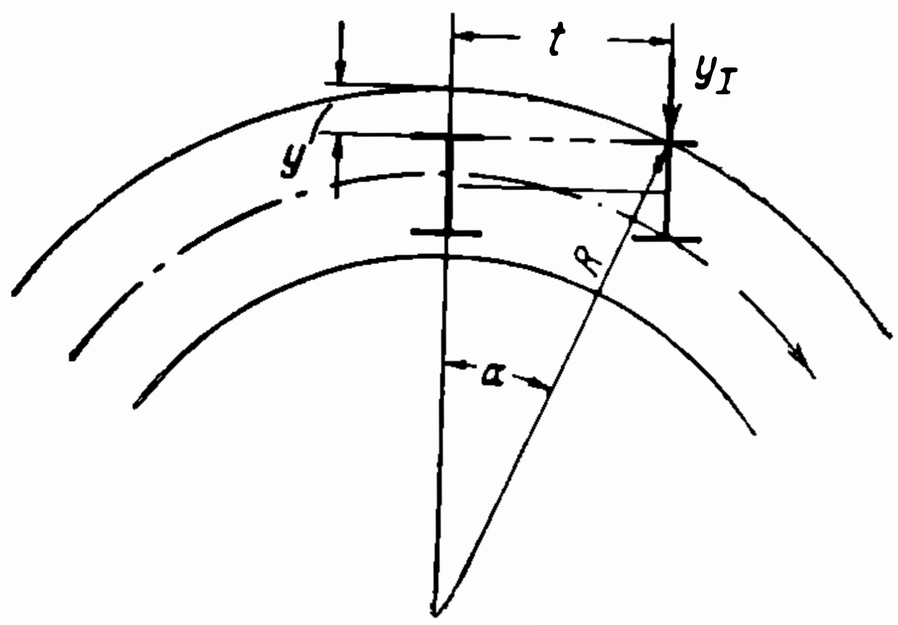


Фиг. 802.

Если радиус кривой соответствует коничности бандажа $R = \xi_к \frac{rn}{y}$, то колеса радиально установившейся оси катятся по рельсу без скольжения. В противном случае имеет место продольное скольжение наружного колеса назад и внутреннего вперед.



Фиг. 803.



Фиг. 804.

Динамическая установка (фиг. 805)

При больших скоростях движения под влиянием центробежной силы паровоз набегает на наружный рельс гребнями переднего и заднего колес:

$$x = \frac{t}{2},$$

$$y = \frac{x^2}{2R} = \frac{t^2}{8R},$$

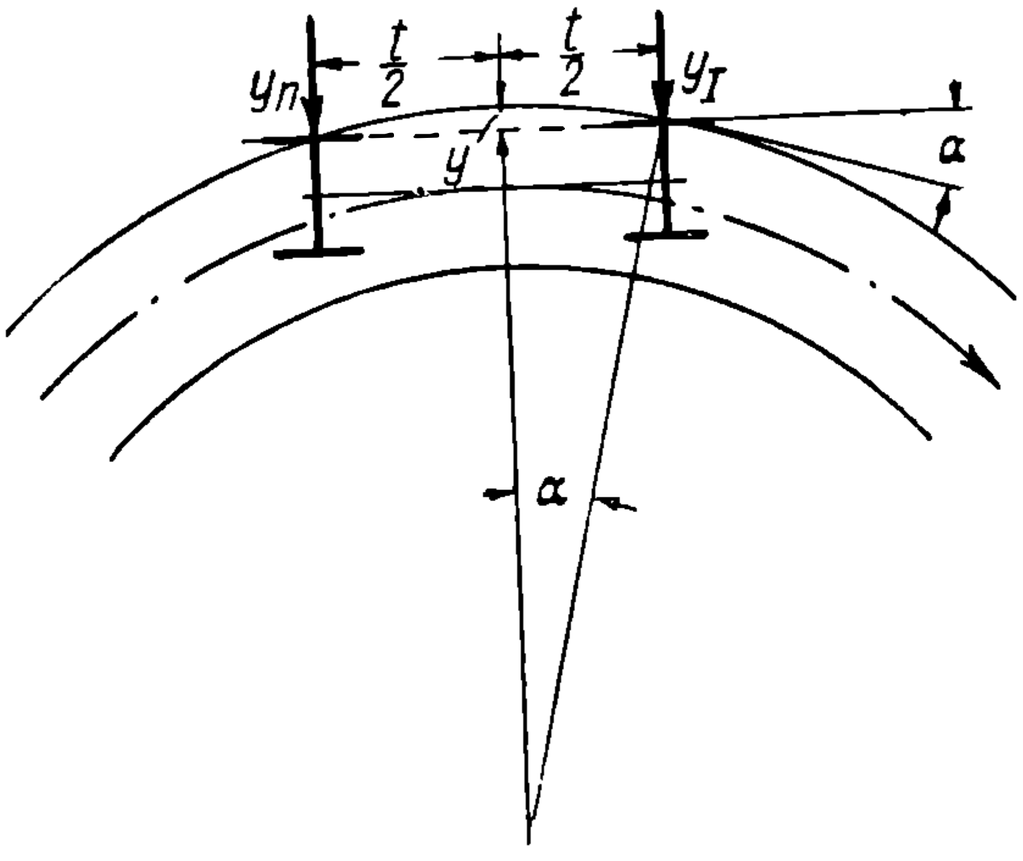
$$\sin\alpha = \frac{x}{R} = \frac{t}{2R}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

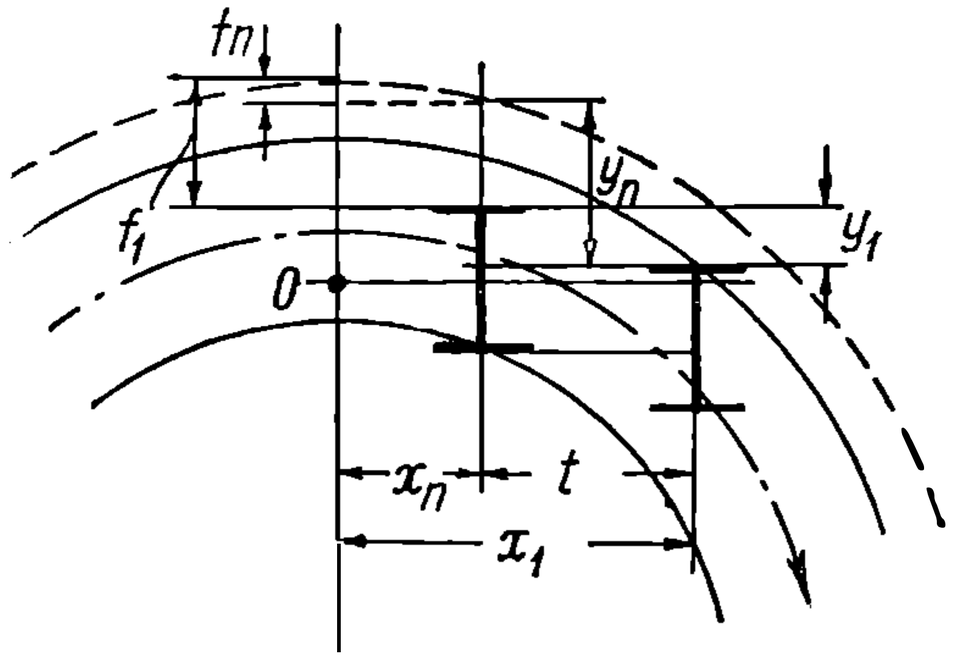
Таким образом угол набегания имеет наименьшую величину. Однако благодаря большому направляющему усилию эта установка более опасна, нежели предыдущие.

§ 3. Определение центра поворота

Если паровоз установлен в кривую по способу Ройя, то центр поворота находится в основании перпендикуляра, опущенного из центра кривой на продольную ось паровоза. Помимо этого, графического, способа, центр поворота можно найти аналитически по приведенным выше формулам для характерных установок паровоза в кривых.



Фиг. 805.



Фиг. 806.

Центр поворота главного строения

При наличии оси с боковым перемещением y_1 (фиг. 806) имеем:

$$y_п = f_1 - f_п + y_1,$$

$$f_1 = \frac{x^2_1}{2R},$$

$$f_п = \frac{x_п{}^2}{2R}$$

и

$$x_п = x_1 - t.$$

Поэтому

$$y_п = \frac{x^2_1 - x^2_п}{2R} + y_1 = \frac{2tx_1 - t^2}{2R} + y_1 = \frac{2tx_п + t^2}{2R} + y_1.$$

Подставляя сюда соответствующие значения бокового перемещения y_1 и зазора между ребордой заднего колеса и рельсом $y_п$, можно определить положение центра поворота:

$$x_1 = \frac{t}{2} + \frac{R(y_п - y_1)}{t} \text{ или } x_п = \frac{R(y_п - y_1)}{t} - \frac{t}{2}. \quad (739)$$

Здесь $y_п$ — может меняться от нуля при набегании гребня на наружный рельс до $y_п = (2\sigma + e)$ при набегании гребня на внутренний рельс.

Начало координат было принято в центре поворота, поэтому значения x_1 и $x_п$ со знаком плюс откладываются вперед (направо), а со знаком минус — назад (налево).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Центр поворота передней тележки Бисселя

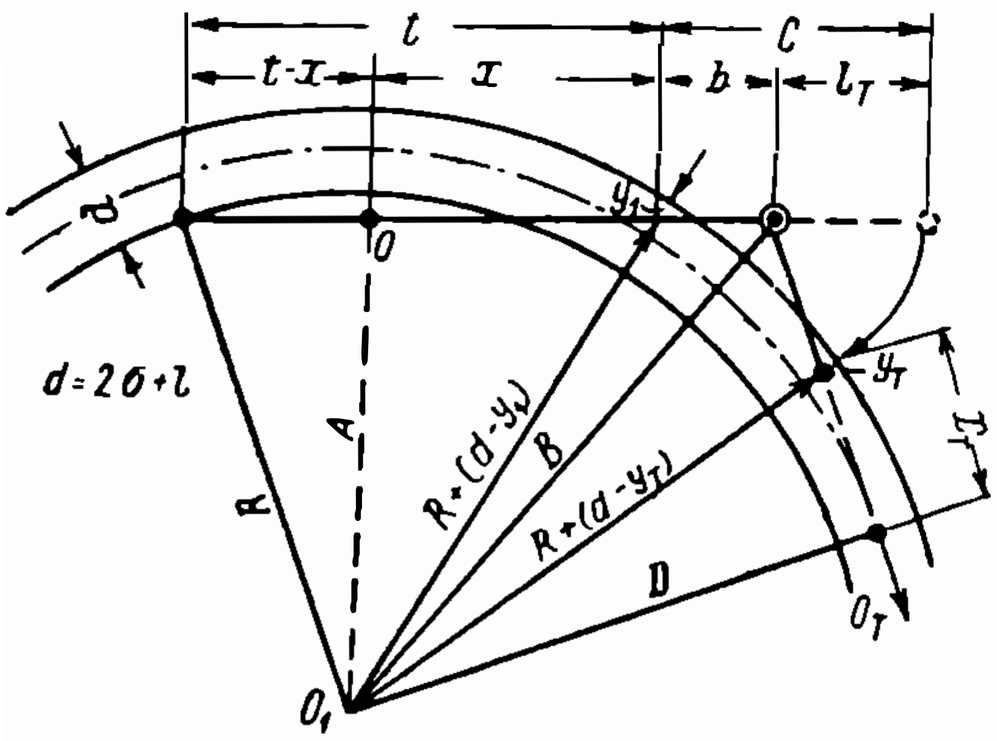
Из прямоугольных тр-ков (фиг. 807) имеем:

$$x_T^2 = [R + (d - y_T)]^2 - D^2,$$
$$D^2 = B^2 - (l_T + x_T)^2,$$
$$B^2 = A^2 + (x + b)^2,$$
$$A^2 = [R + (d - y_1)]^2 - x^2$$

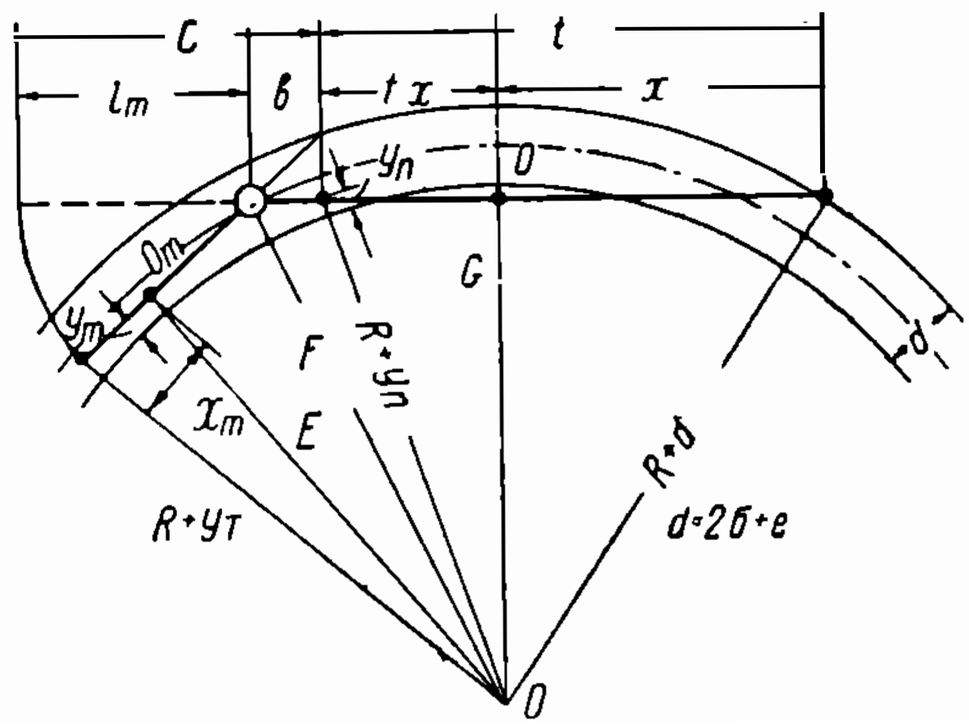
Решив эти уравнения и пренебрегая вторыми степенями y_1 и y_T, получим:

$$x_T = x\frac{b}{l_T} - \frac{l_T^2 - b^2}{2l_1} - \frac{R(y_1 - y_T)}{l_1}. \qquad (740)$$

При: $y_1 = 0$ — передняя ось набегает на наружный рельс,
$y_1 = d = 2\sigma + e$ — ось тележки набегает на внутренний рельс,
$y_T = 0$ — ось тележки набегает на наружный рельс.



Фиг. 807.



Фиг. 808.

Центр поворота задней тележки Бисселя

Из прямоугольных тр-ков (фиг. 808):

$$x_m = (R + y_T)^2 - E^2,$$
$$E^2 = F^2 - (l_T - x_1)^2,$$
$$F^2 = G^2 + [b + (t - x)]^2,$$
$$G^2 = (R + y_n)^2 - (t - x)^2.$$

Отсюда, пренебрегая вторыми степенями y_n и y_T:

$$x_T = x\frac{b}{l_T} + \frac{l_T^2 - b^2 - 2t \cdot b}{2l_1} - \frac{R(y_n - y_T)}{l_1}. \qquad (741)$$

При $y_n = 0$ — задняя ось главной рамы набегает на внутренний рельс,
$y_T = 0$ — ось тележки набегает на внутренний рельс,
$y_T = d$ — ось тележки набегает на наружный рельс.

Кроме наиболее простого и широко распространенного способа Ройя, имеется целый ряд [1] других способов: Фогеля,[2] Местра [3], Якоба [4] и др. Наибольшим распространением пользуется способ Ройя.

---

[1] Карташев, „Журнал О-ва сибирских инженеров", 1910 г., № 12.
[2] Способ Фогеля описан в Organ f. d. F. d. E. W. 81, 354. 1926 и Henschel. Lokomotiv Taschenbuch. S 77. 1935.
[3] H. C. Mestre. La technique Moderne № 14, 1929.
[4] Racz Les Chemins de Fer et les Tramways November, 1936.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 4. Динамическое вписывание в кривые

При прохождении паровоза по кривой или при входе и выходе из нее возникают реакции рельсов на реборды набегающих колес. Определение этих сил делается на основе принципа д'Аламбера, позволяющего динамическую задачу о движении паровоза в кривой решить с помощью статики.

Ввиду сложности явлений, возникающих при движении паровоза в кривой, вводится ряд упрощающих предположений, благодаря введению которых оказывается возможным теоретическое изучение динамики паровоза в кривых.

До 1883 г. считали, что центробежная сила прижимает реборды задней оси к наружному рельсу. Это мнение было опровергнуто Макензи на опытах с моделями. Рой допустил, что задняя ось стремится занять радиальное положение, что подтвердилось опытами Веллингтона.

Но уже Гельмгольц (Helmholtz) доказал[1], что установка паровоза в кривой зависит от сил трения, развивающихся в опорных точках колес на рельсах, и предложил определять реакции по законам статики твердого тела.

Однако Гельмгольц еще не принимал во внимание влияния центробежной силы, развивающейся при движении паровоза в кривой. Примерно в это время появились работы Бедекера[2] и Надаля[3], причем последний принял во внимание горизонтальные силы и вредные движения. Убелякер[4] установил зависимость центра поворота от сил трения между бандажами и рельсами, а также от центробежной силы, т. е. от скорости движения паровоза. Кроме того, Убелякер доказал, что центр поворота один и тот же для всех осей главного строения паровоза. Своими исследованиями Хейман[5] доказал, что паровоз в кривой занимает такое положение, при котором направляющая сила имеет минимальную величину, а центр поворота находится в основании перпендикуляра из центра кривой на продольную ось паровоза.

При решении вопросов вписывания паровозов в кривые пользуются аналитическим методом Надаля[6] (Nadal) или указанным графоаналитическим Хеймана. Оба способа построены на ряде упрощающих допущений и, конечно, не дают абсолютного ответа о величинах сил взаимодействия между колесами и рельсами. Тем не менее они дают возможность для сравнительного суждения о безопасности путем сравнения с существующими, удовлетворительно работающими паровозами.

Дальнейшие исследования Бухли[7] (Buchly) показали изменение коэфициента трения бандажа и рельса в зависимости от скорости скольжения. Кроме того, Бухли уточнил вопрос о коэфициентах продольного и поперечного трения.

Яном[8] рассмотрены вопросы влияния конструкции на ход паровоза в кривой и обращено внимание на зависимость положения центра поворота от возвращающих сил.

В отличие от принимавшейся всеми гипотезы скольжения между колесом и рельсом Портер[9] (Porter) приводит гипотезу крипа (упругий сдвиг волокон материала бандажа и рельсов), выдвинутую Картером[10].

Последний считает, что сила трения

$$F = f\frac{z}{x} = f\frac{d}{R}, \tag{742}$$

где: $f = 135\ m$ — постоянная крипа (Carter);

z — величина поперечного скольжения;

x — ширина площадки соприкосновения;

$$d = \sqrt{\xi^2_k + x^2};$$

---

[1] Nelmholtz "Zeitschrift des Vereines D utschen Ing." 1888, S. 330
[2] Boedecker. Die Wirkungen zwischen Rad und Schiene.
[3] Nadal. Annales des Mines, 1896 p. 291.
[4] Uebelacker, „Organ für die Fortschritte", 1903, Beilage.
[5] Heumann, „Organ für die Fortschritte", 1913. 68. 104.
[6] Nadal, Locomotives a Vapeur.
[7] Buchly, „Schweizerische Bauzeitung", 1923.
[8] Jahn, Der Lauf won Eisenbahnfahrzeugen durch Gleiskrummungen.
[9] Porter, Railway Engineer. июль—декабрь 1934, январь 1936.
[10] Carter. Railway Electrick traction, 1922. 45-56

НБ УДУНТ (ДІІТ)

R — радиус кривой.

Портер полагает, что сила трения зависит от нагрузки колеса и равна

$$F = \kappa P \frac{R}{d}. \tag{743}$$

Здесь: κ — постоянная крипа (Porter), условно принятая Портером $\kappa = 10$.

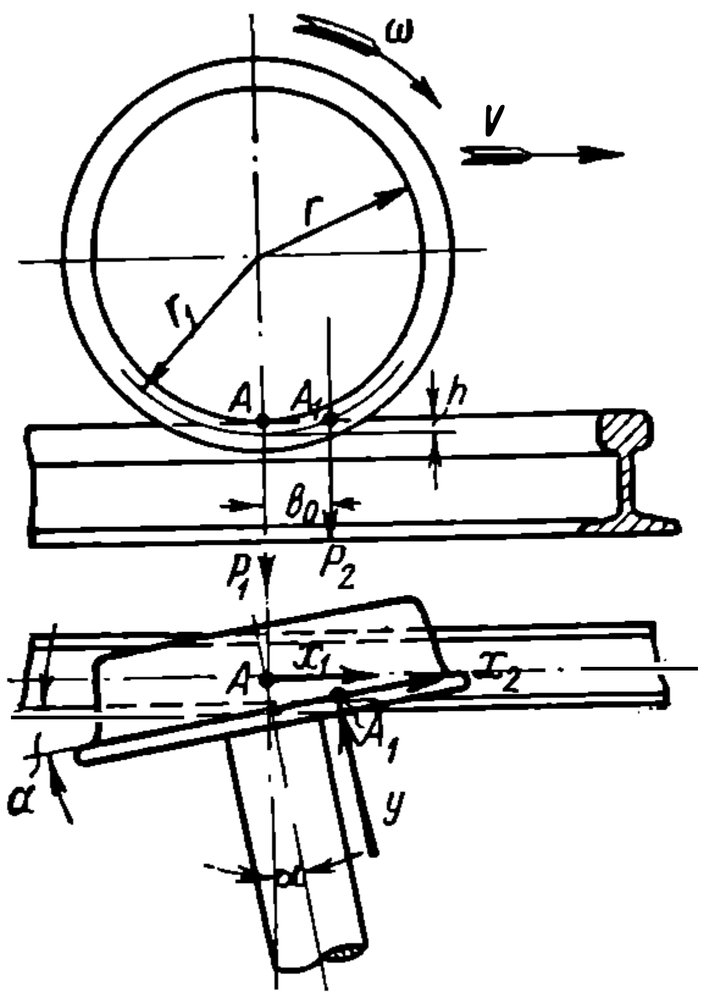
Можно считать, что крип имеет место только при малых величинах сдвига. При больших же сдвигах крип прекращается, и начинается скольжение. Подтверждение гипотезы крипа требует соответствующих опытов.

Результаты экспериментальных работ по вписыванию в кривые паровозов и других типов подвижного состава[1] показывают, что хорошее совпадение результатов опытов с аналитическим подсчетом дает метод Убелякера. Применяя последний, необходимо делать, особенно для многоосных паровозов, учет упругой деформации (отжатия) рельса, которую Убелякер не принял во внимание.

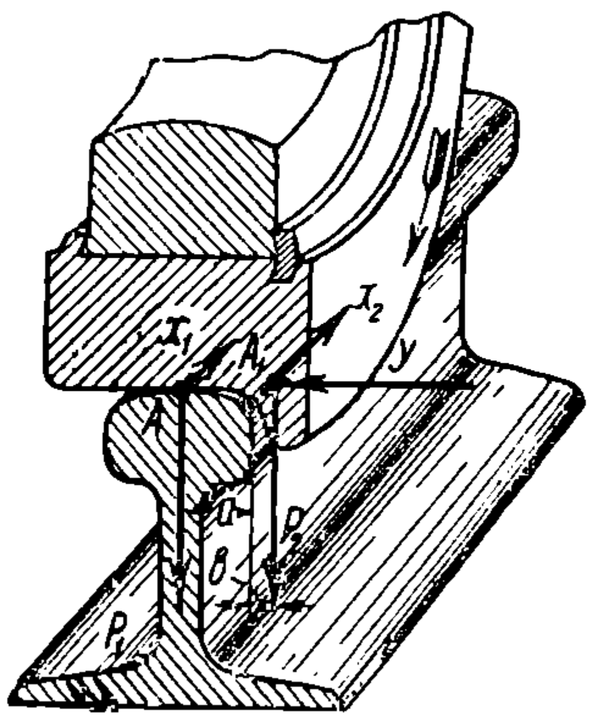
§ 5. Взаимодействие колеса и рельса

При ходе паровоза по кривой гребень колеса набегает на наружный рельс под углом набегания α. Поэтому точка A_1 касания гребня и рельса (фиг. 809) находится впереди при положительном угле набегания, или сзади при отрицательном угле набегания по отношению к точке A касания круга катания колеса и рельса. Величина сдвига точки касания гребня:

$$b_0 = \sqrt{2r_1 h - h^2} \tag{744}$$



Фиг. 809.



Фиг. 810.

где: r_1 — радиус касания окружности гребня,

h — высота гребня.

При таком набегании колесо касается рельса в двух точках A и A_1 — явление, имеющее место при головке рельса с закруглением (фиг. 810).

Между колесом и рельсом в точках A и A_1 приложены силы трения X_1 и X_2, нагрузка колеса P_1 P_2 ($P = P_1 + P_2$) и направляющее усилие Y. При больших скоростях движения или при значительном угле набегания колесо может подняться над головкой рельса. В этом случае колесо соприкасается с головкой рельса только в одной точке A_1, где и сосредоточены все силы взаимодействия, причем точка касания A_1 (фиг. 761) находится от оси колеса уже на расстоянии

$$b_0 = r_1 \operatorname{tg}\beta \quad \sin\alpha, \tag{745}$$

где: r_1 — расстояние от оси колеса до точки касания A;

β — угол соскальзывания, меняющийся в зависимости от высоты подъема;

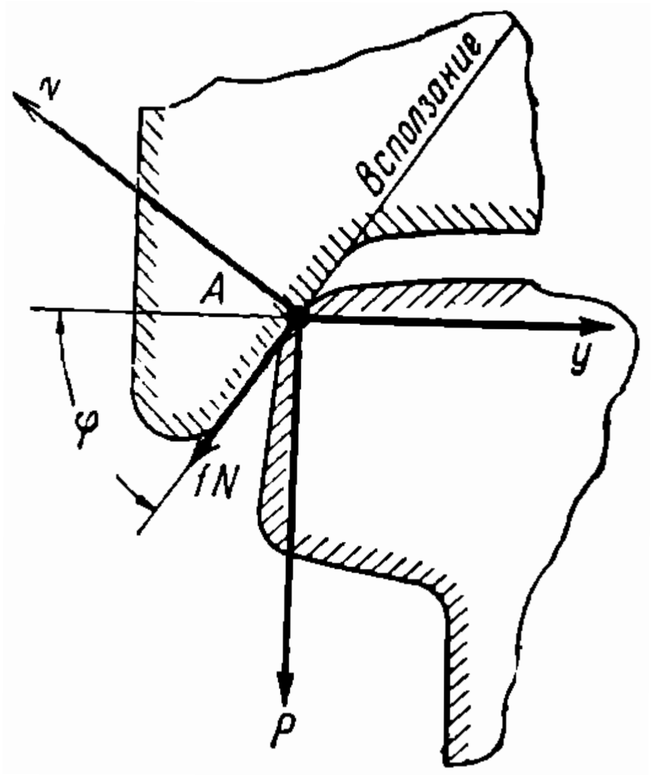
α — угол набегания.

При касании колеса в одной точке необходимо различать момент всползания колеса на рельс, когда сила трения направлена вниз (фиг. 811), и момент соскальзывания точки касания вниз, при котором сила трения fN действует вверх (фиг. 812).

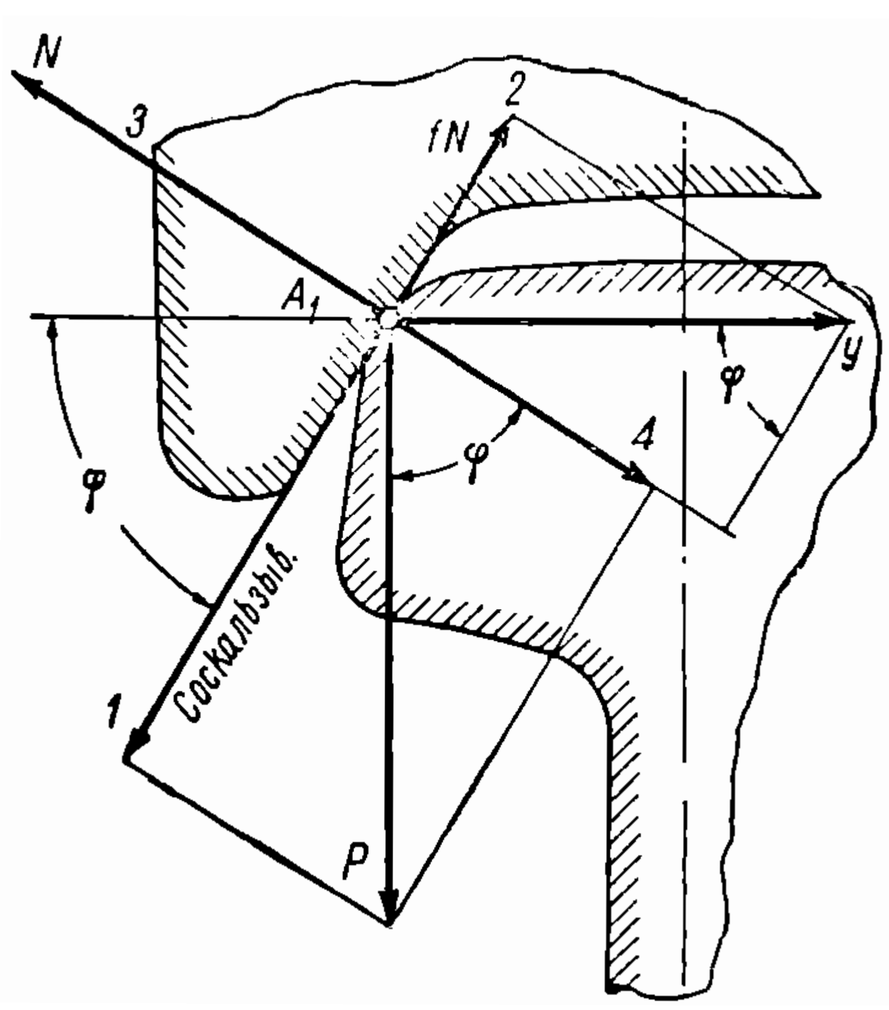
[1] Исследование воздействий на путь локомотивов, 31 сборник НИИПУТИ.

ГБ УДУНТ (ДІІТ)

Наличие силы трения гребня о рельс увеличивает сопротивление движению в кривой[1]. Наряду с этим к точке касания приложены нагрузка колеса P, направляющее усилие Y и нормальная реакция рельса N на гребень колеса. При движении колеса по жесткому рельсу положение точки касания A все время меняется: колесо как бы пульсирует, то поднимаясь, то опускаясь. При движении же колеса по гибкому рельсу последний дает прогиб, получается уширение колеи, колесо стоит на месте и в опорной точке нет силы трения. После того как получилось уширение, рельс пружинит назад, и снова начинается скольжение. При большом направляющем усилии Y возникает опасность схода с рельсов.



Фиг. 811.



Фиг. 812.

Вопрос безопасности движения при одной точке касания был рассмотрен еще Бедекером и Поше[2]. Движение будет безопасным, если соскальзывание вниз будет происходить беспрепятственно. Для этого силы, действующие в точке A_1, должны быть в равновесии. Проектируя все силы (фиг. 812) на направления *1—2* и *3—4*, имеем:

$$\Sigma P_{1-2} = -P\sin\varphi + fN + Y\cos\varphi = 0,$$
$$\Sigma P_{3-4} = P\cos\varphi + Y\sin\varphi - N = 0.$$

Отсюда

$$Y = P\frac{\operatorname{tg}\varphi - f}{1 + f\operatorname{tg}\varphi} \qquad (746)$$

или

$$\frac{Y}{P} = \frac{\operatorname{tg}\varphi - f}{1 + f\operatorname{tg}\varphi}. \qquad (747)$$

Допускаемая величина отношения $\frac{Y}{P}$ в зависимости от угла наклона реборды φ и коэфициента трения f приведена в табл. 60.

Таблица 60

Коэфициент трения f \ Угол наклона реборды	$\varphi=80°$ $\operatorname{tg}\varphi=5{,}67$	$\varphi=70°$ $\operatorname{tg}\varphi=2{,}75$	$\psi=60°$ $\operatorname{tg}\psi=1{,}73$
0,2	2,57	1,64	1,13
0,25	2,24	1,48	1,03
0,30	2,0	1,34	0,95

[1] Bäseler, „Organ für die Fortschritte" d. E. W. 82, 333, 1927.
[2] Pochet, Theorie du movement en courbe sur chemins de Fer, 1882.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Во избежание усиленного износа бандажей нужно принимать $\frac{Y}{P} \leqq 1{,}48$. С учетом угла отклонения силы трения от оси колеса имеем:

$$Y = P\frac{\operatorname{tg}\varphi - f\cos\beta}{1 + f\operatorname{tg}\varphi\cos\beta};\ \frac{Y}{P} = \frac{\operatorname{tg}\varphi - f\cos\beta}{1 + f\cdot\operatorname{tg}\varphi\cos\beta} \tag{748}$$

Здесь

$$\cos\beta = -\frac{\cos\varphi}{\sqrt{\left(\frac{U}{\cos\varphi}\right)^2 + C^2}} \cong \frac{x}{\sqrt{x^2 + \xi_k^2}}. \tag{749}$$

Трение второго колеса по Марье уменьшает безопасность при положительном угле набегания и

$$Y = P\frac{\operatorname{tg}\varphi - f}{1 + f\operatorname{tg}\varphi} - P'\cdot f', \tag{750}$$

где P' —нагрузка второго колеса, f' — коэфициент трения второго колеса.

Поше в противоположность Марье считал, что трение второго колеса увеличивает безопасность, почему в этой формуле брал знак плюс.

При отрицательном угле набегания колесо стремится сползать с головки рельса. В этом случае по Марье:

$$Y = P\frac{\operatorname{tg}\varphi + f}{1 - f\operatorname{tg}\varphi} + P'f' \tag{751}$$

В приведенных формулах не учитывается влияния таких факторов, как угла набегания, диаметра колес, скорости движения, силы тяги, состояния соприкасающихся поверхностей и т. д., имеющих существенное значение для безопасности движения.

Вагнером[1] сделана попытка учесть теоретическим путем влияние угла набегания и диаметра колеса на устойчивость движения.

Он дает следующую формулу:

$$Y \leqslant P\frac{\sqrt{1 + \frac{h^2}{b_0^2}}}{f + \operatorname{ctg}\varphi}, \tag{752}$$

где: h — расстояние по вертикали от точки касания до уровня головки рельсов,

b_0 — расстояние от точки касания до оси колеса.

Ненадежность этих теоретических исследований и множество факторов, влияющих на сход с рельсов, требуют постановки серьезных и тщательных опытов для установления границ безопасности.

§ 6. Направляющее усилие

При движении паровоза по кривой в процессе взаимодействия направляющего колеса с наружным (или внутренним) рельсом возникает направляющее усилие Y Величина последнего определяется из условий равновесия всех сил, действующих на паровоз при движении по кривой. Это направляющее усилие выворачивает рельс и складывается из бокового давления N, возникающего между ребордой и головкой рельса, и силы трения бандажа по данному рельсу. В случае одной точки касания, когда реборда поднялась на рельс, очевидно, направляющее усилие равно боковому давлению.

Боковое давление N возникает между рельсом наружным и внутренним и любым колесом паровоза. Направляющее же усилие, поворачивающее паровоз в кривой, имеет место только у колес, набегающих на рельс своими ребордами. Боковое

[1] „Zeitschrift des Vereines Deutscher Ing· 1927. S. 427.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

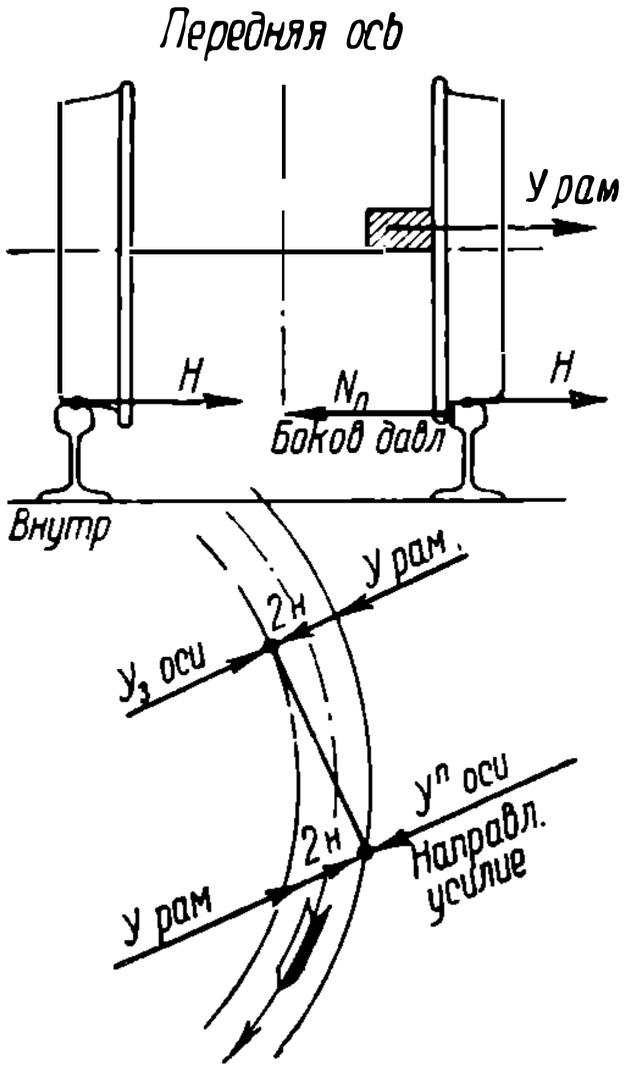
давление набегающего колеса приложено между ребордой и головкой рельса. В условиях регулярной эксплуатации при небольших углах набегания, а также при износе рельса и гребня, когда радиус закругления головки рельса больше, чем радиус выкружки реборды, получается соприкосновение бандажа с рельсом в двух точках.

Поэтому износ реборды такого колеса будет происходить под влиянием бокового давления. Что касается устойчивости рельса и напряжений, возникающих в нем, то таковые будут определяться направляющим усилием.

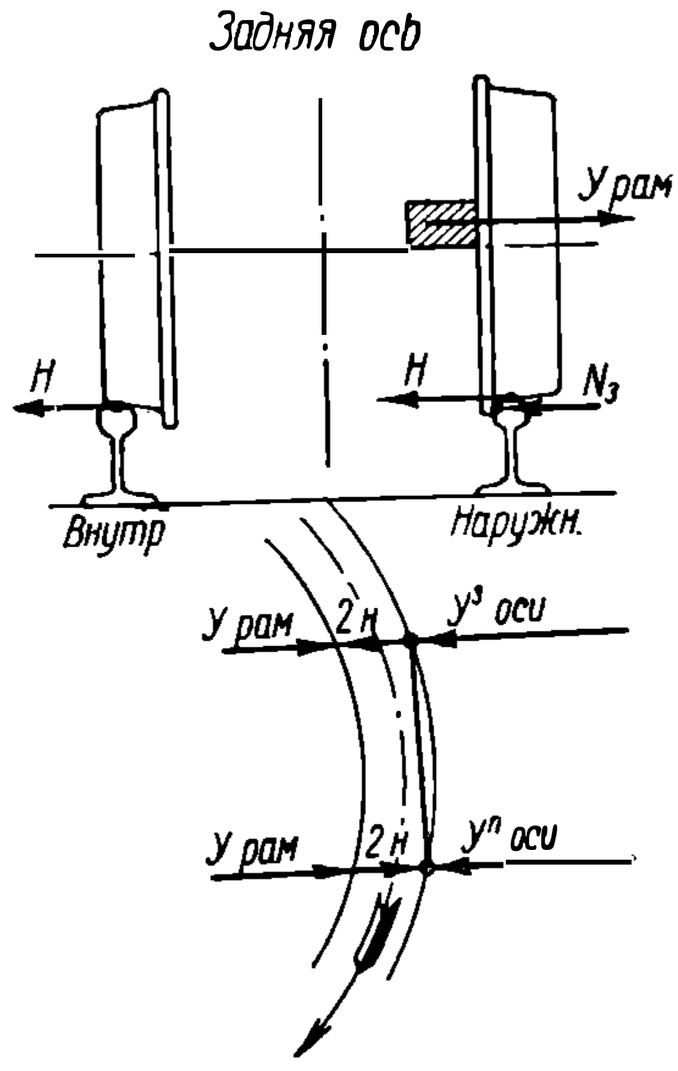
Величина бокового давления N зависит от положения набегающей оси относительно центра поворота направления движения паровоза, а также от того, к какому рельсу прижата реборда набегающей оси.

В случае положения наибольшего перекоса первая ось дает следующее распределение сил (фиг. 813). Направляющее усилие первой оси, приложенное со стороны рельса, равно:

$$Y^{n}_{оси} = Y_{рамы} + 2H.$$



Фиг. 813.



Фиг. 814.

$Y_{рамы}$ определяется из решения уравнений равновесия для данного положения и по данной оси и оказывает влияние на прочность рамы в горизонтальном направлении.

Величина бокового давления наружного рельса на реборду первого колеса:

$$N_п = Y_{оси} - H.$$

Величина $Y_{оси}$ и N для задней оси, набежавшей на внутренний рельс, будет:

$$Y_з = Y_р + 2H \qquad (753)$$

и

$$N_з = Y_з - 2H. \qquad (754)$$

При динамической установке паровоза (фиг. 814) величина направляющего усилия задней оси, набежавшей на наружный рельс, будет равна:

$$Y^{з}_{оси} = Y_{рамы} - 2H.$$

Боковое давление наружного рельса на реборду заднего колеса:

$$N_з = Y_{оси} + H.$$

Таким образом, обобщая, имеем:

$$Y_{оси} = Y_{рамы} \pm 2H. \qquad (755)$$

$$N = Y \mp 2H. \qquad (756)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 7. Силы, действующие на паровоз

На паровоз как сложную систему, состоящую из обрессоренных и необрессоренных частей, при движении по кривой действует целый ряд внешних сил и моментов.

I. Вес паровоза G, приложенный в его центре тяжести. В случае, если в кривой имеется превышение наружного рельса, вес паровоза разлагается на: силу C, параллельную плоскости головок рельсов, и силу N, нормальную к плоскости пути.

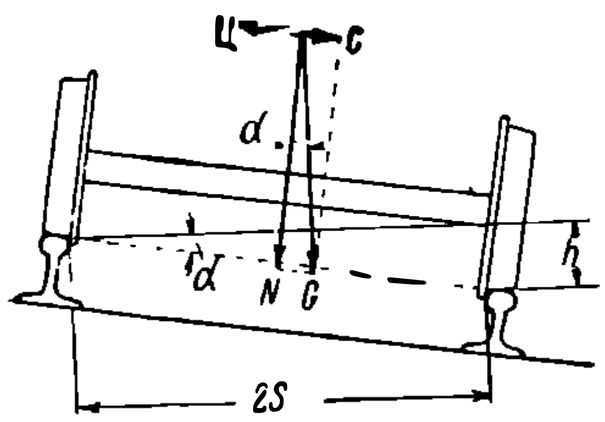
Если угол наклона плоскости пути α, то сила $C = G \sin \alpha$ и сила $N = G \cos \alpha$.

Угол α определится в зависимости от превышения наружного рельса h и ширины колеи $2S$, как $\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2S}$

II. Реакции рельсов от давления на них колес приложены в точках опоры колес и рельсов. Эти реакции направлены по нормали к опорной поверхности, т. е. к поверхности катания. Величина этих давлений зависит от веса паровоза или, правильнее говоря, от его слагающей нормальной к плоскости пути. Ввиду ничтожной разницы (ок. 0,5%) между весом и слагающей, при определении давления колес, можно пренебречь этой разницей и принимать полный вес паровоза.

Величины опорных давлений колес не остаются постоянными во время движения паровоза, а все время изменяются.

III. Центробежная сила $Ц$, приложенная в центре тяжести паровоза, действует по горизонтали от центра кривой по радиусу (фиг. 815).



Фиг. 815.

Тангенциальная сила инерции равна нулю, так как при динамическом вписывании рассматривается равномерное движение по кривой.

IV. Силы трения между бандажом и рельсом приложены в точках опоры колес с рельсами.

V. Сила, возникающая при подергивании паровоза от неуравновешенных частей движущего механизма.

VI. Вертикальные моменты и силы инерции неуравновешенных частей движущего механизма.

VII. Моменты извилистости от неуравновешенных сил инерции движущего механизма.

VIII. Боковые реакции рельсов от давления реборд, набегающих на рельсы.

IX. Силы инерции, возникающие от колебательных и вредных движений обрессоренных частей паровоза.

X. Силы инерции всего паровоза, рассматриваемого как система двух твердых тел.

XI. Сила тяги паровоза, приложенная к главному упряжному шкворню при переднем ходе и к упряжному крюку переднего буферного бруса при езде задним ходом.

XII. Реакции давлений буферов тендера на задний буферный брус паровоза при переднем ходе и вагонных буферов на передний буферный брус при заднем ходе.

Общий метод определения боковых давлений

Исследование обстоятельств движения паровоза по кривой представляет собой задачу динамики и может быть сделано на основании ее принципов. Однако гораздо проще и эффектнее воспользоваться принципом д'Аламбера и свести задачу о движении паровоза по кривой к вопросам статики.

Для решения задачи необходимо составить шесть условий равновесия для всех перечисленных выше внешних сил, действующих на паровоз и расположенных соответственным образом в пространстве. Все силы, за исключением силы тяжести паровоза, как мы уже видели, для кривой данного радиуса являются величинами переменными, что затрудняет разрешение задачи. Наибольшие же затруднения возникают при определении сил инерции, появляющихся при колебательных дви-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

жениях обрессоренных частей паровоза. Для определения этих сил необходимо составить отдельно шесть уравнений равновесия, действующих на обрессоренное строение внешних сил инерции, в которые войдут как внешние силы неизвестные реакции рессор. Для определения реакций рессор возможно составить дополнительные уравнения. Однако решение задачи в целом виде, ввиду чрезвычайной сложности получающихся диференциальных уравнений, для целей практики нецелесообразно.

Упрощения, вводимые в динамическое вписывание

Ввиду указанных затруднений, возникающих при точном исследовании движения паровоза в кривой, приходится ограничиваться приближенным исследованием и ввести целый ряд упрощающих допущений, но таких, которые не дают грубых ошибок и неточностей. Поэтому при введении этих допущений нельзя получить ответа о действительных величинах искомых боковых давлений, возникающих при движении паровоза по кривой между рельсом и колесом. Однако получающиеся результаты могут служить для сравнения с результатами аналогичных подсчетов для других уже существующих паровозов и дают возможность сделать заключение о безопасности работы того или иного типа проектируемого или существующего паровоза в кривых.

Вводимые в динамическое вписывание упрощения сводятся к следующему.

Первое допущение. Предполагается, что паровоз представляет неизменное твердое тело. Этим самым устраняются из рассмотрения колебания рессор и возникающие в связи с этим силы инерции обрессоренных частей. Благодаря этому допущению отпадают добавочные уравнения для определения реакций рессор, и задача сводится к решению шести уравнений статики.

Второе допущение. Допускается, что паровоз имеет цилиндрические, а не конические бандажи. Так как правильная коничность бандажей встречается только при новых бандажах и вскоре после обточки образуется прокат, вследствие чего коническая форма бандажей быстро теряется и приближается к цилиндрической, можно считать, что влияние этого допущения практически не дает значительной неточности.

Третье допущение. Допускается, что в паровозе отсутствуют силы подергивания.

Четвертое допущение. Коэфициент трения бандажей о рельсы принимается постоянным, не зависящим от скорости скольжения и равным 0,25 (для сухих пыльных рельсов).

Пятое допущение. Предполагается, что трение реборд бандажей о рельсы отсутствует, а реакции бокового давления реборды на рельс приложены в плоскости головок рельсов и точка приложений реакций находится под осью колесной пары.

Шестое допущение. Центробежная сила принимается: приложенной в центре тяжести паровоза, направленной наружу кривой перпендикулярно к продольной оси паровоза. Принятое допущение справедливо только для рассмотрения установившегося движения.

Седьмое допущение. Принимается, что давление колес на рельсы не меняется и равно статическому, что вытекает из принятого ранее допущения, что паровоз представляет неизменяемое твердое тело, т. е. не принимается во внимание действие рессор и вертикальных составляющих сил инерции движущего механизма.

Восьмое допущение. Рассматривается установившееся движение только одного паровоза без состава и тендера.

Девятое допущение. Предполагается, что касательная сила тяги паровоза отсутствует.

Десятое допущение. Принимается, что все строение паровоза, а следовательно и его центр тяжести находится в плоскости головок рельсов, которую условимся называть горизонтальной плоскостью. В этой же плоскости находятся

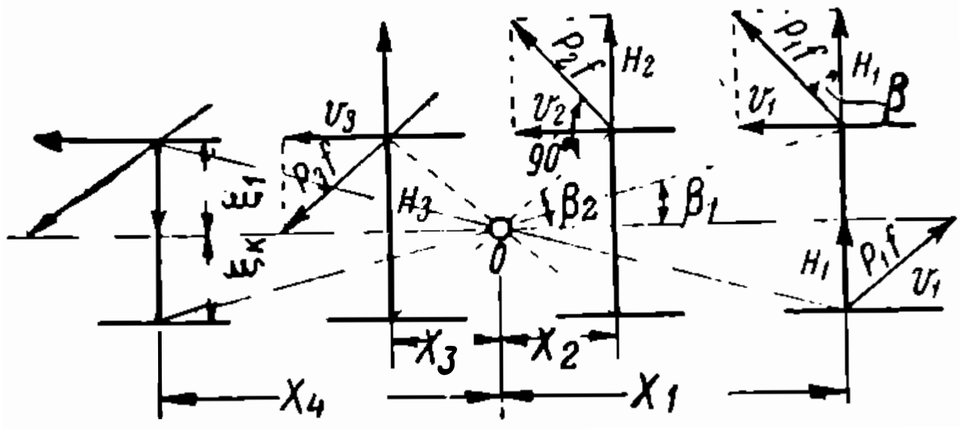
НБ УДУНТ (ДІІТ)

все силы, действующие на паровоз, боковые давления, центробежные силы, силы возвращающих устройств и силы трения. Благодаря этому вместо шести условий равновесия остается всего лишь три:

суммы проекций на две взаимно-перпендикулярные оси (на продольную ось паровоза и перпендикулярную к ней) и сумма моментов сил. действующих на паровоз относительно его центра тяжести.

Силы, принимаемые в расчет при движении паровоза в кривой

1) Силы трения бандажей о рельс Pf, где P—статическая нагрузка на колесо, а $f=0{,}25$—коэфициент трения. Эти силы направлены по перпендикуляру к линии, соединяющей центр поворота паровоза с опорной точкой бандажа и рельса под осью (фиг. 816).



Фиг. 816.

2) Силы трения осей, лежащих впереди центра поворота паровоза (по направлению движения). Они направлены наружу кривой и внутрь кривой для осей, лежащих сзади центра поворота.

Для удобства дальнейших выводов каждую из сил трения разлагаем на два направления: продольное и поперечное.

Продольные силы будут равны:

$$\left.\begin{aligned} V_1 &= P_1 f \sin\beta_1 \\ V_2 &= P_2 f \sin\beta_2 \\ V_3 &= P_3 f \sin\beta_3 \end{aligned}\right\} \quad \cdots \quad \left\{ V_n = P_n f \sin\beta_n \right. \tag{757}$$

и поперечные силы:

$$\left.\begin{aligned} H_1 &= P_1 f \cos\beta_1 \\ H_2 &= P_2 f \cos\beta_2 \\ H_3 &= P_3 f \cos\beta_3 \end{aligned}\right\} \quad \cdots \quad \left\{ H_n = P_n f \cos\beta_n \right. \tag{758}$$

где:

$$\sin\beta_1 = \frac{\xi_k}{\sqrt{\xi_k^2 + x_1^2}} \qquad \sin\beta_n = \frac{\xi_k}{\sqrt{\xi_k^2 + x_n^2}}, \tag{759}$$

$$\cos\beta_1 = \frac{x_1}{\sqrt{\xi_k^2 + x_1^2}} \qquad \cos\beta_n = \frac{x_n}{\sqrt{\xi_k^2 + x_n^2}}, \tag{760}$$

здесь: x — расстояние от центра поворота до соответствующей оси,

ξ_k — половина расстояния между кругами катания

$$\xi_k = \frac{1524 + b + e}{2};$$

здесь: b — ширина головки для данного типа рельса и

e — уширение в кривой.

При радиальной установке оси: $x = 0$, $\sin\beta = 1$, а $\cos\beta = 0$.

Следовательно, для этой оси:

$$V = Pf \text{ и } N = O.$$

Так как проекции V сил трения каждой колесной пары на продольную ось паровоза при отсутствии тяги попарно равны и противоположно направлены, а других сил, действующих в этом направлении, нет, то, очевидно, сумма проекций сил трения на продольную ось паровоза равна нулю.

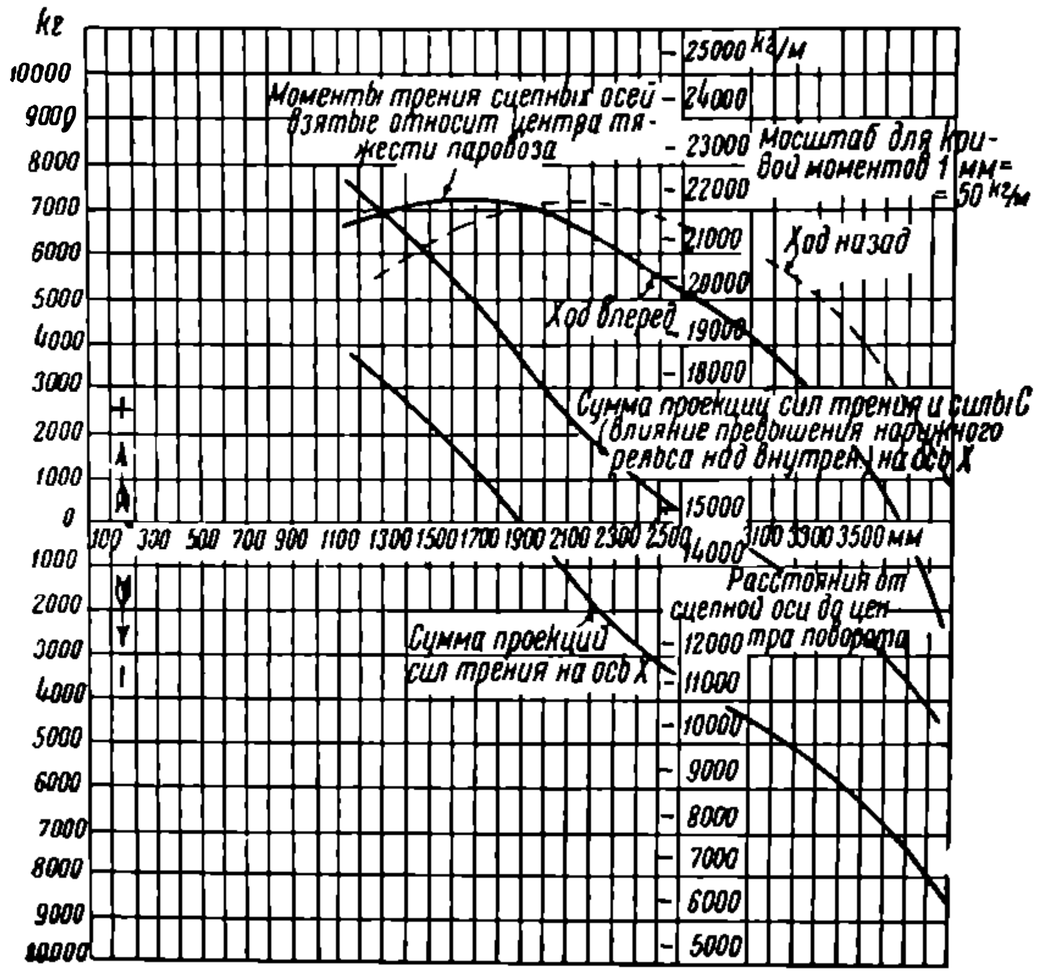
Следовательно, при введении принципа д'Аламбера остаются окончательно два условия равновесия: сумма проекций на поперечную ось должна быть равна нулю и сумма моментов сил, действующих на паровоз, тоже равна нулю.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Величины и направления сил трения легко определяются для каждого данного положения паровоза в кривой либо аналитически, либо графически для заданного центра поворота.

Для того чтобы не делать каждый раз этих подсчетов, лучше всего сделать сначала подсчет сил трения, их проекций и моментов для нескольких центров поворота (фиг. 817).

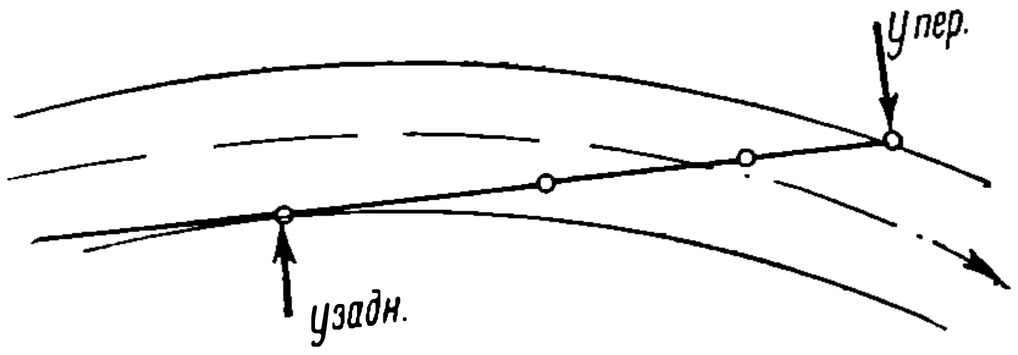
Построенная диаграмма проекций сил трения и моментов их дает возможность, задаваясь различными положениями паровоза в кривой и определяя центры поворота его, сразу находить значения проекций и моментов сил трения, не производя для каждого центра поворота указанных построений и подсчетов. На эту же диаграмму наносится кривая влияния составляющей от веса паровоза вследствие превышения наружного рельса.



Фиг. 817.

Боковые реакции рельсов. При движении по кривой паровоз может занимать три следуюших характерных положения.

При малых скоростях (от нуля и до вполне определенной скорости) паровоз при достаточной длине базы устанавливается в кривой так, что передним наружным колесом набегает на наружный рельс, а одним из внутренних задних колес, лежащих за центром тяжести, — на внутренний рельс (фиг. 818). Это положение соответствует положению наибольшего перекоса в кривой, и на набегающие колеса действуют со стороны наружного рельса — боковая реакция рельса $Y_{пер}$, направленная внутрь кривой, а со стороны внутреннего рельса $Y_{зад}$, направленная наружу кривой.



Фиг. 818.

Положение наибольшего перекоса соответствует движению с различными скоростями от нуля до некоторой скорости. При этом каждой скорости соответствуют свои вполне определенные значения $Y_{пер}$ и $Y_{зад}$. При скорости, равной нулю, $Y_{пер}$ имеет наименьшее значение, тогда как $Y_{зад}$ наибольшее значение. При увеличении скорости $Y_{пер}$ увеличивается, а $Y_{зад}$ уменьшается под влиянием все увеличивающейся центробежной силы. В тот момент, когда $Y_{зад}$ получает значение $Y_{зад} = 0$, скорость равна какой-то величине V_{min}, и внутреннее колесо задней оси, набегавшей на внутренний рельс, уже перестает давить на него и идет свободно, не касаясь внутреннего рельса.

Закон изменения значений $Y_{пер}$ и $Y_{зад}$ для этого случая показан на фиг. 819.

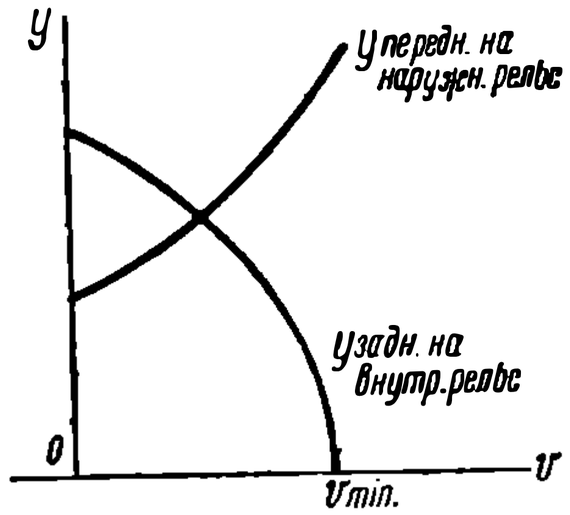
При наличии у паровоза передней тележки с большой возвращающей силой или тележки с ограниченным (недостаточным) отклонением передняя сцепная ось может не набегать на наружный рельс.

При дальнейшем возрастании скорости задняя часть паровоза под действием центробежной силы будет отходить наружу кривой, и набегать на рельс будет переднее наружное колесо. Остальные же колеса будут свободно устанавливаться в зазоре, не касаясь ни наружного ни внутреннего рельсов. Поэтому любой промежуточной установке соответствует только одно вполне определенное значение скорости и бокового давления $Y_{пер}$, почему подобная установка носит

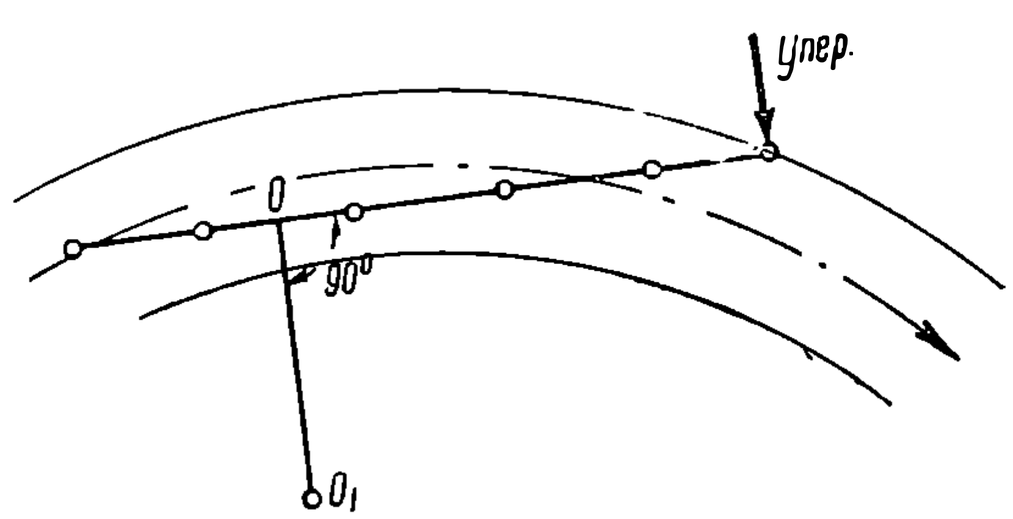
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

название равновесного положения (фиг. 820). В этом положении на наружное колесо передней оси паровоза действует только боковая реакция рельса $Y_{пер}$, направленная внутрь кривой и увеличивающаяся с дальнейшим возрастанием скорости от V_{min} до скорости, соответствующей предельному равновесному положению (фиг. 821).

Крайнее равновесное положение при большой скорости соответствует положению наибольшего сдвига экипажа к наружному рельсу, когда наружное колесо задней оси набежит на наружный рельс и паровоз примет динамическую установку. Давление $Y_{зад}$ теперь направлено со стороны наружного рельса внутрь кривой.



Фиг. 819.



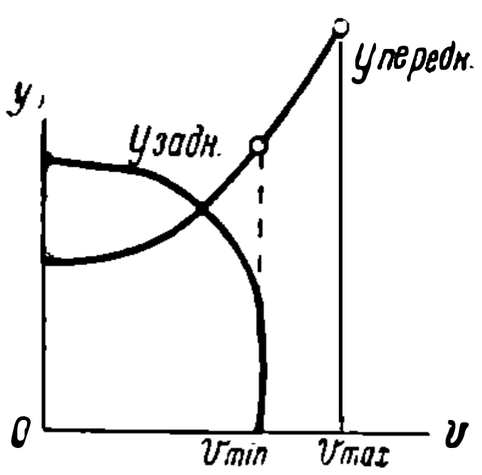
Фиг. 820.

В начале касания при равновесной скорости v_{max} $Y_{зад}=0$. При дальнейшем возрастании скорости будет увеличиваться и $Y_{зад}$; $Y_{пер}$ также возрастает, но еще в большей степени, нежели в равновесном положении. Оба давления, $Y_{пер}$ и $Y_{зад}$, направлены внутрь кривой (фиг. 822).

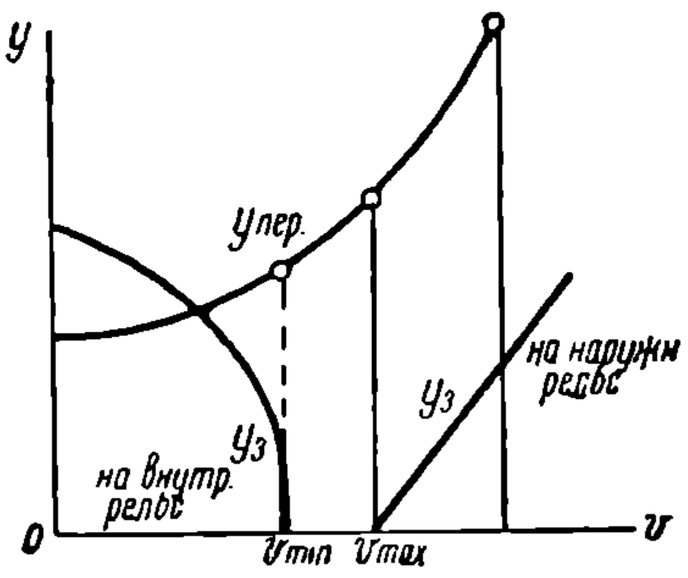
В существующих паровозах подобная динамическая установка возможна лишь при больших скоростях.

Центробежная сила. При движении паровоза в кривой с известной скоростью в центре тяжести его появляется центробежная сила, направленная наружу кривой; величина этой силы равна:

$$Ц = \frac{Mv^2}{R} = \frac{Gv^2}{gR}.$$



Фиг. 821.



Фиг. 822.

Необходимо отметить, что под весом паровоза G здесь понимается вес паровоза за вычетом необрессоренных весов тележек и перемещающихся осей, если они не использовали своего разбега.

Составляющая веса паровоза от превышения наружного рельса над внутренним. В тех кривых, где имеется превышение наружного рельса над внутренним, принимается в расчет сила, появляющаяся от превышения наружного рельса над внутренним.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Величина силы от превышения наружного рельса принимается вследствие малости угла равной:

$$C = G \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2S}$$

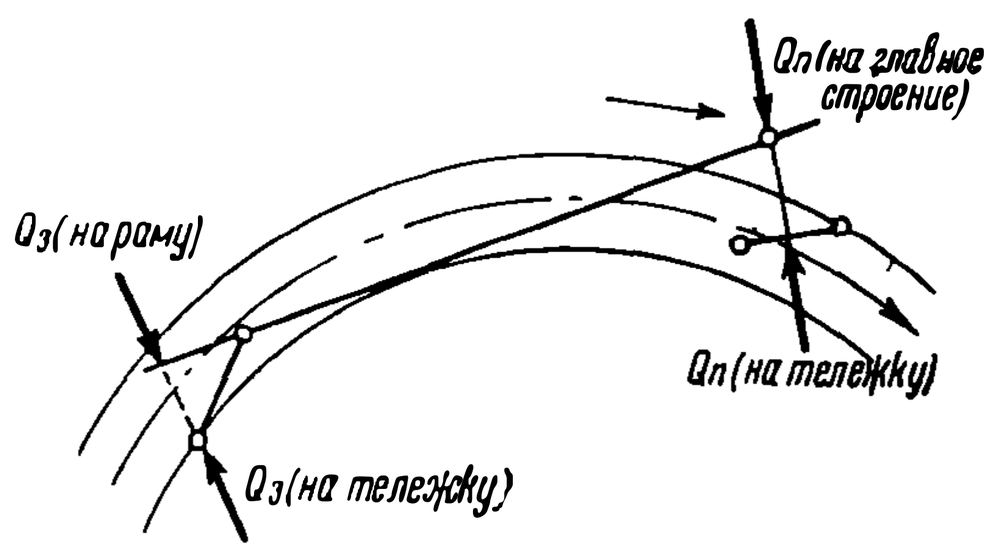
В кривых радиуса 150 *м* принимается, что превышение наружного рельса отсутствует, т. е. $h = 0$.

При рассмотрении условий равновесия паровоза с тележками и перемещающимися осями действие тележек и перемещающихся осей на главное строение паровоза не рассматривается, а заменяется действием сил, приложенных в соответствующих точках, которые и входят в условия равновесия паровоза.

В зависимости от типа тележки и ее устройства необходимо приложить к главному строению паровоза силы, которые заменяют действие тележек при рассмотрении условий равновесия.

Силы, заменяющие действие тележек и перемещающихся осей. Так, например действие двухосной тележки с центральным шкворнем на главное строение паровоза при отклонении из среднего положения может быть заменено действием реакции возвращающей силы, появляющейся в возвращающем устройстве, соединяющем тележку с паровозом.

При отклонении этой тележки из среднего положения появляется возвращающая сила Q_n, стремящаяся вернуть тележку в среднее положение. Если тележка находится впереди паровоза, то сила Q_n действует на тележку наружу кривой, а реакция ее — на главное строение внутрь кривой, помогая тем самым поворачиванию паровоза в кривой (фиг. 823).



Фиг. 823.

Для тележки, находящейся сзади паровоза, направление возвращающей силы и ее реакции остаются прежними: на тележку — наружу, а на главное строение — внутрь кривой. Но в этом случае реакция возвращающей силы ухудшает вписывание, так как она находится позади центра тяжести паровоза и дает относительно центра тяжести отрицательный момент. При заднем ходе паровоза, наоборот, задняя тележка (теперь уже передняя по ходу) улучшает, а передняя ухудшает вписывание при том же направлении возвращающих сил.

При тележках с вожжей (типа Бисселя, Ляйма или Комонвэлса) действие тележки должно быть заменено уже не одной, а двумя силами: 1) возвращающей Q_T и 2) силой, возникающей в шкворне водила, $P_{шкв}$. Направление реакции возвращающей силы в этом случае одинаково с предыдущей тележкой как для передней, так и для задней тележек, а также для переднего и заднего хода. Что же касается силы в шкворне вожжи тележки, то она может быть направлена и наружу и внутрь кривой, так как это обстоятельство зависит от условий равновесия самой тележки, т. е. от величины возвращающей силы, а также от продольных и поперечных сил трения, а следовательно от центра поворота тележки.

Таким образом, заменяя действие этой тележки действием возвращающей силы и силы в шкворне вожжи тележки, необходимо к главному строению паровоза приложить реакцию возвращающей силы и реакцию силы в шкворне вожжи тележки, найденные из условий равновесия тележки.

§ 8. Условия равновесия главного строения паровоза

Конечной целью динамического вписывания в кривые является определение зависимости между положением паровоза в кривой, его скоростью и боковыми дав-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

лениями гребней набегающих колес на рельсы, т. е. установление ходовой характеристики паровоза в кривой, дающей возможность суждения о степени безопасности в отношении схода паровоза с рельсов и назначения наибольших скоростей движения по различным кривым. Определение этой зависимости производится на основании вышеизложенного путем рассмотрения условий равновесия сил, действующих на главное строение паровоза при данном его положении в кривой. С этой целью проще всего, задавшись положением паровоза, установить его в кривую Ройя, в положение наибольшего перекоса или сдвига и затем определить для этих положений: 1) центр поворота главного строения паровоза; 2) сумму моментов сил трения относительно центра тяжести паровоза и сумму их проекций. После этого необходимо: 3) составить условия равновесия всех сил, действующих на паровоз, 4) найти из этих условий равновесия неизвестные величины боковых давлений рельсов на набегающие колеса и центробежной силы и 5) определить скорость движения паровоза, соответствующую данному положению паровоза в кривой, из выражения для центробежной силы. Этот путь наиболее прост и несложен, так как все величины, зависящие от положения паровоза в кривой, легко определяются. Для нахождения же промежуточных точек можно, наоборот, задавшись скоростью, найти все необходимые величины для определения боковых давлений.

Для составления условий равновесия сил, действующих на паровоз, необходимо выбрать систему координат и условиться относительно положительного — отрицательного направления сил. Для этого ось абсцисс принимают совпадающей с продольной осью экипажа, ось ординат—перпендикулярно к ней. Начало координат берут в точке пересечения перпендикуляра, опущенного из центра кривой на продольную ось экипажа. Силы, направленные наружу кривой, со знаком — и внутрь кривой со знаком + , положительные моменты—вращающие по часовой стрелке.

Выбрав таким образом систему координат, составляют для главного строения два уравнения, характеризующих его условия равновесия: $\Sigma Y = 0$ и $\Sigma M = 0$. Сумму моментов берут относительно центра тяжести паровоза для удобства вычислений. В общем виде имеем следующие уравнения:

$$\Sigma H + \Sigma Q + \Sigma P_{шкв} + Ц + C + Y_{пер} + Y_{зад} = 0; \qquad (761)$$

$$\Sigma H_n l_n + \Sigma Q l_Q + \Sigma P_{шкв} l_{шкв} + \Sigma V_n \xi_k + Y_{пер} l_{пер} + Y_{зад} l_{зад} = 0. \qquad (762)$$

Здесь: H — поперечная сила трения колеса, V— продольная сила трения колеса, ξ — расстояние между кругами катания, Q—возвращающая сила тележек и перемещающихся осей, $P_{шкв}$ — реакция в шкворнях тележек (Биссель), $Ц$ — центробежная сила главного строения, C — слагающая веса от превышения наружного рельса, $Y_{пер}$ и $Y_{зад}$— направляющие усилия переднего и заднего набегающих колес; l — соответствующие расстояния от точек приложения сил до центра тележки экипажа.

Полученные отрицательные значения $Y_{пер}$ и $Y_{зад}$ означают невозможность установки, принятой для расчета. Следует задаться новой установкой и для нее определить $Y_{пер}$ и $Y_{зад}$. Решая эти два уравнения, определяют неизвестные величины $Y_{пер}$, $Y_{зад}$ и $Ц$. Зная последнюю величину, определяют скорость движения паровоза из выражения:

$$Ц = \frac{Mv^2}{R}.$$

§ 9. Условия равновесия перемещающихся осей и различных тележек

Установление условий равновесия и определение величины бокового давления для перемещающихся осей и различных типов тележек необходимы при рассмотрении условий вписывания экипажей с тележками и перемещающимися осями, так как в этом случае, согласно вышеуказанному, действие перемещающихся осей и тележек заменяется соответствующими силами, действующими на главное строение паровоза.

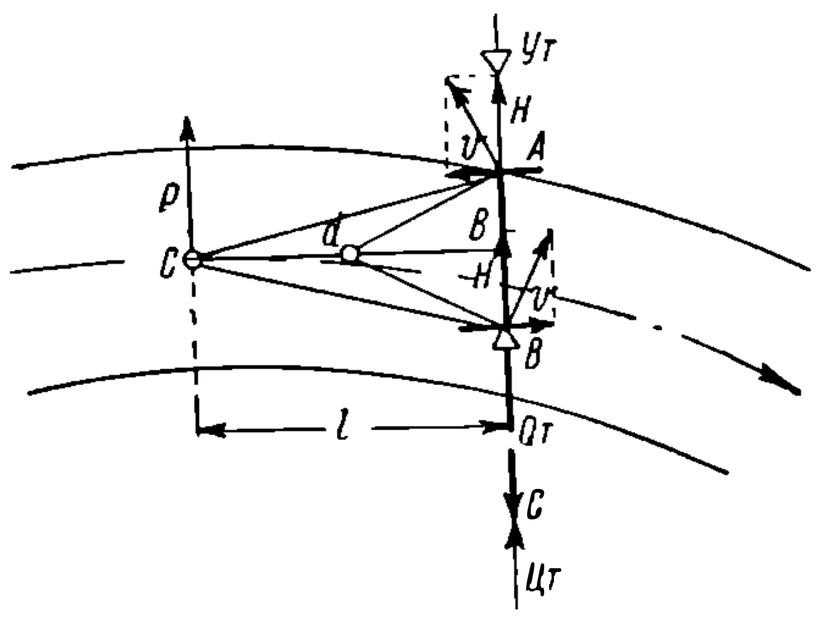
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Составление условий равновесия перемещающихся осей и тележек производится на основе тех же положений, т. е. что суммы моментов и проекций на ось, перпендикулярную к продольной оси экипажа, должны быть равны нулю.

При принятых нами выше допущениях по аналогии с условиями равновесия главного строения мы полагаем, что на перемещающуюся ось и на тележку действуют: 1) силы трения бандажей о рельсы; 2) реакции рельсов на прижимающиеся к ним реборды бандажей; 3) центробежная сила, приложенная в центре тяжести оси или тележки; 4) составляющая веса тележки, направленная параллельно плоскости пути.

Одноосная тележка Бисселя

Тележка находится впереди паровоза. Расположение сил, действующих на тележку при условии, что центр поворота ее лежит сзади оси тележки AB, и направление движения указаны стрелкой на фиг. 824. Здесь C — шкворень тележки, l — длина водила, d — ее центр поворота, P — сила в шкворне, Q_T — возвращающая сила тележки и Y_T — реакция рельса, $Ц_T$ — центробежная сила тележки и C — составляющая ее веса в случае превышения наружного рельса.



Фиг. 824.

Для определения силы в шкворне P берем момент всех сил, действующих на тележку относительно точки B:

$$M_в = P \quad l - 2V \cdot \xi_k = 0,$$

откуда

$$P = \frac{2 \cdot V \cdot \xi_k}{l}.$$

Величина реакции рельса может быть определена либо из суммы проекций на ось Y

$$\Sigma P_y = Y_T - 2H - Q_T - Ц_T + C - P = 0,$$

откуда

$$Y_T = 2H + Q_T + Ц_T - C + P,$$

либо, беря момент относительно точки C:

$$M_c = (Y_T - 2H - Q_T - Ц_T + C) \cdot l - 2V\xi_k = 0$$

и

$$Y_T = \frac{2V\xi_k}{l} + 2H + Q_T + Ц_T - C.$$

Так как

$$P = \frac{2V\xi_k}{l},$$

то оба последние уравнения совершенно равнозначны.

При весе тележки $G_T = 3500$ *кг* и скорости 80 *км/час* (22,2 *м/сек*) центробежная сила в кривой 425 *м* будет:

$$Ц = \frac{3500 \cdot 22{,}2^2}{9{,}81 \cdot 425} = 186 \text{ кг}.$$

При подъеме наружного рельса (в кривой 425 *м*) на 50 *мм*:

$$C = \frac{3500 \cdot 50}{1584} = 110 \text{ кг}.$$

Разность

$$Ц - C = 76 \text{ кг}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таким образом для товарных паровозов величиной разности $Ц - С$ можно пренебречь, считая, что это может дать ошибку в определении боковых давлений не более чем на 1—2%.

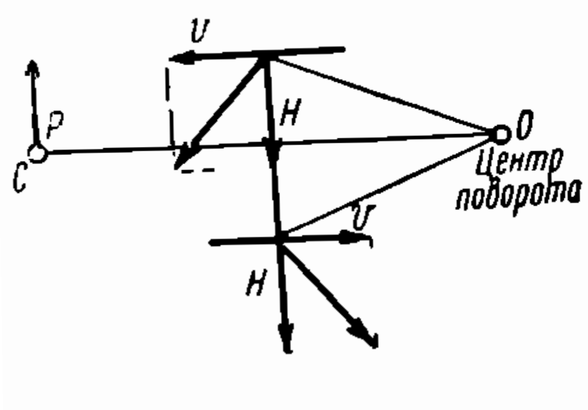
При положении центра поворота впереди оси (фиг. 825) значения P подсчитываются по той же формуле. Однако в сумму проекции на ось Y поперечные составляющие силы трения войдут уже с обратным знаком

$$\Sigma P_y = Y_T + 2H - Q_T - Ц_T + C - P = 0$$

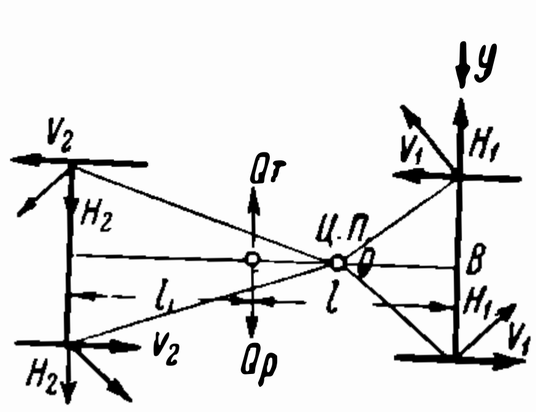
и реакция рельса

$$Y_T = Q_T + Ц_T + P - 2H - C.$$

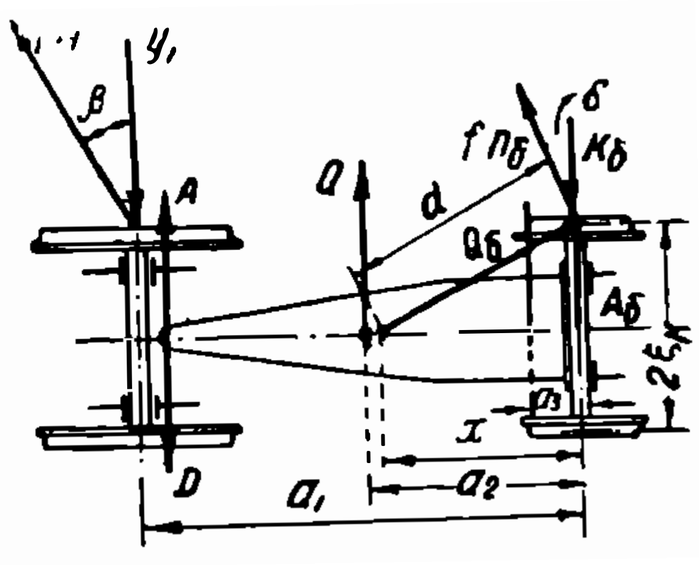
Сдедовательно, при положении центра поворота впереди оси тележки (что возможно при коротком водиле) величины боковых давлений ее на рельс значительно уменьшаются, что является выгодным с точки зрения сохранения гребней бегунка и возможности иметь большую возвращающую силу, облегчающую вписывание при переднем ходе паровоза. Однако такое короткое водило, дающее подобное положение тележки, ухудшает спокойствие хода и может быть допущено лишь в товарном паровозе.



Фиг. 825.



Фиг. 826.



Фиг. 827.

Двухосная тележка со шкворнем между бегунками

На фиг. 826 показаны силы, действующие на эту тележку. Беря сумму моментов относительно точки B всех сил, действующих на тележку, находим:

$$M_B = Q_T \cdot l - 2H_2(l_1 + l) - 2\xi_k \cdot (V_1 + V_2) = 0,$$

откуда

$$Q_T = \frac{2H_2(l + l_1) + 2\xi_k(V_1 + V_2)}{l}.$$

Сумма проекций на ось Y дает:

$$\Sigma P_y = Y - 2H_1 + 2H_2 - Q_T = 0,$$

$$Y = 2H_1 + Q_T - 2H_2.$$

Здесь Q_T—усилие, действующее на передний шкворень и Y—давление на реборду бегунка.

Тележка Краусса—Гельмгольца

На водило тележки (фиг. 827) действуют возвращающие силы Q и $Q_б$.

Эти силы распределяются на буксы обеих осей. На задний конец водила приходится:

$$A = \frac{Q \cdot a_2 + Q_б \cdot a_3}{a_1};$$

на буксу бегунка:

$$A_б = Q + Q_б - A.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Кроме того, при движении по кривой благодаря силам трения бегунка получаются добавочные силы: на бегунок—$K_б$ и на задний конец водила—D. Для определения этих сил возьмем момент относительно центра поворота:

$$-2П_б f \cdot d + K_б \cdot x + D \cdot (a_1 - x) = 0$$

и сумму проекций на поперечную ось:

$$K_б - 2П_б \cdot f\cos\delta - D = 0.$$

Решение этих уравнений дает

$$D = 2П_б \quad f\frac{d - x\cos\delta}{a_1}$$

и

$$K_б = 2П_б \cdot f\left(\frac{d - x\cos\delta}{a_1} + \frac{x}{d}\right), \quad \text{где} \quad \frac{x}{d} = \cos\delta.$$

Благодаря действию этих сил имеем:
направляющее усилие бегунка:

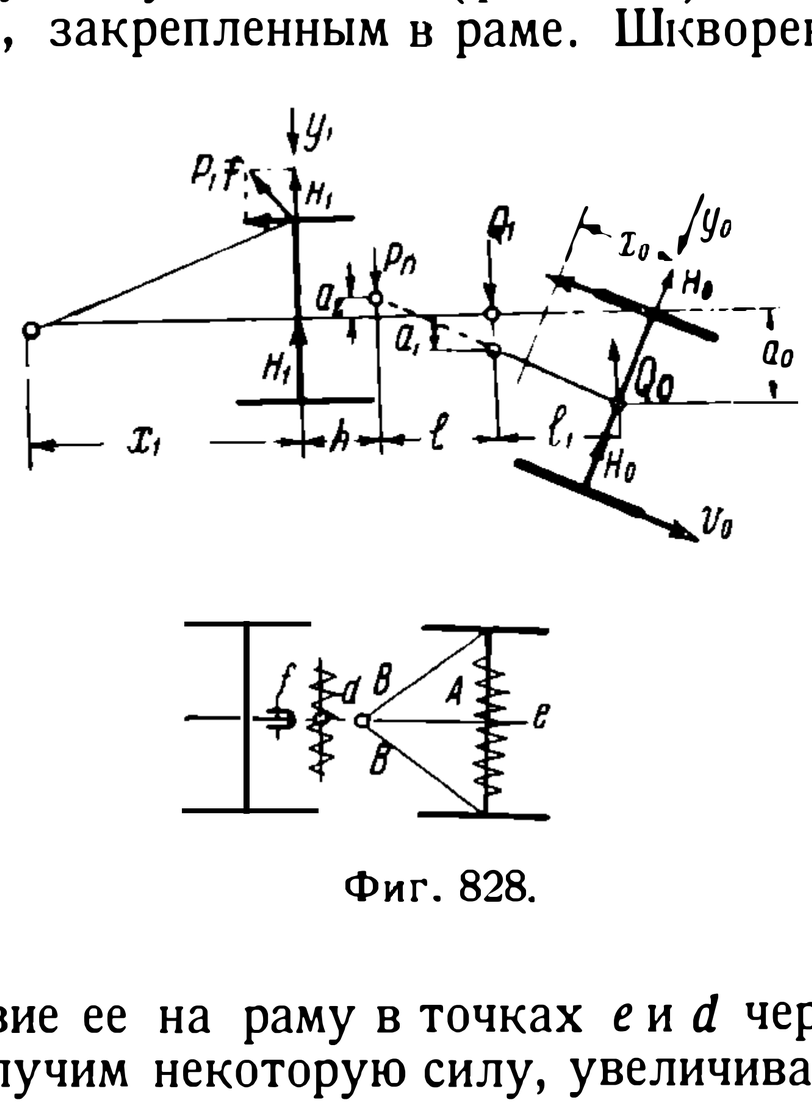
$$Y_б = K_b + A_б;$$

направляющее усилие 1-й сцепной оси:

$$Y_1 = A - D + 2П_1 \cdot f\cos\beta.$$

Тележка Краусса—Коломзавода

Первая сцепная ось паровоза соединена продольным балансиром с бегунковой осью. Продольный балансир имеет точку вращения в шкворне, укрепленном в раме с небольшим разбегом на каждую сторону. Бегунковая ось (фиг. 828) обычной вожжей Бисселя B связана со шкворнем, закрепленным в раме. Шкворень балансира A в камне d имеет возвращающее устройство в виде пружин с начальной затяжкой. Второе возвращающее устройство поставлено на оси бегунка подобно Бисселю. Таким образом при вписывании в кривую бегунок, отклоняясь из своего среднего положения, вращением вокруг шкворня поведет балансир A, который, вращаясь в свою очередь около точки d, прижмет к наружному рельсу первую сцепную ось. Если же усилие рамы в точке d будет больше начальной затяжки пружины, то, кроме поворота тележки, мы будем иметь еще и ее отклонение в пределах, допущенных при конструктивной разработке (15—20 *мм* паровоз серии «С^У»). До тех пор, пока тележка в точке d не использует своего отклонения, мы будем иметь действие ее на раму в точках e и d через пружины бегунка и шкворня d. В точке f получим некоторую силу, увеличивающую направляющее усилие 1-й сцепной оси.



Фиг. 828.

Рассмотрим условия равновесия этой тележки на передний ход (фиг. 828), предполагая расстояние x_0 до центра поворота ее известным из графического способа Ройя.

Поперечные силы трения первой сцепной оси найдутся по центру поворота главного строения

$$2H_1 = \frac{P_1 \cdot f \cdot x_1}{\sqrt{x_1 + \xi_k^2}},$$

где x_1 — расстояние 1-й оси до центра поворота.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Силы трения бегунковой оси:

$$2H_0 = \frac{P_0 \cdot f \quad x_0}{\sqrt{x_0^2 + \xi_k^2}},$$

$$2V_0 = \frac{P_0 \cdot f \cdot \xi_k}{\sqrt{x^2_0 + \xi^2_k}}$$

$P_п$ — реакция оси на хвостовик тележки—неизвестна и подлежит определению.

Неизвестно также Y_0 — направляющее усилие бегунковой оси.

Для 1-й сцепной оси направляющее усилие будет равно:

$$Y_1 = 2H_1 + P_п,$$

потому что момент от $P_п$, равный $M_п = P_п \cdot h$, передается на главную раму.

Возвращающая сила:

$$Q_0 = Q'_0 + f \cdot a_0,$$

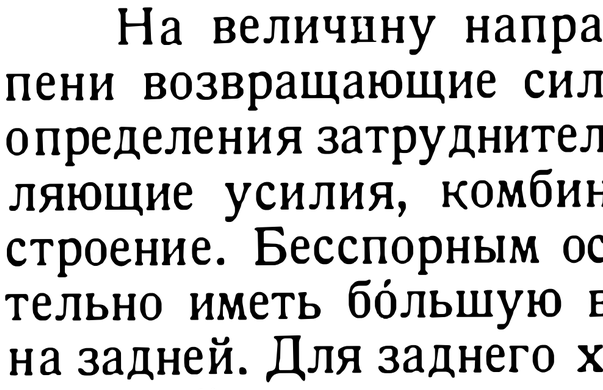
где Q'_0—начальная возвращающая сила, f — жесткость возвращающего устройства и a_0—боковое перемещение бегунка. Соответственно:

$$Q_1 = Q'_1 + f_1 \cdot a_1.$$

Таким образом получаем систему:

$$\Sigma Y = 2H_0 + Q_0 + Q_1 - P_п - Y_0 = 0.$$

Взяв моменты относительно бегунковой оси, будем иметь:



Фиг. 829.

$$\Sigma M = -P_п(l + l_1) + Q_1 l_1 - 2V_0 \xi_к = 0.$$

Здесь Q_1 — возвращающая сила в шкворне — действует на раму через пружину.

При использовании разбега шкворень будет жестким и на раму будет передаваться его реакция P_p, которая определится из решения условий равновесия главного строения.

Так как в условия равновесия главного строения войдет момент $P_п\ h$, то определение P_p (давление шкворня на раму) может быть сделано лишь путем совместного решения всех уравнений — главного строения и тележки (фиг. 829), а именно:

$$\Sigma Y = 2H_0 + Q_0 + P_p - P_п - Y_0 = 0;$$

$$\Sigma M = -P_п(l + l_1) + P_p l_1 - 2V_0 \xi_k = 0.$$

Выбор возвращающих сил тележек

На величину направляющих усилий экипажа влияют в значительной степени возвращающие силы тележек. Правильный их выбор путем математического определения затруднителен, так как тележки оказывают свое влияние на направляющие усилия, комбинируясь со всей суммой сил, действующих на главное строение. Бесспорным остается только тот факт, что для переднего хода желательно иметь бо́льшую возвращающую силу на передней тележке и меньшую на задней. Для заднего хода наоборот. Кроме того, большая возвращающая сила передней тележки ведет экипаж в прямой, уменьшая его склонность к виляниюю.

Что же касается величин этих сил и законов их изменения в связи с отклонением, то таковые лучше всего подбирать, пользуясь сведениями о наличии их у существующих однотипных или подобных экипажей. Проделав несколько вариантов динамического вписывания и ударного входа в кривую, можно определить границы для возвращающей силы тележки.

Однако величина этих сил не должна быть такой, чтобы вызвать направляющее усилие более допустимых норм. Кроме того, заранее следует учесть, что большая вертикальная нагрузка на колесо, соединенная с большим боковым давлением в горизонтальной плоскости, вызывает большие, а в некоторых случаях недопустимые напряжения в рельсе. При возникновении таких сомнений следует, кроме расчетов динамического вписывания, произвести поверку напряжений в рельсе.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 10. Порядок динамического вписывания

Целью расчета является определение направляющих усилий осей и боковых давлений реборд набегающих осей на рельс. Упомянутые выше допущения сводят решение к очень простой схеме — балке на двух опорах или рычагу на одной опоре с различными нагрузками. Рассматривая поворот экипажа в кривой, берем только ту его часть, которая связана с главным строением и при повороте совершает вращательное движение около центра поворота вместе с ним. Отсюда вытекает, что тележки в этот расчет поворачиваемого главного строения не входят и учитываются лишь как силы, действующие на раму. Поэтому и рассмотрение условий равновесия тележек выделено из главного строения.

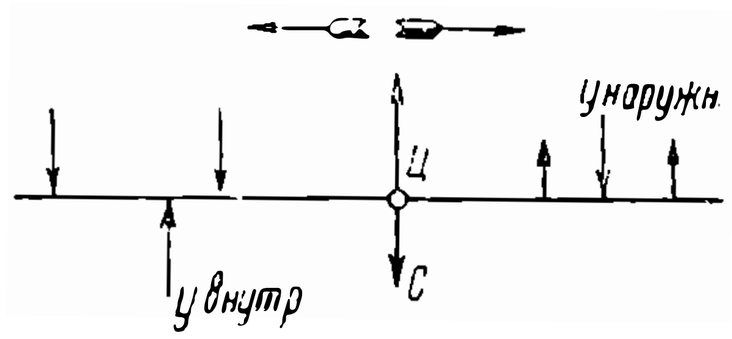
Порядок определения необходимых величин Y и N сводится к следующему.

1) Определяют центр тяжести экипажа без веса тележек. В вес тележек входит все находящееся ниже возвращающего устройства.

2) Находят условия равновесия тележек без учета центробежных сил или с ним. Из условий равновесия определяют силы, действующие от тележек на раму.

3) Определяют центр поворота главного строения или для условий наибольшего перекоса или сдвига к наружному рельсу, или сдвига на внутренний рельс, если это возможно (ходовая характеристика по разбегам— безребордным осям—намечается по статическому вписыванию).

4) Для найденного центра поворота определяют силы трения осей: поперечные и продольные. Способ определения их может быть или графическим или аналитическим.



Фиг. 830.

В результате всех этих подсчетов получается схема, показанная на фиг. 830. По этой схеме паровоз, как балка на двух опорах (наибольший перекос), на наружном и внутреннем рельсах нагружен поперечными силами трения ненабегающих осей, возвращающими силами тележек, реакциями их шкворней, моментами продольных сил трения, центробежной силой, слагающей веса—при вписывании в кривую с превышением наружного рельса.

5) Составляют два уравнения равновесия:

а) сумма проекций на ось Y;

б) сумма моментов относительно центра тяжести паровоза.

Решая их совместно, определяют величины реакций $Y_{вн}$ и $Y_{нар}$. Если же направление их, принятое и единственно возможное для каждого рельса, будет неправильным по решению, т. е. будет иметь знак —, то такое решение укажет на невозможность принятой схемы, а следовательно и установки паровоза. В таком случае следует перезадаться установкой и снова ее проверить.

При решении уравнений наибольшего перекоса и динамической установки необходимо исключить одно неизвестное, так как для двух уравнений мы будем иметь их три: $Y_{нар}$, $Y_{вн}$ и $Ц$. Получаемые величины при таком определении сил (не принимая во внимание поперечных сил трения набегающих осей) будут направляющими усилиями рамы $Y_р$. Просуммировав их с силами трения оси (сумма алгебраическая), получим направляющее усилие оси $Y_{оси}$. Уменьшив или увеличив направляющее усилие оси на одну силу трения, будем иметь боковые давления. Составив по полученным данным характеристики Y и $\sin\alpha$ $Y_{оси}$ и сравнивая их с рядом других паровозов, будем иметь возможность судить о вписывании экипажа в кривые.

Если эти характеристики неудовлетворительны, то следует перезадаться возвращающими силами тележек и осей. Если и тогда результат будет неудовлетворителен, то необходимо дать другую ходовую характеристику.

Решение уравнений равновесия делается следующим образом.

1) Для максимального перекоса задают $Ц$ и определяют $Y_{нар}$ и $Y_{вн}$; затем задав $Y_{вн} = O$, находят $Y_{нар}$ и $Ц$. Для нахождения промежуточных значений задаются скоростью, действительной для наибольшего перекоса, и находят $Ц = \frac{mv^2}{R}$, $Y_{нар}$ и $Y_{вн}$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

2) Для динамической установки определяют скорость, когда $Y_{зад} = 0$, а также $Ц$ и $Y_{пер}$. Для нахождения $Y_{зад}$ и $Y_{пер}$, соответствующих большим скоростям, задаются значением центробежной силы бо́льшим, чем то, которое соответствует $Y_{зад}=0$.

3) Промежуточная установка определяется двумя уравнениями равновесия.

§ 11. Износ гребней

Под влиянием бокового давления происходит износ реборд и рельсов.

Величина износа зависит от: 1) коэфициента трения между поверхностями скольжения реборды и головки рельсов; 2) величины бокового давления; 3) скорости скольжения.

Скорость скольжения зависит от угла набегания: $\sin\alpha = \frac{x}{R}$, т. е. от расстояния набегающего колеса до центра поворота.

Ввиду неопределенности величины коэфициента трения считают износ пропорциональным произведению бокового давления N на расстояние направляющего колеса до центра поворота x. Эта характеристика $И = N \cdot x$ *кгм* называется «фактором износа».

Наибольшая величина фактора износа получается на наружных колесах в кривых малого радиуса.

Американские испытания паровоза Санта-фи в кривой 175 *м* показали, что на первом наружном набегающем колесе фактор износа достигает величины:

$$И = 5620 \text{ кгм}.$$

Уменьшения характеристики износа можно получить путем смазки реборд или рельсов в кривых.

Сопротивление движению в кривых

При набегании колеса на рельс под углом набегания α (фиг. 809) появляется составляющая

$$X_2 = Y \operatorname{tg}\alpha;$$

кроме этого, благодаря сдвигу точки касания на величину b_o появляется тангенциальная сопротивляющаяся сила: $X_1 = P\frac{b_0}{r}$. Следовательно, общее сопротивление при движении колесной пары вперед равно $W_k = X_1 + X_2 = P\frac{b_0}{r} + Y\operatorname{tg}\alpha$ (касание в одной точке).

Общая работа сопротивления при проходе кривой радиуса R с угловой скоростью Ω складывается из работы сил трения, развивающихся под каждым колесом (V и H).

Работа поперечных сил трения $= \Sigma\ H\,x\,\Omega$.

Работа продольных сил трения $= \Sigma V \xi_к\,\Omega$.

На направляющем колесе к работе поперечной силы трения добавляется работа направляющего усилия. Поэтому для направляющего колеса вместо $\Sigma\ Hx\ \Omega$ нужно считать:

$$(P\cos\varphi + Y\sin\varphi) f\cos\beta\frac{x}{\cos\varphi}\Omega.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если (фиг. 831):

$\Omega = \frac{v}{R}$ —угловая скорость вращения паровоза относительно центра кривой,

$\omega = \frac{v}{1{,}8D}$ — угловая скорость вращения колеса,

$r_н$ — радиус круга катания наружного колеса,

$r_в$ — то же внутреннего колеса, то скорость продольного скольжения: наружного колеса $W_н = (R + \xi_k)\Omega - r_н\,\omega$;
внутреннего колеса

$$W_в = (R - \xi_k)\,\Omega - r_в\,\omega.$$

Скорость же поперечного скольжения наружного и внутреннего колес одной и той же оси одинакова и равна

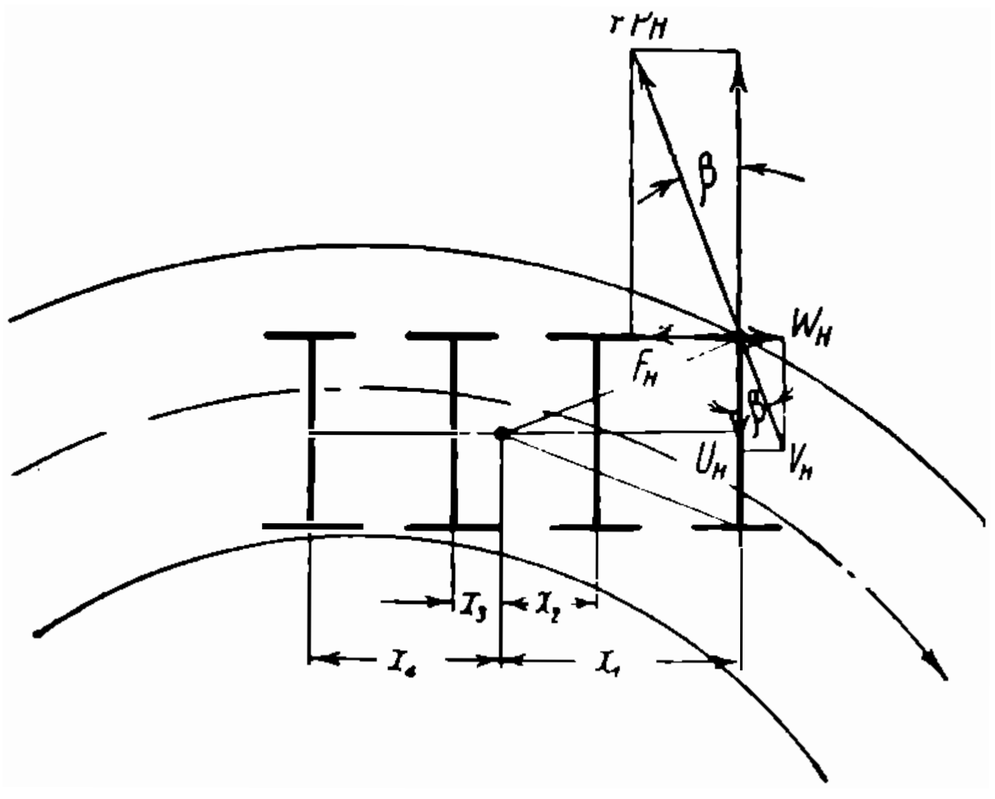
$$U = x\Omega.$$

Результирующая скорость скольжения колес:
наружного

$$V_н = \sqrt{W_н^2 + U^2};$$

внутреннего

$$V_в = \sqrt{W_в^2 + U^2}.$$



Фиг. 831.

Углы, образованные результирующей скоростью скольжения с осью колесной пары, определятся из выражений:

$$\sin\beta_н = \frac{W_н}{\sqrt{W_н^2 + U^2_н}}, \quad \sin\beta_{вн} = \frac{W_{вн}}{\sqrt{W^2_{вн} + U^2_{вн}}}.$$

Противоположно результирующей скорости скольжения направлены силы трения:

наружного колеса $f\,P_н$
и внутреннего колеса $f\,P_в$.

Продольные составляющие этих сил трения:
наружного колеса

$$F_н = fP_н \sin\beta_н = fP_н \frac{(R + \xi_k)\,\Omega - r_н\,\omega}{\sqrt{[(R + \xi_k)\,\Omega - r_н\,\omega]^2 + (x\Omega)^2}}$$

и внутреннего

$$F_в = fP_в \sin\beta_в = fP_{вн} \frac{(R - \xi_k)\,\Omega - r_в\,\omega}{\sqrt{[(R - \xi_k)\,\Omega - r_в\,\omega]^2 + (x\Omega)^2}} \qquad (763)$$

будут представлять силу тяги, развиваемую данной колесной парой.

При наличии нескольких сцепных осей алгебраическая сумма сил тяги, развиваемых в кривых всеми колесами, представляет движущую силу, с которой паровоз движется вперед:

$$F_k = \Sigma F_н + \Sigma F_в = \Sigma\left[fP_н \frac{(R + \xi_k)\,\Omega - r_н\,\omega}{\sqrt{[(R + \xi_k)\,\Omega - r_н\,\omega]^2 + (x\Omega)^2}} + \right.$$

$$\left. + fP_в \frac{(R - \xi_k)\,\Omega - r_в\,\omega}{\sqrt{[(R - \xi_k)\,\Omega - r_в\,\omega]^2 + (x\Omega)^2}}\right]. \qquad (764)$$

Из этой формулы видно, что величина силы тяги, развиваемой в кривой, зависит от скорости движения.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Когда паровоз в кривой развивает силу тяги, углы $\beta_н < \beta_в$, так как продольное скольжение наружного колеса меньше скольжения внутреннего. Поэтому сила тяги у наружного колеса меньше, чем у внутреннего.

Кроме того, колесо развивает тем меньшую силу тяги, чем оно дальше удалено от центра поворота

$$(x_1 > x_2, \text{ почему } U_1 > U_2 \text{ и } \beta_1 < \beta_2).$$

Уменьшение силы тяги с удалением от центра поворота тем больше, чем меньше радиус кривой.

Поэтому во избежание пробуксовывания ведущей оси желательно последнюю помещать вблизи центра поворота.

На некоторых колесах в соответствии с положением их относительно центра поворота может развиваться отрицательная сила тяги.

Величина отношения силы тяги, развиваемой в кривой, к теоретически возможной на прямом пути ΣfP называется коэфициентом использования сцепного веса паровоза в кривой:

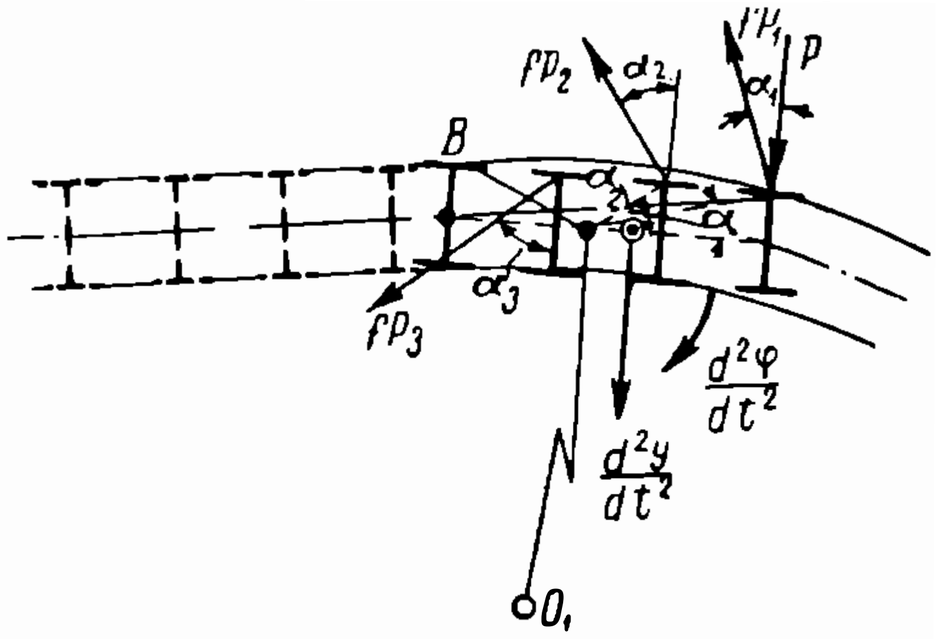
$$\eta = \frac{\Sigma fP_н \sin \beta_н + \Sigma fP_в \sin \beta_{вн}}{\Sigma fP} \qquad (765)$$

и характеризует потерю движущей силы в кривых.

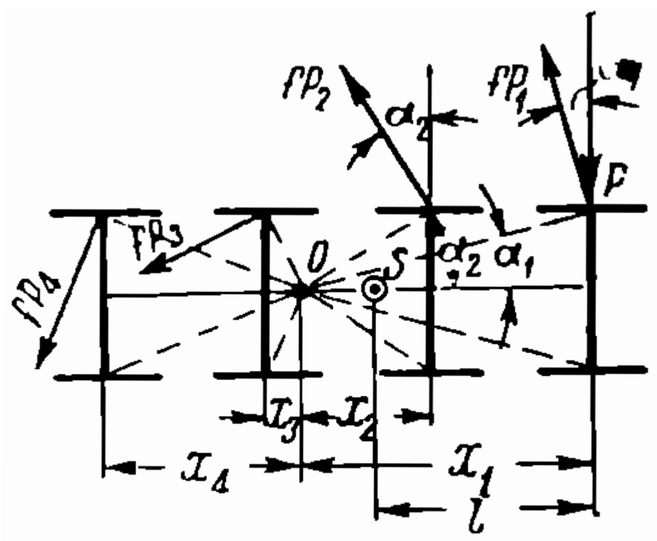
Эта потеря тем больше, чем больше сцепная база паровоза и чем меньше радиус кривой.

§ 12. Вход паровоза в кривые, на стрелки и выход из них

При входе паровоза в кривую соприкосновение колес с рельсами происходит лишь после того, как будут использованы зазоры между ребордами и головками рельсов. При набегании колес на рельс создается удар реборды о рельс, возникает мгновенное направляющее усилие, вызывающее изменение направления движения и сдвиг центра тяжести паровоза внутрь кривой. Таким образом на паровоз при переходе из прямой в кривую, в процессе удара, действует



Фиг. 832.



Фиг. 833.

угловое ускорение $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ и ускорение при перемещении центра тяжести $\frac{d^2y}{dt^2}$, перпендикулярное к направлению движения. После удара эти оба ускорения уменьшаются до нуля, и скорости паровоза во вращательном и поступательном движениях в кривой могут быть рассматриваемы постоянными.

Уравнения поступательного и вращательного движений центра тяжести паровоза при ударе, без учета превышения наружного рельса и влияния центробежной силы (фиг. 832):

$$M\frac{d^2y}{dt^2} = P - \Sigma fP\cos\alpha; \qquad (766)$$

$$I_z \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = Pl - \Sigma f P\cos\alpha \cdot x. \qquad (767a)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Здесь (фиг. 833)

$$y = \varphi(x_1 - l);\ \frac{d^2y}{dt^2} = (x_1 - l)\frac{d^2\varphi}{dt^2};\quad \cos\alpha = \frac{x}{\sqrt{x^2 + \xi_\kappa^2}},$$

откуда

$$P = M\frac{d^2\varphi}{dt^2}(x_1 - l) + \Sigma fP\cos\alpha, \tag{767б}$$

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = [M(x_1 - l)l - I_Z] + \Sigma fP\cos\alpha\, l - \Sigma fP\cos\alpha\, x. \tag{767в}$$

При выходе из кривой $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ в эти уравнения входит со знаком минус.

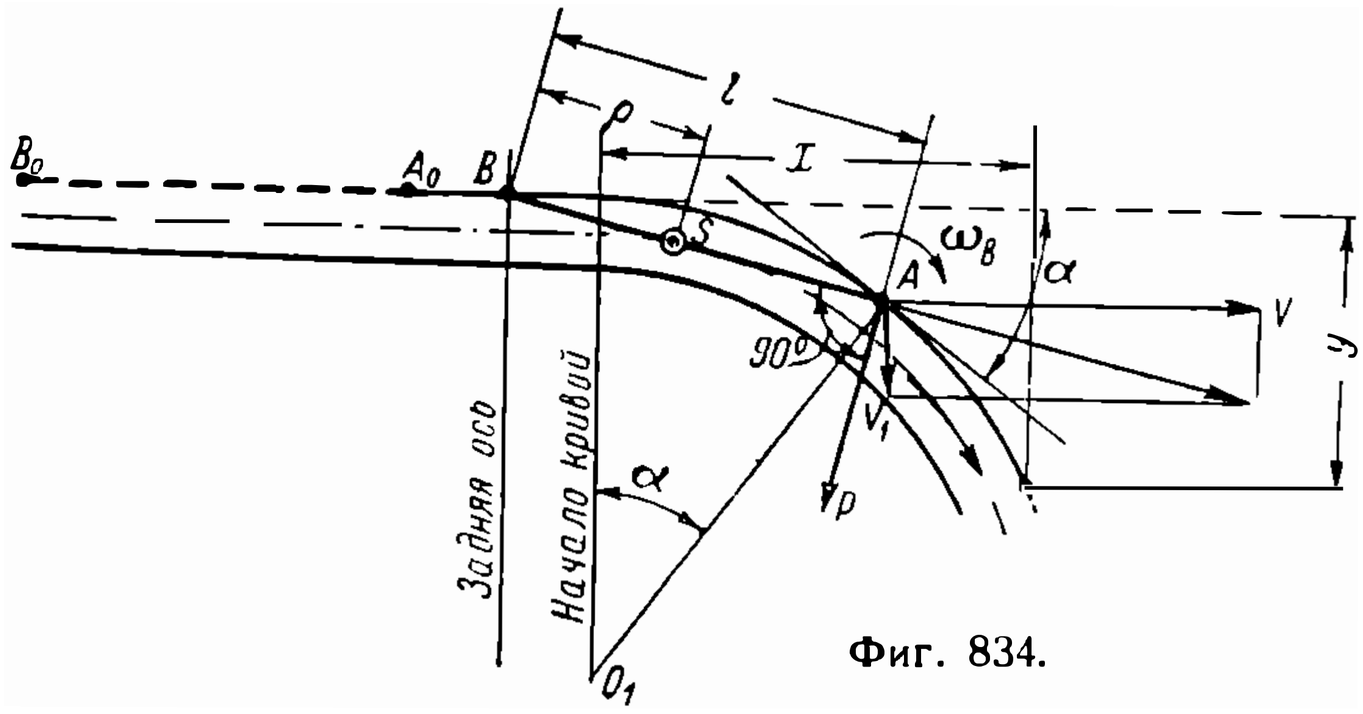
Если $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = 0$, — имеет место равновесие сил трения. Последнее получается также, когда:

$$M(x_1 - l)l - I_Z = 0,\quad \text{или}\quad \text{когда}\ I_Z = M(x_1 - l)l.$$

Здесь x_1 — расстояние до центра поворота, обеспечивающее равновесие сил трения, т. е. обращающее в нуль второй член уравнения (766). Таким образом движение по кривой и при переходе в кривую возможно при одинаковом расстоянии до центра тяжести паровоза.

Сила удара, возникающая при входе в кривую

Вследствие больших скоростей удар при входе в кривую происходит в весьма малый промежуток времени. Импульс ударной силы имеет значительную величину. Поэтому можем пренебречь силами трения. Если паровоз (фиг. 834) имеет поступательную скорость v, то при ударе скорость набегающего колеса (или шкворня двухосной тележки)



Фиг. 834.

$$v_1 = v\,\mathrm{tg}\,\alpha.$$

При уравнении кривой $y = f(x)$ имеем:

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{dy}{dx}\quad \text{и}\quad v_1 = v\frac{dy}{dx}.$$

При ударе паровоз, имея точку опоры у заднего колеса, вращается вокруг точки B с угловой скоростью

$$\omega_B = \frac{v_1}{l} = \frac{v}{l}\frac{dy}{dx},$$

отсюда

$$\frac{d\omega_B}{dt} = \frac{v}{l}\frac{d^2y}{dx^2}\cdot\frac{dx}{dt} = \frac{v^2}{l}\frac{d^2y}{dx^2},\ \text{т. к.}\ \frac{dx}{dt} = v.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Уравнение движения под влиянием силы, поворачивающей паровоз при ударе:

$$I_B \frac{d\omega_B}{dt} = Pl.$$

Здесь $I_B = I_Z + M\rho^2$;

I_z — момент инерции паровоза относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести;

M — масса паровоза;

ρ — расстояние центра тяжести до колеса, вокруг которого происходит поворот паровоза при ударе.

Подставляя это значение I_Z и $\frac{d\omega}{dt} = \frac{v^2}{l}\frac{d^2y}{dx^2}$ в предыдущее уравнение, будем иметь

$$P = \frac{I_Z + M\rho^2}{l}\frac{v^2}{l}\frac{d^2y}{dx^2}. \qquad (768)$$

Отсюда сила удара пропорциональна квадрату скорости движения и обратно пропорциональна базе паровоза. Кроме того, сила удара зависит от распределения масс в паровозе и формы кривой, т. е. от величины радиуса кривой.

При сравнительных подсчетах влияние последнего можно считать одинаковым и пользоваться для сравнения величиной

$$P_0 = \frac{P}{\frac{d^2y}{dx^2}} = \frac{(I_Z + M\rho^2)\,v^2}{l^2}. \qquad (768а)$$

Из сказанного ясно, что сила удара тем больше, чем больше угол набегания. Последний увеличивается при износе гребней и головок рельсов. Особенно значительной величины достигает сила удара у паровозов без тележек и с неподвижными осями. При наличии у паровоза 2-осной тележки найденная сила P передается частично на бегунок, частично на набегающую сцепную ось. В свою очередь часть силы P, приходящаяся на шкворень тележки, распределяется на оба бегунковых колеса в зависимости от расстояния их до шкворня тележки.

При наличии возвращающего устройства удар переднего бегункового колеса смягчается еще больше. В этом случае, после того как удар достигнет величины начальной возвращающей силы, начинает отклоняться наружу кривой шкворень. Поэтому дальнейшее возрастание ударного усилия будет происходить в зависимости от отклонения тележки и темпа нарастания возвращающей силы.

Рассмотрим паровоз с передней тележкой Бисселя (фиг. 835).

При ударе набегающее колесо паровоза вместе с его центром тяжести проходит путь S в направлении действия поворачивающей силы P, складывающийся из бокового перемещения S_1 при сдвиге центра тяжести и перемещения S_2 при повороте с угловой скоростью $\omega = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$.

Таким образом $S = S_1 + S_2$.

За время удара t набегающее колесо паровоза сдвинется к центру кривой на величину:

$$S_1 = \frac{jt^2}{2} = \frac{Pt^2}{2M}, \quad \text{т. к. } j = \frac{P}{M}.$$

При повороте на угол φ колесо пройдет добавочно путь $S_2 = \varphi l$. В уравнении вращательного движения паровоза:

$$I_Z \frac{d^2\varphi}{dt^2} = Pl, \qquad (769)$$

где l—расстояние центра тяжести от набегающей оси.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ввиду незначительности времени удара можно считать величину Pl постоянной. Тогда:

$$d^2\varphi = \frac{Pl}{I_Z}\, dt^2.$$

Интегрируя это выражение, последовательно получим:

$$d\varphi = \frac{Pl}{I_Z}\, tdt + c_1 \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{Pl}{I_Z}\,\frac{t^2}{2} + c_1 t + c_2.$$

В начале удара $t = 0$, $\varphi = 0$, $\frac{d\varphi}{dt} = 0$, поэтому $c_1 = 0$ и $c_2 = 0$.

Следовательно:

1) угол поворота

$$\varphi = \frac{Pl}{I_Z}\,\frac{t^2}{2};$$

2) перемещение набегающего колеса

$$S_2 = \varphi l = \frac{Pl^2}{I_Z}\,\frac{t^2}{2}.$$

Таким образом зависимость между перемещением набегающего колеса и силой удара выразится следующим образом:

$$S = S_1 + S_2 = \frac{P}{M}\,\frac{t^2}{2} + \frac{Pl^2}{I_Z}\,\frac{t^2}{2} = \frac{P}{M}\,\frac{t^2}{2}\left(1 + \frac{l^2}{\frac{I_Z}{M}}\right) = \frac{P}{M}\,\frac{t^2}{2}\left(1 + \frac{l^2}{k^2}\right),$$

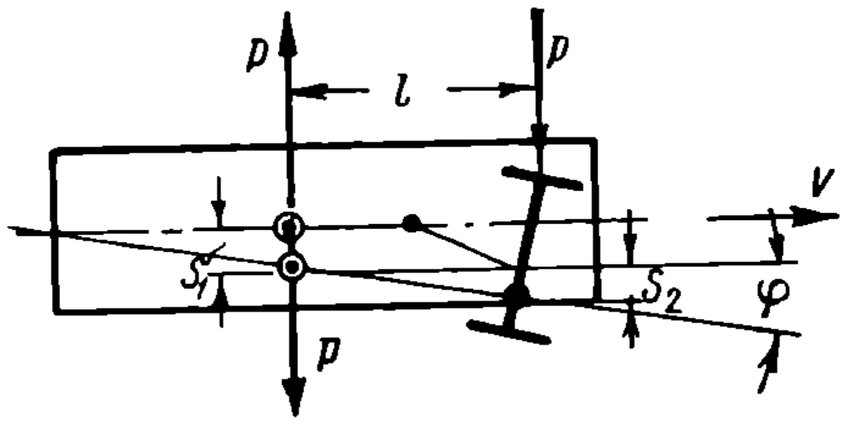
где

$k^2 = \frac{I_Z}{M}$ (квадрат плеча инерции).

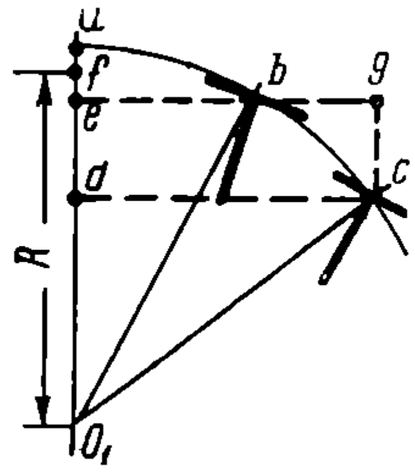
Отсюда

$$P = \frac{S \cdot 2M}{t^2\left(1 + \frac{l^2}{k^2}\right)}. \qquad (770)$$

Зависимость между величиной поперечного перемещения при ударе и временем t легко найти, определив путь S, проходимый в направлении движения паровоза за время удара (фиг. 836) от начала набегания колеса в точке b и до точки



Фиг. 835.



Фиг. 836.

g, соответствующей дальнейшему сдвигу внутрь кривой. Обычно принимают добавочный сдвиг $S' = ed = 1$ *см*. Тогда путь, проходимый колесом, $S = bg$, и время, соответствующее этому пути при скорости паровоза v:

$$t = \frac{S}{v} \cdot 3{,}6.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя в формулу $S = 1$ *см* и найденную величину t, можно определить P.

Подсчеты показывают, что тележки Бисселя дают довольно значительные ударные усилия P, увеличивающиеся при больших расстояниях Бисселя от центра тяжести. Поэтому тележки Бисселя не применяют на высоких скоростях. Особенно значителен удар при тележках Бисселя с изношенным гребнем.

Тележка Краусса—Гельмгольца так же, как и двухосная, значительно понижает ударные усилия при входе в кривую.

Угол набегания α в момент удара так же, как высота центра тяжести h и его расстояние l от набегающего колеса, оказывают влияние на величину удара, возникающего при входе в кривую.

Боковая сила P вызывает перегруз набегающего наружного колеса и разгруз внутреннего; нагрузки же рессор ввиду незначительности прогиба во время удара можно считать постоянными.

Учтем смещение центра тяжести после удара.

Назовем: V — поступательную скорость паровоза;

$V\sin\alpha$ — нормальную составляющую колеса в момент касания перед ударом;

v — скорость, в поперечном направлении центра тяжести сейчас же перед ударом;

h — высоту центра тяжести над осью колес;

l — расстояние центра тяжести от набегающего колеса;

ω_x , ω_z — угловую скорость относительно горизонтальной X и вертикальной Z осей.

Так как боковая сила P вызывает вращение обрессоренных масс M относительно горизонтальной и вертикальной осей, то приблизительно будем иметь:

$$P = M(V\sin\alpha - v),$$

$$Ph = I_x\omega_x = Mk_x^2\omega_x,$$

$$Pl = I_z\omega_z = Mk_z^2\omega_z.$$

Кроме того

$$v = h\omega_x + d\omega_z.$$

Поэтому

$$P = \frac{MV\sin\alpha}{1 + \frac{h^2}{k_x^2} + \frac{l^2}{k_z^2}}. \qquad (771)$$

Если принять во внимание упругость верхнего строения и рамы, то, считая, что нагрузки колес не меняются вследствие прогиба рельса и рамы, будем иметь

$$P = V\sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{M}{(f_{рамы} + f_{рельса})\left(1 + \frac{h^2}{k_x^2} + \frac{l^2}{k_z^2}\right)}} \qquad (772)$$

Здесь: $f_{рамы}$ — боковой прогиб рамы у набегающего колеса,

$f_{рельса}$ — боковой прогиб рельса под набегающим колесом,

h — высота центра тяжести над головкой рельса.

Отсюда видно, что при повышении центра тяжести паровоза и уменьшении угла набегания удар при входе паровоза в кривую снижается.

Ударная сила в первом случае, при абсолютно жестких рельсах, больше, чем во втором.

В действительных условиях удар колеса при входе в кривую, как абсолютно упругий, считать нельзя. Поэтому действительная сила удара будет иметь промежуточную величину между вышеуказанными значениями силы P (формулы 771 и 772).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Вопросы ударного входа паровоза в кривые начали получать достаточное освещение лишь в самое последнее время [1] в связи с повышением скоростей движения. Сложность вопроса требует проверки путем постановки специальных опытов.

ГЛАВА XVI

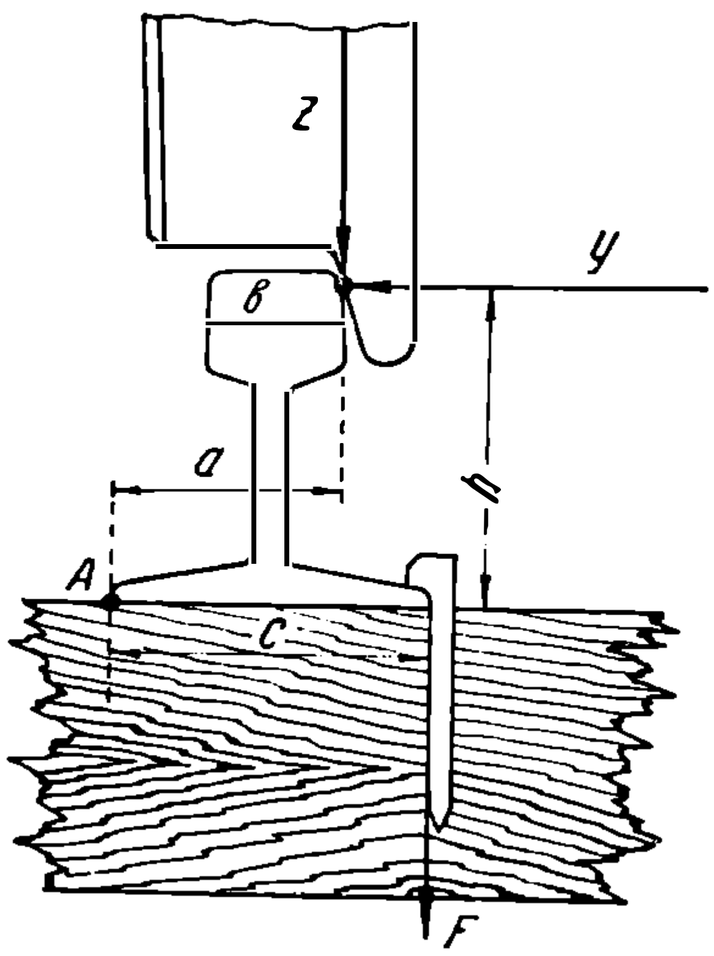
УСТОЙЧИВОСТЬ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

§ 1. Устойчивость и безопасность

Наибольшая скорость, которую паровоз безопасно может развивать, зависит от особенностей конструктивного устройства, а именно от прочности и безопасности работы отдельных деталей, а также от устойчивости движения всего паровоза в целом.

Такая скорость носит название конструкционной скорости в отличие от наибольшей допускаемой скорости на данном верхнем строении и зависящей от прочности верхнего строения, т. е. от напряжений в нем, возникающих в процессе взаимодействия с паровозом. Раньше считали, что безопасность движения зависит только от прочности элементов пути.

На самом деле расчет пути и установление наибольшей скорости движения зависят также и от устойчивости движения подвижного состава. Мы уже видели, как сильно влияют особенности конструкции паровоза на изменение нагрузки колес, появление колебаний надрессорного строения, возникновение центробежной силы и боковых давлений в кривых. Все эти последствия даже при самом сильном верхнем строении могут создать угрозу безопасности движения. Паровоз, спокойно стоящий на рельсах, вызывает статические напряжения в элементах верхнего строения. Паровоз же, движущийся с определенной скоростью, опасен не только тем, что возникают большие динамические напряжения, но главным образом опасен тем, что могут появиться неустойчивые формы, опасные для движения: совершенный разгруз колес, всползание направляющего колеса на головку рельса с последующим сходом с рельсов и опрокидывание паровоза. Эти неустойчивые формы могут появиться при достижении определенной критической скорости движения. Необходимая устойчивость движения должна быть такова, чтобы работа паровоза была безопасна вплоть до конструкционной скорости в различных местах пути: в прямых и кривых, на стрелках, на неровностях пути, при входе в кривую и выходе из нее и т. д.



Фиг. 837.

Совершенно очевидно, что безопасность движения, характеризуемая устойчивостью, зависит не только от взаимодействия в вертикальной плоскости. Чрезвычайно важным фактором для прочности и устойчивости рельсового пути, а также самого паровоза, является взаимодействие в горизонтальной плоскости. Устойчивость пути в горизонтальном направлении сравнительно невелика и зависит от величины горизонтального давления гребня на головку рельса, а также от трения костылей, прикрепляющих рельс к шпалам. С течением времени трение костылей в шпалах уменьшается вследствие смятия шпалы. Трение особенно сильно падает даже при незначительном загнивании шпалы.

[1] Uebelacker, «Organ f. d. F. d. E. W.», 1930, № 11 и 1936 № 9 и 16. Heumann, «Organ f. d. F. d. E. W.», 1930 № 21-23. Niemann, «Verkehrstechnische Woche», 1934 23 Mai.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Условие устойчивости рельса в отношении расширения пути, т. е. опрокидывания рельса вокруг наружной кромки A подошвы рельса (фиг. 837):

$$M_A = Y \cdot h \leq \Sigma Z \cdot a + ncF \tag{773}$$

или

$$Y < \frac{a}{h} Z + \frac{nc}{h} F. \tag{774}$$

Здесь:

a — расстояние от кромки опрокидывания до точки соприкосновения бандажа и головки рельса;

для набегающих колес $a = \frac{c+b}{2}$;

для остальных колес $a = \frac{c}{2}$;

Z — вертикальная нагрузка отдельных колес паровоза на рельс;

F — сила трения костыля в шпале;

n — число внутренних костылей или шурупов, препятствующих опрокидыванию рельса.

Помимо этого, устойчивость пути может нарушаться под влиянием деформаций верхнего строения пути как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях.

К числу первых относятся: упругие и неупругие деформации, вызывающие перенапряжение земляного полотна, балластного слоя, шпал и рельсов. Правильный расчет элементов верхнего строения, подтвержденный экспериментальными данными, дает возможность избежать указанных деформаций в нормальных условиях эксплуатации. К числу деформаций верхнего строения, возникающих от взаимодействия в горизонтальной плоскости, относятся: смятие шпалы в местах прикрепления костыля или шурупа, срез костылей или шурупов, опрокидывание наружного рельса, сдвиг рельсов со шпалами в балласте наружу кривой, излом рельсов и износ головки рельса.

При надлежащем состоянии верхнего строения пути и подвижного состава, в соответствии с правилами технической эксплуатации, указанные деформации не достигают величин, нарушающих устойчивость пути, а следовательно и безопасность движения. Что касается устойчивости или безопасности движения самого паровоза, то таковая зависит как от типа паровоза, так и от типа пути.

Дело в том, что даже ненагруженные рельсы не имеют правильной ровной поверхности, а обладают различного рода неровностями. При движении паровоза эти неровности еще более усиливаются. На стыках имеется значительное понижение рельса по сравнению с его серединой. Это обстоятельство служит причиной возникновения колебаний, могущих при известных скоростях движения и данном типе рессор паровоза вызвать значительное изменение нагрузок колес и сход с рельсов. Опасность схода с рельсов возникает как в прямых, так и в кривых частях пути, при входе в кривую и выходе из нее, на стрелках, извилистом неровном пути.

Особенно важными для устойчивости паровоза являются условия его опрокидывания под действием центробежной силы в кривых или при торможении, а также возможность всползания колеса на рельс. Марье [1] сделал попытку наиболее подробного теоретического исследования устойчивости различных типов подвижного состава на верхнем строении разного качества. Результаты, полученные Марье, показывают, что критическая скорость в зависимости от колебаний надрессорного строения данного паровоза имеет место при вполне определенной высоте неровностей пути, т. е. разности ординат траектории движения колеса на стыке и на середине рельса.

---

[1] Марье, Взаимодействие пути и подвижного состава, 1933, Marie Traite de stabilite du material des chemins des fer 1924.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 2. Конструкционная скорость

Конструкционная скорость паровоза назначается, исходя из надежности и прочности работы отдельных деталей и всего паровоза.

Число оборотов

Раньше конструкционная скорость устанавливалась в зависимости от наибольшего числа оборотов движущих колес:

пассажирских паровозов с передней тележкой $n = 285$ об/мин;
пассажирских паровозов без тележек $n = 260$ об/мин;
товарных паровозов $n = 225$ об/мин.

В настоящее время принимают более высокие значения, а именно:
для пассажирских паровозов с передней тележкой $n = 340—360$ об/мин,
для товарных паровозов с передней тележкой $n = 300$ об/мин.

Безопасность этих норм подтверждена практикой кривоносовско-стахановского движения, на основе которой установлены новые конструкционные скорости для ряда существующих паровозов («ФД»—85, «Э»—65, «Е^{Ф}»—75). Приведенные новые нормы совпадают с новыми немецкими нормами [1] и несколько ниже американского правила Дайаметрспид (скорость в *милях*/*час* равна числу дюймов диаметра движущих колес).

Прочность деталей

Конструкционная скорость паровоза устанавливается также в зависимости от напряжений, возникающих в шатунах и сцепных дышлах под влиянием сил инерции. При установлении конструкционной скорости можно пользоваться формулами 320—334.

Для паровозов с высокими скоростями движения существенное значение имеет вопрос о вибрации шатунов или сцепных дышел под влиянием центробежной силы при конструкционной скорости.

При резонансе период колебания шатуна

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}},$$

где f — прогиб шатуна под действием сил инерции.

Особенно опасно влияние вибрации при работе паровоза без пара, так как наличие зазоров позволяет шатуну или спарнику свободно вибрировать.

Нагревание трущихся частей

При работе паровоза в кривошипно-шатунном механизме и экипажной части, ведущих и сцепных пальцах, шейках осей и колесных пар развивается работа трения, превращающаяся в тепло. Эта работа, отнесенная к *см*^{2} проекции шейки, иначе называемая характеристикой грения, не должна превышать величин, определяемых по формулам (498) и (505).

Перегруз и разгруз колеса

Изменение нагрузки движущих колес от центробежной силы избыточного противовеса:

$$C_{max} = \frac{q_u}{g}\ \omega^2 r \cong (0{,}3 \div 0{,}35)\, P, \qquad (775)$$

откуда конструкционная скорость

$$v_{max} = 1{,}8\, \omega D. \qquad (776)$$

[1] Henschel, Lokomotive Taschenbuch, 1935.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для ведущего колеса изменение нагрузки от сил инерции возвратно-движущихся масс Z_c и центробежной силы Z_0 также не должно превышать

$$Z_0 + Z_c = (0{,}3 \div 0{,}35)\, P.$$

Всползание колеса на рельс

При конструкционной скорости движения условие безопасности в кривой данного радиуса:

$$\frac{Y}{P} = \frac{\operatorname{tg}\beta - f}{1 + f\operatorname{tg}\beta} \leq 1{,}48. \qquad (777)$$

При входе паровоза в кривую и при выходе из нее необходимо обеспечить также должную безопасность, т.е. желательно, чтобы отношение поворачивающего усилия к статической нагрузке не превышало:

$$\frac{Y}{P} \leqslant 1{,}48^{1}.$$

§ 3. Динамические особенности высокоскоростных паровозов

С повышением скоростей движения вопросы безопасности приобретают серьезное значение, главным образом ввиду неисследованности их. При проектировании высокоскоростных паровозов существенное влияние имеют: выбор длины базы, типа рессорного подвешивания, его жесткости, величины бокового перемещения тележек, типа возвращающего устройства, величины и характера изменений возвращающей силы, уравновешивания сил инерции, возмущенных колебаний надрессорного строения и т. д.

При больших скоростях движения, до 200 *км/час*, длинная база становится необходимостью.

При длинной базе улучшаются условия ударного входа паровоза в кривую и выхода из нее. При короткой базе увеличиваются величина и период колебаний виляния, а следовательно увеличивается горизонтальное воздействие на путь, особенно опасное на таких высоких скоростях.

Рессорное подвешивание высокоскоростных паровозов должно быть устойчивым по отношению к боковой качке и, обладая большой гибкостью, дающей низкую частоту собственных колебаний, должно обеспечивать быстрое затухание различных видов колебаний. При спиральных рессорах необходимо применение амортизаторов.

Более мягкое подвешивание, давая меньшие амплитуды вынужденных колебаний

$$z = \frac{ж_c A \sin pt}{M(p^2 - \tau_c^2)}, \qquad (778)$$

вызывает меньшее избыточное давление на рельс при вынужденных колебаниях:

$$\Delta П = ж_c (z - z_0) = -\frac{p^2 ж_c A \sin pt}{p^2 - \tau_c^2}, \qquad (779)$$

где: $ж$ — жесткость системы рессорного подвешивания;
τ_c — частота свободных колебаний рессоры;
$ж_c$ — жесткость рессорной системы.

---

[1] При скольжении колеса вверх $\frac{Y}{P} = \frac{\operatorname{tg}\beta + f}{1 - f\operatorname{tg}\beta}$. Подсчеты по этой формуле дают $\frac{Y}{P} = 5$—8. Однако допускать подобные величины давлений Y ввиду возможности расшивки пути нецелесообразно.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На фиг. 838 показана зависимость между числом колебаний N и величиной статического прогиба f рессор, найденная из формулы для частоты собственных, свободных колебаний рессорной системы:

$$\tau_c = \sqrt{\frac{ж_c}{M}} = \sqrt{\frac{g}{f}} = \frac{\pi N}{30},$$

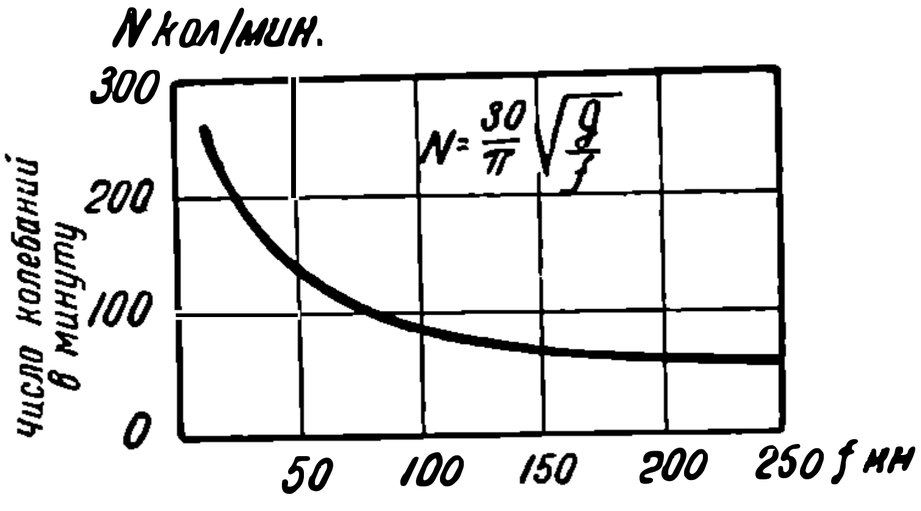
где f — прогиб эквивалентной рессоры, заменяющей данную рессорную систему,

N — число колебаний в минуту.

Для предотвращения резонанса от возмущающих сил и обеспечения затухания колебаний желательно не превосходить:

$N = 80—90$ колебаний в минуту [1].

Для улучшения условий уравновешивания высокоскоростных паровозов целесообразно уменьшать веса движущихся частей машины как за счет применения высококачественных сталей, так и за счет повышения давления пара в цилиндрах, позволяющего уменьшить диаметр цилиндра. Большое значение имеет уменьшение отношения $\frac{r}{L}$ так же, как и влияние необрессоренных весов, которые необходимо делать меньше.



Фиг. 838.

Благодаря большому нажатию тормозных колодок на бандажи происходит добавочное изменение нагрузки колес, достигающее при замедлении, равном 2—2,5 *м/сек*², довольно значительных величин. На эти обстоятельства, при проектировании, необходимо обращать должное внимание.

---

[1] „Transactions of A. S. M. E" № 9, 1934 и 1936, т. 36, № 9.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ЧАСТЬ ПЯТАЯ

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПАРОВОЗА. ТЕНДЕР

ГЛАВА I

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПАРОВОЗА

§ 1. Назначение и перечень вспомогательного оборудования

Вспомогательное оборудование паровоза составляют: тормозная передача с воздушными агрегатами, песочница, устройство для смазки реборд, электрооборудование, будка, площадка, термоизоляция и обшивка котла, пароработочих труб и цилиндров, обтекаемые кожухи скоростных паровозов и т. д. Сюда же условно относятся как тендер, так и бустер и пушер.

Несколько особняком стоит имеющий огромное значение для паровозного хозяйства и всего жел.-дор. транспорта тендер-конденсатор.

Назначение всего вспомогательного оборудования — улучшение использования паровоза, повышение безопасных скоростей движения (тормоз), повышение коэфициента сцепления (песочница), создание максимальных удобств и облегчения условий работы паровозной бригады (будка, электрооборудование), увеличение к.п.д. паровоза (термоизоляция и обшивка).

Несущий на себе запасы воды и топлива (и инструмент) тендер иногда оборудуется бустером — вспомогательной паровой машиной, включаемой для ускорения разгона поезда и для увеличения скоростей движения на подъемах.

§ 2. Тормозная рычажная передача

Тормозное оборудование паровоза рассматривается в особом курсе — «Тормоза», где наряду с рассмотрением аппаратуры даются основные формулы и для расчета тормозной передачи. Здесь же будет кратко рассмотрено конструктивное выполнение деталей.

На фиг. 4 (том I) в виде примера показана тормозная передача паровозов серии «Э^{м}», которая выполняется на всех паровозах однотипно. Тормозные цилиндры ставятся в количестве двух штук, в основном для облегчения условий работы тормозного вала.

Тормозной вал изготовляется из стали марки Ст.-5 и обычно работает на изгиб и кручение.

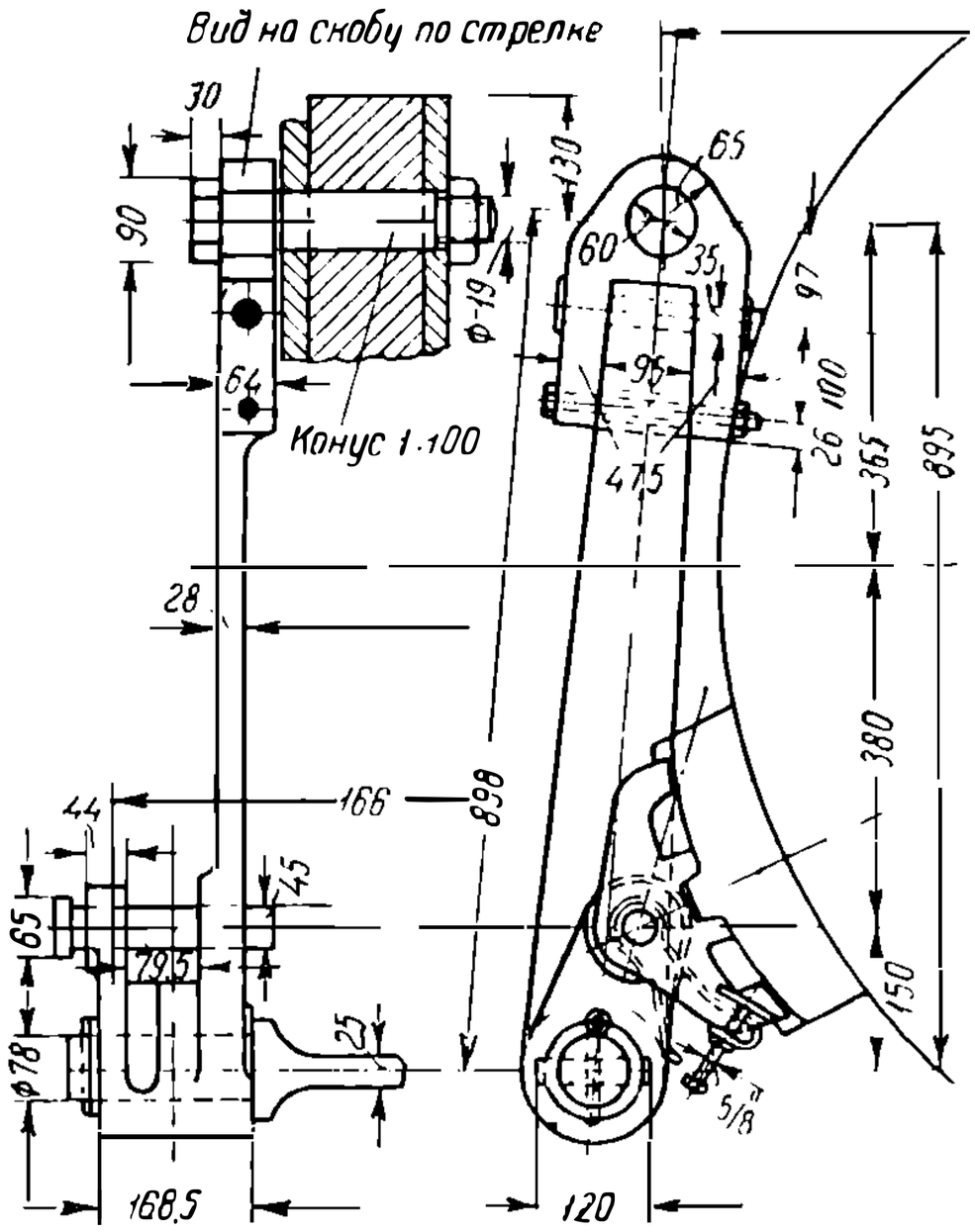
У мощных паровозов для облегчения условий работы как самого вала, так и тормозных тяг применяются две дублированные главные тяги, соединенные с двумя рычагами тормозного вала. В этом случае оказывается очень удобным выполнить в виде одного к о л е н ч а т о г о р ы ч а г а рычаг к тормозному цилиндру и рычаг к тормозным тягам. Именно такая, вполне рациональная конструкция применена в паровозах серий «ФД» и «ИС». Вал здесь работает и рассчитывается только на изгиб.

Что касается тормозных подвесок, то последние размещаются или между колесами (короткие, мало удовлетворительные подвески), или же между колесами и спарниками (США), или же между колесами и рамой (серии «ФД» и «ИС»). Последняя конструкция — более совершенна. Такая подвеска в применении к паровозам серии «ФД» показана на фиг. 839. Это так называемая «обратная» под-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

веска, нижняя часть которой выполнена в виде буквы U для того, чтобы можно было тормозную колодку, находящуюся в плоскости колеса, укрепить (шарнирно) на подвеске, находящейся в другой плоскости.

Тормозные колодки (материал — твердый чугун марки Чл.-4 по ОСТ 790) выполняются в двух вариантах — или без башмака, когда колодка имеет отверстие в тыльной части для валика подвески, или же с отдельным башмаком (стандартная тормозная колодка с башмаком по ОСТ 5103).



Фиг. 839.

Значительно лучшими являются «гребневые колодки», охватывающие колесо и по гребню (реборде).

В США за последние годы получают распространение более рациональные системы, чем применяющиеся пока у нас. Для увеличения пробега между обточками бандажей американцы заливают в гребневую колодку несколько призматических кусков твердой стали, располагая их по бокам рабочей поверхности колодки (возле краев). Это делается для искусственного увеличения истирания бандажей в тех местах их внешней окружности, которые подвержены меньшему износу в работе паровоза, т. е. по краям рабочей поверхности. Так как в настоящее время бандажи приходится обтачивать из-за проката их по среднему кругу катания, то такое искусственное истирание боковых частей внешней поверхности бандажа, как бы сохраняя альбомный профиль бандажа, раза в два (по американским данным) увеличивает пробег паровоза между обточками бандажей.

§ 3. Песочница

Устройство и работа песочницы

До недавнего времени на вопросы получения наибольшего коэфициента сцепления между движущими колесами и рельсами не обращали должного внимания; паровозы снабжали несовершенными простейшими ручными песочницами; песок из резервуара, установленного на котле, подавался по трубам под колеса самотеком и часто сдувался ветром в сторону.

В настоящее время, в связи с резким повышением требований к силе тяги паровоза при том же сцепном весе, на рациональную конструкцию песочницы необходимо обращать самое серьезное внимание. НКПС стандартизировал $\left(\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}}\ \frac{6226}{82/1-5}\right)$ конструкцию ответственной части песочницы — форсунки, изображенной на фиг. 840. Такая форсунка оказалась вполне удовлетворительной. Форсунки укрепляются сбоку к корпусу песочницы.

Количество труб для подачи песка (форсунок) назначается таким образом, чтобы песок получали две-четыре движущих колесных пары.

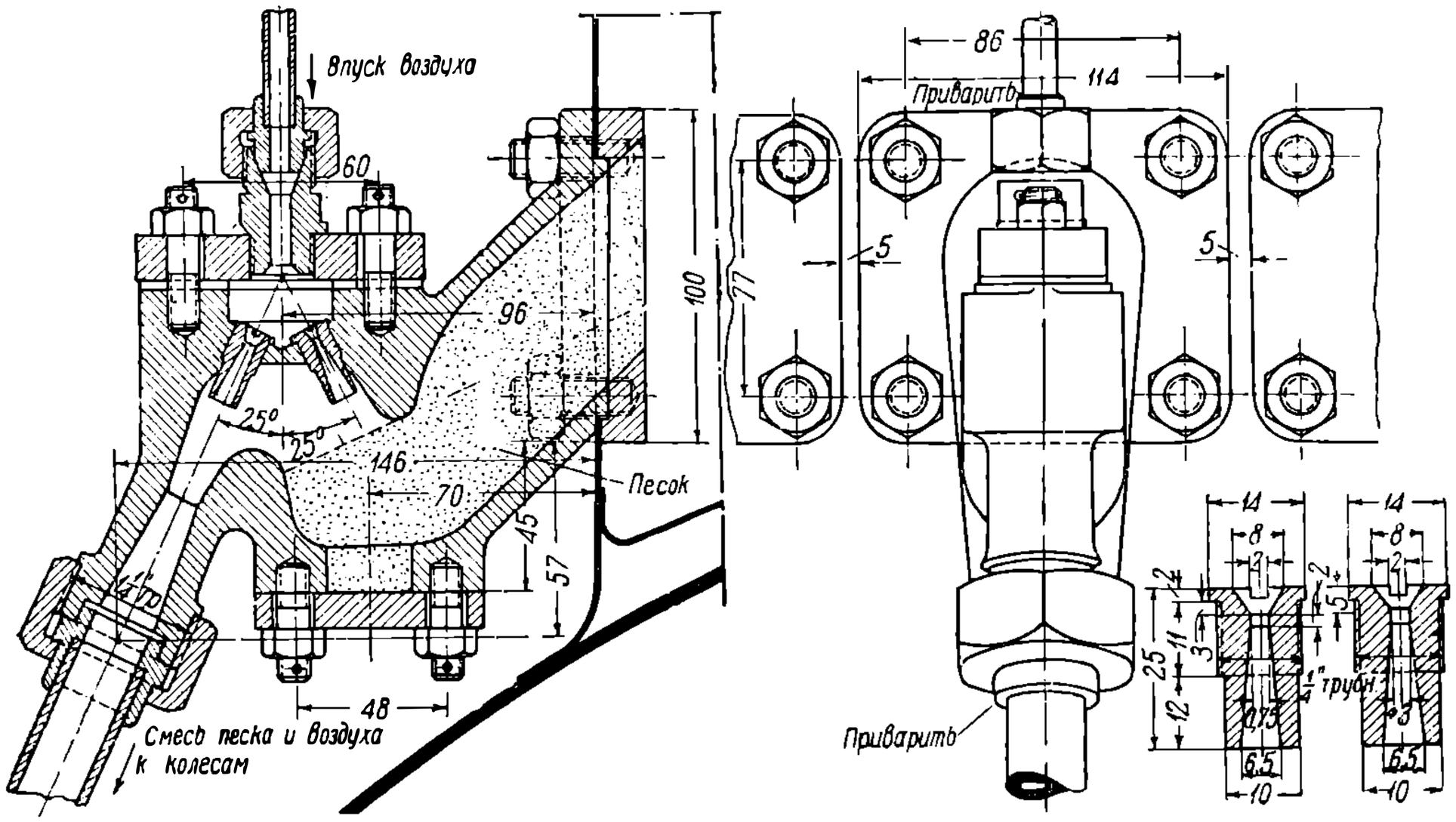
Сверху в форсунку подводится сжатый воздух, причем струя его при входе в форсунку разделяется на две струи, отверстия для выхода которых снабжены соплами Лаваля; левое сопло имеет диаметр узкой части 3 *мм*, правое — только

НБ УПУНТ (ДІІТ)

0,75 *мм*. Впуская воздух в форсунку, мы правым малым соплом приводим песок (песок для наглядности показан пунктирной штриховкой с углом естественного откоса) как бы во взвешенное состояние и воздухом, вылетающим из левого большого сопла, гоним его под колеса. Экономичность песочницы очень высока, расход воздуха — незначителен. Отверстия для выхода воздуха в форсунку никогда не закрыты песком; это обусловливает надежность работы форсунки.

Пуск в ход песочницы производится помощью плоского золотникового клапана с несколькими положениями рукоятки — малая подача, большая подача, подача при обратном ходе паровоза, разрыхление (впуск воздуха в корпус песочницы), нулевое положение.

Корпус (резервуар) песочницы делается в настоящее время сварным (сварка производится непрерывным швом), крышка должна закрываться плотно, чтобы не допустить попадания атмосферной влаги в корпус песочницы, заполненной просушенным и просеянным песком. Наряду с этим и весь корпус должен быть



Фиг. 840.

герметичным, так как песочница устанавливается на котле (случайное попадание пара из-под обшивки). Запас песка у крупных паровозов достигает 0,75—1,5 *т*.

Песок, увеличивая коэфициент сцепления колес с рельсами, приносит значительную пользу для работы паровоза, но, оставаясь затем на рельсах, хотя бы и в размельченном колесами паровоза виде, увеличивает сопротивление состава, движущегося по этим загрязненным рельсам. Учитывая это, американцы стали применять особые приборы для смывания или сдувания песка. Сопла этих приборов устанавливаются сзади последней движущей оси.

Значение песочницы стало особенно важным теперь, в связи с ростом кривоносовско-стахановского движения на транспорте. Наряду с умелым ведением поезда, наряду с исправным состоянием движущего механизма и экипажа паровоза исправная песочница и умелое ее использование позволяют поднять коэфициент сцепления до $^1/_{4,2}$—$^1/_4$ и еще бо́льших значений. Поэтому исправная песочница — один из основных и важнейших элементов современного советского паровоза. Роль хорошего песка (сухой, просеянный, без примеси глины) и умелого пользования песочницей и в деле сохранения бандажей очень велика: об этом было сказано при рассмотрении конструкции и работы бандажей колес.

Ремонт песочницы

Из деталей песочницы чаще всего требуют смены и ремонта: 1) корпус крана, 2) золотник, 3) установочный штифт и 4) пружина (рассматривается случай ремонта песочницы паровоза серии «ФД»). Корпус крана песочницы изготовляется

НБ УДУНТ (ДІІТ)

из чугуна и при среднем и капитальном ремонтах обычно ремонтируется или же заменяется новым, причем все отверстия в корпусе должны быть проверены, корпус крана притирается к золотнику. Максимальный износ плоскости зеркала допускается до 2—2,5 *мм*. В случае разработки в корпусе крана центрального отверстия, оно может быть расточено до 27—28 *мм*, затем в него запрессовывается втулка, по диаметру которой протачивается стержень золотника. Золотник крана при износе свыше 2 *мм* должен быть заменен новым. В паровозах, выпускаемых с 1935 г., золотник изготовляется из литой стали с наплавкой из бронзы; поэтому при износе свыше 2 *мм* он может быть восстановлен наплавкой. Износ стержня золотника допускается в депо до 17 *мм* (при заводском ремонте он должен быть заменен). При увеличении износа стержень может быть проточен, в корпус же крана после рассверловки запрессовывается втулка. Установочный штифт обычно после износа меняется, но для увеличения твердости его необходимо цементировать. С этой целью штифты укладываются в ящик, наполняемый карборизатором (состав 18—25% кальцинированной соды и 75—82% измельченного древесного угля). Затем ящик нагревается до 880—900° и выдерживается при данной температуре 3—4 часа. Слой цементации не должен превышать 0,3—0,5 *мм*. Далее штифты подвергаются вторичному нагреву 780—800° и концы их закаливаются в воде. После закалки следует отпуск при температуре 180—200°. Материалом служит сталь Ст.-2. Пружина изготовляется из стальной пружинной проволоки (ОСТ 8035) навивкой в холодном состоянии на оправке и затем режется на части. После смены деталей и ремонта их надлежит произвести испытание песочницы, для чего вначале ручка ставится в положение «разрыхление», а затем уже переводится в одно из трех остальных положений.

Кроме указанных деталей, необходимо также произвести тщательный осмотр резервуара и форсунки, не допуская значительного износа последней.

Уход за песочницей требует прежде всего недопущения утечек воздуха через разного рода неплотности и соединения и засорения труб, подающих песок из резервуара в форсунку и подводящих песок под колеса паровоза.

Немаловажное значение имеет состояние сеток в резервуарах. Удаление их при загрузке песка является одной из причин отказа песочниц, так как при отсутствии их происходит засорение труб. Наконец, необходимо произвести осмотр песочных труб с заменой негодных (протертых колесами), а после установки проверить их положение над головками рельсов.

§ 4. Будка с настилкой

Будка машиниста изготовляется из тонкой листовой стали (Ст.-0) толщиной 1,5—2,5 *мм*; передняя (лобовая) стенка будки, ослабленная большими вырезами для котла, окон, двери и пропуска ряда тяг приводов, делается несколько толще боковых. Для получения достаточно жесткой конструкции необходимо применять сортовые профили не только для двугранных углов будки, но для укрепления самих плоских стенок будки.

Для удобства сборки будки, а также для удобства ремонта обычно делают будку с разъемом в горизонтальной плоскости, как показано на фиг. 4 (в числе прочих деталей паровоза серии «Э^{м}» на этом чертеже показана и будка).

Для получения лучшей освещенности будки, а также и для лучшей вентиляции на потолке будки новых паровозов делается световой фонарь (с поворотными окнами) во всю длину будки. Для выхода на площадку паровоза в левой лобовой стенке делается дверь. Лестница будки для удобства бригады теперь делается широкой и наклонной.

Что касается укрепления будки, то в старых паровозах с небольшой длиной котла будки, как правило, укреплялись к раме паровоза на кронштейнах (фиг. 4), и котел, естественно, должен был иметь возможность некоторых перемещений относительно будки. Отсутствие жесткого крепления будки к котлу по всему контуру выреза передней стенки служило причиной постоянного стука и с течением времени расшатывания будки.

Будки мощных котлов крепятся к котлу; хвостовая часть пола подпирается гибким опорным листом, соединяющимся в нижней своей части со стяжным ящи-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ком. Будки первых паровозов серии «ФД» не обладали достаточной жесткостью и теперь усилены приваркой полос и угольников. Не жестко укрепленная будка, создавая шум, затрудняет работу машиниста по наблюдению за работой движущего механизма и ходовых частей паровоза при движении поезда (затрудняется улавливание посторонних шумов).

Пол будки делается (Ст.-0) из более толстого листового материала — 3—4 *мм*; укладывается пол на каркасе из угловой стали. Деревянная настилка пола будки является совершенно необходимой по условиям охраны труда бригады; также необходима деревянная обшивка боковых стенок будки.

Полезно применять паровое отопление будки, укладывая в боковых участках пола змеевики паровых трубок, получающих пар из пароразборной колонки. Значительный интерес представляет отепленная будка, выполненная по проекту машиниста т. Чарыкова.

§ 5. Площадка

Площадка вокруг котла делается из рифленой листовой стали (Ст.-0) толщиной 3—4 *мм*; по контуру она имеет обносные угольники или полосы, придающие ей необходимую жесткость. Укрепляется площадка или к раме паровоза, или к котлу посредством ряда кронштейнов.

Площадки наших старых паровозов всегда снабжались перилами, у новых мощных паровозов перила отсутствуют. Отказ от постановки перил был сделан как с общеархитектурными целями, так и вследствие лучшего теперь ухода за паровозами в депо, когда бригаде нет необходимости при движении паровоза выходить из будки на площадку.

Вместо перил площадки мощные паровозы имеют поручни, укрепленные к котлу и идущие вдоль всей площадки.

§ 6. Термоизоляция и обшивка котла и цилиндров

До последнего времени на наших паровозах применялась неудобная для наложения и съемки, тяжелая асбеститовая изоляция в виде теста, наносившаяся на горячий котел и застывавшая в виде твердого и трудно отделимого монолитного слоя. Часто поверх тонкого слоя асбестита котел покрывается войлоком. Несколько лучшей по меньшему коэфициенту теплопередачи является изоляция матрацами из стеклянной ваты, широко распространенная на железных дорогах Западной Европы, или же массой, состоящей из асбестита, смешанного с бумагой.

Еще более совершенной (менее теплопроводной и более легкой) является изоляция из совелитовых (магнезитовых) плит.

Совелит состоит из 15% асбеста и 85% магнезии. Сырьем для выделки совелита является в основном доломит. Отжигом и дальнейшей химической обработкой, а также примешиванием асбеста получают массу, из которой формуют плиты нужного профиля (плоские для кожуха топки, радиальные для барабанов и цилиндров), накладываемые затем на подлежащие термической изоляции места. Укрепляются плиты, во-первых, крючками, зацепленными под проволоку, охватывающую непосредственно барабан котла, и, во-вторых, проволокой, стягивающей снаружи уже поставленные на место плиты. Достоинством совелита является и его малый вес (300—400 *кг/м*^{3}). Наряду с совелитом у нас применяется и вулканит, по своим качествам мало уступающий совелиту.

Что касается обшивки котла, то последняя выполняется из широких тонких (1,5—2 *мм*) стальных листов (Ст.-0), стягиваемых обручами.

Обшивка лобового листа должна быть составлена из отдельных кусков таким образом, чтобы можно было снимать и затем ставить на место приборы арматуры без удаления обшивки.

Изоляция и обшивка паровых цилиндров также являются обязательными. Изолировать необходимо не только боковые стенки цилиндров, но и крышки их.

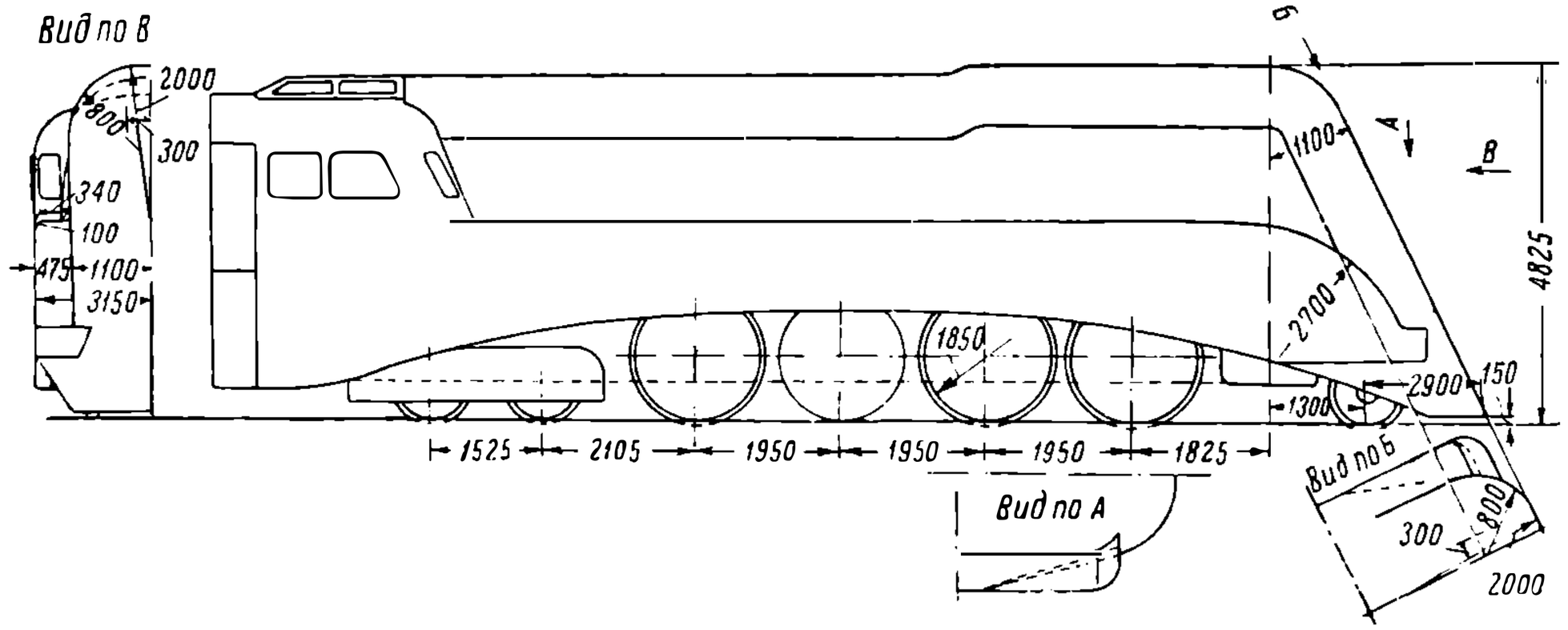
Обшивка цилиндров изготовляется из листов толщиной 1,5—2,5 *мм* и укрепляется шурупами. Обшивка крышек делается или в виде двух плоских полукругов или, лучше, в виде штампованных дисков, надвигаемых на крышку.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 7. Обтекаемые кожухи скоростных паровозов

Для уменьшения сопротивления движению с большими скоростями новейшие быстроходные паровозы следует оборудовать обтекаемыми кожухами. Подсчеты показывают, что для паровоза серии «ИС» уже при скорости 100 *км/час* можно сберечь 110—130 *л. с.*; при скорости 120 *км/час* — уже около 200 *л. с.* Сберегаемая мощность растет пропорционально кубу скоростей движения.

На фиг. 841 показан общий вид обтекаемого кожуха, примененного для паровоза серии «ИС». Для удобства осмотра и смазки движущего механизма боковины кожуха значительно не доходят до низа паровоза. За границей имеются полностью закрывающие паровоз кожухи (дальнейшее небольшое уменьшение



Фиг. 841.

сопротивления воздуха); для доступа к движущему механизму в кожухе делают откидные крышки-люки[1].

Кожух изготовляется из тонкой (2,0—2,5 *мм*) листовой стали и укрепляется на каркасе.

§ 8. Устройство для смазки реборд

Для того чтобы уменьшить сопротивление паровоза при проходе кривых и избежать время от времени появляющегося подреза реборд передних бегунковых и сцепных колесных пар, американцы иногда применяют автоматическую смазку реборд. Прибор для подачи смазки должен быть автоматическим потому, что иначе управление паровозом резко усложнилось бы: смазывать реборды нужно очень небольшими дозами смазывающего вещества, причем только при проходе кривых.

Подача масла должна быть очень умеренной, иначе масло растечется в стороны, к кругу катания, и паровоз начнет боксовать.

Наилучшим прибором для смазки реборд является специальная «маятниковая» масленка, устанавливаемая обычно на раме или на площадке паровоза. Трубки от нее идут к одной или двум ребордам передних колес. К ребордам масло подводится посредством узкого пружинящего наконечника («карандаша»), укрепленного на пружинах к раме паровоза и заканчивающегося (легкое нажатие) у самого основания реборды. Внутри корпуса масленки подвешены две массивных гири, покачивающиеся, как маятники, в вертикальной плоскости, поперечной паровозу. При входе в кривую с достаточно большими скоростями—маятники раскачиваются и начинают пропускать небольшие порции смазки к ребордам.

Такие приборы установлены на части паровозов серий «$Т^{А}$» и «$Т^{Б}$» и работают удовлетворительно, предохраняя реборды от подреза.

---

[1] Более подробно об обтекаемых кожухах паровозов см.: 1) журнал «Жел.-дор. техника», № 10 за 1936 г. и 2) сборник «Транспортное машиностроение», № 2 за 1936 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 9. Электрооборудование

За последние годы на наших паровозах получает большое и вполне заслуженное распространение электрическое освещение. На потолке кожуха, перед будкой устанавливается небольшое турбо-динамо (турбина и генератор на одном валу), вырабатывающее электрический ток. Мощность применяющихся в настоящее время турбо-динамо колеблется в пределах 0,5—1 киловатт, такой мощности хватает только на освещение самого паровоза: переднего прожектора и двух буферных фонарей, лампочек (2—4 шт.) над движущим и пораспределительным механизмом и лампочек (6—8 шт.) в будке машиниста и на тендере. В будке машиниста устанавливаются распределительный щиток и выключатели.

Вся проводка должна быть заключена в металлические (железные) трубки. Одним из наиболее целесообразных способов защиты проводов, идущих к прожектору, от случайных механических повреждений является размещение их внутри трубы продольного поручня площадки котла

ГЛАВА II

ТЕНДЕР

§ 1. Основные сведения

Основными частями тендера являются водяной бак с угольным ящиком, контрбудка, рама и ходовые части. Размеры тендера в части запасов воды и топлива зависят от величины поверхности нагрева котла, от форсировки котла и колосниковой решетки и главное — от длины участков пути между пунктами набора воды и топлива.

Огромное большинство наших старых паровозов имеет 4-осные тендеры с запасом воды в 23—28 *m* и угля в 6—14 *m*.

Современные мощные паровозы серий «ФД», «ИС», «$Т^{А}$» и «$Т^{Б}$» имеют 6-осные тендеры с запасом воды в 44 *m* и угля от 18 до 22 *m*.

Наконец, крупнейший тендер недавно спроектирован и уже строится для паровозов серии «ИС» (намечен и для «ФД») с запасом воды в 49 *m* и угля в 22,5 *m*.

Этот, чрезвычайно характерный, как мы дальше увидим, тендер показан на фиг. 842. Проставленнные на чертеже основные размеры достаточно говорят сами за себя.

§ 2. Водяной бак и угольный ящик

Почти исключительным распространением в СССР пользуются тендеры с подковообразными в плане водяными баками; в средней части размещается угольный ящик. Стенки водяного бака являются одновременно и стенками угольного ящика. У мощных паровозов в нижней части угольного ящика размещается корыто стокера, устанавливаемое на раме тендера.

Наружный контур поперечного сечения баков наших тендеров — почти всегда прямоугольник, близкий к квадрату.

Толщина листовой стали, идущей на изготовление водяных баков прямоугольного сечения, колеблется в пределах 4—6 *мм*. Прежде баки изготавливались клепкой, теперь — сваркой.

Водяной бак у наших старых паровозов изготовляется отдельно от рамы и устанавливается на подкладных деревянных досках, уложенных поперек рамы. Применение сварных конструкций позволило не только значительно облегчить вес бака (примерно на 23—25%), но и удешевить и ускорить технологический процесс изготовления. Следующим шагом, частично уже осуществленным, является изготовление сварного бака за одно целое с рамой тендера, когда рама тендера имеет вид сплошной массивной ребристой плиты и является д н о м бака. Подобная конструкция бака применена в 4-осных тендерах первых паровозов серии «ИС». Она же предусмотрена и для объединенного тендера паровозов серий «ФД» и «ИС».

НБ УДУНТ (ДІІТ)

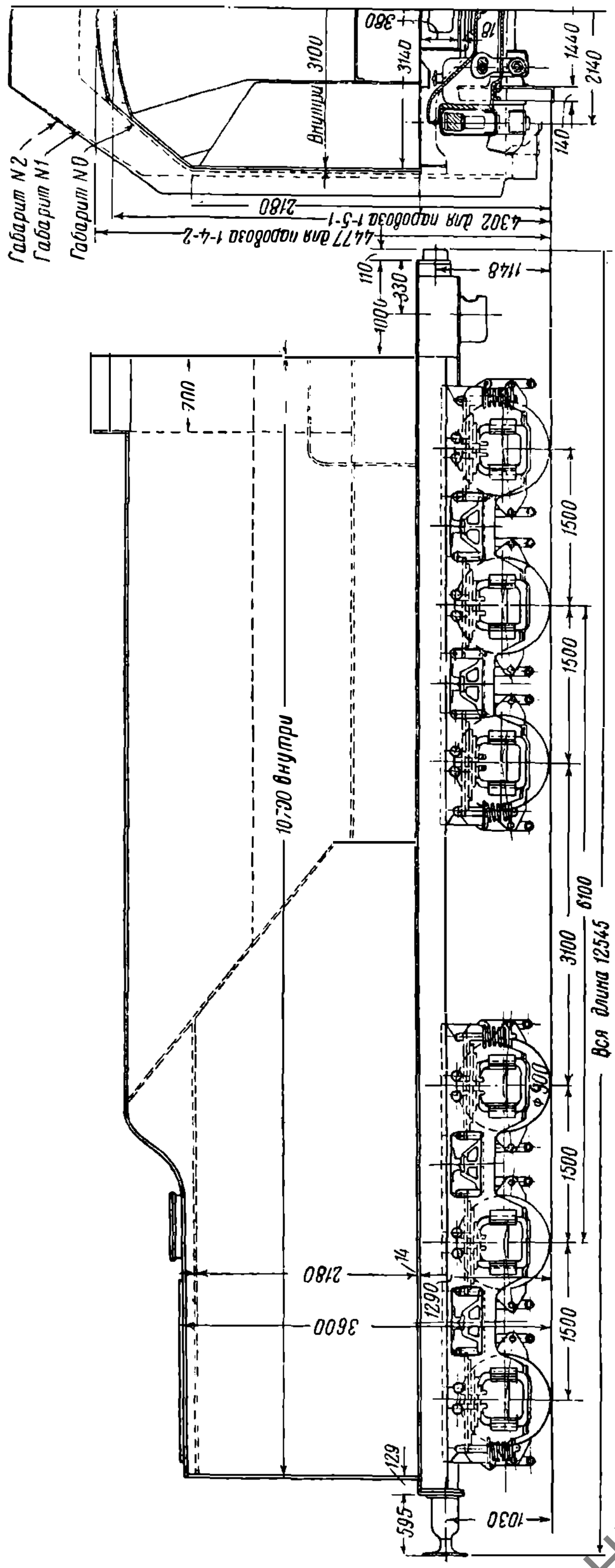
В США распространением пользуются тендеры с цилиндрическими водяными баками — цистернами (сист. Вандербильт). В передней части бак заканчивается наклонным днищем для размещения угольного ящика. Цилиндрический бак почти не имеет внутренних перегородок, значительно проще прямоугольного, но хуже использует габарит подвижного состава и при таком же запасе воды обусловливает большую длину тендера. Этот недостаток делает такую конструкцию для нас неприемлемой (увеличение длины стойл депо, поворотных кругов и т. д.).

На задней (обычно наклонной) стенке в угольном ящике американцы иногда устанавливают особый «толкатель угля» (пушер), выполненный в виде большого подвижного скребка, получающего движение от поршня особого цилиндра, работающего воздухом или паром. Наличие пушера значительно облегчает труд кочегара[1].

§ 3. Рама тендера

Рамы наших тендеров составляются: 1) двумя основными хребтовыми балками (обычно швеллеры № 30), идущими под тендером во всю его длину; 2) обносными швеллерами; 3) поперечными швеллерами — шкворневыми балками и 4) диафрагмами (раскосами, вырезанными или штампованными из листовой стали), соединяющими в одно достаточное жесткое целое все части рамы.

В настоящее время рамы тендера всех вновь



Фиг. 842.

[1] Устройство и работа пушера см. И. М. Струженцов, Конструкции паровозов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

строящихся паровозов как паровозов серий «СО» и «С^{У}», так и мощных серий «ФД» и «ИС» изготовляются путем сварки.

В США рамы тендеров часто делают цельнолитыми в виде очень большой и сложной отливки; за одно целое с хребтовыми и обносными швеллерами отливаются и все другие части рамы, включая сюда и шкворневые балки и стяжные ящики. В частности тендеры паровозов серий «Т^{А}» и «Т^{Б}» имеют цельнолитые рамы.

Сравнительно недавно появились в США цельнолитые рамы тендеров, представляющие собой одновременно и дно водяного бака. Большое количество ребер придает такой плите достаточную жесткость.

§ 4. Тележки тендера

Рамы наших старых типов тележек изготовляются из листовой и сортовой стали. Средняя шкворневая балка имеет посередине опору рамы тендера. У буксовых вырезов к раме приклепываются направляющие. Буксовая струнка выполняется в виде простой скобы.

На фиг. 843 показана спроектированная для тендеров паровозов серий «ФД» и «ИС» 3-осная тележка со штампованными боковинами рам; тележка — значительно более легкая из-за незначительной толщины листовой стали, из которой будет штамповаться рама (всего в 20 *мм*). Эта тележка имеет П-образную форму рамы, внутри которой размещены рессоры, подвески и балансиры.

Одна из двух тележек тендера (передняя) имеет боковое перемещение. Эта тележка имеет в центре люлечное подвешивание; с помощью четырех подвесок, расставленных по углам, люлька соединяется с рамой тележки. Такое устройство очень напоминает передние паровозные тележки; в тендере оно применяется для облегчения вписывания паровоза в кривые. Поставив на передней тележке люлечное подвешивание с возвращающим прибором, мы обеспечиваем перемещение передней части тендеров наружу кривой — в ту же сторону, куда выходит на кривой хвостовая часть паровоза.

Для получения достаточной поперечной устойчивости тендера на тележках здесь, как и в других конструкциях тележек тендера, применена плоская круглая пята шкворневой балки. На случай большой качки тендера или развившейся центробежной силы при проходе кривых по бокам рамы тележки предусмотрены катки (см. верхнюю часть правой верхней проекции фиг. 843).

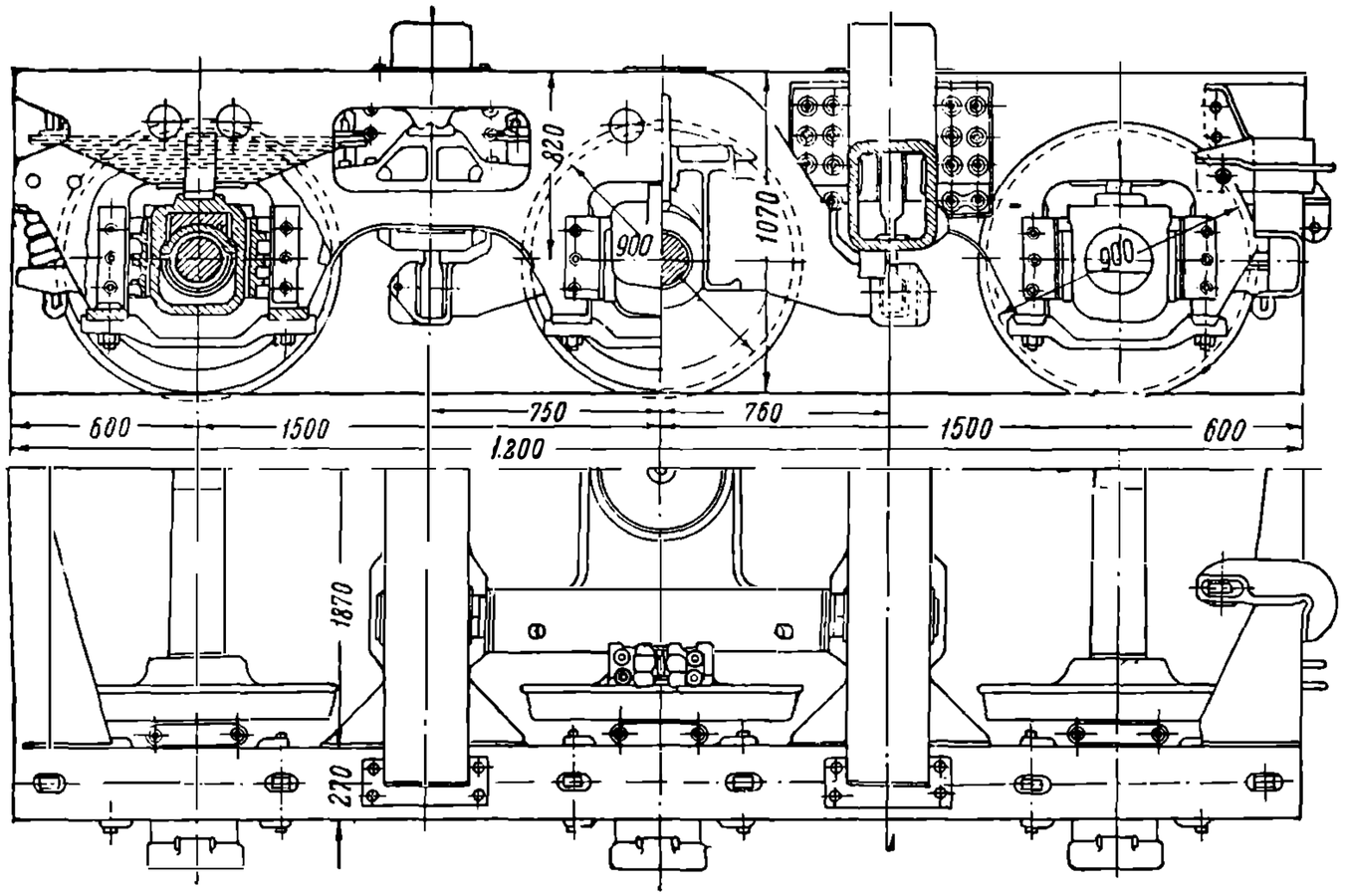
Наконец, на фиг. 844 показана тележка с шарнирной рамой, применяемая пока для паровозов серии «ФД». Рама тендера опирается на плиту *Д*, посредством траверс *Е*, нагружающую поперечные балки *Ж* и *З*. Последние через пружины передают нагрузку на шарнирную раму тележки, состоящую из трех частей (см. нижнюю проекцию). Для того чтобы нагрузка на оси была одинакова, необходимо выдержать условие $a = 2b$. Особенность тележки заключается и в передаче толчков соседним колесным парам без помощи специальных рессорных балансиров. В этой тележке роль балансиров выполняют шарнирные части самой рамы. Существенным недостатком тележки нужно считать большой вес необрессореных частей, вредно отзывающийся как на пути, так и на самом тендере.

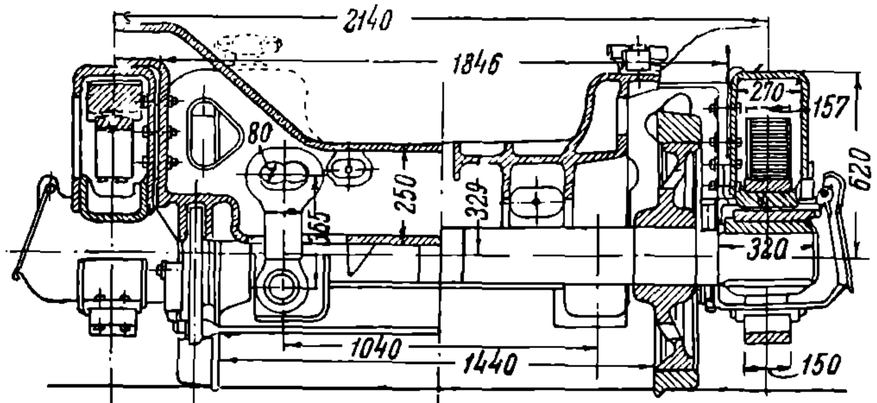
Колесные пары почти всех наших тендеров имеют диаметр 1050 *мм*. Только у паровозов иностранной постройки колеса тендеров делаются несколько меньшего диаметра — до 900—940 *мм*. Малый диаметр колес (900 *мм*) запроектирован и для нового тендера паровозов серий «ФД» и «ИС», такой же диаметр колес применен и для тендеров-конденсаторов. Малый диаметр колес тендера позволяет несколько опустить дно водяного бака и тем самым значительно выиграть в объеме водяного бака и угольного ящика.

Шейки осей тендера рассчитываются на изгиб по формуле:

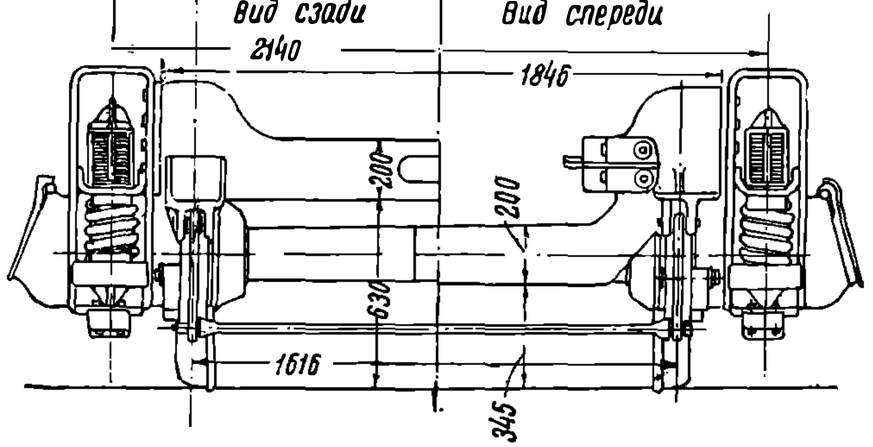
$$R_b = \frac{M}{W} = \frac{Q \cdot l_ш}{2} \cdot \frac{1}{0{,}1 d_ш^3},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)





Вид сзади Вид спереди



Фиг. 843.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где:

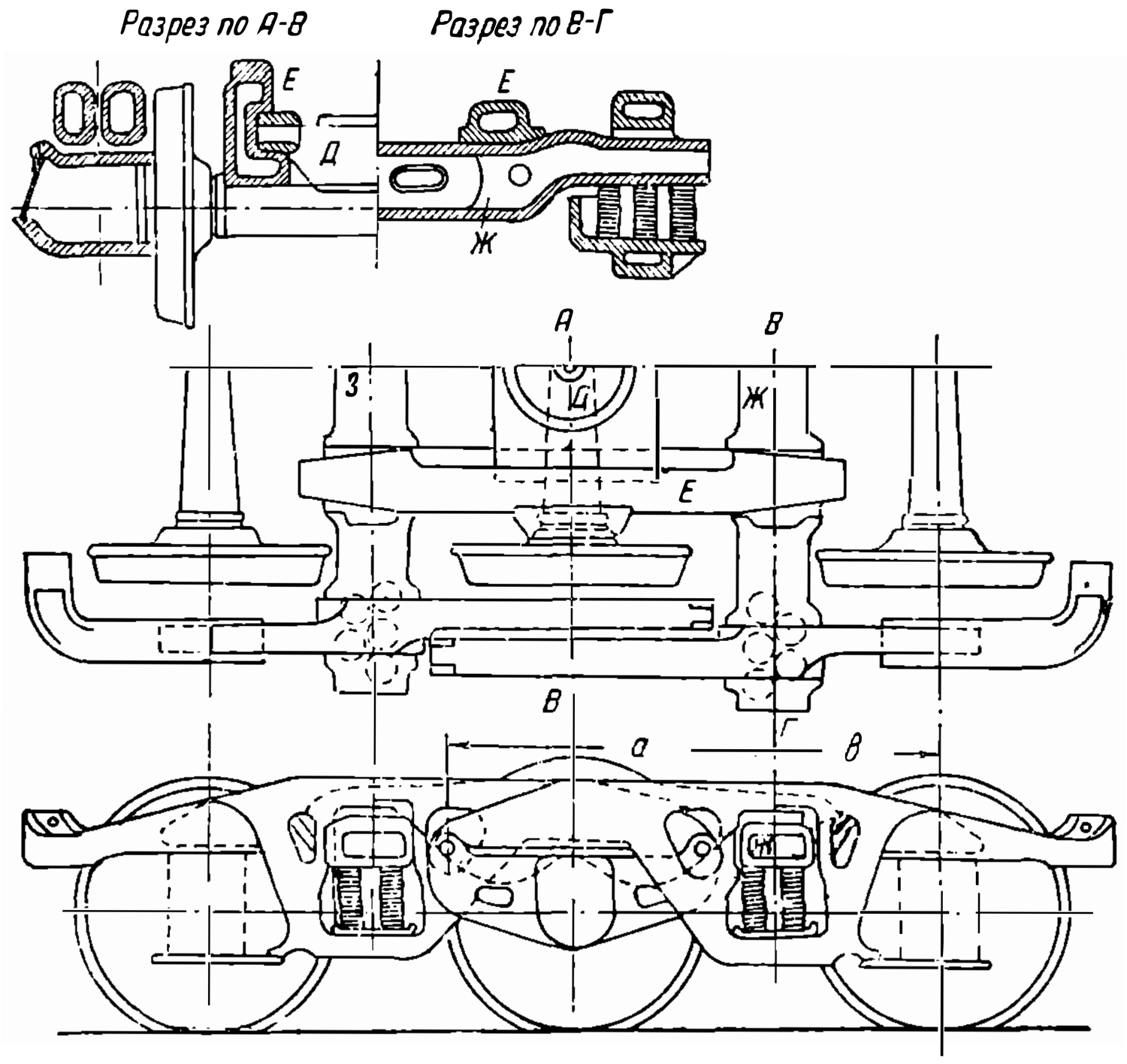
Q — нагрузка на шейку (за вычетом необрессоренного груза),

$l_ш$ — длина шейки,

$d_ш$ — диаметр шейки,

$R_b \leq 400$ *кг/см²*.

Пониженное напряжение берется потому, что, кроме изгиба статической знакопеременной (ось вращается) нагрузкой, здесь имеют место дополнительные напряжения на изгиб за счет динамической нагрузки.



Фиг. 844.

Величина удельного давления:

$$q = \frac{Q}{d_ш \cdot l_ш} \leq 20 \text{ кг/см}^2. \qquad (781)$$

Характеристика грения:

$$R = \frac{Q}{d_ш \quad l_ш} \cdot \pi \quad d_{ш(м)} \quad n, \qquad (782)$$

где n — число оборотов тендерного колеса в минуту.

Величина $R \leqslant 65$ — для тендеров товарных паровозов и $R \leq 95$ — для пассажирских. В США, применяя густую и твердую смазку, хорошо изолирующую бронзу подшипника от стальной шейки, допускают величины R до 120 *кгм/см² сек*.

Устройство тендерной колесной пары показано на поперечном разрезе тележки на фиг. 843.

Устройство буксы для наружной шейки нам уже знакомо. На фиг. 843 в числе прочих деталей показаны основные проекции и разрезы буксы. Заметим лишь, что ширина челюстей в раме тележки сделана значительно большей, чем это требуется для размещения обычной буксы со скользящими подшипниками; таким образом здесь учитывается дальнейшее внедрение роликоподшипников.

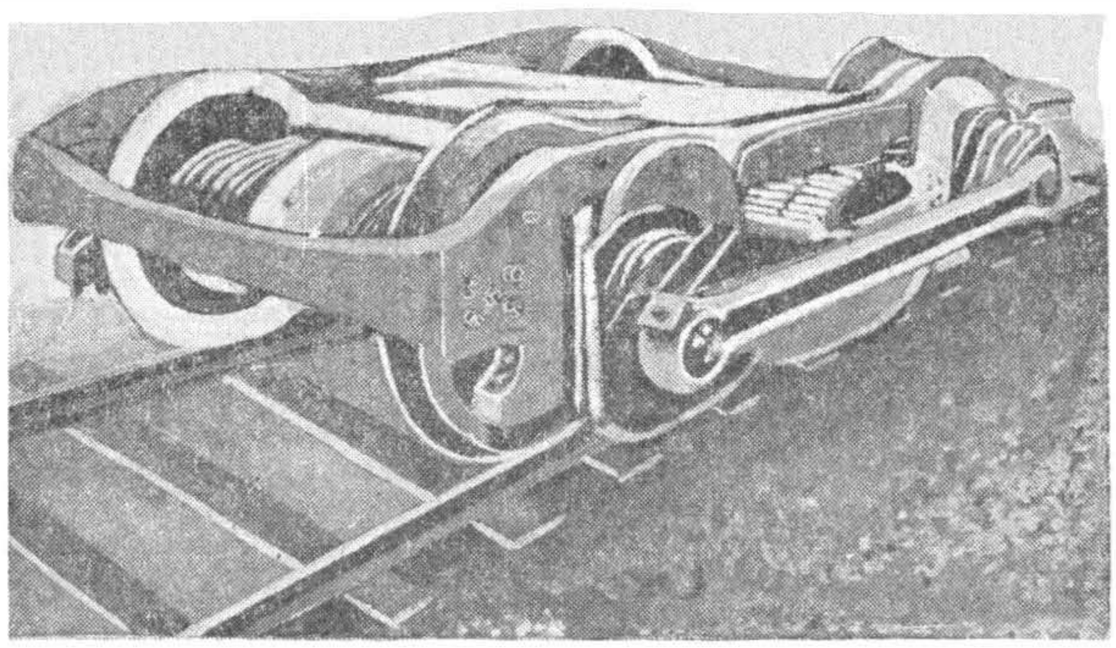
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Что касается рессорного подвешивания, то здесь нужно сделать лишь одно замечание. Для передачи более или менее значительных толчков, испытываемых данной осью, смежным осям — теперь применяются балансиры с д в у м я точками опоры, позволившими соединить в одну систему в с е рессоры одной стороны. Рессорное подвешивание в тендерах так же, как и в паровозах, применяется как одинарное (большинство тендеров товарных паровозов), так и двойное (большинство тендеров пассажирских паровозов). В последнем случае две рессоры могут быть расположены одна над другой (по вагонному типу).

§ 5. Бустер

При трогании с места и вообще при движении с небольшими скоростями (на подъеме) сила тяги паровоза ограничивается п о м а ш и н е и с ц е п л е н и ю; у котла в этих случаях имеется избыток мощности (паропроизводительности): малое число оборотов колеса в единицу времени обусловливает и меньший абсолютный расход пара котлом, как мы ни увеличивали бы отсечку.

Между тем именно при разгоне поезда или при движении на подъеме от паровоза требуется максимальная работоспособность. Учитывая это, а также и горочную маневровую работу, когда от паровоза требуется значительная сила тяги, американцы часть своих паровозов оборудуют уже упоминавшимися ранее б у с т е р а м и.



Фиг. 845.

Бустер представляет собой очень компактную двухцилиндровую паровую машину, устанавливаемую или на одной из тендерных тележек, или на задней тележке паровоза.

Бустер должен быть очень н а д е ж н о й машиной, безотказно работающей при всяких условиях. Затрудненный доступ к машине бустера требует больших подготовительных работ в депо для ее осмотра и тем более ремонта. Поэтому для получения наивысшей надежности бустерная машина имеет самое простое устройство — с постоянным, близким к единице, наполнением цилиндров. Здесь вопросы экономичности уже отходят на второй план. Бустерная машина расходует до 20 *кг* пара на *л. с./час*, т. е. примерно в три раза больше, чем расходует на *л. с./час* основная паровозная машина.

По достижении скорости движения 17—20 *км/час* бустер должен быть выключен, так как добавочный абсолютный расход пара здесь становится настолько ощутительным, что дальнейшее увеличение скорости движения поезда будет лимитироваться уже по котлу.

По выключении бустера его паровая машина и весь передаточный механизм к тендерным колесам о с т а н а в л и в а ю т с я и таким образом вхолостую не работают. Бустерная машина, как показано на фиг. 845, целиком вписывается в «габарит» тележки. За пределом тележки размещается лишь бустерный спарник (у тележки д в е движущих оси).

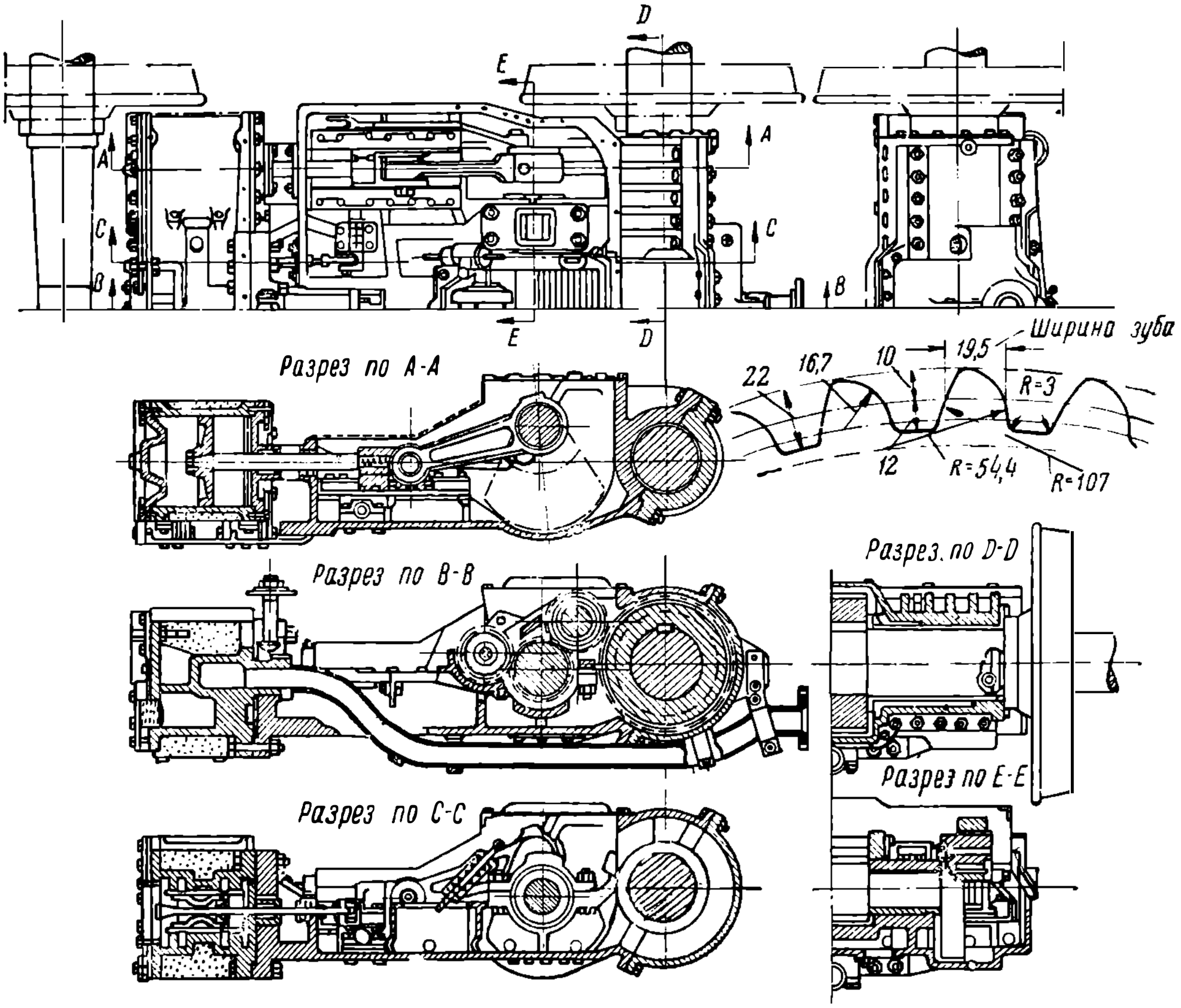
Характерной чертой распространенных систем бустеров является н е р е в е р с и в н о с т ь их, необходимая, как мы дальше увидим, для получения наиболее простой и наиболее безопасно в к л ю ч а ю щ е й с я н а х о д у поезда машины.

Сила тяги обычных бустеров при трогании с места колеблется в пределах 5—6,5 *т*. Большая сила тяги бустера при компактных размерах машины объясняется ее быстроходностью. Передача движения тендерным колесным парам осуществляется посредством зубчатого редуктора. Рассмотрим устройство бустерной паровой машины системы Бетлехем, показанной на фиг. 846.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Рама машины — картерная, одним концом навешивается на ведущую ось тендерной колесной пары, другим — подвешивается к раме тележки при помощи болта, показанного слева на разрезе по *B—B*.

Цилиндровый блок изолирован от картера (см. нижний разрез по *C—C*). Машина в общем напоминает собой стокерную, но выполненную в увеличенном масштабе (диаметр цилиндров — 305 *мм*, ход поршня — 272 *мм*). Коренной вал машины — «простой прямой»; по концам насажены кривошипы с противовесами, посередине между подшипниками на шпонке укреплена ведущая (малая) шестерня.



Фиг 846.

Вращение от коренного вала машины посредством промежуточной шестерни передается шестерне, насаженной на ведущей оси тележки (см. тот же разрез по *B—B*). Промежуточная шестерня автоматически включается при пуске пара в машину и автоматически же выключается при закрытии пара. Во все время хода паровоза шестерня, сидящая на коренном валу машины, находится в зацеплении с промежуточной шестерней, закрепленной в поворотной обойме. Сама обойма имеет вращение вокруг коренного вала машины и пружиной, видной на чертеже (см. нижний разрез по *C—C*), оттягивается влево. При этом зубья промежуточной шестерни задевают защелку, закрепленную сверху картера на оси, так что один из зубов защелки входит в промежуток между зубьями шестерни. Как только пар открыт и бустер начинает работать, шестерня коренного вала стремится повернуть промежуточную, но этому препятствует упомянутая защелка. Благодаря этому промежуточная шестерня, упираясь в зуб защелки, уходит вправо и тянет за собой обойму, преодолевая сопротивление пружины.

При достаточном (небольшом) отклонении обоймы промежуточная шестерня сцепится с ведомой на оси тележки, и бустер начнет работать нормально. Шестерня

НБ УДУНТ (ДІІТ)

(промежуточная) удерживается в зацеплении с ведомой до тех пор, пока имеется вращающий момент со стороны машины и давление между зубьями шестерен. Как только подача пара в бустер будет прекращена, ведущая шестерня начнет останавливаться и ведомая шестерня как бы оттолкнет промежуточную влево, чему, конечно, поможет и пружина обоймы.

Для устранения опасности поломки зубья большой ведомой шестерни, насаженной посередине оси тендерной колесной пары, имеют несимметричное очертание профиля. Такая форма профиля зубьев обусловливает недопустимость включения бустера на задний ход: шестерни будут расклиниваться, стремиться выйти из зацепления.

Передаточное число зубчатого редуктора — 1 2,25, оно обеспечивает получение еще при малой скорости движения тендера относительно большого числа оборотов машины бустера и в результате -- значительной силы тяги.

Картер машины закрывается крышкой, предохраняющей машину от попадания пыли к ее трущимся частям. Смазка внешних частей машины — разбрызгиванием масла, налитого в картер.

Пар к машине подводится по паропроводу с шарнирными сферическими соединениями между паровозом и тендером и между тендерной рамой и бустерной тележкой.

Диаметр паропровода к бустеру—относительно велик (70 *мм* в свету). Пар—перегретый, отбирается от камеры перегретого пара коллектора.

Отработавший пар выбрасывается в атмосферу по большой, наклонно расположенной трубе, проходящей через водяной бак.

Пуск в ход бустера в США осуществляется тремя различными способами: 1) вручную, 2) при постановке рычага реверса на наибольшую отсечку и 3) при постановке рычага реверса на определенную (и любую больше этой) отсечку.

Для паровозов серий «$Т^{А}$» и «$Т^{Б}$» нами был обусловлен ручной привод.

Для пуска в ход бустера имеется воздушный с е р в о-м о т о р бустерного регуляторного клапана. Параллельно с серво-мотором американцы применяют особый к о н т р о л ь н ы й б л о к и р о в о ч н ы й аппарат, не позволяющий машинисту по рассеянности, небрежности или неопытности пустить бустер, н е о т к р ы в ш и п р е д в а р и т е л ь н о п р о д у в а т е л ь н ы е к л а п а н ы ц и л и н д р о в бустерной паровой машины. Блокировочный аппарат не позволяет машинисту пустить бустер и при движении паровоза тендером вперед или вообще в том случае, когда реверс главной машины паровоза стоит на центре [1].

В заключение этого параграфа укажем, что бустеры и в наших условиях имеют значительные шансы на распространение, во многих случаях повышая хозяйственный эффект работы паровозов.

Г Л А В А III

РЕМОНТ ТЕНДЕРА

§ 1. Ремонт бака

С поступлением в капитальный ремонт водяной бак тендера снимается с рамы, рама снимается с тележки, колесные пары выкатываются. Бак, рама и тележки очищаются от грязи и подаются для ремонта в отведенные для этого места.

Водяной бак тщательно очищается как снаружи, так и изнутри от грязи и ржавчины, и все его листы и швы, особенно днище, осматриваются.

При капитальном ремонте тендера разрешается менять не только отдельные листы бака, но ставить заплаты на заклепках, вваривать целые листы и заплаты. Электро- и газосварочные работы на тендерных баках получили значительное развитие, а в настоящее время имеются цельносваренные баки, применяемые в качестве нормальной конструкции, как например у тендеров паровозов серий «ФД» и «ИС».

---

[1] Подробнее об устройстве и работе бустера и его двойного блокировочного аппарата см. И. М. С т р у ж е н ц о в, Конструкции паровозов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Работы по электросварке бака и других деталей тендера нормализованы $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}}\ \frac{7156}{58}$ Текущие швы поступившего в ремонт бака переклепываются, негодные заплаты заменяются новыми; для укрепления шва, в особенности с изношенными кромками, разрешается дополнительная приварка швов.

После ремонта бак изнутри вновь тщательно очищается, просушивается и затем закрашивается суриком.

При угольном отоплении верхняя стенка водяного бака и стенка угольного ящика асфальтируются или гудронируются.

Нефтяной бак снимается, тщательно очищается снаружи и внутри, осматривается и ремонтируется. Ремонт его заключается в переклепке текущих расстроенных швов, постановке новых листов и латок.

Водозапорные клапаны баков разбираются, осматриваются и приводятся в полную исправность.

Инструментальные ящики приводятся в исправность. Порядок ремонта баков одинаков для всех типов тендеров.

§ 2. Ремонт экипажа 3-осного тендера

Ремонт рамы

Ремонт экипажа складывается: из осмотра, исправления повреждений и изломов, из предварительной проверки, исправления недопустимых отклонений и окончательной проверки рамы буксовых направляющих, букс и буксовых подшипников.

Продольные рамные листы должны быть параллельны между собой и находиться в вертикальном положении: подбуксовые рамные связи и болты должны быть тщательно и плотно пригнаны.

Проверка рамы и буксовых направляющих 3-осного тендера строится по той же схеме, как и проверка рамы и буксовых направляющих паровоза. Ремонт буксовых направляющих тендера значительно облегчен, так как они состоят для каждого буксового выреза из двух половин; кроме того, тендерные направляющие чугунные, и потому смена и ремонт их представляют меньше затруднений по сравнению с паровозными.

После проверки буксовых направляющих приступают к проверке, разметке и исправлению букс.

Ремонт букс

Обычный износ, подлежащий устранению при ремонте букс,—это износ поверхностей, работающих в направляющих, в силу чего получается зазор между буксой и направляющей по оси рамы. Этот зазор при смене наличников должен быть не более 1 *мм*, а без смены допускается до 2 *мм*. В поперечном направлении зазор между буксой и направляющими допускается в эксплуатации до 4 *мм*.

Более значительный боковой зазор устраняется путем электронаплавки на бурты буксы и последующей строжки. При больших износах трущихся поверхностей буксы заменяются новыми. При наличии трещин в чугунных буксах последние следует заменить новыми.

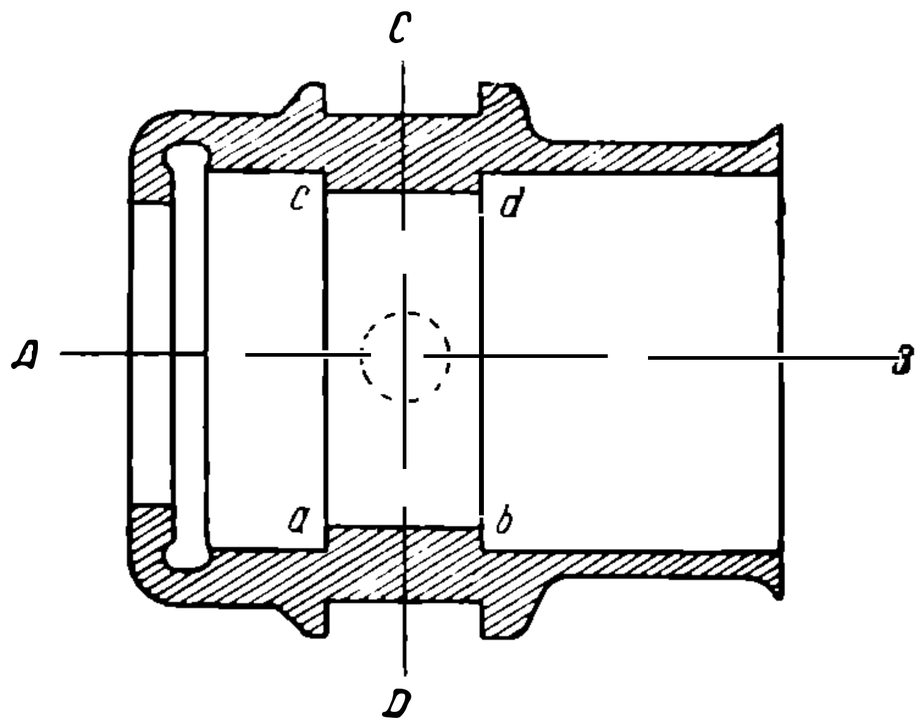
Износ опорной поверхности для рессорных хомутов исправляется электронаплавкой мест износа с последующей проверкой на станке.

При ремонте подшипника толщина тела его допускается не менее 16 *мм*, а толщина баббитовой заливки не менее 6 *мм*. Букса при капитальном ремонте обрабатывается, как симметричная деталь. Проверяют шаблоном, параллельны ли плоскости *ab* и *cd* для буксового подшипника (фиг. 847). В случае непараллельности плоскости обрабатываются (симметрично оси буксы) на станке или, при небольшой неточности, вручную. Намечают и прочерчивают кругом буксы линию *AB* на одинаковом расстоянии от плоскостей *ab* и *cd*. Также намечают и прочерчивают линию *CD*, проходящую посредине буксы под прямым углом

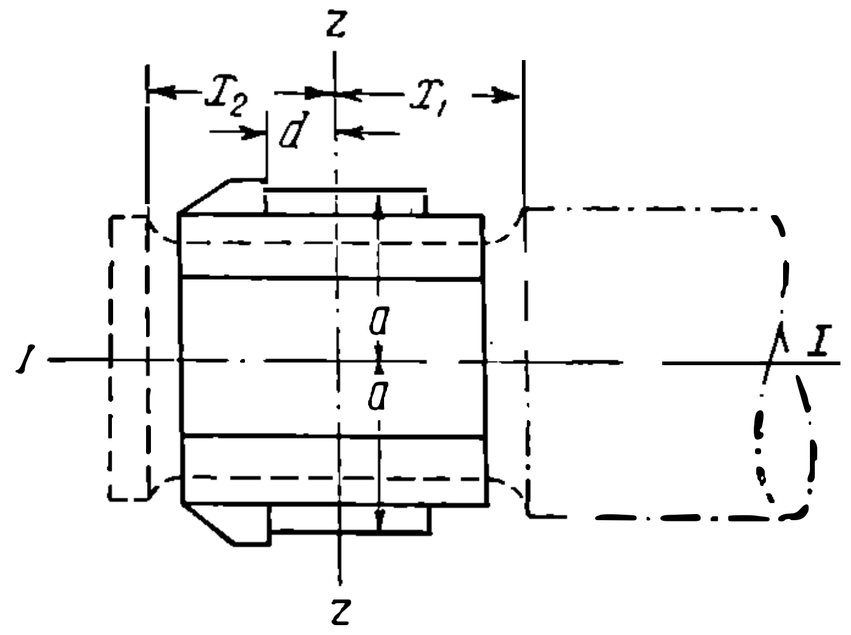
НБ УДУНТ (ДІІТ)

к ранее нанесенной риске *AB*. В точке пересечения рисок *AB* и *CD* должен лежать центр выточки для опорной плоскости хомута подвесной рессоры.

Разметка буксовых наличников производится так же, как и для паровозов. В подшипниках намечают сначала риску *I—I* на расстоянии *a* от обеих направляющих плоскостей (фиг. 848). Расстояние *2a* должно быть на 0,2 *мм* менее расстояния между направляющими поверхностями буксы *ab* и *cd*. Затем откладывают размер *d* от линии, соединяющей оба заплечика подшипника, и проводят



Фиг. 847.



Фиг. 848.

вторую линию *Z—Z* перпендикулярно линии *I—I*. Пересечение этих линий даст центр подшипника. Потом определяют, подобно тому, как это делается для паровозных осей, расстояния x_1 и x_2, откладывая их от центра подшипника.

Ремонт рессорного подвешивания

Подвесной прибор должен быть разобран и все его части очищены от грязи. Рессоры отправляются в кузницу для испытания. При проверке кронштейнов подвесного прибора необходимо проверять заклепки, которыми кронштейны укреплены к раме. Это делается ударами молотка по головкам заклепок. Слабые заклепки заменяются.

Износ рессорных подвесок и гнезд рессорных вилок допускается до 6%. Вытертые не более допустимого участки исправляются электронаваркой и последующей обработкой на станках и вручную по альбомному размеру, в противном случае подвески и вилки сдаются в лом или утилизационный цех.

Балансиры тщательно осматриваются. Стальные литые балансиры исправляются помощью электросварки и последующей обработки на станках согласно $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} — \frac{7155}{57/9}$ Если балансир склепан из двух листов, то плотность крепления проверяется посредством остукивания заклепок ручником и восстанавливается переклепкой их в случае ослабления. Вытертые места исправляются наваркой и зачищаются. Балансирные скобы, имеющие вытертые места, отнимаются, наваариваются и зачищаются.

Если укрепляющие к раме болты скобы ослабли (что проверяется ударами ручника), то они заменяются новыми, причем отверстия для них проходятся разверткой одновременно в скобе и раме.

Призмы балансиров при капитальном ремонте заменяются новыми из стали Ст.-5 закаленными или из стали Ст.-2 цементированными. Сработанные балансирные ножи (чеки) и рессорные шайбы отжигаются, навариваются, если износ не превосходит допускаемого, обрабатываются на станке и вновь закаливаются или цементируются.

При сборке рессорного подвешивания необходимо наблюдать, чтобы расстояние между верхней кромкой буксового выреза рамы и буксой при груженом тендере не было менее альбомного. При затяжке рессорных гаек рессоры и балансиры должны быть горизонтальны.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ремонт переднего стяжного ящика, ударных и стяжных приборов

В переднем стяжном ящике остукиваются все заклепки и болты. Слабые заменяются новыми, причем отверстия для них предварительно проходятся разверткой; болты должны входить в отверстия под ударами ручника.

Определяют промером выработку отверстий для шкворней: эллиптичность шкворневых отверстий более 1 *мм* не допускается. Кроме того, нужно проверить нахождение центров отверстий переднего и заднего стяжных ящиков на продольной оси тендерной рамы. Эта проверка может быть осуществлена при обычном способе проверки рамы линейками, помощью самоцентрирующих приборов, описанных при проверке паровозной рамы, которые устанавливаются в отверстия шкворневых муфт в переднем и заднем ящиках. Отвесы, которые проходят через фактические центры шкворневых отверстий, должны быть на равных расстояниях от вертикальных плоскостей, проходящих через наружные узкие грани буксовых направляющих, т. е. на продольной оси рамы. Эта проверка производится посредством измерения расстояний отвесов от внутренних граней длинных линеек, приложенных к наружным узким граням буксовых направляющих с той и другой стороны рамы. Разница в измерениях не должна превышать допускаемой (1 *мм*). При бо́льшей разнице, а также при наличии износа шкворневого отверстия последние исправляются или посредством постановки втулки (что обычно делается при чугунных шкворневых муфтах), или путем предварительной расточки, а затем электронаварки с последующей обработкой.

Плунжерные буферы и их муфты не должны иметь общей выработки, превышающей 1 *мм* (при капитальном ремонте) и 4 *мм* в эксплуатации.

При большей выработке буферы проверяют на станке и сменяют сработанную головку, а в муфту притачивают втулку или отдельные кольца, которые укрепляют от поворачивания. Стальные сработанные головки буферов исправляют наваркой выработанных мест с последующей проверкой на станке. Задние концы буферов в местах упора в концы упряжной рессоры бывают сильно изношены. При износе этого места более 4 *мм* его исправляют простро́жкой места износа и постановкой накладки толщиной 6—8 *мм* на шурупах или приваренной электросваркой.

Болты муфты буфера остукиваются ручником, слабые заменяются. При этом отверстия болтов развертываются, а новые болты притачиваются так, чтобы они входили на место с нескольких ударов ручником. Так же поступают, если муфта снимается с места для расточки, или ставится новая муфта.

В обычной стяжке между паровозом и тендером износу подвергаются скобы, винт и гайки стяжки. Износ их допускается не более 25% альбомных размеров. При большем износе винт и гайки заменяются новыми.

Ремонт заднего стяжного ящика

Задний стяжной ящик ремонтируется с его деталями так же, как и передний.

В заднем тяговом крюке разработка отверстия для изогнутого валика допускается не более 8% от альбомного размера.

Износ крюка от истирания его скобой стяжки не допускается более 10%. При больших износах крюк заменяется новым. Слабина тягового крюка в муфте в период эксплуатации допускается не более 2 *мм* на сторону, а при выходе из капитального ремонта не более 0,5 *мм*. Муфта должна пригоняться в буферный брус совершенно плотно. Укрепляющие болты не должны иметь слабины.

Собранный тяговый прибор должен быть испытан на растяжение усилием в 20 *т*, а затем заклеймен, причем он не должен обнаруживать остающихся изменений в своих частях. Никаких заеданий в тяговом приборе не допускается.

Слабина стяжной скобы в ушках допускается без исправления до 2 *мм*.

Износ буферных стержней допускается не более 5 *мм* по диаметру против альбомных размеров. Как тело буферного стержня, так и его резьба могут быть восстановлены электронаплавкой с последующей обработкой на станках.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Игра стержня в буферном стакане допускается не более 2 *мм*. Больший износ стакана исправляется постановкой втулки или электронаплавкой выработанного места. Старые осевшие пружины могут быть отожжены, растянуты до альбомных размеров и вновь закалены в масле. Сломанные буферные пружины разрешается сваривать электросваркой. При постановке буферов на место должно быть выдержано расстояние от головки рельса до оси буферного стержня, которое составляет 1040 *мм* при наполненном водой баке. При этом допускается отклонение ± 5 *мм*.

§ 3. Ремонт экипажа 4-осного тендера

Ремонт рамы

Рамы 4-осных тендеров должны быть очищены и осмотрены, все изогнутые места выправлены и трещины заварены согласно $\frac{\text{ОСТ}}{\text{НКПС}} — \frac{7156}{58}$ или исправлены накладками, ослабшие заклепки должны быть заменены. Необходимо, чтобы центры опорных шкворней, рамы и отверстий для упряжных приборов находились на средней продольной оси рамы. В случае отклонений свыше 1 *мм* отверстия при капитальном ремонте должны быть расточены или пройдены разверткой; при больших износах — предварительно наварены и расточены по альбомному размеру.

Ремонт тележки

Ремонт 4-осной тележки начинается очисткой ее от грязи и тщательным осмотром, причем определяется при помощи линейки, нет ли изогнутых и вмятых мест. При помощи лупы устанавливается, нет ли трещин в листах и креплениях; при помощи легких ударов ручником — нет ли ослабших болтов и заклепок. Если имеются трещины в листах креплений, то они завариваются помощью электросварки. Погнутые листы выправляются с нагревом или без нагрева, в зависимости от размеров деформаций. В случае необходимости выправления погнутых поперечных и шкворневой балок они отклепываются и выправляются отдельно. Выправленные листы и балки вновь собираются, отверстия для заклепок и болтов проходятся одновременно через собранные листы и балки разверткой и склепываются. Новые болты притачиваются с таким расчетом, чтобы они могли быть поставлены на место с нескольких ударов ручником. Таким же порядком происходит замена болтов буксовых направляющих.

Выработка буксовых направляющих исправляется в зависимости от ее размеров—на станках или ручной опиловкой при помощи шлифовального круга. Исправленные таким образом буксовые направляющие, если они были сняты с рамы, ставятся на свое место.

По уничтожении грубых неисправностей рамы тележки с буксовыми направляющими устанавливаются помощью уровня горизонтально на плите.

Необходимые условия, которым должна удовлетворять отремонтированная рама:

1. Параллельность боковых листов рамы.
2. Нахождение в одной плоскости, перпендикулярной к оси рамы, одноименных широких рабочих плоскостей буксовых направляющих.
3. Отвесность широких рабочих плоскостей буксовых направляющих.
4. Нахождение в одной плоскости, параллельной оси рамы, узких граней буксовых направляющих.
5. Отвесность узких граней буксовых направляющих.
6. Нахождение центра шкворневой опоры на одинаковых расстояниях от наружных граней буксовых направляющих.
7. Правильное расположение боковых опор для скользунов рамы.

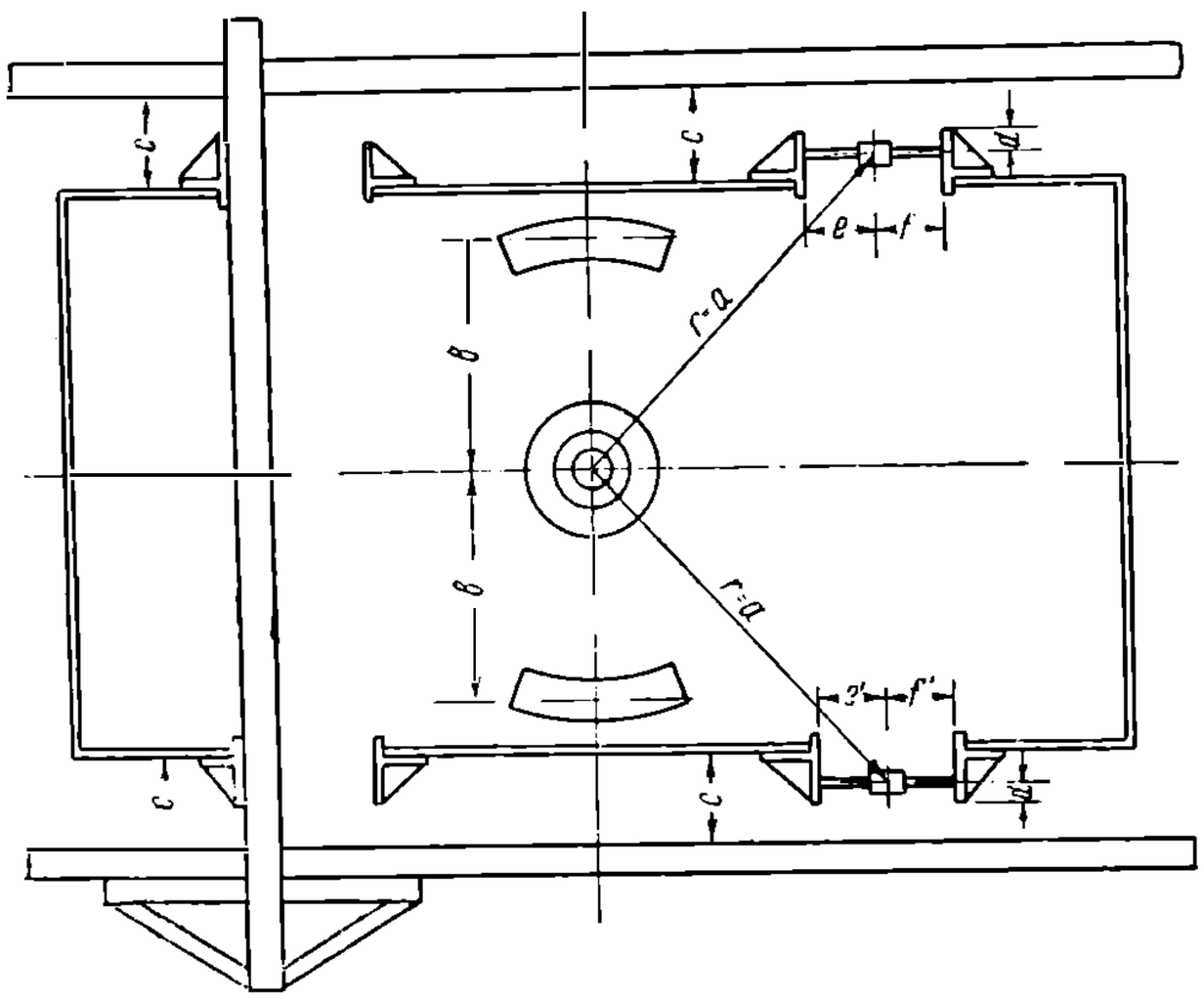
Для проверки рамы тележки с обеих ее сторон (фиг. 849) приблизительно на высоте центров осей устанавливаются линейки на одинаковых расстояниях

НБ УДУНТ (ДІІТ)

от боковых рамных листов, причем последние измеряются у мест прикрепления буксовых направляющих. Параллельность листов рамы определяется измерением расстояния между внутренними гранями линеек в пределах двух буксовых вырезов. Отступления от параллельности, или разница в измеренных расстояниях, не должны превышать 3 *мм*.

Линейки, установленные с обеих сторон рамы, закрепляются в своем положении. Затем берут крестовый угольник и, прижимая короткую полку к одной из линеек, установленных вдоль рамы, прикасаются длинной полкой к широкой грани одной из буксовых направляющих: тогда при правильном положении последняя широкая одноименная грань буксовой направляющей в другом буксовом вырезе будет без просветов прикасаться к длинной полке линейки.

Допускается наличие равномерного просвета для одной из граней буксовых направляющих не более 2 *мм* (перекосы допускаются на ширине одной направляющей не более 0,1 *мм*, что измеряется щупом). Нахождение в одной плоскости, параллельной оси рамы, узких наружных граней буксовых направляющих определяется измерением расстояний их до внутренней кромки линейки, установленной вдоль рамы. Здесь желательно добиваться полного равенства расстояний также в целях симметричной обработки буксы, что упрощает ремонт. Так как буксовые направляющие чугунные, то достижение полного совпадения с указанными плоскостями их рабочих граней не вызовет затруднений.



Фиг. 849.

Для проверки правильности расположения центра шкворневого отверстия во всех буксовых вырезах устанавливаются на одинаковых расстояниях от верхней кромки выреза и от наружных узких граней буксовых направляющих специальные пластинки, имеющие продольные риски, нанесенные на одинаковом расстоянии от наружной грани. На рисках этих пластинок отмечается при помощи циркуля или особым, ранее описанным прибором середина расстояния между буксовыми направляющими. В отверстие шкворневой пяты устанавливается планка, на которой намечается центр отверстия. После этого особым раздвижным штикмасом измеряются расстояния от центра шкворневого отверстия до середин расстояний между буксовыми направляющими. При правильном положении центра измеренные расстояния должны быть равны. Разница допускается не более 1 *мм*. При наличии большего несовпадения намечается правильное положение центра, дается контрольная окружность, и отверстие для шкворня растачивается.

Передние тележки тендеров для крупных пассажирских паровозов имеют возвращающее устройство. Разрез такой тележки для паровоза серии «С^{У}» изображен на фиг. 850.

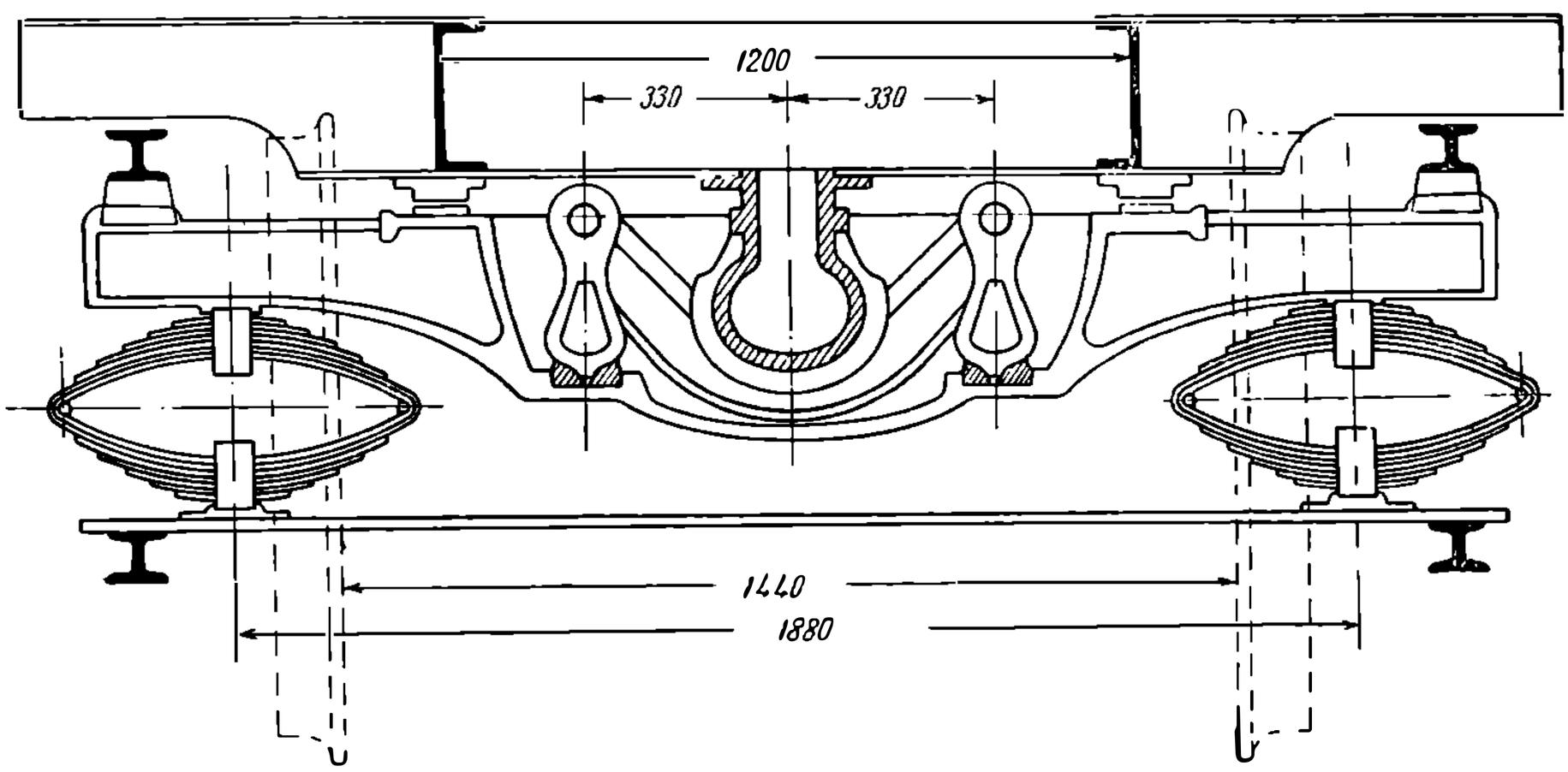
Боковины и шкворневый брус тележек серии «С^{У}»—стальные, литые. Ремонт такой тележки отличается от только что описанного в части ремонта шкворневого бруса и возвращающего прибора. Боковина рамы и шкворневый брус тщательно осматриваются в отношении погнутости, и трещины исправляются электро-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

сваркой. Буксовые направляющие проверяются таким же порядком, как и в обычной тележечной раме.

Осматриваются опоры секторов в шкворневом брусе. В случае ослабления в своей постановке и значительного износа трущихся поверхностей, опоры снимаются, завариваются, простругиваются по шаблону и затем цементируются их рабочие поверхности. Изношенные рабочие поверхности качения секторов люльки обстрагиваются или долбятся по шалбону с последующей цементацией, ослабшие или изношенные призмы для валиков ножей люльки заменяются новыми цементированными. Общий износ и эксплуатация поверхностей качения секторов, опор для них и призм секторов не должны превышать 3 *мм* с целью не допускать значительного уменьшения зазора между боковыми скользунами рамы и опорами для них на тележке.

Необходимый зазор восстанавливается, как указано выше, наваркой опор секторов и их поверхностей качения.



Фиг. 850.

При ремонте имеет большое значение сохранение одинаковой жесткости прогибов эллиптических рессор или их заменяющих на передней тележке. Разница допускается не более 2 *мм*.

Люлька тележки в собранном виде, будучи поставлена на место, должна свободно качаться от руки и возвращаться в среднее положение. При горизонтально установленной тележке центры призм должны лежать на горизонтальной прямой. Центр опорной шкворневой выточки люльки должен находиться на равных расстояниях от середин буксовых вырезов (расстояний между буксовыми направляющими тележки). С этой целью вставляют в опорную выточку люльки пластину так, чтобы она была «вровень» с краями выточки, и на ней при помощи циркуля находят центр выточки. Затем, как описано ранее, штикмасом измеряют расстояния от этого центра до середины в буксовых вырезах. В случае значительных неравенств измерений устанавливают новый центр и определяют необходимое смещение фактического центра.

Смещение фактического центра производится постановкой новых опорных плит под секторы люльки. Эти плиты должны иметь средние линии, образующие рабочие поверхности, смещенные на установленную промером величину.

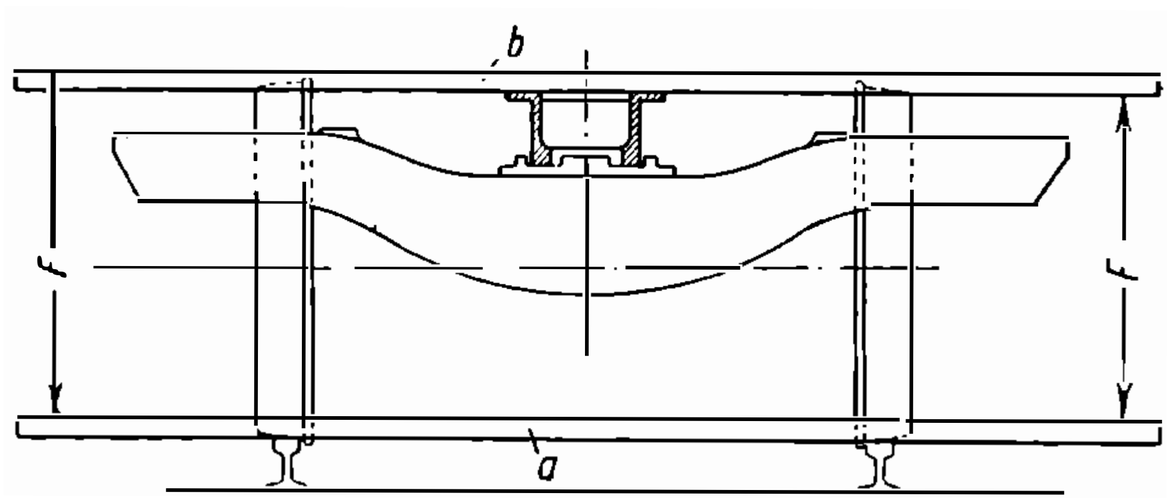
Последняя проверка правильности сборки люльки на тележке будет заключаться в следующем: устанавливается поперек рельсов, на головках их, линейка. На торец выточки люльки ставится правильно обточенная по торцам втулка; на верхний ее торец ставится линейка сначала поперек, затем вдоль тележки. В обоих случаях измеряются расстояния от концов верхней линейки до линейки на рельсах. Равенство расстояний укажет на правильность сборки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 4. Ремонт тележек и букс тендеров паровозов серий «ФД» и «ИС»

Ремонт тележек и букс 4-осных тендеров паровозов серии «ИС» по существу не отличается от ремонта тележек 4-осных тендеров нормального типа.

Совершенно обязательной является проверка уже окончательно собранной тележки при помощи линеек. Для этого предварительно проверяют, чтобы колеса одной пары по кругу катания имели одинаковый диаметр. Затем 3-метровую линейку *а* (фиг. 851) кладут поперек рельсов между колесами, а другую линейку *b* кладут на временную обточенную втулку, вставленную в подпятник. Равенство расстояний между линейками с обеих сторон тендера служит доказательством правильности сборки тележки. Если окажется, что высота на одной стороне тележки больше, чем на другой, то подпятник соответственно наваривается. Затем проверяют толщину прокладки, чтобы передняя и задняя тележки были на одинаковой высоте от головки рельса до подпятника. Зазоры опорных подушек бака тендера должны быть выдержаны точно по проектным (фиг. 852).



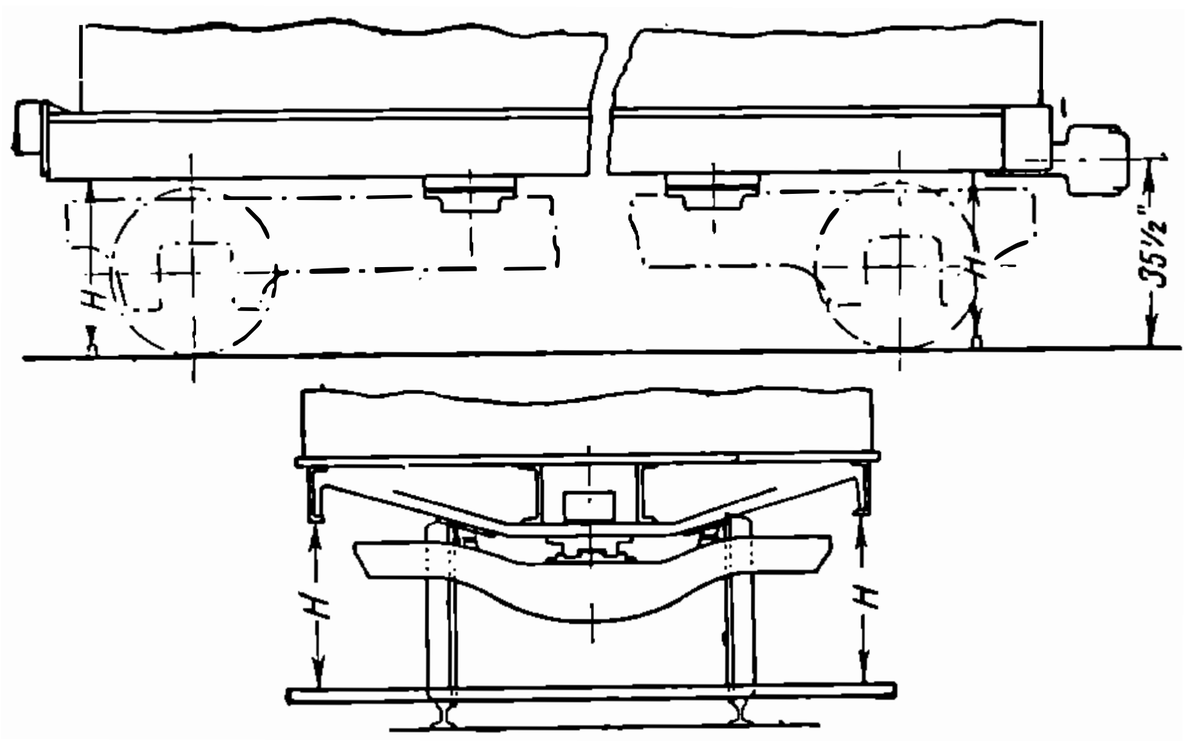
Фиг. 851.

В эксплуатации, как показал опыт, в боковых рамах тележки 6-осного тендера значительно разрабатываются отверстия для валиков, соединяющих их с плечами балансирной буксы (овал до 10 *мм*), в меньшей степени изнашиваются отверстия под валиками в плечах балансирной буксы.

Ремонт изношенных отверстий производится при помощи электронаплавки их и последующей рассверловки и развертки отверстий под валики балансира. Рассверловка и развертка должны вестись параллельно оси буксы. Валики балансира заменяются при капитальном ремонте новыми цементированными.

После ремонта и сборки плечи балансирной буксы не должны быть перекошены; центры отверстий в плечах для валиков должны лежать на горизонтальной прямой.

Перекос может произойти вследствие значительной разницы в диаметре одного из крайних колес по кругу катания по сравнению с диаметром среднего колеса и разницы в толщине подшипника крайней буксы и сухаря по сравнению со средней буксой. Для придания балансиру надлежащего положения желательно: 1) иметь под тележкой колеса с диаметрами бандажей по кругу катания с разницей, не превышающей 1 *мм* по сравнению с каждой соседней колесной парой, 2) подшипники и сухари подшипников одинаковой толщины (в сумме).



Фиг. 852.

Во избежание поперечного перекоса рамы тендера нельзя допускать большой разницы в жесткости комплектов рессорных пружин с той и другой сторон. При капитальном и среднем ремонтах все рессорные пружины идут на испытание и в случае надобности подвергаются новой термической обработке или заменяются новыми.

Трехосная тележка, будучи окончательно собрана, проверяется на отсутствие перекосов при помощи двух линеек, как указано выше.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 5. Ремонт сцепления между паровозом и тендером серий «ФД» и «ИС»

Стяжки на паровозах первых выпусков изготовлялись из шести стальных листов толщиной по 13 *мм* каждый. В настоящее время они изготовляются цельнокованными. Соединение производится помощью шкворней диаметром в 120 *мм*, которые удерживаются снизу от выпадания планками. Одно отверстие главной стяжки сделано овальным, а в запасной оба отверстия овальные. В эти отверстия поставлены втулки.

Отличительной особенностью такого соединения является отсутствие боковой и продольной игры между паровозом и тендером и вместе с тем возможность для паровоза с тендером свободно устанавливаться в кривых и иметь игру в вертикальном направлении. Осуществляется это посредством непружинящего буфера радиального типа.

При эксплуатации в стяжках могут появиться износ и ослабление втулок и ослабление скоб и заклепок.

Изношенные и ослабшие втулки заменяются новыми, причем по наружному диаметру они обтачиваются с допуском на посадку, по внутреннему диаметру одна втулка главной стяжки—в соответствии с диаметром шкворня и диаметрами втулок в стяжном ящике.

В буферном приборе между паровозом и тендером изнашиваются сферические и цилиндрические поверхности буферов и подушки. Износ этот восстанавливается электронаплавкой рабочих поверхностей и последующей их грубой обработкой по шаблону при помощи шлифовального круга.

§ 6. Ремонт бустера

Через месяц после работы нового или вышедшего из заводского ремонта бустера его рекомендуется выкатить из-под тендера для тщательного наружного и внутреннего осмотра. Затем такой осмотр надо производить раз в три месяца, в сроки периодического осмотра паровоза. При этом крейцкопфы, параллели, крейцкопфные болты, пальцы кривошипа, валики, втулки, подшипники, золотниковые приводы должны быть тщательно осмотрены с целью определения необходимого ремонта, замены или регулировки. Все отверстия для смазки должны быть прочищены. Когда износ бандажей достигнет предельных размеров, бустер должен быть выкачен из-под тендера и рама тележки снята. Дышла и отводящая паровая труба снимаются, и колесные пары освобождаются. Дальнейшей разборки не требуется, если выкатка бустера вызвана только износом бандажей.

Ремонт колесных пар бустера производится общепринятым порядком.

При капитальном и среднем ремонтах бустер разбирается полностью. Все части очищаются, осматриваются и проверяются. Особое внимание следует обратить на состояние зубчатой передачи. При износе зацепления по толщине зуба более 10% или при наличии поломанных зубцов шестерни заменяются, причем материал их должен быть не ниже Ст.-5.

Коленчатый вал бустера проверяется на станке, шейки его в зависимости от состояния обтачиваются и шлифуются. Овальность допускается при выходе из ремонта не более 0,1 5 *мм*, конусность — 0,2 *мм*.

Включающий прибор тщательно осматривается и в случае ослабления пружин и поломки их они заменяются новыми.

Цилиндры, поршни, золотники и механизм паровой машины ремонтируются особо тщательно.

Паровые цилиндры бустера растачиваются, если они имеют овальность или конусность 0,8 *мм*.

Поршни паровых цилиндров заменяются, если их диаметр меньше диаметра цилиндра на 2 *мм*. Их износ может восстанавливаться до начального диаметра посредством наварки марганцовистой бронзой. Диаметр новых поршней может отличаться от диаметра цилиндра на 0,4 *мм*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Износ поршневого уплотнительного кольца по высоте допускается до 1,5 *мм* от начального размера. Износ поршневых штоков бустера допускается до 4 *мм* против начального диаметра. Если в паровой цилиндр бустера вставлена втулка, то она растачивается при овальности 0,4 *мм* и выпрессовывается при износе на 0,8 *мм*.

Ползуны крейцкопфа могут быть залиты баббитом, если они износились на 1,5 *мм* по боковой нижней поверхности. Крейцкопфный валик шлифуется при овальности 0,4 *мм* и сменяется при износе более 2 *мм* от начального диаметра. Втулка головки поршневого дышла бустера сменяется, если зазор между втулкой и пальцем достиг 1,5 *мм*.

Подшипники осей бустера сменяются при износе свыше 5 *мм* против начального размера по толщине.

Поршневые золотники должны иметь во втулке зазор 0,1 *мм* и сменяются при зазоре 0,2 *мм*. Золотниковые штоки меняются при износе 1,5 *мм* по диаметру, валики золотникового механизма меняются при износе 0,4 *мм* от начального диаметра.

Следует обратить внимание на золотниковые и поршневые кольца, которые должны иметь зазор в ручьях в холодном состоянии, равный 0,08 *мм*.

До закрытия крышек золотниковых коробок все золотниковые окна и каналы должны быть очищены и продуты, а затем осмотрены, чтобы быть уверенным в отсутствии в них посторонних частей. После того, как золотниковые коробки закрыты, очищаются, продуваются и осматриваются передние и задние паровпускные каналы цилиндров, и только тогда ставятся цилиндровые крышки.

Порядок ремонта и проверки деталей машины бустера аналогичен применяемым при ремонте паровоза. После того, как поршни, поршневые штоки, крейцкопфы и шатуны собраны, важно проверить, чтобы поршни имели одинаковые зазоры по обеим сторонам цилиндров.

Тележки ремонтируются аналогично описанному для ремонта тележек тендера. При сборке тележки бустера необходимо наблюдать, чтобы обработанные концы балансиров правильно опирались на буксы с установленными зазорами по сторонам, а также за тем, чтобы эллиптические рессоры точно стояли на своих местах. Для соединения машины бустера с рамой его тележки — необходимо присоединить к раме тележки предохранительные цепи машины и вставить подвесную чеку в соединение с поперечной балкой тележки. Необходимо наблюдать, чтобы была достигнута маслонепроницаемость соединений картера.

После сборки все отверстия для смазки должны быть доступны. Картер предварительно промывают и заполняют свежей смазкой.

ГЛАВА IV

ТЕНДЕР-КОНДЕНСАТОР

§ 1. Конденсация отработавшего пара, как мощный рычаг дальнейшего улучшения работы паровозов

Значение конденсации отработавшего в паровозной машине пара для питания котла конденсатом чрезвычайно велико. На декабрьском пленуме ЦК ВКП(б) 1935 г. Лазарь Моисеевич Каганович, говоря о получающем распространение конденсаторном паровозе, подчеркнул, что: «Этот паровоз совершит целую революцию в паровозном хозяйстве». Машинисты-кривоносовцы, уже добившиеся значительно лучшего и более полного использования паровоза, продолжающие и дальше улучшать показатели работы паровоза, получают новый мощный рычаг для дальнейшего улучшения работы паровоза и транспорта в целом — конденсацию отработавшего пара. Серьезный экзамен конденсационной установки — ее длительной работы в тяжелых зимних условиях — был блестяще выдержан во время пробега Москва — Владивосток — Москва зимой 1936/37 г.

Основное достоинство паровоза с конденсационной установкой — осуществление замкнутого цикла воды. Отработавший пар отво-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

дится на тендер, где конденсируется в дистиллированную воду, поступающую затем снова в котел.

Наличие замкнутого цикла воды позволяет в десять и более раз увеличить пробеги между пунктами набора воды.

Паровозы серии «СО» с конденсаторами дают пробеги между пунктами набора воды до 900—1000 *км*. Если сопоставить даже эти цифры, могущие в дальнейшем безусловно быть повышенными, с величиной пробега обычных паровозов (90—130 *км*), будет видно огромное значение конденсации пара. Во-первых, резко сокращаются стоянки под набором воды и значительно увеличивается в связи с этим коммерческая скорость движения, улучшающая использование паровоза и вагонов, ускоряющая грузооборот, повышающая пропускную способность участка.

При данном же грузообороте уменьшается число действующих паровозов с соответственным уменьшением расходов топлива.

Во-вторых, резко увеличивая пробеги между пунктами набора воды, мы можем в несколько раз сократить число пунктов водоснабжения на данной дороге, оставляя при этом лишь пункты с хорошей (мягкой) водой. При постройке новых дорог в несколько раз сокращаются огромные капитальные затраты на сооружение пунктов водоснабжения. Особенно большое значение эта экономия приобретает в безводных местностях.

Изложенными огромными достоинствами паровозов с конденсацией пара— дело далеко не исчерпывается.

Наличие замкнутого цикла воды дает еще целый ряд огромных выгод. Во-первых, питая котел дистиллированной водой, не содержащей в себе накипеобразующих примесей, мы можем увеличить межпромывочные пробеги. Величина пробега ограничивается в этом случае попадающим частично в котел маслом, содержащимся в отработавшем паре. Наличие в котле масла, как известно, ухудшает паро-образование (масло нетеплопроводно), ведет к появлению течи связей из-за увеличенных деформаций топки и т. д. Для отделения масла от воды, как будет указано в дальнейшем, применяются маслоотделители.

В-третьих, питая котел дистиллированной водой, мы улучшаем условия работы стенок топки и труб. Улучшается парообразование из-за увеличения коэфициента теплопередачи, улучшается использование тепла газов сгорания, понижается температура уходящих газов и в результате — увеличиваются мощность и к. п. д. котла, повышаются технические скорости движения. Отсутствие накипи на стенках, обеспечивая лучшее охлаждение стенок топки и труб водой, обусловливает понижение их температуры. Это увеличивает срок службы стенок, делает редкими случаи течи связей, и все, вместе взятое, значительно уменьшает котельный ремонт. Отсутствие в конденсате разъедающих стенки котла солей со своей стороны увеличивает срок службы частей котла.

В-четвертых, конденсационная установка позволяет питать котел подогретой до 80—90° водой, что также улучшает условия работы котла.

Наконец, в-пятых, отсутствие накипеобразующих веществ в сыром паре, поступающем в пароперегреватель и содержащем в себе частицы воды, дает надежную работу элементов, не вызывая их закипания. Получающийся больший перегрев дает увеличение мощности паровоза, поднимает его экономичность.

Мы рассмотрели многочисленные преимущества применения конденсации отработавшего пара только с двух точек зрения — увеличения пробегов между пунктами набора воды и питания котла дистиллированной водой.

Имеется еще один фактор, значительно улучшающий работу конденсаторного паровоза: взамен конусной установки применяется во всех отношениях более рациональный прибор для создания искусственной тяги газов сгорания, — это турбо-вентиляторная дымососная установка. Наличие турбо-вентилятора дает вполне равномерную тягу газов сгорания. Пульсации разреже-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ния, весьма значительные при работе конуса, отсутствуют вовсе, унос топлива (и провал в зольник) уменьшается, мощность и к. п. д. котла еще более возрастают. Имея перепускной клапан-байпасс, пускающий часть пара помимо турбины, машинист в любой момент может иметь любое разрежение в дымовой коробке и регулировать парообразование по своему усмотрению в самых широких пределах. Имея под рукой вентиль для подвода к дымососной турбине свежего пара, машинист и при движении с закрытым регулятором и на стоянке может иметь любое парообразование. «Маневренность» котла резко возрастает, поднятие давления пара (при растопке) производится быстро, простои сокращаются.

Нужно отметить, что для приведения в движение дополнительных устройств (две турбины) отработавший в машине пар должен иметь несколько повышенное давление. Но это увеличение противодавления в цилиндрах с избытком компенсируется рассмотренным значительным улучшением работы котла и увеличением его мощности, огромные эксплуатационные преимущества конденсаторного паровоза целиком сохраняются.

Достоинства конденсации настолько существенны, что некоторое усложнение паровоза как с точки зрения ухода и управления им, так и с точки зрения работы депо должно только мобилизовать всех паровозников на изучение и действительное освоение этих новых устройств.

Любовь к делу изучения конденсатора, желание преодолеть трудности его освоения, производственные навыки — вот залог хорошей и безотказной работы паровозов с конденсаторами, столь многое обещающими для дальнейшего подъема транспорта.

§ 2. Характеристика конденсационной установки

Схема устройства и работы конденсационной установки рассмотрена в начале курса. Приводим основные цифры, характеризующие конденсатор, устанавливаемый на паровозах серий «СО» и «Э» (конденсационные установки обоих паровозов запроектированы одинаковыми). Конденсатор рассчитан на конденсацию 14 *т* пара в час при температуре воздуха +40° и 11 *т* — в час при высшей температуре воздуха +55° (температура конденсата 90°). Это дает наибольшие форсировки котла: для паровоза серии «СО» — свыше 60 *кг* пара с 1 *м²* в час и для «Э^{м}» — свыше 70.

Весовые данные тендера

Общий вес тендера с полными запасами воды и топлива	73,4 *т*
Запас сырой воды	10,85 »
Запас конденсата	3,00 »
Запас угля	11,00 »

Конденсатор

Охлаждающая поверхность	2180 *м²*
Наибольшее число оборотов вентиляторов (3 шт.) . .	1000 об/мин
Наибольшая производительность вентиляторов (воздух)	650 000 *м³/час*

Турбины

вентилятора	Примерное давление пара при входе	0,8 *кг/см²*
	Наибольшая мощность	170—180 *л. с.*
	Наибольшее число оборотов	7000 об/мин
	Передаточное число редуктора (к вентиляторам)	7:1
дымососа	Примерное давление пара при входе	1,5 *кг/см²*
	Наибольшая мощность . .	60—90 *л. с.*
	Наибольшее число оборотов	3500—4000 об/мин

В 1937 г. выпускается первый паровоз серии «ФД», оборудованный мощной конденсационной установкой.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 3. Основные части конденсационной установки, расположенные на паровозе

Труба мятого пара

Труба мятого пара сделана достаточно большого диаметра (310 *мм*) для сведения к минимуму потери на мятие. Для уменьшения потерь на охлаждение — труба имеет термоизоляцию. Для облегчения тепловых деформаций трубы на ней предусмотрен медный компенсатор, представляющий собой волнообразный, расширяющийся и затем сужающийся патрубок, вставленный в поперечный разрыв трубы.

Водоотделитель

Трубы, выводящие отработавший пар из цилиндров, соединяются под дымовой коробкой с корпусом водоотделителя, к верхней части корпуса крепится труба, подводящая мятый пар к турбине дымососа. В водоотделителе происходит выпадение из пара воды, могущей находиться в выхлопном паре, например при трогании с места. Периодически водоотделитель освобождается от воды при помощи спускного крана, установленного внизу воронки корпуса. Привод к крану объединен с приводом к цилиндровым продувательным клапанам.

Турбо-вентилятор дымососа

Пущенный на полную мощность турбо-вентилятор дымососа может дать значительное разрежение в дымовой коробке — до 270—300 и более *мм* водяного столба, т. е. обеспечить получение высоких форсировок — заведомо более высоких, чем при конусной установке.

В дополнение к фиг. 195 (том I), на которой показано общее расположение дымососной установки, даем чертеж дымососа (фиг. 853). Турбина, установленная слева на дымовой коробке, не мешает машинисту наблюдать за путем и сигналами. Корпус турбины расположен вне дымовой коробки как для большего удобства ухода и осмотра, так и для избежания нагрева турбины газами дымовой коробки.

Вентилятор дымососа имеет засос газов колесом с обеих сторон последнего. Колесо вентилятора крепится к фланцу — бурту вала в его средней части.

Смазка роликовых подшипников вала — кольцевая; кольца большого диаметра, свободно надетые на вал, погружены своей нижней частью в масляный резервуар. Вращаясь, кольца несут смазку наверх — к роликоподшипникам. Смазка наливается в каждый резервуар.

При необходимости турбина может быть пущена и свежим (острым) паром от пароразборной колонки.

Маслоотбойник на паровой трубе

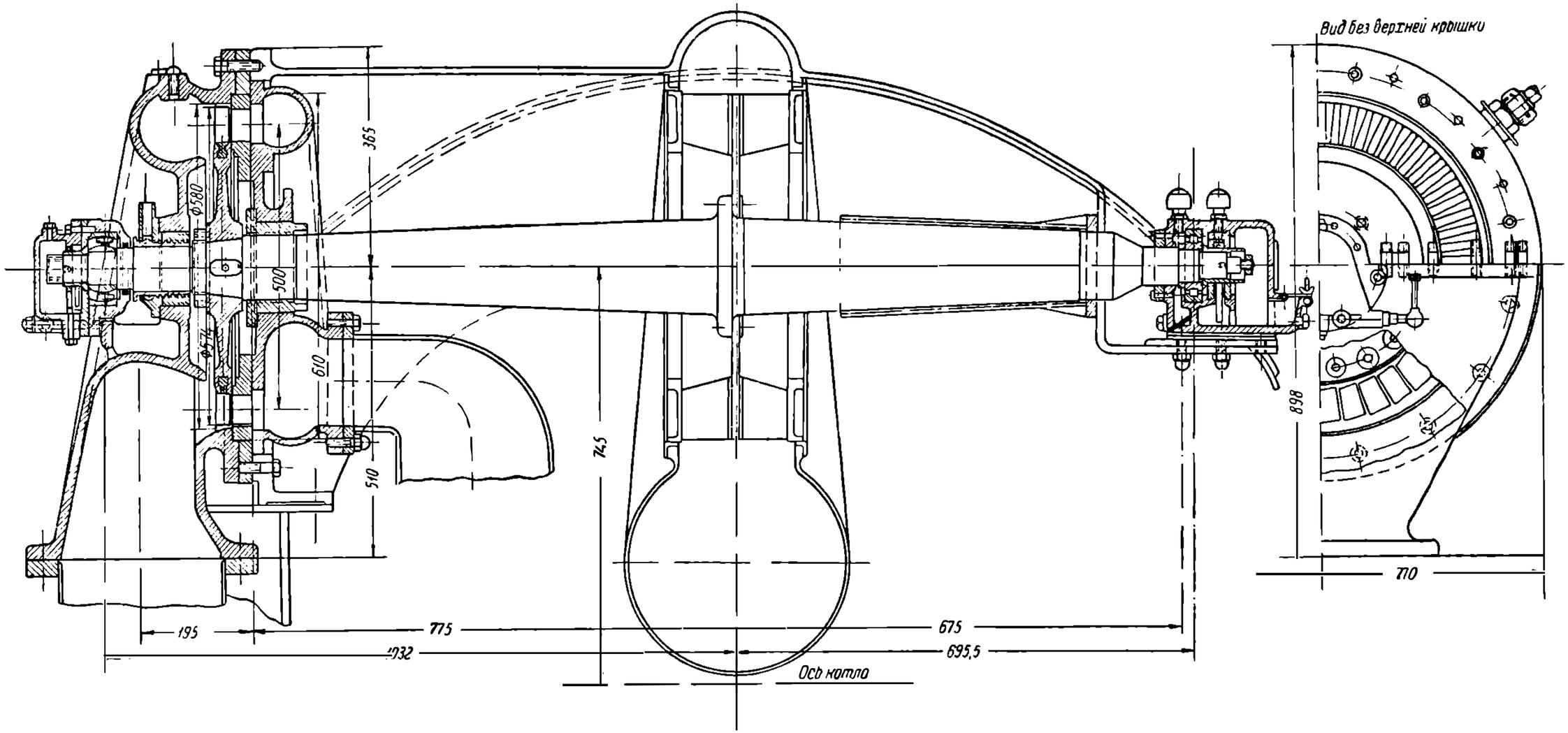
Отработавший пар, выйдя из турбины дымососа, поступает по трубе в маслоотбойник, содержащий внутри своего корпуса ряд направляющих и собирающих плоскостей, поставленных под углом друг к другу. Направляющие плоскости снабжены мелкими отверстиями, раздробляющими паровую струю на большое количество мелких струй. Последние, ударяясь о собирающие плоскости, оставляют на них частицы масла. В этот маслоотбойник отводится выхлопной пар от всех трех насосов.

Питательные насосы

Питательных насосов—два. Один, стоящий с правой стороны паровоза, гонит воду в котел через маслоотделитель, левый — непосредственно. Для возможности переключения насосов имеются разделительная коробка и трехходовый кран. Привод крана идет в будку.

Устройство питательного насоса (оба одинаковы) показано на фиг. 854. Диаметры паровых цилиндров насоса 130 и 225 *мм*, водяного — 125 *мм*. Ход

НВ УДУНТ (ДІІТ)

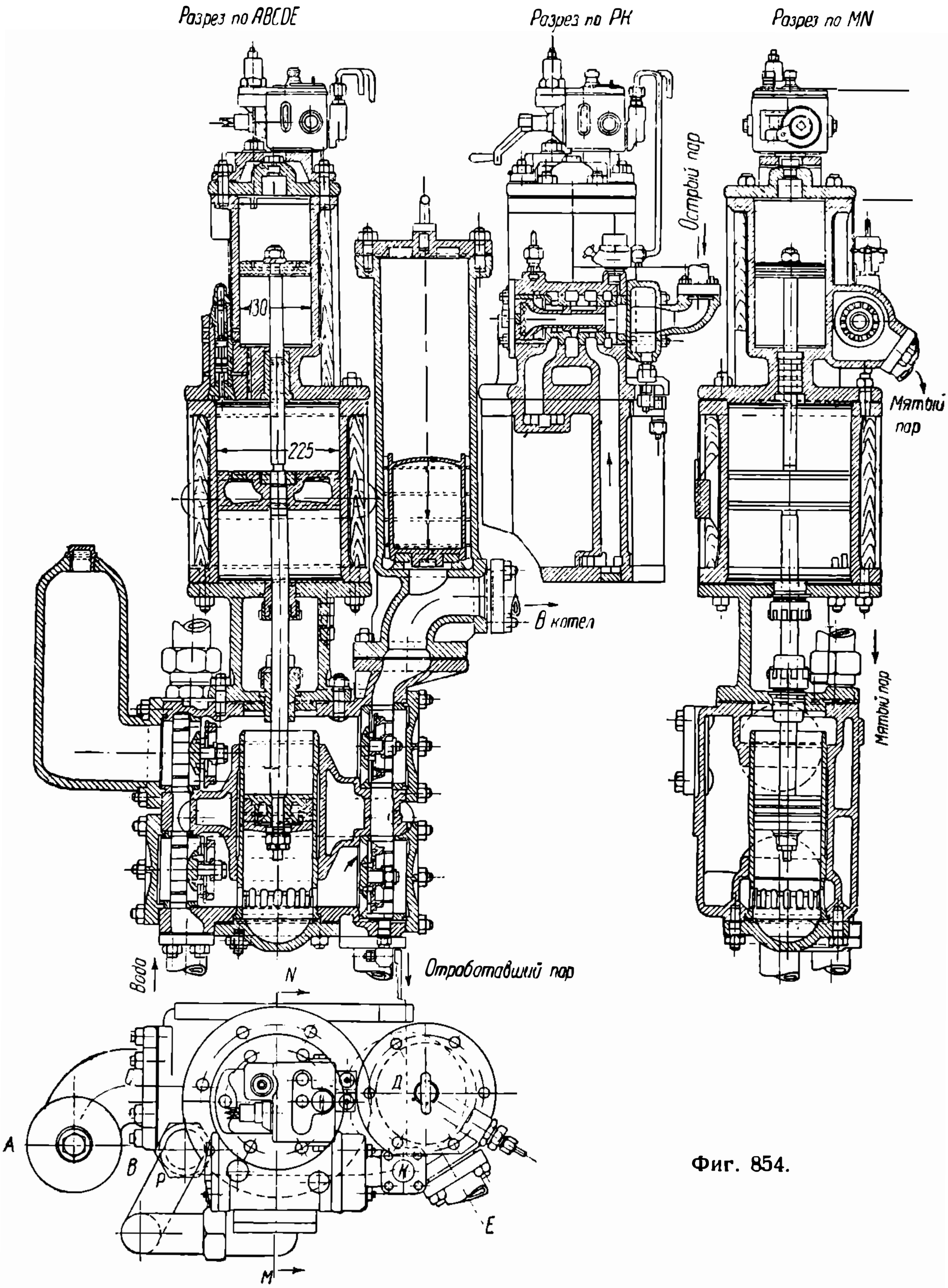


Фиг. 853.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

поршней — 250 *мм*. Наибольшая подача—до 300 *л/мин*. Вес насоса (без труб)—500 *кг*.

Насос имеет два паровых цилиндра—малый и большой, обеспечивающих достаточно полное использование подводимого к насосу острого пара («двойное расширение»). В нижней части размещен водяной цилиндр — с двумя парами клапанов: слева (по чертежу) два всасывающих, справа — два нагнетательных.



Фиг. 854.

Для смазки насоса в верхней его части установлена автоматическая пресс-масленка, обеспечивающая постоянную равномерную и достаточно экономи-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

н у ю подачу смазки к трущимся частям. Корпус масленки снабжен масломерным стеклом.

Присоединение труб — паровой впускной, паровой выхлопной, а также и водяной всасывающей и водяной нагнетательной — показано на чертеже. Заметим лишь, что пар, отработавший в обоих паровых цилиндрах, проходит в паровую рубашку водяного цилиндра, обогревает его и уже затем идет к маслоотделителю.

Наличие нагнетательного колпака с поплавком (см. справа на левой проекции) обеспечивает равномерную подачу воды в котел, без пульсаций (облегчается работа питательного клапана котла), связанных с неравномерной подачей воды п о р ш н е м водяного цилиндра.

Равномерное поступление горячей воды к всасывающим клапанам обеспечивается колпаком на камере всасывающих клапанов (слева — на той же проекции).

У г о л ь н ы й м а с л о о т д е л и т е л ь

Горячая питательная вода перед поступлением в котел проходит **т р** и маслоотделителя, поставленных параллельно. Маслоотделители представляют собой цилиндры, заполненные активированным древесным углем,обладающим значительным сцеплением с частицами масла, содержащимися в питательной воде. В маслоотделителях вода движется очень медленно, и частицы масла успевают задержаться на поверхности частицы угля и впитаться в толщу его. Маслоотделение идет эффективно, и вода получается достаточно чистой.

§ 4. Устройство основных приборов конденсационной установки, расположенных на тендере

На фиг. 855 показан чертеж общего вида тендера-конденсатора; показаны все основные приборы и устройства. На основной проекции показан продольный разрез тендера, причем хвостовая часть тендера показана без разреза (вид снаружи); видны три вертикально расположенных секции-радиатора. Всего на тендере 18 секций. Верхняя половина нижней проекции представляет собой вид тендера сверху. Отчетливо видны два (из трех) вентиляторных колеса.

Справа на чертеже даны поперечные виды и разрезы тендера (см. обозначения на чертеже). На разрезе по *А—В—С* видны половина вентиляторного колеса и попавшая в разрез секция радиатора (справа).

Угольный ящик располагается в передней части тендера, непосредственно за контрбудкой. Основной водяной бак, имеющий в поперечном сечении форму, напоминающую треугольник, располагается непосредственно на раме тендера (см. разрез по *А—В—С—D*). На разрезе по *В—В* показан (наряду с другими деталями) наливной бак, снабженный горловиной для набора воды.

На основной проекции видна труба большого диаметра, подводящая к тендеру отработавший пар от паровоза. Переход пара с паровоза на тендер осуществляется по шарнирному гибкому паропроводу, имеющему два сферических соединения и скользящий расширитель с сальником. Далее пар поступает в турбину вентиляторов.

Т у р б и н ы в е н т и л я т о р а (к о н д е н с а т о р а)

Паровая турбина низкого давления—одноступенчатая. Редуктор турбины составляется парой цилиндрических шестерен.

Пар, подводимый к турбине, может быть посредством перепускных клапанов отведен непосредственно в выпускные трубы, — минуя турбину. Это устройство позволяет регулировать число оборотов турбины и, следовательно, вентиляторных колес в самих широких пределах.

Ротор турбины вращается в залитых баббитом подшипниках.

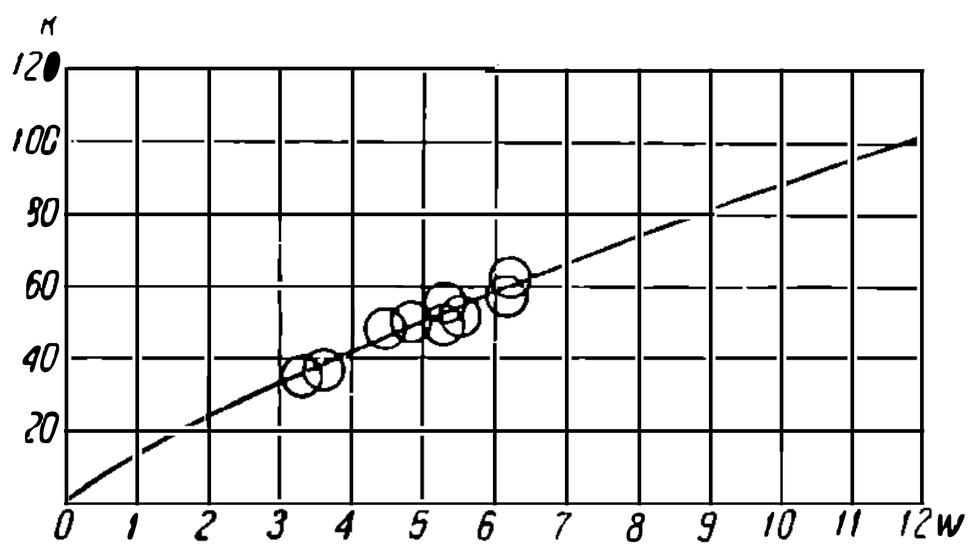
Смазка турбины производится от простого шестереночного насоса, расположенного в нижней части корпуса турбины. Наибольшая подача насоса — 20—

НБ УДУНТ (ДІІТ)

22 *л/мин*. Масло обильно подается к трущимся частям, обеспечивая надежную работу агрегата. Для охлаждения же и очистки масла, а также для образования запаса масла сделаны следующие добавочные устройства: 1) для охлаждения масла поставлен змеевик с левой стороны внутри тендера (на чертежах не показан), 2) для очистки загрязненного масла применяется фильтр, 3) установлен масляный резервуар с масломерным стеклом. Резервуар включен в масляный трубопровод, и таким образом без труда осуществляется наблюдение за количеством масла в системе маслопровода.

Вентиляторы

Вращение ротора турбины через редуктор и расположенный вдоль тендера верхней его части приводной вал передается вентиляторным колесам. Последние расположены в горизонтальной плоскости, и для приведения в движение каждого вентиляторного колеса имеется пара конических шестерен, как показано на той же фиг. 855. Конические шестерни (редукторы) размещены в специальных корпусах. Последние укреплены на верхней горизонтальной узкой стенке водяного бака. Все подшипники — шариковые.



Фиг. 856.

Продольный вал составляется из отдельных отрезков, соединяемых между собой муфтами, обеспечивающими аксиальную подвижность отрезков (при нагревании и охлаждении) без нарушения правильного зацепления всех трех пар конических шестерен.

Смазка конических шестерен и подшипников приводных валов (горизонтального и вертикального) производится масляными насосами, установленными в каждом кожухе конической передачи. Особый эксцентрик на горизонтальном валу приводит в движение плунжерный масляный насосик.

Вентиляторные колеса имеют наружный диаметр 2050 *мм*, насажены на валы на шпонках, лопастей на колесе — 7. Сверху колеса закрыты сетками.

Вентиляторные колеса, вращаясь, выталкивают воздух вверх, просасывая его через радиаторы. Воздух входит в радиаторы с боков тендера.

Секции (радиаторы) конденсатора

Секция (радиатор) представляет собой группу мелких, вертикально поставленных трубок эллиптического сечения, по которым идет охлаждаемый пар. Верхними и нижними концами трубки заделаны в решетки, к которым укреплены разделительные коробки с патрубками для присоединения к трубопроводам. Высота радиатора — 2030 *мм*. В каждом радиаторе содержится 140 трубок из красной меди. Для увеличения поверхности охлаждения эллиптическим трубкам придана ребристая форма путем насаживания на них большого количества мелких штампованных пластинок из белой жести. На каждой трубке размещено 666 пластинок. После сборки пластины трубки и решетки облуживаются, что предохраняет все устройство от окисления и, кроме того, увеличивает надежность (герметичность) секции.

Радиаторы испытываются гидравлическим давлением на 1,5 *ат*.

Для изменения количества воздуха, поступающего к радиаторам, с боков тендера (снаружи) размещено большое количество поворотных узких планок—жалюзей. Привод к ним позволяет в холодное время года (прикрывая жалюзи) регулировать охлаждение пара в дополнение к регулировке вентиляторами.

Бак конденсата

Из радиаторов (секций) конденсационная вода стекает по двум трубопроводам в бак конденсата, подвешенный внизу тендера к раме, примерно посередине ее длины. Бак (сварной) имеет форму невысокого прямоугольного

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ящика. Для уменьшения потерь на охлаждение горячей конденсационной воды бак имеет термоизоляцию. Изолированы также и трубы, подводящие воду к баку, и водоприемная труба, идущая от бака к паровозу.

В самом баке конденсата установлен еще один маслоотделитель. Бак разделен перегородками на три камеры. В первой и третьей камерах заложены «матрацы», изготовленные из люфы или сезальской пряжи, задерживающие масло.

§ 5. Работа конденсатора и краткие сведения по уходу за ним

Отрегулированный конденсатор работает автоматически, подавая в бак конденсата горячую воду, имеющую 80—90°. По мере увеличения расхода пара машиной паровоза повышается соответственно число оборотов дымососа, т. е. увеличиваются и разрежение в дымовой коробке и парообразование котла. Увязка, и притом в достаточно широких пределах расхода пара — налицо. С другой стороны, увеличение количества пара, поступающего к турбине вентилятора, вызывает повышение числа оборотов вала турбины и связанных с ним вентиляторных колес. Последние гонят увеличенное количество воздуха, что необходимо для охлаждения увеличенного количества проходящего по трубкам радиатора пара. Увязка таким образом имеется и здесь.

Если необходимо понизить разрежение в топке и уменьшить парообразование котла, следует открыть (или увеличить открытие) перепускной клапан дымососа. Тогда часть пара пойдет помимо турбины, противодавление в цилиндрах несколько уменьшится.

Бак конденсата снабжен пирометром, установленным слева в контрбудке на щитке (вместе с другими приборами). Если температура конденсата будет иметь тенденцию к падению, нужно увеличить открытие перепускного клапана турбины вентиляторов: тогда число оборотов вентиляторов упадет, воздуха к радиаторам будет поступать меньше, охлаждение уменьшится, и температура конденсата поднимется. При повышении температуры конденсата до 95° и больше нужно, наоборот, уменьшить открытие перепускных клапанов, иначе при атмосферном давлении в баке конденсата пар вообще может не сконденсироваться в воду (при 100° и выше).

Возле пирометра на щитке установлен тахометр, показывающий число оборотов (в минуту) вентиляторных колес.

Указанные в § 2 цифры мощностей и число оборотов турбин и вентиляторов— наибольшие. Обычно реализуются меньшие значения, это понижает противодавление в цилиндрах.

В зимнее время приходится прикрывать жалюзи, чтобы уменьшить резкое охлаждение радиаторов.

Подача воды в котел регулируется числом ходов насоса. Для наблюдения за числом ходов насоса в будке стоят два пульсирующих манометра. Если подача в котел меньше расхода воды котлом, уровень воды в баке конденсата будет повышаться. Для наблюдения за уровнем воды в баке конденсата имеется поплавок, и в контрбудке установлена рейка с указателем. Если бак будет переполняться, необходимо пустить в ход специальный эжектор для перекачки излишка воды в бак сырой воды. Для наблюдения за уровнем воды в последнем также имеется поплавок, а в контрбудке — рейка с указателем. Заметим, что тендер-конденсатор паровоза серии «ФД» запроектирован с баком конденсата, оборудованным поплавком с электрическим приводом.

Чрезвычайно важным вопросом в работе конденсационной установки является очистка воды от масла. На эту сторону дела обращено особое внимание. Плохая очистка воды от масла может резко ухудшить работу конденсаторного паровоза, в первую очередь в части межпромывочных пробегов. Необходимо поэтому избегать подачи к золотникам и цилиндрам неоправданно большого количества масла смазочными прессами.

Маслозадерживающие устройства (маслоотбойник, люфа, уголь) рассчитаны на заполнение их маслом в течение пробега — 12—20 тыс. *км*. Поэтому их ре-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

гулярно нужно очищать от скопившегося масла, меняя люфу и уголь. Последние в свою очередь должны подвергаться регенерации.

Той же регулярной очистке подлежит и масляный фильтр на тендере.

Паровозы с конденсацией должны содержаться в отличном состоянии как для того, чтобы иметь минимальные утечки воды (через сальники машины, насосов, неплотности паро- и водопроводящих труб и т. д.), так и для облегчения управления всей установкой в пути.

Перед поездкой, помимо самого тщательного осмотра и смазки паровоза, необходимо проверить исправную работу обоих насосов, турбин дымососа и вентилятора, перепускных клапанов, запорных вентилей и т. д. Все масленки должны быть заполнены маслом: у питательных насосов, у турбины дымососа (две масленки), у турбины вентиляторов (проверка по масломерному стеклу), у всех конических передач.

В холодное время года необходимо тщательно прогревать трубопроводы и и баки, пользоваться спускными краниками для удаления конденсационной воды из отдельных трубопроводов и устройств (полости турбин, питательных насосов и т. д.) [1].

§ 6. Термический к. п. д. паровоза с конденсационным тендером

Термический к.п.д. обычного паровоза имеет, как известно, следующее выражение:

$$\eta = \frac{632}{\frac{B_m}{N_k}} \qquad \eta_k^{netto} = \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{\frac{B_m}{N_k}} \cdot \frac{Q_1}{B_h \cdot K} \tag{783}$$

Для конденсационного паровоза в числителе выражения к.п.д. котла мы должны вместо Q_1 подставить

$$Q_1 + \Delta Q_e,$$

где ΔQ_e — тепло, возвращаемое в котел с конденсатом мятого пара.

Таким образом:

$$\eta = \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{\frac{B_m}{N_k}} \cdot \frac{Q_1 + \Delta Q_e}{B_h K} = \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{\frac{B_m}{N_k}} \cdot (\eta_k^{netto} + \xi) =$$

$$= \frac{632}{\lambda} \cdot \frac{1}{\frac{B_m}{N_k}} \cdot \eta_k^{netto} \left(1 + \frac{\xi}{\eta_k^{netto}}\right), \tag{784}$$

где

$$\xi = \frac{\Delta Q_e}{B_h \cdot K}.$$

Если ϑ — температура конденсата, то

$$\Delta Q_e = B_m \cdot \vartheta.$$

§ 7. Тепловой процесс конденсатора

Уравнение тепла для воздушного потока, продуваемого вентиляторами через конденсационную поверхность, имеет вид:

$$Q = G_в \qquad C_p \cdot t_в, \tag{785}$$

где: $G_в$ — вес продуваемого воздуха в *кг/час*, C_p — его средняя теплоемкость, $t_в$ — температура.

[1] Более подробные сведения об устройстве и работе паровозов с конденсаторами см. И. М. Струженцов, Конструкции паровозов, а также и специальную литературу по этому вопросу.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

По опытам Партингтон и Шиллинг для воздуха имеем:

$$C_в = 0{,}240 + 0{,}000006 \quad t_в + 0{,}0000000107 \quad t^2_в .$$

В пределах колебания температуры воздуха от — 40° до +90° [1] можно принять:

$$C_в = \text{const} = 0{,}24,$$

после чего

$$Q = 0{,}24 \cdot G_в \quad t_в .$$

Количество тепла dQ, получаемого воздухом от протекающего по трубкам пара через бесконечно малый элемент поверхности нагрева конденсатора dH:

$$dQ = 0{,}24 \cdot G_в \ [(t_в + dt_в) - t_в] = 0{,}24 \cdot G_в \cdot dt_в \qquad (786)$$

С другой стороны

$$dQ = k \cdot dH \cdot (t_е - t_в), \qquad (787)$$

где $t_в$ — температура конденсирующегося в трубках пара.

Таким образом имеем:

$$0{,}24 \cdot G_в \frac{dt_в}{t_е - t_в} = k \cdot dH. \qquad (788)$$

Интегрируя левую часть в пределах от $t_в = t^в_0$ до $t_в = t^в_1$ и правую — от 0 до H. получаем:

$$0{,}24 \cdot G_в \ln \frac{t_е - t^в_0}{t_е - t^в_1} = k \cdot H \qquad (789)$$

Расчет размеров конденсационной поверхности нагрева

Тепло, получаемое охлаждающим воздухом:

$$Q_в = G_в \cdot 0{,}24 \cdot (t^в_1 - t^в_0). \qquad (790)$$

Тепло, отдаваемое мятым паром:

$$Q_р = B_m (\lambda_е - \vartheta). \qquad (791)$$

Так как $Q_в = Q_е$, имеем:

$$0{,}24 \cdot G_в (t^в_1 - t^в_0) = B_m (\lambda_в - \vartheta). \qquad (792)$$

Средняя скорость протекания воздуха в конденсаторе:

$$w = \frac{G_в}{\gamma_в \cdot 3600 \cdot \Omega}, \qquad (793)$$

где $\gamma_в$ — средний удельный вес омывающего трубки воздуха.

Подставляя из уравнения (790)

$$G_в = \frac{Q_в}{0{,}24 (t^в_1 - t^в_0)} \qquad (794)$$

и

$$\gamma_в = \frac{10\,330}{29{,}27 \left(\frac{t^в_1 + t^в_0}{2} + 273 \right)},$$

получаем

$$w = \frac{Q_в \left(\frac{t^в_1 + t^в_0}{2} + 273 \right) \quad 29{,}27}{0{,}24 (t^в_1 - t^в_0) \ 10\,330 \quad 3\,600 \cdot \Omega} \qquad (795)$$

[1] Зимой при поступлении в конденсатор $t_в = -40°$; летом при выходе из конденсатора $t_в = +90°$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из уравнения (789), заменяя в нем $G_в$ из (790), находим:

$$k = \frac{Q_в \ln \frac{t_e - t_o^в}{t_e - t_1^в}}{H\left(t_1^e - t_0^в\right)} \tag{796}$$

Используя серию опытных поездок с первым конденсационным паровозом серии «$Э_К^Г$», имеем следующие цифры, приведенные в табл. 61.

Таблица 61

№ опыта	4	8	9	10	22	23	24	25	26	29
$Q_в$	4483000	5132000	5812000	6181000	4679000	4840000	2742000	3666000	3227000	36120 0
t_e	105,5°	109 5°	108°	105°	103°	103°	100,5°	100°	104,5°	105,5°
$t_0^в$	26°	24°	25°	19°	28°	28°	30°	31°	31°	19°
$t_1^в$	91,2°	90°	90°	88°	89°	89°	87,5°	88°	81°	88°
k	49,2	49,5	56,8	62,4	56,1	51,0	34,9	48,2	46,9	36,1
w	4,82	5,36	6,17	6,22	5,30	5,49	3,30	4,47	4,45	3,62

На фиг. 856 полученные из опыта цифры нанесены в виде точек (кружков) и по ним проведена кривая, выражаемая уравнением:

$$k = 13{,}8 \cdot w^{0{,}8}. \tag{796а}$$

Принимая во внимание величину гидравлического радиуса сечения для прохода воздуха в радиаторах паровоза серии «$Э_К^Г$», равную 0,0027 $м^2$, и обобщая в этом отношении предыдущую формулу, будем иметь:

$$k = 13{,}8 \cdot w^{0{,}8} \left(\frac{0{,}0027}{r}\right)^{0{,}214} \tag{797}$$

справедливую, конечно, лишь для шахматного расположения трубок.

Расчетными уравнениями для определения необходимой поверхности воздушного конденсатора являются уравнения (789), (791), (792), (795) и (798). Уравнение (795) после подстановки в него из (790) значения $Q_в$ принимает новый вид:

$$w = \frac{29{,}27 \cdot G_в \left(\frac{t_1^в + t_0^в}{2} + 273\right)}{10\,330 \cdot 3\,600 \cdot \Omega} \tag{798}$$

В качестве примера подсчитаем величину конденсационной поверхности для паровоза серии «ФД».

Расчетную паропроизводительность котла принимаем равной $B_m = 18\,000$ *кг/час*, температура пара при входе в трубки конденсатора $t_e = 10{,}5°$; при выходе из трубок $\vartheta = 70°$; температура наружного воздуха $t_o^в = 40°$; теплосодержание выхлопного пара $\lambda_e = 650$ *кал/кг*.
Из уравнения (791):

$$Q_e = Q_в = 18\,000\,(650 - 70) = 10\,440\,000 \text{ кал/час}.$$

На основании экспериментальных данных предыдущей таблицы принимаем температуру воздуха по выходе из конденсатора $t_1^в = 90°$; тогда из уравнения (794) находим:

$$G_в = \frac{10\,440\,000}{0{,}24(90 - 40)} = 870\,000 \text{ кг/час}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Задаваясь средней скоростью протекания воздуха через конденсационную поверхность:

$$w = 10\ м/сек,$$

имеем из (797):

$$k = 13{,}8 \quad 10^{0{,}8} = 87.$$

Из (789):

$$H = \frac{0{,}24 \cdot 870\,000 \ln \frac{105-40}{105-90}}{87} = 3513\ м^2.$$

Из (795):

$$\Omega = \frac{29{,}27 \cdot 870\,000 \left(\frac{90+40}{2} + 273\right)}{10 \cdot 10\,330 \cdot 3\,600} = 23{,}09\ м^2.$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ЗАКЛЮЧИТЕЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Полное использование мощности паровоза, достижение наибольших среднемесячных пробегов и полное изжитие аварий и крушений возможны только при условии выполнения большого комплекса требований, предъявляемых к паровозникам, и в первую очередь к командному составу. Многое зависит от качества паровоза и его деталей, но еще больше — от всех работников, так или иначе соприкасающихся с паровозом. Подведем итоги и резюмируем многочисленные положения, приводившиеся нами на протяжении всего курса.

Качество конструкций частей паровоза играет большую роль в деле достижения безаварийной работы паровоза. Устройство деталей должно быть таково, чтобы, помимо их прочности, к ним был удобный доступ для осмотра, смазки, ремонта и т. д. В особенности это требование должно соблюдаться для ходовых частей паровоза.

Применяемые материалы должны строго соответствовать своему назначению. Эта простая истина, к сожалению, до сих пор не нашла полного признания, и в ряде случаев депо и даже ПРЗ изготавливают детали из несоответствующего металла, тем самым обусловливая или неизбежные быстрые износы или, что еще хуже, — поломку деталей. Поломки произойдут при неправильном назначении: и слишком мягкого металла (недостаточная прочность), и слишком твердого, крепкого металла (трещины). Качественные стали должны находить себе широкое применение при изготовлении запасных частей паровозов.

Способы изготовления запасных частей и ремонта паровозов должны быть и н д у с т р и а л ь н ы м и, так как только в этом случае обеспечивается высокое качество обработки и сборки частей при минимальной их стоимости. Приказы народного комиссара путей сообщения 78/Ц 1936 г. «О введении новых технических норм и нового технологического процесса в области ремонта и эксплуатации паровозов» и 94/Ц 1936 г. «О введении новых технических норм и нового технологического процесса при ремонте паровозов на заводах и об улучшении работы паровозоремонтных заводов» имеют огромное значение в деле упорядочения ремонта и содержания паровозов.

Культурное содержание и квалифицированный уход за паровозами со стороны паровозных бригад и персонала депо со своей стороны имеют огромное значение в деле устранения причин, порождающих аварии. Отличный по качеству всех частей и их сборки паровоз, попав в «плохие руки», вскоре становится аварийной машиной. Наоборот, известные по своим недостаткам паровозы, попав в руки опытных и любящих свое дело паровозных бригад и комплексных бригад депо, — вскоре становятся неузнаваемыми. Роль человека здесь чрезвычайно важна. Хороший уход за паровозом, регулярная смазка всех трущихся частей, внимательный осмотр перед каждой поездкой и после нее, аккуратное ведение поезда (недопущение рывков, боксования, остановки колес движущего паровоза), правильное ведение огня в топке, наконец, своевременное устранение износов частей регулировкой последних и ремонтом деталей — вот краткий и далеко не полный перечень условий безотказной работы паровоза.

Оставляя в стороне допустимые при твердой смазке определенные износы плавающих втулок дышел мощных паровозов, подчеркнем, что при больших износах трущихся частей в тех или иных механизмах паровоза возникают удары, чрезвычайно неблагоприятно отражающиеся не только на темпах нарастания дальнейшего износа, но и обусловливающие возникновение явлений у с т а л о-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

с т и металла и связанных с ними ухудшений механических качеств металла. В особенности явления усталости металла могут проявиться у деталей, работающих длительный срок или работающих на ударную нагрузку (оси, бандажи, пальцы). В других случаях износы трущихся частей приводят к значительному ухудшению работы паровоза и падению его экономичности (например в шарнирах парораспределительного механизма). Износ бандажей (прокат, выбоины) уменьшает безопасность движения паровоза, в особенности с большими скоростями.

Разрывы поездов из-за неправильного ведения поездов в пути машинистами, а также и при трогании с места, разрывы поездов из-за неумелого управления и плохого наблюдения за тормозными и авто-тормозными приборами, из-за незнания машинистами профилей пути, из-за отсутствия оперативного инструктажа машинистов и наблюдения за их работой в пути, изломы осей, бандажей — все эти недопустимые случаи в практике работы паровозников — изложены в приказе наркома 83/Ц 1935 г. «О борьбе с крушениями и авариями», являющемся четким требованием упорядочения работы каждого железнодорожника, каждого паровозника.

Правила технической эксплуатации железных дорог СССР, утвержденные наркомом 15 июня 1936 г., имеют для паровозников первенствующее значение. Правила установили порядок работы каждого паровозника, установили нормы и качественные требования по постройке и содержанию паровозов, установили порядок движения поездов по графику. В правилах даны четкие указания о содержании паровозов, ясно изложены обязанности машиниста перед отправлением с поездом, даны указания о движении с поездом по станционным путям, по перегонам, даны указания о порядке ведения поезда, о работе регулятором на подъемах и уклонах, о торможении, о наблюдении за путевыми сигналами.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

О Г Л А В Л Е Н И Е

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ПАРОВАЯ МАШИНА

Глава I

Общие данные о паровых машинах

		Стр.
§ 1.	Требования, предъявляемые к паровой машине	3
§ 2.	Типы паровых машин	3
§ 3.	Общее устройство и работа машины	4

Глава II

Сила тяги паровоза и сопротивление

§ 1.	Сила тяги	6
§ 2.	Коэфициент сцепления	14
§ 3.	Зависимость силы тяги от различных факторов	16
§ 4.	Виды силы тяги	18
§ 5.	Сопротивление движению	19

Глава III

Тепловой процесс машины

§ 1.	Баланс тепла в паровом цилиндре. К.п.д. паровозной машины	22
§ 2.	Утечка пара через неплотности пораспределительных органов	25
§ 3.	Теплообмен в паровом цилиндре	31

Глава IV

Паровые цилиндры с принадлежностями

1.	Паровые цилиндры	45
§ 2.	Цилиндровые и золотниковые втулки	51
§ 3.	Цилиндровые и золотниковые крышки с сальниками	52
§ 4.	Арматура паровых цилиндров	56
§ 5.	Смазочные устройства	59
§ 6.	Ремонт цилиндров	63
§ 7.	Привалка нового цилиндра	69
§ 8.	Смазка, ремонт и уход за смазочными приборами паровой машины	71

Глава V

Движущий механизм

1.	Основные требования, предъявляемые к движущему механизму	74
§ 2.	Поршень со штоком	75
§ 3.	Крейцкопф	79
§ 4.	Параллели и параллельная рама	84
§ 5.	Шатунный механизм	87
§ 6.	Расчет дышел на прочность	96

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Глава VI

Ремонт движущего механизма

Стр.

§ 1. Ремонт параллелей 103
§ 2. Износ и ремонт крейцкопфов 105
§ 3. Ремонт поршней 112
§ 4. Сборка параллелей, крейцкопфов, поршней 117
§ 5. Ремонт сальников 119
§ 6. Ремонт дышел 120
§ 7. Проверка дышел по центрам и разметка подшипников 126
§ 8. Новейшие способы проверки дышел 128
§ 9. Навеска дышел 131

Глава VII

Парораспределение

§ 1. Парораспределение простым золотником 133
§ 2. Основное уравнение движения золотника 135
§ 3. Диаграмма Цейнера 135
§ 4. Поправка Брикса 140
§ 5. Мятие пара 142
§ 6. Контрпар 144
§ 7. Расчет золотника 145

Глава VIII

Парораспределительные механизмы

§ 1. Общие сведения 151
§ 2. Разделение кулис на группы 153
§ 3. Теория кулисы Гейзингера 154
§ 4. Диаграмма Цейнера в применении к кулисному механизму Гейзингера 160
§ 5. Определение основных размеров кулисного механизма Гейзингера. Ограничение отсечки 161
§ 6. Подвешивание кулисного механизма Гейзингера 162
§ 7. Определение погрешностей парораспределительного механизма Гейзингера 164
§ 8. Влияние колебания надрессорного строения на правильность парораспределения в кулисном механизме Гейзингера 165
§ 9. Влияние зазоров в шарнирах на точность парораспределения 167
§ 10. Парораспределение многоцилиндровых машин 168
§ 11. Кулисы новейшего типа 170
§ 12. Клапанное парораспределение 173

Глава IX

Устройство и ремонт парораспределительных механизмов

§ 1. Золотник со штоком 177
§ 2. Золотниковый кулачок 182
§ 3. Кулиса 183
§ 4. Рычаги и тяги парораспределения 186
§ 5. Воздушный реверс 188
§ 6. Ремонт парораспределительного механизма 191

Глава X

Проверка парораспределительного механизма

§ 1. Общие положения 196
§ 2. Нанесение установочных кернов при постановке золотников. 198
§ 3. Проверка подвесок золотниковой тяги 201

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Стр.

§ 4. Проверка кулисной тяги 202
§ 5. Поверка маятника. 203
§ 6. Определение длины поршневого дышла 203
§ 7. Определение длины эксцентриковой тяги 206
§ 8. Окончательная установка золотников 208
§ 9. Разбивка рейки переводного винта 209
§ 10. Съемка индикаторных и эллиптических диаграмм. 209

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

ЭКИПАЖ ПАРОВОЗА

Глава I

Общее устройство частей экипажа

§ 1. Роль и назначение экипажа 212
§ 2. Составные части экипажа 212

Глава II

Рама паровоза и ее части

§ 1. Типы рам 214
§ 2. Листовые рамы 214
§ 3. Брусковые рамы 216
§ 4. Хвостик брусковых рам 218
§ 5. Цельнолитые рамы 219
§ 6. Укрепление котла на раме 220

Глава III

Расчет рамы

§ 1. Нагрузка на раму 222
§ 2. Расчет рамы на действие силы пара 223
§ 3. Расчет рамы на подъемку 225

Глава IV

Тяговые и ударные приборы

§ 1. Буферный брус и стяжной ящик 226
§ 2. Сцепление с тендером 227
§ 3. Буферы 227

Глава V

Ремонт рамы

§ 1. Износы и повреждения рамы 229
§ 2. Подготовка рамы к ремонту 230
§ 3. Ремонт буферного бруса и заднего стяжного ящика 231
§ 4. Ремонт рамных листов и междурамных скреплений 231
§ 5. Ремонт буксовых направляющих, клиньев и подбуксовых струнок 234
§ 6. Сборка рамы при ремонте на заводе 235
§ 7. Проверка буксовых направляющих 235
§ 8. Ремонт рам паровозов серий «ФД» и «ИС» 239
§ 9. Новые методы ремонта и проверок рамы 241

Глава VI

Рессорное подвешивание

§ 1. Общее устройство и работа рессорного подвешивания 248
§ 2. Детали рессорного подвешивания 250
§ 3. Расчет рессор 252
§ 4. Распределение нагрузок на оси 254
§ 5. Влияние трения рессор 258

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Стр.

§ 6. Влияние балансиров. 259
§ 7. Независимое и сопряженное подвешивания 262
§ 8. Распределение нагрузок в статически неопределимых системах рессорного подвешивания 266
§ 9. Ремонт рессорного подвешивания 270
§ 10. Ремонт рессорного подвешивания паровозов серий «ФД» и «ИС» 275

Глава VII

Скат

§ 1. Основные сведения 279
§ 2. Оси 280
§ 3. Колесные центры 284
§ 4. Бандажи 286
§ 5. Пальцы движуших колес 287

Глава VIII

Уравновешивание инерционных сил

§ 1. Влияние инерционных сил 291
§ 2. Ускорение поршня 294
§ 3. Силы инерции кривошипно-шатунного механизма 297
§ 4. Уравновешивание вертикальных сил 303
§ 5. Уравновешивание горизонтальных сил 305
§ 6. Выбор величины избыточного противовеса 308
§ 7. Уравновешивание вращающихся частей 310
§ 8. Уравновешенность горизонтальных сил 314

Глава IX

Ремонт колесных пар

§ 1. Дефекты колесных пар 330
§ 2. Осмотр колесных пар и определение объема ремонта 330
§ 3. Обточка бандажей колесных пар и пальцев кривошипов 331
§ 4. Смена бандажей 333
§ 5. Смена оси, колесного центра и пальца 335
§ 6. Проверка противовесов 340
§ 7. Проверка отремонтированной колесной пары 341

Глава X

Буксы

§ 1. Буксы движущих колесных пар 344
§ 2. Буксы бегунковых и поддерживающих осей 347
§ 3. Роликовые буксы 349
§ 4. Ремонт букс 350
§ 5. Разборка, разметка и ремонт букс 351
§ 6. Проверка правильности обработки букс и положения их на оси 356
§ 7. Ремонт букс паровозов серий «ФД» и «ИС» 359
§ 8. Опускание рамы на колеса 363

Глава XI

Взаимодействие паровоза в пути

§ 1. Динамическое воздействие колеса на рельсы 366
§ 2. Статическая нагрузка колеса 369
§ 3. Динамическая нагрузка 370
§ 4. Влияние избыточного противовеса 371
§ 5. Влияние сил инерции возвратно-движущихся масс 373
§ 6. Влияние давления пара на поршень 374

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Стр.

Глава XII

Колебания надрессорного строения

§ 1. Общие сведения о колебаниях 378
§ 2. Причины колебаний надрессорного строения 379
§ 3. Оси и центр колебаний 381
§ 4. Свободные колебания подпрыгивания 382
§ 5. Продольная качка 385
§ 6. Поперечная качка 388
§ 7. Вынужденные колебания груза на неровностях 390
§ 8. Вынужденные колебания подпрыгивания паровоза под влиянием силы давления пара на параллель 392
§ 9. Вынужденные колебания продольной качки 395
§ 10. Вынужденные поперечные колебания 396
§ 11. Критические скорости движения 397

Глава XIII

Тележки

§ 1. Типы тележек 398
§ 2. Устройство и работа возвращающих устройств 398
§ 3. Одноосные тележки 401
§ 4. Двухосные тележки 403
§ 5. Комбинированные тележки 404
§ 6. Ремонт тележек 407
§ 7. Новые способы проверок тележек 413

Глава XIV

Движение паровоза в прямых и кривых частях пути

§ 1. Движение паровоза в прямом пути 421
§ 2. Движение в кривых частях пути 424
§ 3. Устройства, облегчающие прохождение кривых 425
§ 4. Геометрические соотношения между базой тележки и кривизной пути 426
§ 5. Возвращающие устройства 430

Глава XV

Вписывание паровоза в кривые

§ 1. Особенности движения в кривых 442
§ 2. Статическое вписывание в кривые 446
§ 3. Определение центра поворота 451
§ 4. Динамическое вписывание в кривые 453
§ 5. Взаимодействие колеса и рельса 454
§ 6. Направляющее усилие 456
§ 7. Силы, действующие на паровоз 458
§ 8. Условия равновесия главного строения паровоза 463
§ 9. Условия равновесия перемещающихся осей и различных тележек 464
§ 10. Порядок динамического вписывания 469
§ 11. Износ гребней, 470
§ 12. Вход паровоза в кривые, на стрелки и выход из них 472

Глава XVI

Устойчивость и безопасность движения

§ 1. Устойчивость и безопасность 477
§ 2. Конструкционная скорость 479
§ 3. Динамические особенности высокоскоростных паровозов 480

523

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ЧАСТЬ ПЯТАЯ

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПАРОВОЗА ТЕНДЕР

Глава I

Вспомогательное оборудование паровоза

		Стр.
§ 1.	Назначение и перечень вспомогательного оборудования	482
§ 2.	Тормозная рычажная передача	482
§ 3.	Песочница	483
§ 4.	Будка с настилкой	485
§ 5.	Площадка	486
§ 6.	Термоизоляция и обшивка котла и цилиндров	486
§ 7.	Обтекаемые кожухи скоростных паровозов	487
§ 8.	Устройство для смазки реборд	487
§ 9.	Электрооборудование	488

Глава II

Тендер

§ 1.	Основные сведения	488
§ 2.	Водяной бак и угольный ящик	488
§ 3.	Рама тендера	489
§ 4.	Тележки тендера	490
§ 5.	Бустер	493

Глава III

Ремонт тендера

§ 1.	Ремонт бака	495
§ 2.	Ремонт экипажа 3-осного тендера	496
§ 3.	Ремонт экипажа 4-осного тендера	499
§ 4.	Ремонт тележек и букс тендеров паровозов серий «ФД» и «ИС»	502
§ 5.	Ремонт сцепления между паровозом и тендером серий «ФД» и «ИС»	503
§ 6.	Ремонт бустера	503

Глава IV

Тендер-конденсатор

§ 1.	Конденсация отработавшего пара, как мощный рычаг дальнейшего улучшения работы паровозов	504
§ 2.	Характеристика конденсационной установки	506
§ 3.	Основные части конденсационной установки, расположенные на паровозе	507
§ 4.	Устройство основных приборов конденсационной установки, расположенных на тендере	510
§ 5.	Работа конденсатора и краткие сведения по уходу за ним	512
§ 6.	Термический к. п. д. паровоза с конденсационным тендером	513
§ 7.	Тепловой процесс конденсатора	513

Заключительная часть 517

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сканувала Сідорчик О.В.

НБ
УДУНТ
(ДІТ)