Н.И.КАРТАШОВ

Курс паровозов

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ
1934

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ОПЕЧАТКИ

к книге Карташева „Курс паровозов“, ч. III

Страница	Строка сверху	Строка снизу	Напечатано	Должно быть
43	Фиг. 46 в левом нижн. углу маленький рисунок			попал ошибочно
147		1	$\frac{A}{\quad}$	$\frac{A}{2}$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

СССР

Пролетарии всех стран, соединяйтесь!

Н. И. КАРТАШОВ

ПРОФ. ТОМСКОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА ИНЖЕНЕРОВ ТРАНСПОРТА

КУРС ПАРОВОЗОВ

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

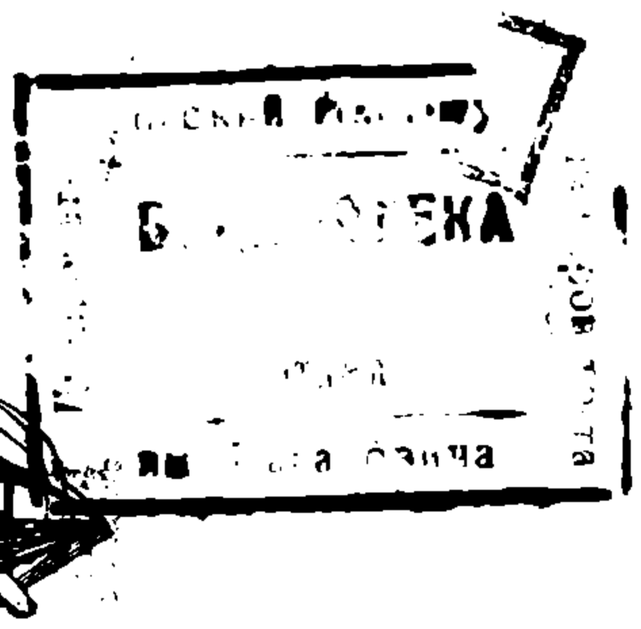
ПАРОВОЗНАЯ МАШИНА

2769

Т

Одобрено Комитетом по высшему техническому образованию при ЦИК СССР в качестве учебника для втузов ж.-д. транспорта

ТРЕТЬЕ ИЗДАНИЕ, ИСПРАВЛЕННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ 1934

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Часть III „Курс паровозов" посвящена изучению паровозной машины паровоза и процессов, происходящих в ней.

Настоящее издание в соответствующем курсу объеме дополнено сведениями по мощным паровозам ФД и ИС, а также по деталям и работе новейших механизмов, введенных в конструкцию современного паровоза.

Книга одобрена Комитетом по высшему техническому образованию при ЦИК СССР в качестве учебника для втузов железнодорожного транспорта.

Редактор-специалист *М. Р. Сидунов*

Редактор К. Л. Мелешко
Техредактор В. Н. Чернякова

Уполн. Главлита В-85809 **ЖДИЗ** 909 Ж-11 **Зак. тип.** 8580 **Тираж** 12 160 экз.

Разм. бум. 62×94 1/16 19 1/4 **п. л.** 51 408 **зн. в п. л.** **Сдано в наб.** 15/VII - 34 **г.** **Подп. к печ.** 26/IX 34 **г.**

5-я типография, Трансжелдориздата, Москва, Каланчевский тупик, 3/5.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие к 1-му изданию 7
Предисловие к 3-у изданию 8

ПАРОВОЗНАЯ МАШИНА

I. Введение

§§

1. Предварительные сведения 9
2. Действие пара в паровозах. Периоды действия. Схема рабочего процесса 13
3. Теоретическая рабочая диаграмма и действительная 15
4. Влияние вредного пространства 17
5. Принцип многократного расширения 19

II. Классификация паровозов по типу паровой машины

6. Паровозы однократного расширения 22
   I. Двухцилиндровые паровозы 22
   II. Трехцилиндровые паровозы 24
   III. Четырехцилиндровые паровозы 25
7. Паровозы компаунд 27
   I. Двухцилиндровые паровозы компаунд 27
   II. Трехцилиндровые паровозы компаунд 28
   III. Четырехцилиндровые паровозы компаунд 29

III. Цилиндры

8. Конструктивное устройство цилиндров и их деталей 35
   I. Внешний цилиндр с плоским золотником 36
   II. Внешний цилиндр с круглым золотником 36
   III. Цилиндры для трехцилиндровых паровозов 41
   IV. Цилиндры четырехцилиндровых паровозов 41
9. Детали цилиндров 44
   I. Крышки 44
   II. Сальники 45
10. Расчет цилиндров 47

IV. Движущий механизм

10-а. Конструкция деталей движущего механизма 53
   I. Поршни 53
   II. Поршневой шток 56
   III. Крейцкопф и параллели 57
   IV. Шатуны и спарники 61

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§§ *Стр.*

11. Аналитическое исследование совместного движения поршня и главного шатуна 71
12. Диаграмма Шорха (Schorch) 75
13. Скорость поршня 75
14. Понятие об эксцентрике 77

V. Внутренний парораспределительный механизм—золотники

А. Плоские золотники

15. Угол опережения. Передний и задний ход 79
16. Золотник с внутренним впуском пара 80
17. Исследование движения золотника с простым эксцентриком 81
18. Диаграмма Цейнера и ее применение к парораспределению обыкновенным золотником 86
19. Неравенства парораспределения, вызываемое конечной длиной главного шатуна 89
20. Влияние на парораспределение различных элементов парораспределительного механизма 92

I. Влияние внешней перекрыши 92
II. Влияние внутренней перекрыши 93
III. Влияние хода золотника (или эксцентриситета эксцентрика) . . . 94
IV. Влияние угла опережения 96

21. Эллиптическая золотниковая диаграмма 96
22. Диаграмма Мюллера 100
23. Мятие пара при впуске и выпуске 101
24. Золотник Трика (или Аллана) 111
25. Трение золотника, усилие для приведения его в движение и уравновешивание 115
26. Конструкции плоских золотников 117

Б. Цилиндрические (круглые) золотники

27. Общее описание цилиндрических золотников 123
28. Достоинства и недостатки цилиндрических золотников 125
29. Конструкции цилиндрических золотников для паровозов однократного расширения 128

I. Простые поршневые золотники 130
II. Золотники с каналом Трика 133
III. Золотники с двойным впуском и одинарным выпуском 135

30. Золотниковые втулки 136
31. Крышки золотниковых коробок и направляющие 138
32. Определение размеров цилиндрических золотников и зеркала 138
33. Линейное опережение впуска и его значение 143

VI. Внешний парораспределительный (кулисный) механизм

34. Общие принципы и классификация кулисных механизмов 145
35. Основные понятия 149
36. Сложение и разложение идеальных эксцентриков (закон параллелограма). 150
37. Влияние положения золотниковой линии на элементы эксцентрика . . . 152
38. Передача движения золотнику от шатунной эксцентриковой пары посредством промежуточных пар 152

I. Вращательная пара 152
II. Поступательная пара 155

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§§ Стр.

39. Кулисный механизм Гейзингера 155
40. Кулисный механизм Джоя 160
41. Сравнение кулисных механизмов Гейзингера и Джоя 163
42. Построение кулисного механизма Гейзингера 165
43. Подвешивание кулисного механизма Гейзингера и данные для его проектирования 167
44. Общее заключение о пораспределении при помощи кулисных механизмов. Влияние игры рессор 183
45. Шарнирные пораспределительные механизмы 185
46. Ограниченная отсечка, увеличенный ход золотника, дополнительный впуск пара 192
47. Механизмы для перестановки кулис (реверсы) 196

VII. Пораспределение многоцилиндровых паровозов однократного расширения

48. Пораспределение трехцилиндровых паровозов 199
49. Пораспределение четырехцилиндровых паровозов 201

VIII. Холостая работа паровоза

50. Особенности движения с закрытым регулятором 204
51. Клапаны Рикура и паровоздушные 205
52. Байпассы 206
53. Раздвижные золотники (золотники-байпассы) 211

IX. Тепловой процесс паровозной машины

54. Общие замечания. Располагаемое тепло 217
55. Тепловые явления в цилиндрах. Конденсация и средства к ее уменьшению 222
56. Зависимость конденсации от скорости, отсечки и других факторов . . . 225
57. Утечка пара в паровозной машине 227
58. Паровой (или термический) коэфициент полезного действия машины . . 230

X. Влияние степени совершенства пораспределительных органов на работу паровоза

59. Потери от несовершенства индикаторной диаграммы 231
60. Клапанное пораспределение 238
61. Прямоточная машина 244

XI. Коэфициент полезного действия паровозной машины и ее баланс

62. Коэфициент полезного действия машины 250
63. Коэфициент полезного действия всей силовой установки и всего паровоза в целом 252
64. Тепловой баланс машины 255
65. Применение конденсации мятого пара в паровозах 257

XII. Применение к паровозам принципа многократного расширения

66. Общие указания. Достоинства и недостатки машины компаунд 261
67. Разделение работы между двумя цилиндрами машины компаунд 266
68. Пораспределительные механизмы машин компаунд 273

НБ УДУНТ (ДІТ)

§§ Стр.

XIII. Эксплоатационные и опытные данные

69. Мощность машины. Среднее индикаторное давление и влияние на него разных факторов 278

I. Влияние котлового давления p_k 280
II. Влияние на p_i размеров паропровода и золотниковых коробок . . 282
III. Влияние отсечки и скорости на p_i 287
IV. Предварительное нахождение p_i 290
V. Влияние на работу паровоза равномерности касательных (или тангенциальных) сил 293

70. Экономичность машины. Расход пара на один ход поршня и на лошадиную силу и влияние на них разных факторов 295

I. Расход пара на ход поршня (u) 296
II. Расход пара на лошадиную силу 297
III. Предварительное нахождение расхода пара 300

71. Контрпар 305

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ К 1-му ИЗДАНИЮ

Настоящий краткий курс имеет своею задачею изучение современного паровоза и процессов, происходящих в нем. Поэтому все то, что уже оставлено и представляет исторический интерес, не рассматривается, и, наоборот, рассмотрены те нововведения, которые имеют данные на широкое распространение в будущем, хотя бы они пока были мало известны.

Таким образом, например, в настоящее время совершенно не строятся двухцилиндровые паровозы компаунд, так как они признаны неудовлетворительными по ряду причин, почему их рассмотрение (а также и весьма многочисленных конструкций „приборов отправления", которые ставятся только на этих паровозов) опущено.

У нас и в Западной Европе совершенно вышли из употребления кулисные механизмы 1-го рода (Стефенсона, Гуча и Аллана), а также раньше весьма распространенный и теперь совершенно оставленый кулисный механизм Джоя. Почти единственный кулисный механизм, теперь употребляемый—Гейзингера (или Вальсхарта), принадлежащий к механизмам 2-го рода. Поэтому последний изучен подробно; что же касается первых, то их изучение не представляет теперь практического значения, и интересующихся автор отправляет к своему сочинению „Паровозные пораспределительные механизмы". Также оставлены очень распространенные еще в начале XX века плоские уравновешенные золотники, замененные теперь цилиндрическими (круглыми), почему дано только краткое их описание.

Наоборот, приведено описание трехцилиндровых и четырехцилиндровых паровозов однократного расширения и компаунд, хотя число таких паровозов у нас невелико, но в Западной Европе они имеют большое распространение.

Таким образом основной у нас (и почти на всем земном шаре) тип—двухцилиндровый паровоз однократного расширения с кулисным механизмом Гейзингера и цилиндрическими золотниками, работающий перегретым паром. Изучению его и посвящен главным образом курс.

Все выводы, касающиеся силовой установки паровоза, основаны на опытных данных. В этом отношении наше паровозостроение находится в исключительно благоприятных условиях, так как у нас почти все серии паровозов подвергнуты подробному опытному исследованию. Результаты опубликованы в так называемых паровозных паспортах и в ряде книг, в которых опубликованы данные по

НБ УДУНТ (ДІІТ)

опытному исследованию наших паровозов. Материалы эти по обстоятельности, глубине технической мысли и по глубокому, детально разработанному методу являются одними из первых в мире. Так как нашим железнодорожным техникам приходится иметь дело только с данными указанных опытов и пользоваться их методом, то в курсе исключительно таковые и приводятся, особенно опытные данные для паровозов 0—5—0 Э, которые были получены не только путем опытных поездок, но и лабораторным путем, что представляет особый интерес и ценность.

Н. И. Карташов

ПРЕДИСЛОВИЕ К 3-му ИЗДАНИЮ

В третье издание III части „Курса паровозов" автором Н. И. Карташовым внесено много изменений и дополнений, в значительной мере освеживших книгу.

В частности, что особенно важно, приведены и описаны конструкции основных деталей новых мощных советских паровозов „Феликс Дзержинский" (ФД) и „Иосиф Сталин" (ИС), а также паровозов серии $Т^{А}$ и $Т^{Б}$.

На ряду с этим в книге сохранен в большом количестве и материал явно устарелый; описано много конструкций и устройств, в современном паровозостроении не применяемых.

По большей части помещение в книге этого материала преследует чисто педагогические цели—показать на приведенных образцах постепенное развитие и совершенствование конструктивных форм, научить не только тому, как надо, но и как не надо строить. В итоге этот устарелый материал, снабженный соответствующими комментариями и сравнительной критической оценкой, нисколько не портит и не старит книги.

Проф. С. П. Сыромятников

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ПАРОВОЗНАЯ МАШИНА

I. ВВЕДЕНИЕ

§ 1. Предварительные сведения. Сравнительно со стационарными паровыми машинами паровозы имеют ряд резких особенностей.

1. Они стеснены в своих размерах габаритом; поэтому, несмотря на большую мощность, доходящую до 2000 *л. с.* и более, паровозные машины должны иметь ограниченные размеры и, следовательно, работать свежим паром высокой упругости—минимум 12 *атм.* манометрических. Поэтому же многократное расширение ограничивается здесь только двукратным, так как для помещения больших цилиндров тройного и выше расширения уже нет места. Для машин двукратного расширения (компаунд) приходится употреблять пар давлением до 17 *атм.* и выше.

2. Они не имеют устойчивого фундамента; цилиндры прикрепляются к раме, имеющей рессорное подвешивание и непрерывно колеблющейся. Так как при этом кривошипы связаны с колесами, а, следовательно, и с рельсами, то взаимное расположение цилиндров и осей вследствие колебания надрессорного строения паровоза постоянно изменяется, что влечет за собою искажение индикаторных диаграмм, на что необходимо обратить внимание при проектировании парораспределительного механизма.

3. Работа машины переменна, изменяясь непрерывно в пределах от нуля до известного максимума, соответствующего наибольшей отсечке, чем эти машины резко отличаются от всех остальных машин, не исключая и пароходных. Поэтому необходимо обратить внимание и на правильность работы машины не только при какой-нибудь определенной отсечке, но при всех отсечках вообще, особенно для железных дорог с переменным профилем.

4. В связи с этим паровоз не имеет центробежного регулятора, в котором нет необходимости.

5. Паровоз должен по желанию иметь передний или задний ход, т. е. его машины относятся к разряду реверсивных и должны быть снабжены поэтому кулисными механизмами, позволяющими по желанию менять ход.

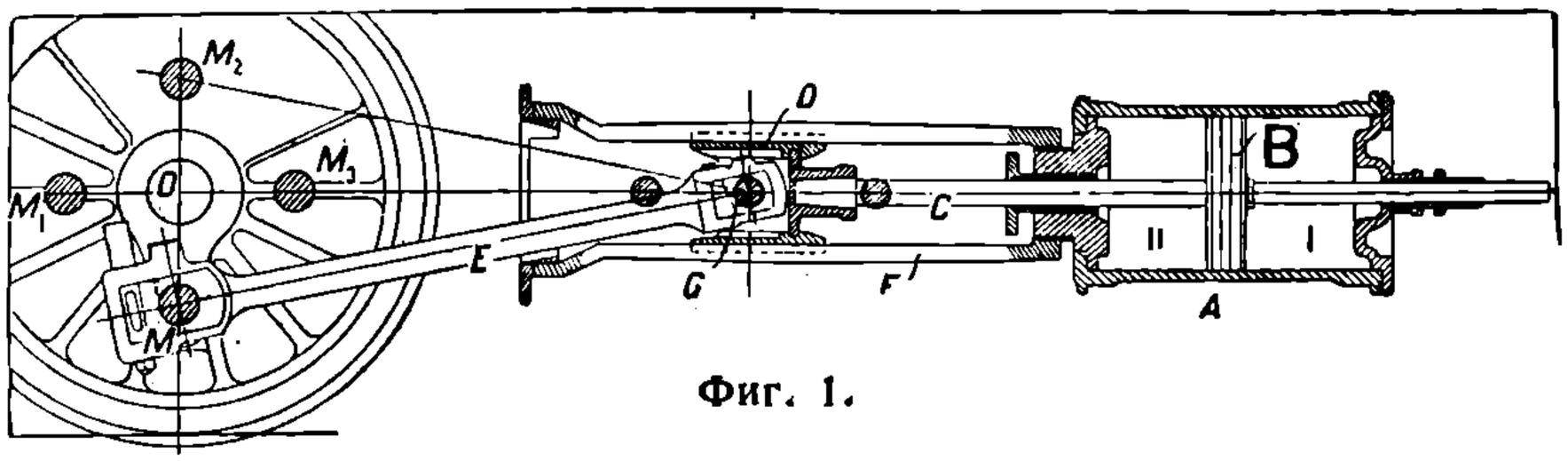
6. Так как давление каждой оси (или касательное усилие на колесах) на рельсы не должно превосходить определенного размера, то вместо одного рабочего коренного вала здесь имеется их несколько, связанных кривошипами и спарниками.

7. Так как мятый пар пускается в трубу для получения искусственной тяги воздуха, то холодильника нет. Возможность его

НВ УДУНТ (ДІІТ)

установки появляется только в последнее время при применении вентиляционной искусственной тяги или нагнетательного дутья в зольник.

8. Наконец, во время работы паровая машина находится вне непосредственного наблюдения машиниста. Она находится в открытом со всех сторон пространстве, заливается дождем, засыпается снегом или пылью, т. е., неся большую и ответственную работу, она работает в крайне неблагоприятных условиях. С другой стороны, к ней предъявляются исключительные требования по отношению к безопасности при непрерывных ее сотрясениях и отсутствии непосредственного надзора. Поэтому машина должна быть по возможности проста, не содержать легко ломающихся частей (например мелких пружин) и должна быть прочна. При большом износе частей все-таки форма их должна быть такова, чтобы ремонт их был дешев и по возможности мал.



Фиг. 1.

Все это показывает, что паровозные машины являются специального рода двигателями, работающими в совершенно особых условиях и требующими при своем проектировании и при эксплоатации большего внимания и специального подхода [1].

Паровоз приводится в движение паровой машиной, которая вместе с паровым котлом при помощи водяного пара превращает тепловую энергию, заключенную в сжигаемом топливе, в механическую работу. Последняя идет на преодоление всех внешних и внутренних сопротивлений, возникающих при движении паровоза и поезда по рельсам, и сводится к вращению одной или нескольких соединенных между собою осей паровоза.

Паровозные паровые машины принадлежат к типу „поршневых“ и в общем имеют следующее устройство: к продольным рамам, на которых сверху устанавливается паровой котел, прикрепляется с каждой стороны паровоза паровой цилиндр *A* (фиг. 1), в котором движется поршень *B*, плотно прилегающий к стенкам цилиндра [2]. Поршень делит цилиндр на две рабочих части: I—переднюю и II, обращенную к колесу *O*, — заднюю, в которые и

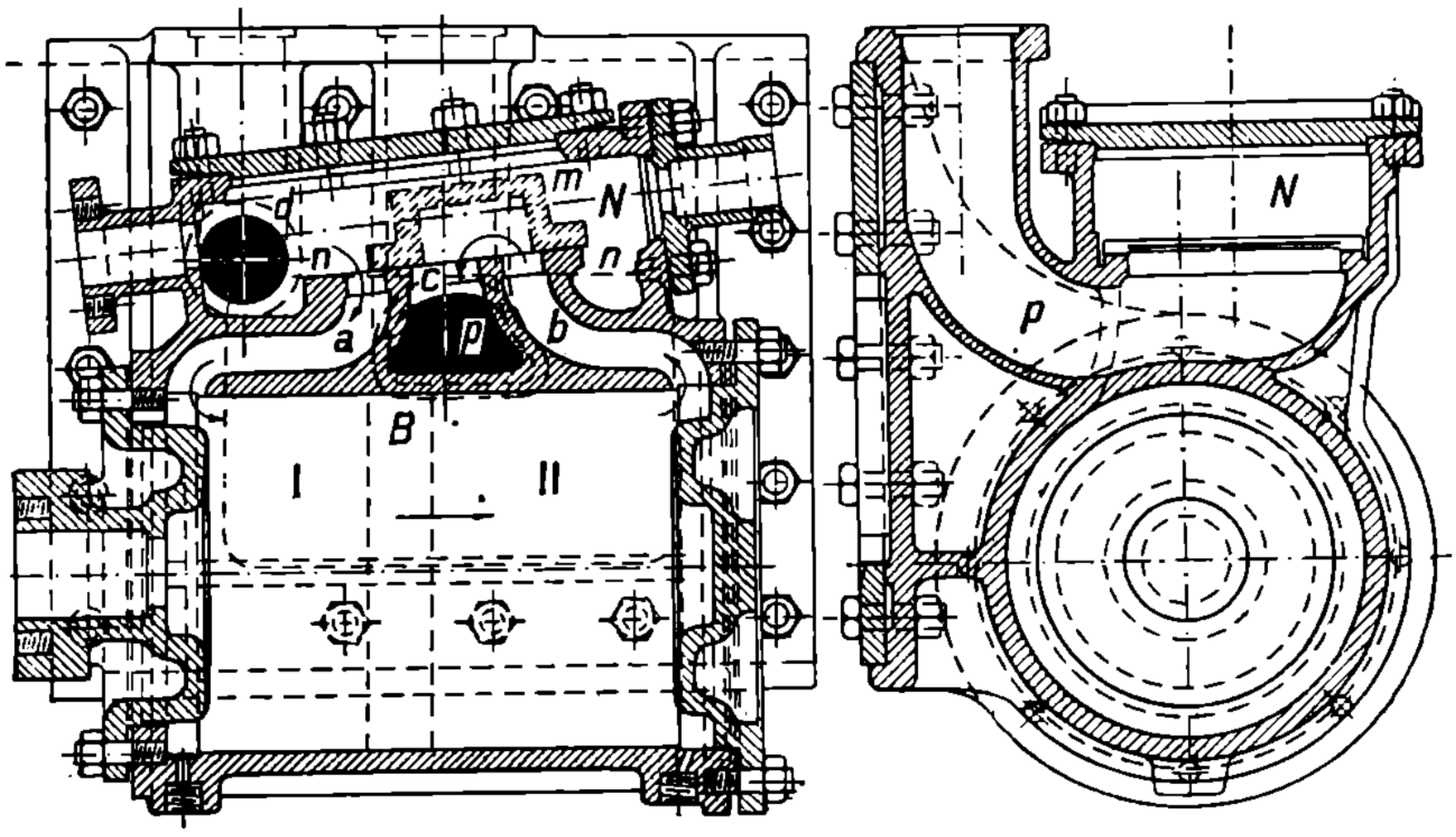
[1] Кроме того, есть еще паровые машины, приводящие в движение не ведущие, а поддерживающие оси и называемые „бустерами“. Их описание отнесено к IV части курса, так как при их применении мы получаем специальные виды бегунков и тележек, входящих в состав экипажной части паровоза.

[2] В многоцилиндровых паровозах число таких цилиндров может быть 3 или 4.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

впускается по очереди свежий пар из парового котла. Давление пара действует на рабочую площадь поршня, равную площади поперечного сечения цилиндра без площади поперечного сечения штока *C* или контрштока. Это давление передается штоком *C* на крейцкопф (ползун) *D*, двигающийся между параллелями *F*, и прямолинейно-возвратное его движение при помощи шатунного механизма превращается во вращательное движение колеса и оси *O*. Шатунный механизм состоит из шатуна (ведущего дышла) *E* и кривошипа *OM*, насаженного на ведущую ось.

Ход поршня равен M_1M_2, т. е. двойному радиусу кривошипа *OM*. Крайние положения поршня называются мертвыми.



Фиг. 2.

На фиг. 2 представлены разрезы цилиндра. С цилиндром за одно целое отливается золотниковая коробка *N*, в которую и впускается свежий пар из парового котла по трубе *d*, а затем из нее по паропроводным каналам *a* и *b* пар поступает по ту или другую сторону поршня *B*. Для подобного распределения пара служат пораспределительные органы, состоящие:

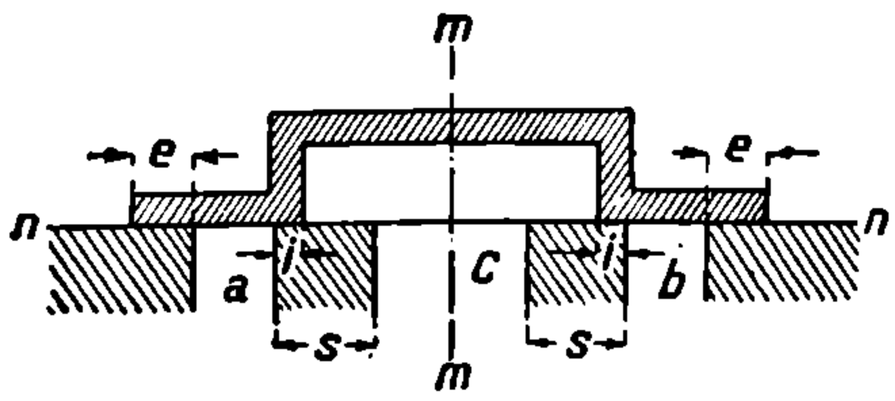
а) Из внутренних органов, непосредственно распределяющих пар. В простейшем случае этот орган представляет собой опрокинутую коробку *m* (коробчатый золотник), которая двигается взад и вперед по плоскости *nn* (золотниковое зеркало), составляющей часть дна золотниковой коробки *N*. В зеркале прорезаны: 1) отверстие (окно) пароотводного канала *C*, по которому мятый (отработавший) пар выводится из цилиндра наружу через внутреннюю пустоту золотника и особую отводную трубу *p*; 2) симметрично относительно отверстия *C* — отверстия (окна) паровых каналов *a* и *b*.

То положение симметричного золотника, при котором он одинаково перекрывает паровпускные каналы, называется средним;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при этом величины *e*, на которые лапы золотника перекрывают внешние ребра паровпускных каналов (фиг. 3), называются внешними перекрышами золотника; величины же *i*, на которые перекрываются внутренние ребра, — внутренними перекрышами.

Золотник к своему зеркалу пришлифовывается, и потому пар из коробки *N* только тогда может попасть в цилиндр, когда край правой или левой лапы золотника откроет соответствующий канал *a* или *b*. Например, при указанном на фиг. 2 положении свежий пар идет по каналу *a* в заднюю часть цилиндра *I*, а из передней части мятый пар по каналу *b* через пустоту золотника и отверстие *c* выводится в канал *p*. Когда поршень *B* придет в правое мертвое положение,—наоборот, золотник должен быть сдвинут влево, канал *b* открыт для впуска свежего пара в часть *II*, а уже отработавший пар из части *I* через канал *a* и золотник должен быть отведен в канал *p*.



Фиг. 3.

При мертвых положениях поршня между ним и крышками цилиндра должны быть еще некоторые зазоры, которые вместе с паровыми каналами *a* и *b* образуют так называемые вредные или мертвые пространства (переднее и заднее).

b) Те части паровой машины, которые расположены вне цилиндра и приводят в движение внутренние парораспределительные органы, составляют внешний парораспределительный механизм. От паровоза требуется, чтобы он не только мог ходить взад и вперед (т. е. чтобы его машины были „реверсивны“), но чтобы он мог развивать желаемую работу в зависимости от обстоятельств (состава поезда, профиля пути, погоды) от нуля до некоторого максимума. Для этого надо иметь возможность впускать в цилиндр по желанию большее или меньшее количество свежего пар, т. е. на более или менее значительной части хода поршня. Это достигается тем, что золотнику дают больший или меньший ход, причем паровпускные окна, следовательно, открываются на требуемую величину, впуская то или другое количество пара.

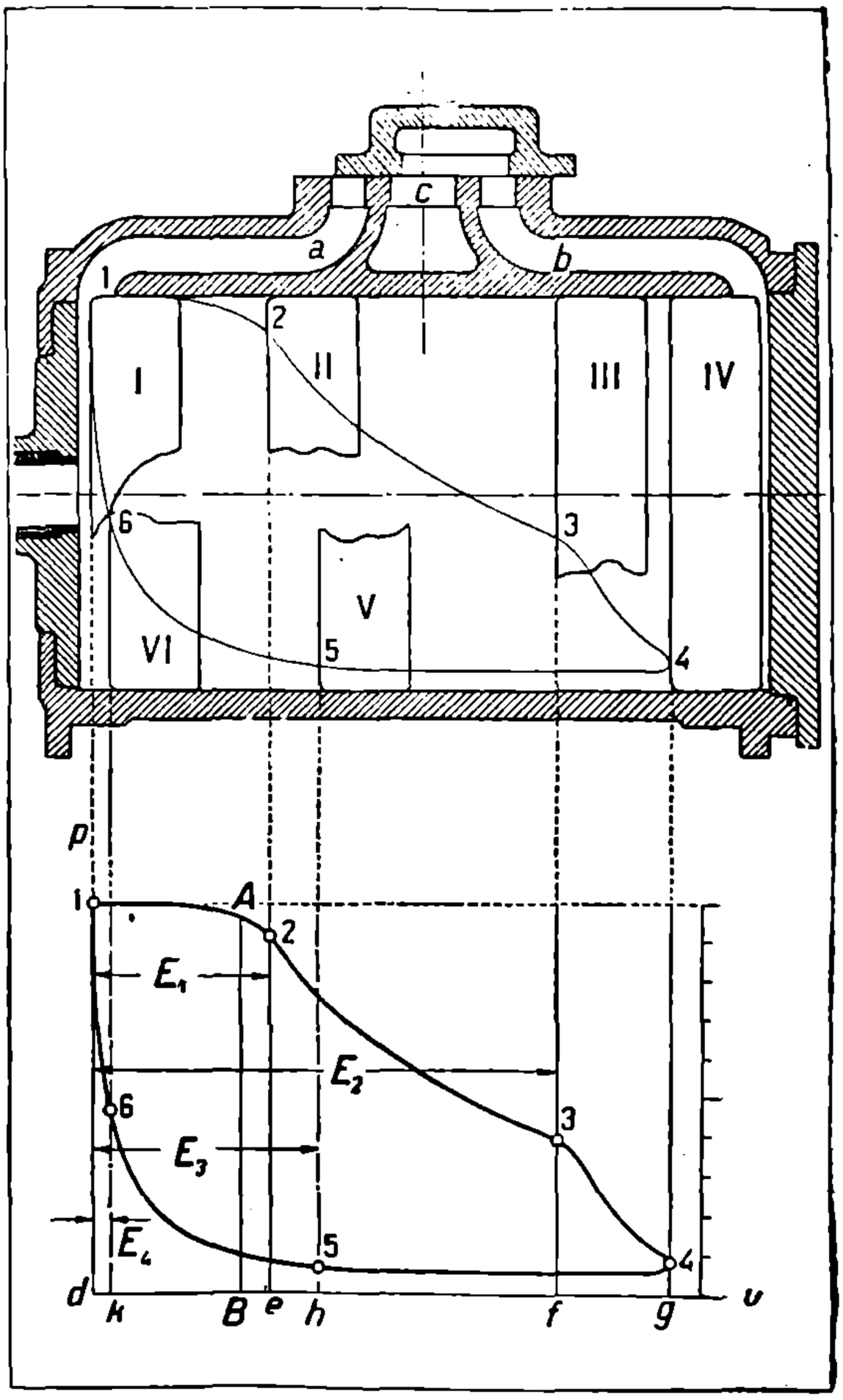
Поэтому внешний парораспределительный механизм устраивается таким образом, чтобы можно было по желанию: 1) впуская пар сначала в ту или другую часть цилиндра и затем попеременно в обе его части, давать паровозу передний или задний ход; 2) давая золотнику больший или меньший ход, регулировать работу паровоза.

С этой целью в паровозах внутренние распределительные органы приводятся в движение кулисными механизмами, посредством которых указанные требования исполняются легко и быстро. Кулисные механизмы заимствуют свое движение от ведущей оси

НБ УДУНТ (ДІІТ)

паровоза, превращая его требуемым образом в прямолинейно возвратное движение золотников.

§ 2. Действие пара в паровозах. Периоды действия. Схема рабочего процесса. Запас энергии, заключенный в паре, зависит от его объема и упругости давления, изменение которых характеризует как произведенную работу, так и состояние пара в данный момент. Поэтому лучшим графическим способом изображения рабочего процесса пара служат кривые, дающие зависимость между объемом пара, заключенным в цилиндре, и его упругостью. Откладывая по оси абсцисс объемы пара v, по оси ординат — соответствующие давления пара p в цилиндре, мы получим так называемую рабочую диаграмму.[1] Рассмотрим, например, изменение давления пара в задней части цилиндра за целый оборот ведущей оси паровоза.



Фиг. 4.

В паровых машинах различают следующие периоды действия пара в цилиндре (фиг. 4).

1. В начале хода поршня в цилиндр входит свежий пар; давление пара будет наибольшее, соответствующее в диаграмме точке *1*. При ходе поршня от мертвого положения свежий пар занимает освобождаемый поршнем объем. Чтобы воспользоваться выгодами расширения пара, свежий пар впускают только на части хода поршня, и когда поршень из положения *I* перейдет в положение *II*, золотник закрывает канал *a*, и период впуска пара прекращается — происходит отсечка пара. Путь, пройденный поршнем *de*, равен E_1. В конце впуска давление всегда па-

[1] Так как объем пара в цилиндре равен объему, описанному поршнем, площадь которого постоянна, то абсциссы рабочей диаграммы будут представлять (в известном масштабе) и пути, пройденные поршнем от его мертвого положения.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

дает вследствие сужения отверстия канала *a* лапою золотника, и давление пара в момент отсечки равно 2*e*.

2. С этого момента начинается период расширения, так как притока свежего пара нет, а объем уже впущенного пара вследствие движения поршня вперед увеличивается, что сопровождается понижением давления пара и выражается кривою *23*.

Закон расширения пара, т. е. зависимость между p и v, дающая кривую *23*, зависит от свойств пара и выражается общею формулою $pv^k = \text{const}$. При насыщенном паре $K \cong 1$, т. е. с достаточною точностью, расширение происходит по закону Мариотта для постоянных газов [$pv = \text{const}$.], и потому кривая *23* может быть заменена „кривою Мариотта“ (равносторонняя гипербола).[1] При перегретом паре[2] коэфициент K равен приблизительно 1,333 $\left(\text{или } \frac{4}{3}\right)$, и тогда кривая *23* превращается в политропу.

Расширение пара продолжается не до конца хода поршня, а только до некоторого его положения *III*, когда канал *a* сообщается с пароотводным каналом *c* и начинается период выпуска пара. Следовательно, расширение происходит на пути поршня *ef*. Выпуск пара до конца хода называется предварительным.

Его назначение: заблаговременным сообщением цилиндра с пароотводной трубой уменьшить противодавление на поршень при начале его обратного хода.

3. В начале выпуска давление равно *3f*, но оно быстро падает до 4*g* в конце хода. Таким образом для прямого хода поршня мы получаем диаграмму *1234g d1*. Разбивши ее площадь на весьма большое число узких полос (например *A2eB*), найдем, что площадь каждой из них равна произведению из высоты (средней между *AB* и 2*e*) на пройденный путь поршня (*Be*), т. е. эта площадь дает работу, развиваемую паром за указанную часть хода поршня; сумма же их, равная всей площади *1234g d1*, дает положительную работу пара в задней части цилиндра за прямой ход поршня.

Часть работы *12ed1* происходит под действием впускаемого пара, часть же *234ge2* — за счет расширения пара без добавления новой части пара, откуда видна его польза.

IV — правое мертвое положение поршня. Отсюда начинается обратный ход, и период выпуска продолжается до некоторого положения поршня (*V*), когда паровой канал *a* закрывается, и так как объем, занимаемый остающимся паром, начнет уменьшаться, то наступает период сжатия пара.

В конце выпуска, вследствие сужения отверстия пароотводного канала *a*, давление мятого пара слегка увеличивается и равно *5h*.

4. Во время сжатия пара (на пути поршня, равном *hk*) давление его увеличивается, почему в конце периода сжатия вредное пространство цилиндра заполняется паром более высокого давления

[1] Фактически благодаря термическим свойствам стенок цилиндра реальная кривая расширения отличается от кривой Мариотта.

[2] См. часть II курса, § 33.

НБ УДУНТ (ДІТ)

(*k6*), чем давление мятого пара во время выпуска (*5h*), и поэтому в период впуска потребуется меньшее количество свежего пара сравнительно с тем, которое потребовалось бы, если бы выпуск мятого пара продолжался до конца обратного хода поршня и вредное пространство было бы наполнено паром низкого давления.

Кроме того: 1) при сжатии температура пара повышается, и он за счет потраченной на его сжатие работы нагревает стенки цилиндра перед впуском свежего пара, следовательно начальная конденсация пара уменьшается; 2) повышение давления влияет на главный переход поршня через его мертвое положение (образуется „упругая подушка"). Подобно кривой расширения и кривую сжатия (*56*) можно заменить с достаточною точностью кривою Мариотта (или политропою, если в точке *5* пар будет еще перегрет).

Обыкновенно незадолго до конца хода (например, при положении поршня *VI*) сжатие прекращают и в канал *a* снова впускают свежий пар. Это начало периода впуска — так называемый предварительный впуск, делаемый с целью: a) заполнить вредное пространство еще до начала хода поршня паром рабочего давления (*d1*); b) достаточно открыть паропроводный канал *a*, чтобы не произошло падения давления пара вследствие его мятия в начале хода; c) ослабить скорость поршня в конце хода, если сжатие недостаточно велико.

Таким образом при обратном ходе поршня мы получаем диаграмму *4gd1654*, площадь которой, подобно предыдущему, представляет работу пара в задней части цилиндра при обратном ходе поршня, но так как при этом пар действовал против движения, то эта работа отрицательна, и, следовательно, действительная работа пара в задней части цилиндра за один оборот ведущей оси равняется разности работ за оба хода поршня и выражается площадью *1234561*. Так как давления пара даются в атмосферах или килограммах на 1 $см^2$, то и указанная работа соответствует 1 $см^2$ рабочей площади поршня. В передней части цилиндра все периоды повторяются в том же порядке, отставая на один ход поршня, и мы получаем такую же (в идеальном случае) диаграмму, но повернутую на 180°.

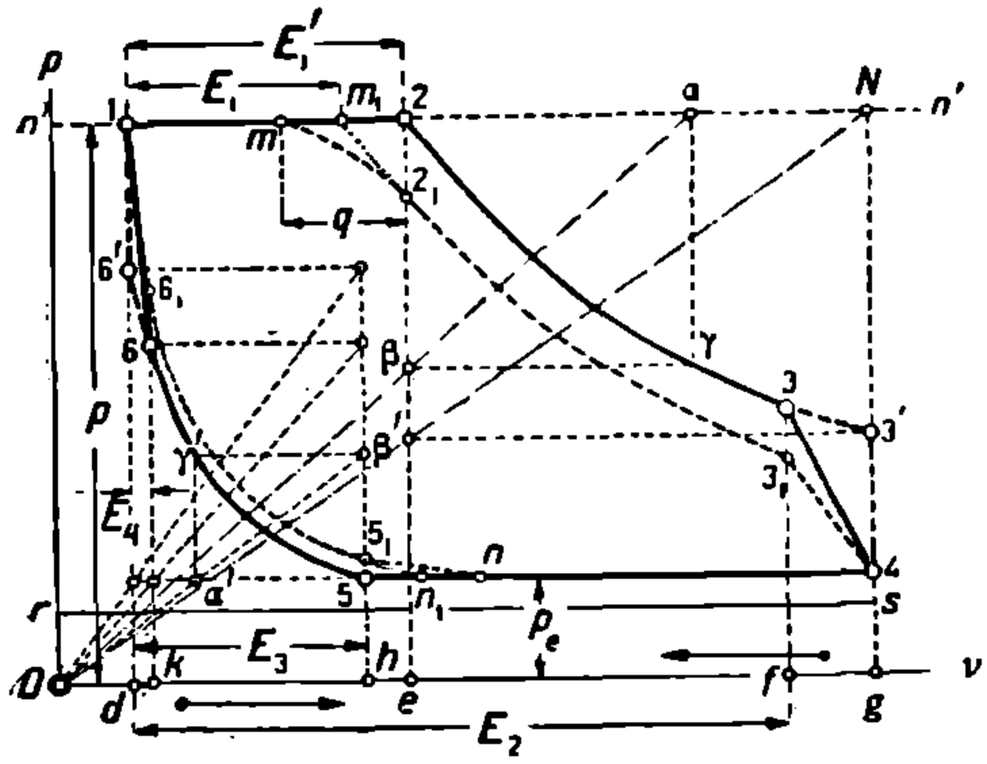
Подобного рода паровые машины, в которых пар после расширения в одном цилиндре непосредственно выпускается в атмосферу, называются машинами однократного расширения или простого действия, и паровозы, снабженные подобными машинами, называются обыкновенными или паровозами простого действия.

§ 3. Теоретическая рабочая диаграмма и действительная. Пути E_1, E_2, E_3 и E_4, пройденные поршнем от его левого мертвого положения (фиг. 4), соответствующие началу каждого из 4 периодов действия пара, определяются расчетом, и их взаимное соотношение зависит от системы парораспределительного механизма. Если они даны, то на основании предыдущего можно построить теоретическую рабочую диаграмму в предположении отсутствия потерь давления

НБ УДУНТ (ДІІТ)

пара. Такая диаграмма представит упрощенную схему рабочего процесса и даст тот максимум работы, который может развить машина для данных обстоятельств.

Проводим оси координат Ov и Op (фиг. 5)—„атмосферную линию" на расстоянии $Or = 1$ *атм* (в масштабе давлений) от Ov и линию начального давления впуска пара $n'n'$. Так как пар, заключенный во вредном пространстве, участвует в рабочем процессе, то от полюса откладываем объем вредного пространства $Od = v_0$ в масштабе рабочего объема цилиндра [1]. Затем от d откладываем объем v (или ход поршня dg в определенном масштабе). При давлении впуска p начальное состояние пара соответствует точке *1*. Предположим, что пар насыщенный. При перегретом паре кривую расширения будем иметь политропу и кривую сжатия в виде кривой Мариотта или политропу в зависимости от того, будет ли в начале сжатия пар насыщенным или перегретым.



Фиг. 5.

Если потерь нет и отсечка происходит на пути E_1', то линия впуска будет горизонтальная (*12*). От точки *2* начинается расширение, почему строим кривую Мариотта *23'*. Простейший способ построения этой кривой следующий: проводим прямые $2n'$ и $2e$; какую-нибудь точку α прямой $2n'$ соединяем с O и находим пересечение линий $\alpha\gamma$ и $\beta\gamma$. Точка γ принадлежит гиперболе. Таких точек находим сколько угодно. Кривую расширения продолжаем до точки *3*, причем $df = E_2$ дает начало предварительного выпуска. Точка *4* и линия выпуска *45* определяется заданным давлением выпуска p_e (равным в паровозах от 1,1 до 1,3 *атм.* абсол. и выше). Переход от *3* до *4* можно изобразить прямой *34*.

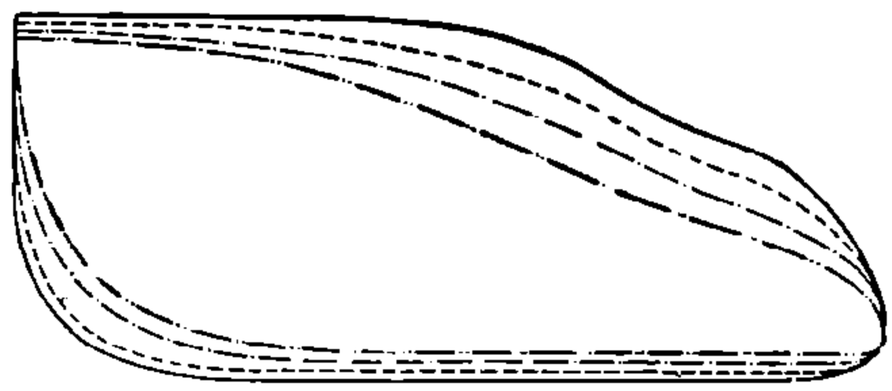
Точка *5* определяется данною величиною E_3, и продолжительность сжатия величиною $E_3 - E_4$. Подобно кривой расширения строим и кривую сжатия *56*, которую продолжаем до пересечения ее с линией *6k*. Точку *6* соединяем с *1*, получаем искомую теоретическую диаграмму *1234561*. Часто при построении этой диаграммы не принимают во внимание предварительные впуск и выпуск, т. е. кривую расширения продолжают до точки *3'* и кривую сжатия до *6'*, и тогда при выпуске, который начинается в *3'*, давление сразу падает по вертикали *3'4*, и при впуске, который начинается в *6'*, давление сразу поднимается до *1*; получаем диаграмму *123'456'1*, которая проще предыдущей, но менее точна.

[1] Обыкновенно объем вредного пространства дается в процентах от объема цилиндра.

НБ УДУНТ (ДІТ)

В действительности подобные диаграммы, называемые „теоретическими“ или „идеальными“, никогда не получаются. Помимо того, что действительные законы расширения и сжатия не совпадают точно с законом Мариотта, является еще ряд потерь, например, при увеличении скорости движения поезда увеличивается трение пара в паровых каналах, происходит большее его мятие и пр., почему давление впуска уменьшается, а выпуска — увеличивается; поэтому действительные диаграммы имеют площадь при тех же отсечках тем меньшую, чем скорость паровоза больше (фиг. 6), а, следовательно, пар производит меньшую работу.

Отношение площади действительной диаграммы к теоретической (или „идеальной“) называется **степенью**, или **коэфициентом** ее **полноты**, которая дает возможность судить о степени действительной утилизации тепловой энергии пара при данных обстоятельствах. Коэфициент полноты зависит и от совершенства парораспределительного механизма, почему задача конструктора заключается в построении такого парораспределительного механизма, при котором указанные потери были бы возможно меньшими и, следовательно, коэфициент полноты диаграммы — больше. Действительные рабочие диаграммы дают единственный материал для изучения рабочего процесса пара в цилиндрах и на практике указывают на все недостатки парораспределительного механизма. Они получаются посредством прибора, который называется **индикатором**, почему даваемые им рабочие диаграммы называются **индикаторными**; отсюда и приведенные выше теоретические диаграммы называются **идеальным индикаторными диаграммами**. Если площадь индикаторной диаграммы заменить площадью равновеликого прямоугольника, основание которого равно длине диаграммы (или длине хода поршня в принятом масштабе), то высота прямоугольника будет равняться средней ординате площади и называется средним **индикаторным давлением** (p_i).



Фиг. 6.

Если рабочая площадь поршня равна F, а ход его равен h, то работа пара в одной части цилиндра за один оборот ведущей оси равна:

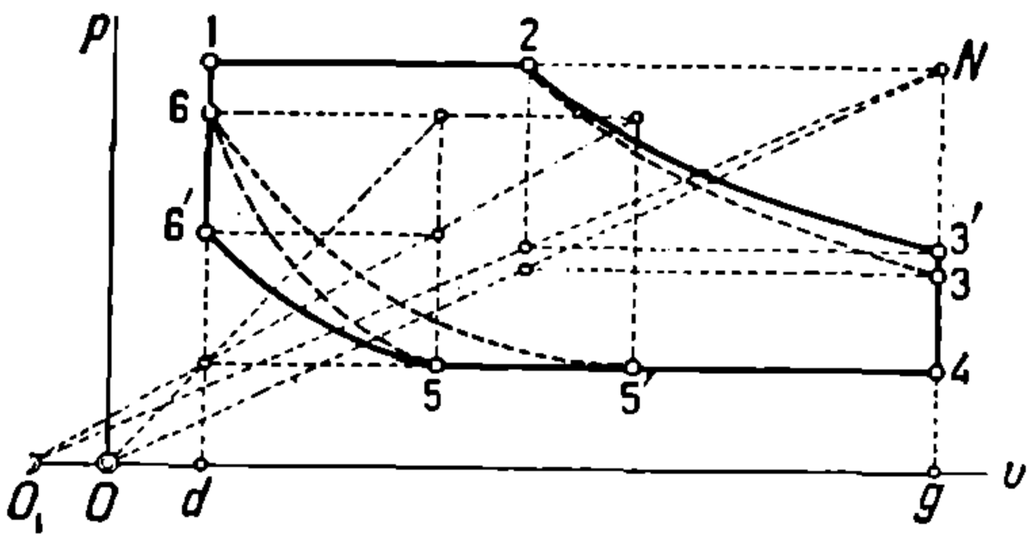
$$F \cdot h \cdot p_i.$$

Если индикаторные диаграммы, получаемые для обеих сторон цилиндра, неодинаковы, то, определивши таким же образом работу в каждой части и взяв их сумму, найдем полную работу цилиндра за один оборот ведущей оси,

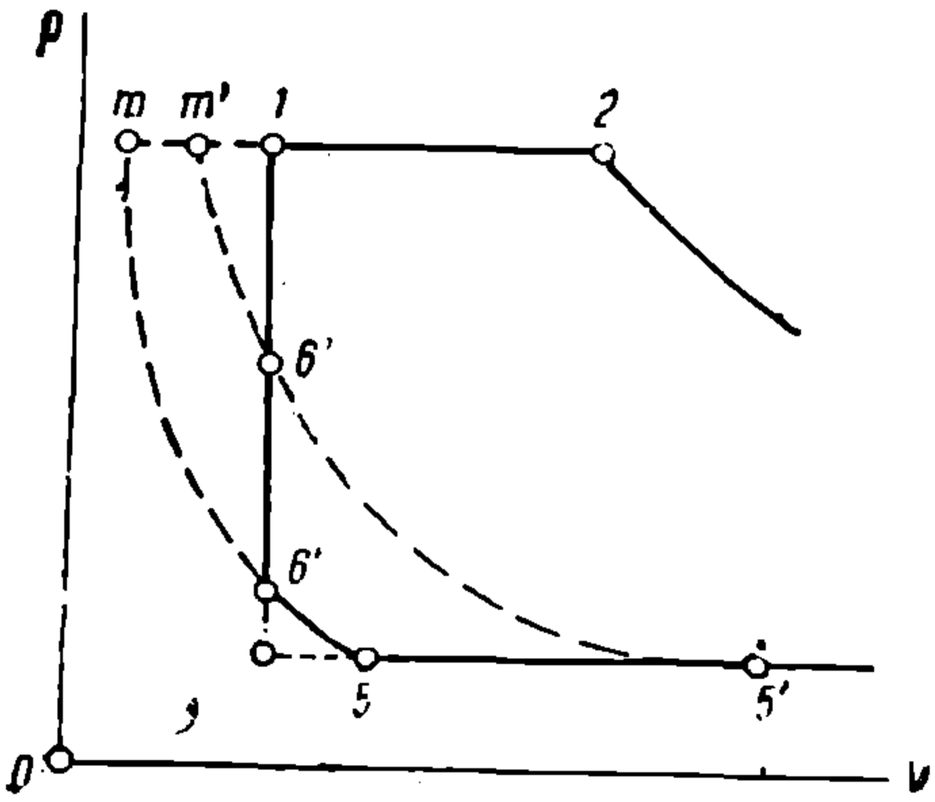
§ 4. Влияние вредного пространства. На вид индикаторных диаграмм, а следовательно и на работу паровой машины оказывает влияние и величина вредного пространства. Если величину вред-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ного пространства увеличить с Od до O_1d (фиг. 7), то, построивши новые кривые расширения и сжатия $23'$ и $56'$ из центра O_1 находим, что конечное давление расширения увеличивается с $3g$ до $3'g$, а конечное давление сжатия уменьшается с $6d$ до $6'd$. Следовательно, работа сжатия, необходимая для достижения заданного конечного давления, увеливается; например, для достижения давления $6d$ сжатие (при вредном пространстве O_1d) надо начинать уже с точки $5'$. Если же сжатие начинать с той же точки 5, то на заполнение вредного пространства потребуется большое количество пара вследствие понижения конечного давления сжатия, так как добавочный расход пара пропорционален величинам $1m$ и $1m'$, получаемым при пересечении кривых сжатия с линиею впуска $1—2$ (фиг. 8). Но свежий пар, заполняющий вредное пространство, работает только расширением, тогда как пар, поступающий в период впуска,—и расширением и полным давлением, а поэтому желательно, чтобы первое количество было возможно меньше. Отсюда и получается правило, по которому для лучшей утилизации работы пара вредное пространство должно быть возможно меньшим.



Фиг. 7.



Фиг. 8.

С другой стороны, если данный пароораспределительный механизм дает слишком большое сжатие, то, увеличивая вредное пространство, можно его уменьшить, не изменяя самого механизма.

В стационарных паровых машинах вредные пространства берутся в среднем около 7% объема цилиндров, но в паровозах приходится их увеличивать во избежание гидравлических ударов от присутствия конденсационной воды, возможных ударов поршней о крышки цилиндров при разработке подшипников, и, наконец, при золотниковом пароораспределении работа машины с малыми отсечками сопровождается весьма значительным сжатием (см. ниже), что может дать петли в верхней части диаграммы, для устранения которых также приходится прибегать к увеличению вредного пространства. Поэтому в паровозах оно берется до 10—12% и выше, например, в паровозах 1—3—1 С оно равно 12,3%, ФД и ИС для

НБ УДУНТ (ДІТ)

передней стороны 13% и задней—12%[1] и 0—5—0 Э—12,1%. В германских паровозах однократного расширения оно имеется (табл. 1):

Таблица 1

Тип паровозов		Величина вредного пространства в %	
		перед поршн.	сзади поршн.
2—3—0 S 16[2]	курьерский трехцилиндровый	10,8	10,5
2—3—0 P 8	пассажирский двухцилиндровый	12,6	12,8
0—4—0 G 8[1]	с простой двухцилиндровой машиной .	7,0	7,0
1—4—0 G 8[2]		9,9	9,9
0—5—0 G 10		9,6	9,7
1—5—0 G 12	трехцилиндровый	10,4	12,2
1—3—0 T 12	танк-паровозы с простой двухцилиндровой машиной	14,1	14,5
0—4—0 T 13		10,0	10,0
1—4—1 T 14		8,8	8,8
0—5—0 T 16		11,4	11,4
2—3—2 T 18		11,1	12,1
	В среднем	10,5	10,9

Указанных величин (в пределах до 12%) желательно не превосходить, но тем не менее встречаются на практике научно необоснованные ненормально резкие отклонения; например, испанская Северная ж. д., заказывая в 1924 г. германскому заводу Hanomag быстроходные паровозы компаунд типа 2—4—1, поставила условие, чтобы вредное пространство цилиндров высокого давления равнялось 20%, и низкого—16%, в своих же 4-цилиндровых паровозах 2—4—0 и 2—3—1 увеличило нормальное вредное пространство даже до 25%, ссылаясь на опытные данные.

Германские инженеры, наоборот, считают (вполне правильно), что даже приведенные в табл. 1 размеры могут быть уменьшены, в связи с чем можно достигнуть сбережения топлива от 3 до 10%.

Вопрос о вредном пространстве ввиду необходимости увеличить экономичность паровозов снова изучается опытно и обсуждается в литературе[2].

§ 5. Принцип многократного расширения. В современных паровозах употребляется пар весьма высокого давления (12—14 и до 17 *атм.* и выше), что объясняется: 1) необходимостью при современных требованиях движения развивать очень большую работу при ограниченных размерах котла и машины и 2) соображениями экономическими, так как образование пара высокой упругости требует незначительного добавочного расхода тепла сравнительно

[1] При этом расстояние между внутренними плоскостями крышек и поршня по перпендикуляру к ним сделано 15 *мм*.

[2] См. „Вестник инженеров".; № 3 1929 г.; „Glasers Annalen" № 4 1926 г.; „Mechanical Engineering", Nov 1926 г. и др.).

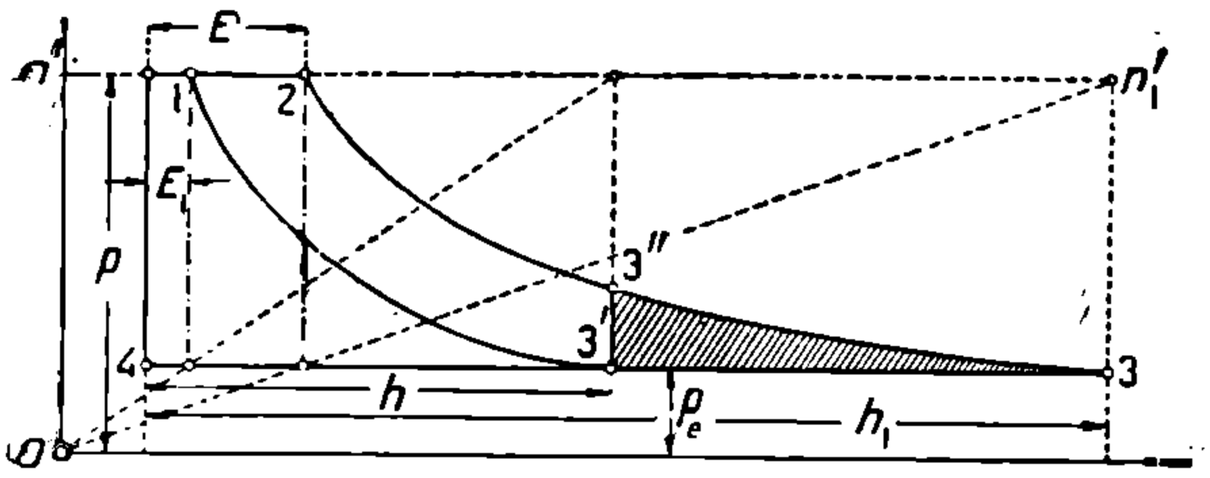
НБ УДУНТ (ДІІТ)

с паром низкого давления. Например, по Флигнеру, для образования 1 *кг* насыщенного пара из воды температурою в 0° (табл. 2):

Таблица 2

Упругостью в *атм*	1	3	5	7	9	11	15
Требуется единиц тепла	636,7	647,0	652,5	656,5	659,6	662,3	666,6

и, следовательно, для образования, например, пара в 15 *атм.* сравнительно с паром в 11 *атм*, требуется затрата только 4,34 лишних единиц тепла; поэтому можно получить весьма значительное увеличение работы при незначительном добавочном расходе топлива.



Фиг. 9.

Но при высоких давлениях пара и больших отсечках, необходимых для получения больших работ, расширение пара утилизируется очень слабо в одноцилиндровых машинах. Действительно: если p—давление впуска, p_e—выпуска (фиг. 9) и E—отсечка, то полная утилизация расширения будет при падении давления расширяющегося пара до давления выпуска, и тогда (предполагая, что сжатия нет) получим работу *12341*. Но для этого необходимо, чтобы объем цилиндра был пропорционален абсциссе *43*, и для больших отсечек он будет очень велик. Если же взять его величину пропорциональным *43'*, то получается потеря работы *3'' 33'*, которая только при очень малой отсечке, равной E_1, равняется нулю, но при больших—она велика, и тогда расход пара неэкономичен. Но, кроме того, одноцилиндровые машины имеют еще другие крупные недостатки: последовательное соединение то с котлом, то с атмосферой влияет на охлаждение цилиндра и вызывает большую конденсацию свежего пара; слишком большое падение давления от p до p_e вызывает значительное напряжение в частях движущего механизма, почему его приходится делать очень массивным и пр. Поэтому пар заставляют расширяться последовательно в двух или нескольких цилиндрах. В паровозах употребляется почти исключительно расширение только в 2 цилиндрах[1]. Такие машины называются машинами компаунд, или двухкратного расши-

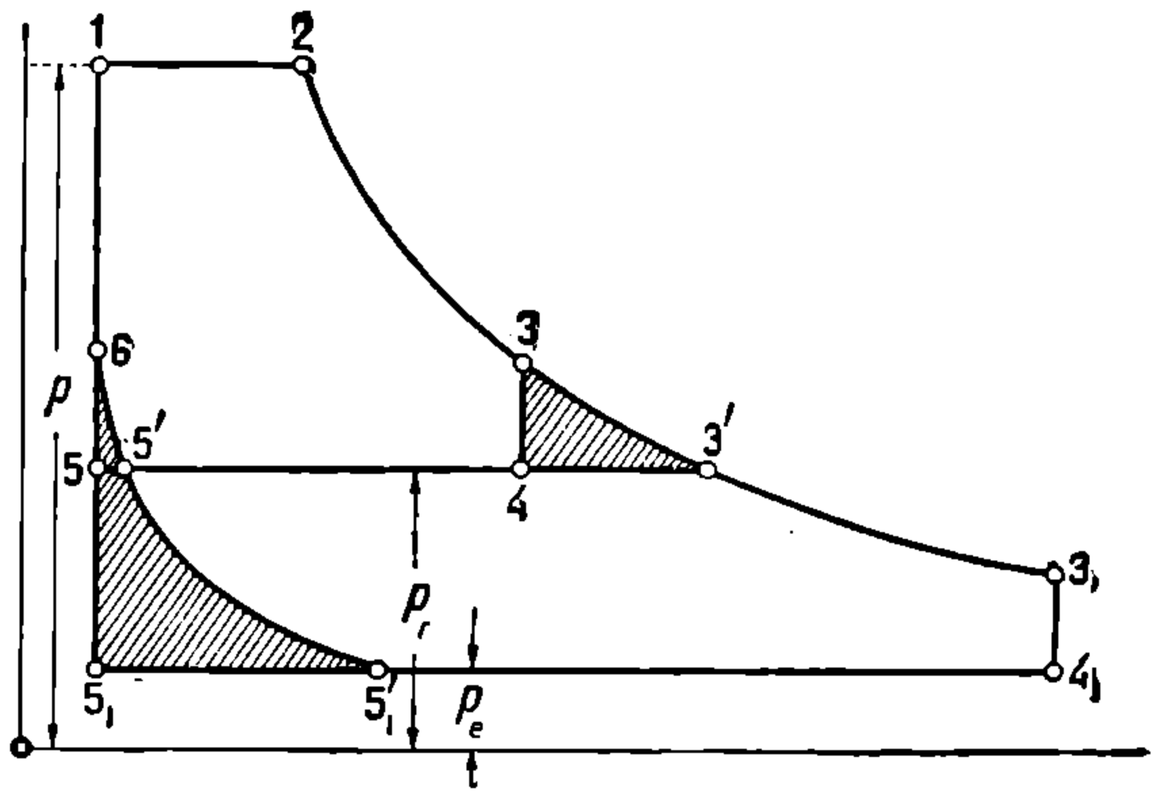
[1] Машины тройного и четверного расширения употреблялись в виде редких единичных случаев.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

рения, и паровозы, снабженные такими машинами, называются паровозами компаунд [1].

Пусть у нас имеется одноцилиндровая машина, работающая без сжатия. Ее индикаторная идеальная диаграмма будет $123_1 4_1 5_1 1$ (фиг. 10). Разобьем ее площадь на две части линией $3'5$ и вообразим себе машину компаунд, у которой объемы цилиндров пропорциональны величинам $3'5$ и $4_1 5_1$ и которые соединены промежуточным резервуаром (ресивером) с давлением пара в нем, равном p_r (в паровозах он заменяется соединительною трубою, проходящею через дымовую коробку).

В первый цилиндр впускается свежий пар давления p при отсечке, например, равной 12. Доведем его расширение до $3'$ и выпускаем мятый пар в ресивер. Линия выпуска будет $3'5$ и диаграмма этого цилинд.а (называемого цилиндром высокого давления, или малым цилиндром) будет $123'51$. Во второй цилиндр (большой, или низкого давления) пар будем впускать уже не из котла, а из ресивера, с давлением p_r и отсечкою $53'$, и расширение его доведем до точки 3_1. Диаграмма этого цилиндра будет $53'3_1 4_1 5_1 5$; таким образом работа пара давления p и объема, пропорционального 12, совершаемая в двух цилиндрах, равна работе идеальной одноцилиндровой машины. Это справедливо и в том случае, если есть и сжатие в обоих цилиндрах, но которое, начинаясь от точек $5'$ и $5_1'$, в результате даст одну кривую $5_1'6$.



Фиг. 10.

Очевидно, оба цилиндра работают теоретически так же, как и в одноцилиндровых машинах, но только для 1-го давления впуска p и выпуска p_r, а для 2-го давления впуска p_r и выпуска p_e; поэтому все предыдущие указания имеют место и здесь. Снявши индикаторами индикаторные диаграммы с обоих цилиндров, мы находим для них коэфициенты полноты, но только к потерям, общим для всех цилиндров вообще, здесь еще прибавятся потери давления пара в ресивере.

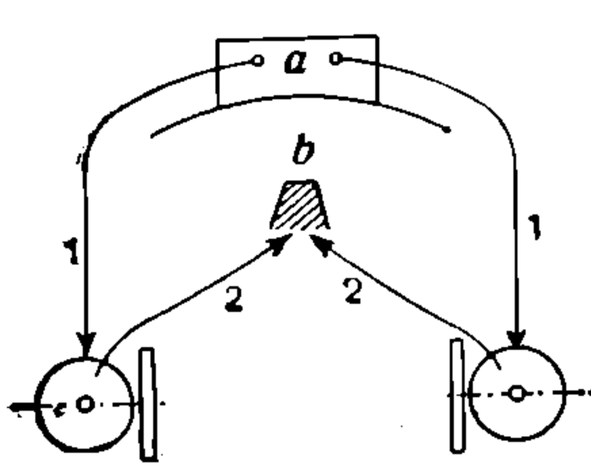
Заметим, что объем малого цилиндра берут обыкновенно пропорциональным не $53'$, а 54. При этом теряется работа расшире-

[1] Слово „компаунд“ по-английски значит „сложный“. В Германии вместо этого термина употребляется „Verbund“, что также значит „сложный“, но на всех языках для обозначения двухцилиндровой машины двойного расширения удержалось название „компаунд“.

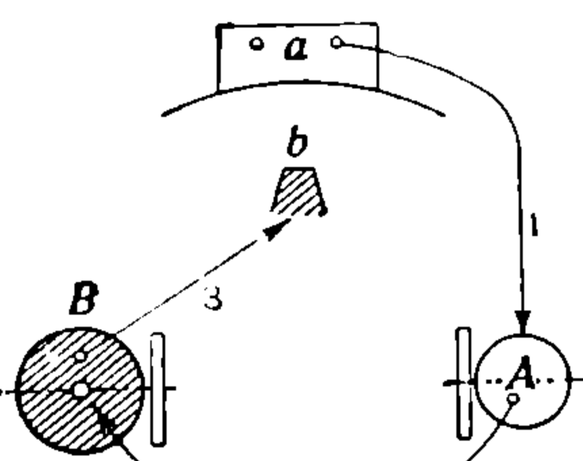
НВ УДУНТ (ДІІТ)

ния *33'4*, но она невелика, и для сохранения ее не стоит увеличивать объем малого цилиндра на величину, равную *43'*.

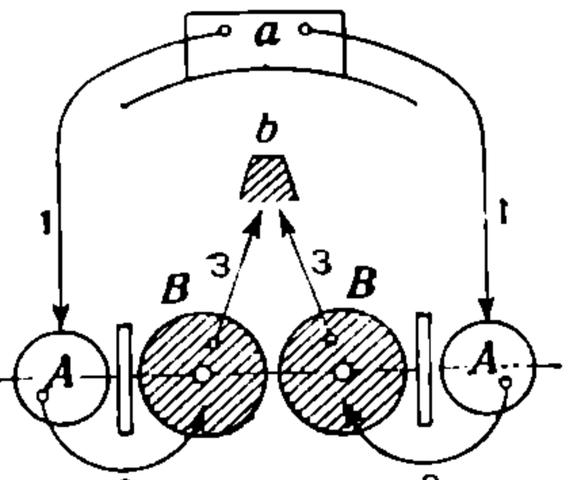
При употреблении принципа компаунд указанные выше недостатки одноцилиндровых машин исчезают: 1) малый цилиндр не соединяется с атмосферой, а большой цилиндр—с котлом, и, следовательно, резких падений температуры нет, почему здесь и меньше конденсация пара; 2) в каждом цилиндре падение давлений (от p до p_r и от p_r до p_e) значительно меньше, чем в одноцилиндровых машинах, поэтому меньше напряжение и в движущих механизмах; 3) несмотря на большие отсечки в малом цилиндре, общее расширение пара значительно, почему вообще паровозы компаунд дают экономию пара сравнительно с паровозами простого действия.



Фиг. 11.



Фиг. 12.



Фиг. 13.

Таким образом каждый цилиндр однократного расширения работает по самостоятельному рабочему процессу, являясь отдельной машиной. Следовательно, схема процесса такова: при 2 цилиндрах (фиг. 11) из колпака *a* пар идет по стрелкам *1* и мятый по стрелкам *2* в конус *b*. Имеем две отдельных одноцилиндровых машины однократного расширения. При трех и четырех цилиндрах—три или четыре отдельных машины. При двух цилиндрах компаунд (фиг. 12) пар из колпака *a* идет по *1* в цилиндр высокого давления *A*, после первого расширения по *2* в цилиндр низкого давления *B* и мятый пар по *3* в конус *b*. Имеем одну двухцилиндровую машину компаунд, осуществляющую один процесс, но только разбитый на две части.

При четырех цилиндрах (фиг. 13) компаунд имеем две двухцилиндровых машины.

На основании числа цилиндров, принципа их действия и взаимного расположения можно построить классификацию паровозов по типу паровой машины.

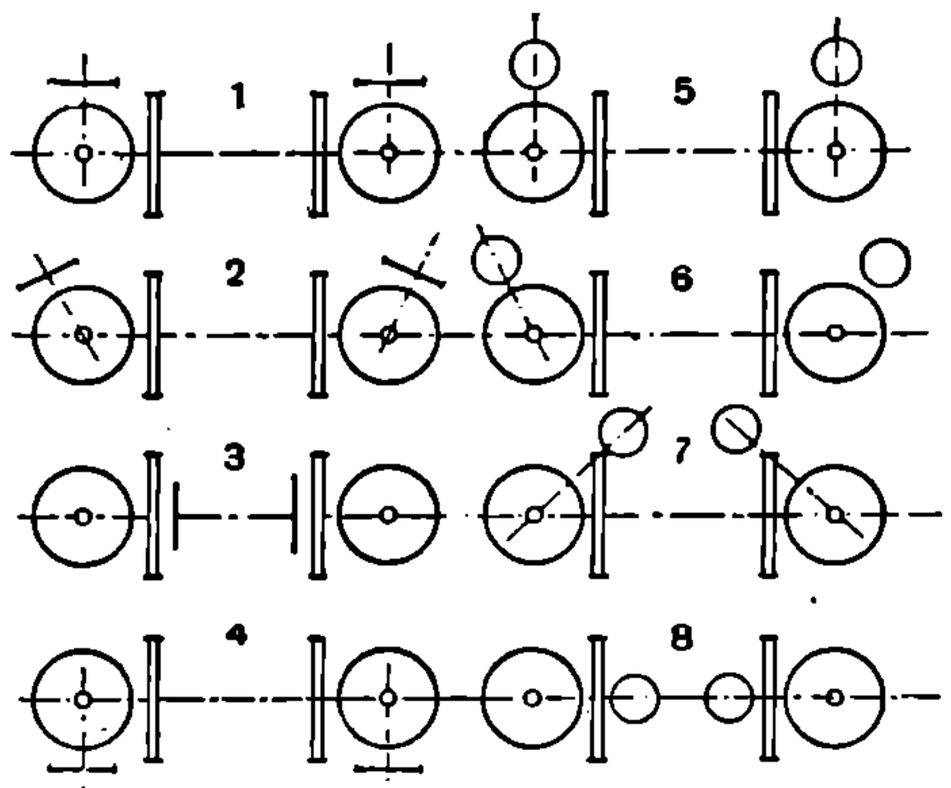
II. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВОЗОВ ПО ТИПУ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

§ 6. Паровозы однократного расширения. *I. Двухцилиндровые паровозы.* Со своего появления и до введения принципа компаунд паровозы строились исключительно двухцилиндровыми однократ-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ного расширения. Затем, с появлением принципа компаунд, одно время (конец XIX в.) им очень увлекались, но потом, по введении перегретого пара, снова стали строить двухцилиндровые паровозы однократного расширения, которые в настоящее время и являются самым распространенным типом в мире.

Преимущественно цилиндры располагают снаружи рам (фиг. 14)[1] ввиду удобства монтажа, ремонта и надзора. Кроме того при них движущий механизм располагается снаружи, что очень удобно для его осмотра и смазки. Но внешние цилиндры требуют лучшей защиты от охлаждения. При насыщенном паре употреблялись плоские золотники, но теперь эти типы (1—4) встречаются только на старых паровозах (преимущественно тип 1, реже 2 и редко остальные), так как теперь все паровозы строятся для перегретого пара, при котором употребляются исключительно цилиндрические золотники, преимущественно типа 5—6, при кулисном механизме Гейзингера. Типы 7 и 8 очень редки и употребляются при кулисах Стефенсона, размещаемых между рамами.



Фиг. 14.

Что касается двухцилиндровых паровозов с внутренним расположением цилиндров (между рамами), то они несравненно менее распространены (почти исключительно в Англии). Их преимущества: лучшая защита от охлаждения[2], хорошая связь спереди рам и более плавное движение, почему они и употребляются для быстроходных паровозов при кулисах Стефенсона.

Кроме того, они лучше вписываются в габарит и поэтому удобны для железных дорог с ограниченным габаритом.

Но, с другой стороны, внутренние цилиндры очень неудобны для ухода и ремонта, и недостаток места между рамами стесняет в выборе их размеров; кроме того, у них есть крупный недостаток—необходимость иметь коленчатую ось, почему, кроме Англии, они выходят из употребления и в Северной Америке и на континенте Европы встречаются теперь в виде редкого исключения.

---

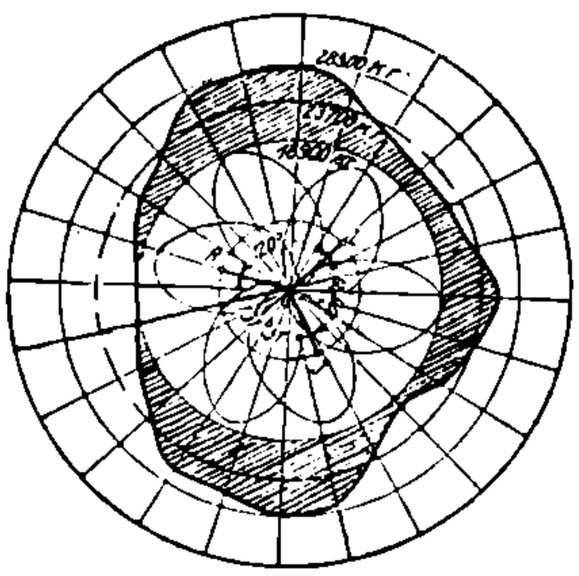
[1] Здесь и ниже представлены поперечные сечения машин, причем рамы обозначены двойными чертами, плоские золотники—одною чертою, цилиндрические золотники—малыми кружками и цилиндры низкого давления в машинах компаунд—заштрихованы. Заметим, что иногда одни и те же системы в разных странах имеют разные названия, обыкновенно по имени введших их конструкторов. Взяты наиболее употребительные.

[2] По опытам Кларка, произведенным над 6 паровозами с внутренними и 15 паровозами с внешними цилиндрами, в последних в среднем начальная конденсация на 16% больше, чем в первых.

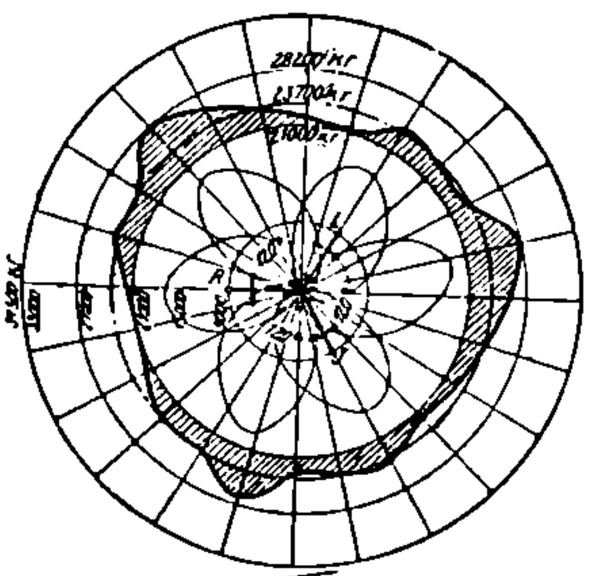
НВ УДУНТ (ДІІТ)

11. Трехцилиндровые паровозы. С 1914 г. прусские государственные ж. д. ввели в большом количестве для скорых и товарных поездов трехцилиндровые паровозы однократного расширения. Эти паровозы очень хорошо себя зарекомендовали[1]. Применение их вызвано обнаруженными недостатками двух-и четырехцилиндровых машин и необходимостью увеличить мощность паровозов.

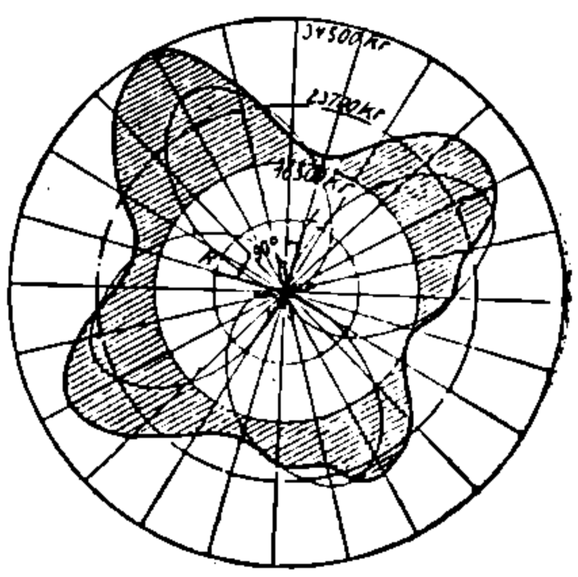
Двухцилиндровые паровозы употреблялись до сих пор однократного расширения (последние 10—15 лет) и при усиленной работе давали слишком большое напряжение в частях движущего механизма, и при увеличенном давлении на поршень (т. е. при больших отсечках) уравновешивание масс становилось все более затруднительным. С другой стороны, слабое место четырехцилиндровых паровозов—дважды изогнутая коленчатая ось. Трехцилиндровые



Фиг. 15.



Фиг. 16.



Фиг. 17.

паровозы имеют очень простую коленчатую ось, изогнутую только в одном месте, весьма надежную в работе и сравнительно дешевую и простую при выделке. Здесь продольные волокна при выковке не разрываются, а только изгибаются по форме ⎽╱‾‾╲⎽ и растягиваются вдоль оси.

Сила тяги при трогании с места значительно больше, чем у двухцилиндровых паровозов одинаковой мощности. Тангенциальные давления показывают более равномерные силы вращения сравнительно с двухцилиндровыми паровозами, что видно, например, из фиг. 15—17, представляющих при равной мощности цилиндров: фиг. 15—диаграмму для трехцилиндрового германского паровоза типа 1—5—0 с горизонтальными внешними цилиндрами и наклонным внутренним. Коэфициенты неравномерности:

$$\frac{28\,500 - 18\,900}{23\,700} = 0{,}405.$$

Фиг. 16—то же при горизонтальном внутреннем цилиндре. Коэфициент неравномерности:

$$\frac{28\,200 - 21\,000}{23\,700} = 0{,}304.$$

[1] Заметим, что, наоборот, попытки постройки трехцилиндровых паровозов системы компаунд (см. ниже) окончились неудачно.

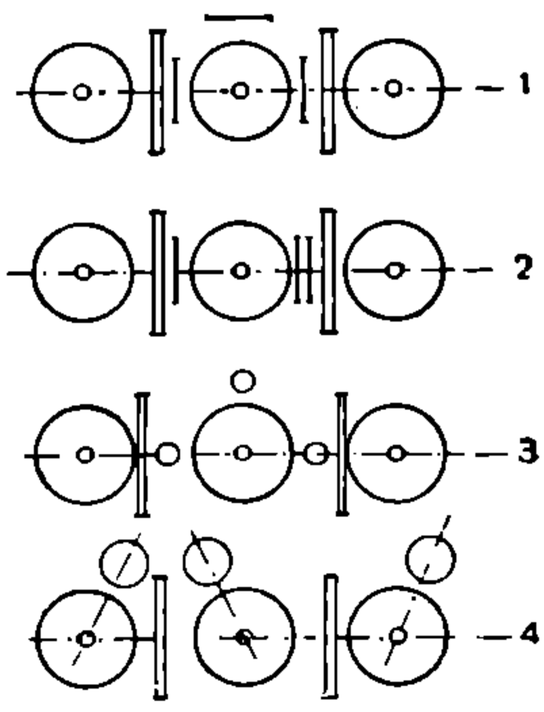
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Фиг. 17—то же для двухцилиндрового паровоза с горизонтальными внешними цилиндрами. Коэфициент неравномерности:

$$\frac{34\,500 - 16\,500}{23\,700} = 0{,}76.$$

Таким образом наиболее выгоден случай фиг. 16, с кривошипами под углами 120°. На фиг. 15 видно неблагоприятное влияние наклона внутреннего цилиндра, которое не аннулировано изменением углов заклинения, но все-таки и для него коэфициент неравномерности почти вдвое выгоднее, чем для двухцилиндрового паровоза.

Обнаружено, что для этих паровозов влияние сил подергивания и виляния также значительно меньше, и так как силы инерции взад и вперед движущихся масс в весьма значительной мере взаимно уравновешиваются, то и вопросы общего уравновешивания весьма облегчаются. Благоприятные результаты получились и по отношению к тяге воздуха благодаря более частым выпускам мятого пара. Наконец, парораспределение для внутренних цилиндров заимствовано от внешних и парораспределительных механизмов при помощи промежуточного шатуна и вала.



Фиг. 18.

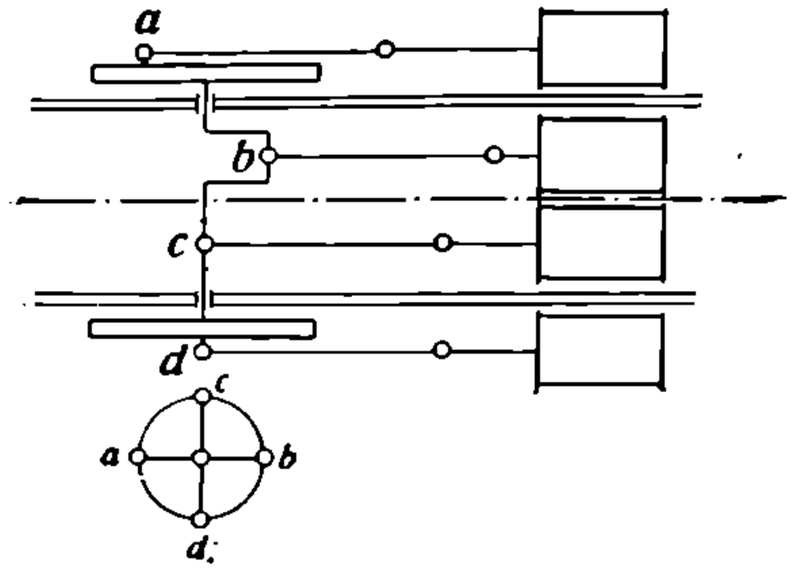
Таким образом этот тип оказался выдающимся и обратил на себя всеобщее внимание, создавши известную эру в паровозостроении. Наш пассажирский тип 2—4—0 серии М построен трехцилиндровым впервые на нашей сети и оказался в эксплоатации неудачным из-за расстройства движущего механизма и экипажной части, почему и принято решение НКПС о переделке всех М на двухцилиндровые паровозы с оставлением прежних размеров наружных цилиндров и поднятием давления пара в котле до 14,5 *атм.*

Трехцилиндровые паровозы однократного расширения строились и раньше со схемами парораспределительных органов по фиг. 18, но только в единственных экземплярах и распространения не получили. Современные паровозы строятся только по схеме (4) (с цилиндрическими золотниками над цилиндрами). В качестве типа, получившего распространение благодаря опытам Прусских ж. д., этот тип можно назвать „прусским". Все цилиндры действуют на одну ось и находятся в одной плоскости. Есть еще английский тип, где внешние цилиндры приводят в движение заднюю спаренную ось, а внутренний—переднюю.

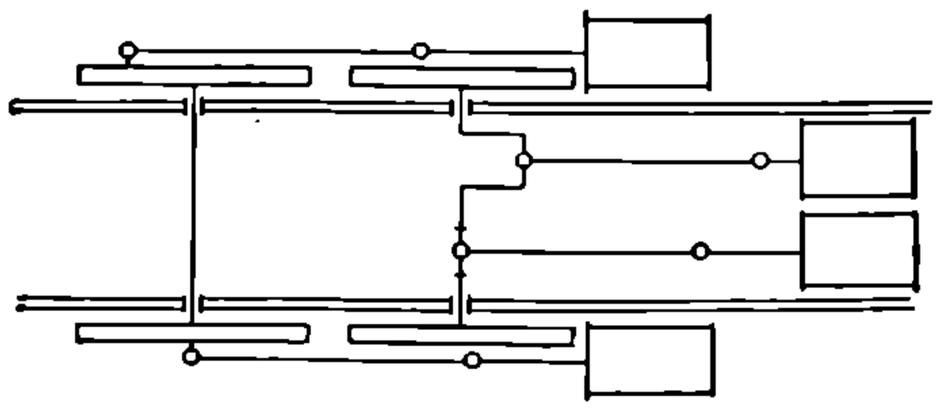
III. Четырехцилиндровые паровозы. Четырехцилиндровые паровозы строятся преимущественно по системе компаунд, простого же действия сравнительно очень редко и главным образом в странах (Бельгия, отчасти Англия), где придерживаются принципа однократного расширения, считая, что выгоды принципа компаунд не-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

компенсируют усложнения паровоза, более затруднительного ремонта и ухода. Все 4 цилиндра располагают в ряд, и они действуют на одну коленчатую ось (фиг. 19—система Монсона)[1] или (фиг. 20) два цилиндра (внутренние) действуют на переднюю спаренную коленчатую ось, а два внешних цилиндра на вторую спаренную ось—система Друммонда (Англия). Первые имеют (фиг. 21): 1) или независимое парораспределение цилиндров отдельными кулисными

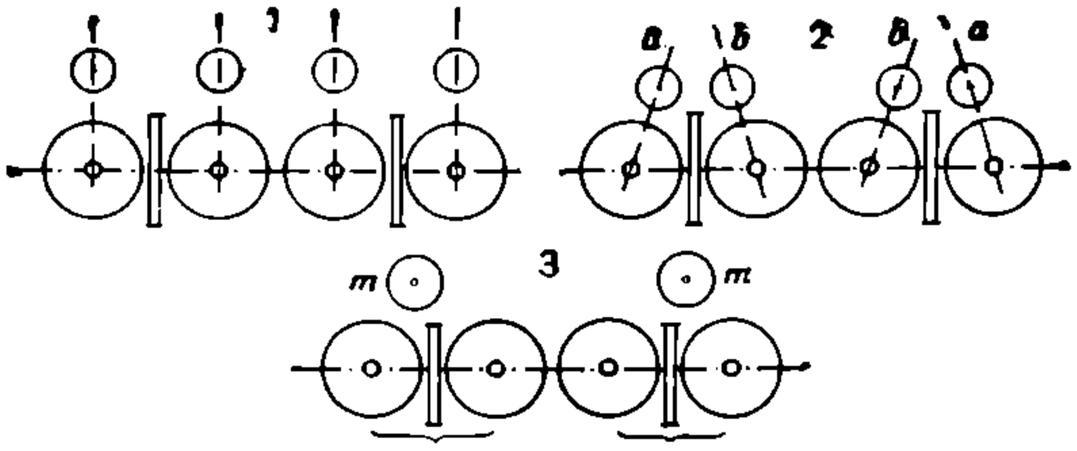


Фиг. 19.



Фиг. 20.

механизмами (редко) (*1*); 2) или внутренние золотники *b* (*2*) приводятся в движение от внешних *a* при помощи промежуточных рычагов, т. е. кулисных механизмов только два; 3) или, наконец, один сложный золотник *m* распределяет пар в двух смежных цилиндрах (*3*).



Фиг. 21.

Вторые имеют независимое парораспределение.

Но эти типы вообще редки. Они имеют, однако, известные достоинства: легкое взятие с места, слабую наклонность буксовать, почти полное уравновешивание сил инерции вследствие одинакового веса наружных и внутренних возвратно-двужущихся масс, значительную силу тяги даже при малых отсечках.

Здесь вообще достигается значительная тяга при сравнительно небольших диаметрах цилиндров, тогда как при двух цилиндрах приходится для этого значительно увеличивать диаметры, что, как уже известно, влечет за собою трудность уравновешивания более тяжелых поступательно движущихся частей и, кроме того, слишком большое давление на каждый поршень имеет последствием быструю разработку осевых и дышловых подшипников, что избегается при 4 цилиндрах.

У нас имеют четырехцилиндровую машину однократного расширения пассажирские паровозы серии Л, 2—3—1.

[1] В Бельгии подобные паровозы носят название паровозов системы Фламма (начальник тяги бельгийских ж. д., по проекту которого они построены).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 7. Паровозы компаунд. *1. Двухцилиндровые паровозы компаунд.* Они пользовались исключительным распространением в конце XIX и начале XX века, когда экономические соображения заставили прибегнуть к применению принципа компаунд, перегрев же пара находился в стадии изучения, и конструкции паровозных перегревателей только разрабатывались. В России также было построено паровозов этого типа несколько тысяч[1].

Обыкновенно цилиндры—внешние. Число встречающихся разновидностей значительно меньше, чем у двухцилиндровых паровозов однократного расширения. На малом и большом цилиндрах иногда ставят золотники разных систем: на малом—цилиндрические (ввиду большого давления рабочего пара), на большом—плоские.

Преимущественно в Англии употребляются два внутренних цилиндра компаунд, отливаемые вместе [тип Уорсдла (Worsdell)][2]. Построены сравнительно в ограниченном количестве экземпляров.

Двухцилиндровые паровозы компаунд на практике обнаружили очень много недостатков.

Здесь мы имеем одну двухцилиндровую машину; поэтому, чтобы ее работа была не меньше сдвоенной машины однократного расширения с 2 цилиндрами, необходимо значительно увеличивать давление в котле (до 16 *атм.* и выше) и величину впуска в цилиндр высокого давления, и чтобы мятый пар не был слишком высокого давления, надо весьма значительно увеличивать объем цилиндра низкого давления для получения значительной степени расширения. При одинаковых ходах поршня приходится брать весьма значительный диаметр большого цилиндра. Поэтому:

1. Котлы выходят тяжелыми, дорогими, уход за ними труден, связи постоянно рвутся.

2. Число выхлопов мятого пара в два раза меньше, чем у паровозов однократного расширения, тяга получается порывистой, и огонь „рвет".

3. Работа в обоих цилиндрах обыкновенно неравна, и из опытов обнаружено, что в быстроходных паровозах и при больших скоростях большие цилиндры доставляют иногда только $\frac{1}{4}$ всей работы, в товарных же паровозах, наоборот, нередко работа большого цилиндра доходит до $\frac{3}{5}$ всей работы. Поэтому движение паровозов более извилисто, и изнашивание обеих сторон паровоза неравномерно.

4. Большие цилиндры имеют большую поверхность для охлаждения, в них происходит большая конденсация пара, и они тре-

---

[1] К концу 1905 года из 17006 паровозов в Европейской России (без Финляндии) двухцилиндровых паровозов компаунд было 9430, т. е. более 55%, и из числа прибывших за период с конца 1900 г. до конца 1905 г. 4838 паровозов—4742 были компаунд.

[2] Уорсдл—главный инженер подвижного состава Северо-восточной ж. д.; указачный тип им введен еще в 80-х годах прошлого столетия.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

буют принятия серьезных мер для защиты зимою от охлаждения, особенно в странах с холодным климатом.

5. Движущиеся части большого цилиндра имеют большой вес, очень затрудняющий ремонт. С другой стороны, неравенство этих весов на обеих сторонах паровоза делает очень затруднительным уравновешивание паровоза.

6. Механизм паровоза компаунд вообще более сложен, ибо: а) он требует два комплекта поршней, золотников и пр., b) здесь необходим еще специальный „прибор отправления", часто очень сложный, при помощи которого можно сдвинуть паровоз с места, когда золотник малого цилиндра перекрывает оба паровпускных окна, прекращая впуск свежего пара в цилиндр высокого давления. Отсюда получаются большая вероятность поломок и удорожание ремонта.

7. При переходе пара из малого цилиндра в большой происходит потеря давления пара и пр.

Эти недостатки оказались на практике настолько существенными, что от двухцилиндровых паровозов компаунд отказались совершенно и в настоящее время их не строят, считая, что даваемая экономия не окупает расходов на ремонт и пр. На железных дорогах встречаются эти паровозы только старой постройки. В некоторых странах, например в Англии, одно время предубеждение против паровозов компаунд было настолько велико, что не только прекратили постройку новых паровозов компаунд, но даже старые, вполне удовлетворительно работавшие, переделывали на паровозы однократного расширения. Например, на ж. д. „Great Eastern", где впервые применены двухцилиндровые паровозы типа Уорсдла, паровозы компаунд одно время совершенно исчезли, а на ж. д. „North-Western" 186 паровозов компаунд были переделаны на обыкновенные, и они дали прекрасные результаты.

Но, как сказано выше, выгоды принципа компаунд настолько бесспорны и даваемая им экономия топлива настолько ощутительна, что при современном топливном кризисе на нее нельзя не обратить внимания, и потому имеются обширные попытки устранить указанные недостатки в настоящее время, а именно несимметричность работы и недостаточная мощность устраняются применением трехцилиндровых и четырехцилиндровых паровозов, и сложность устраняется отчасти тем, что при этом нет необходимости в приборах отправления, и, кроме того, здесь есть возможность применения одного общего парораспределительного механизма для двух цилиндров.

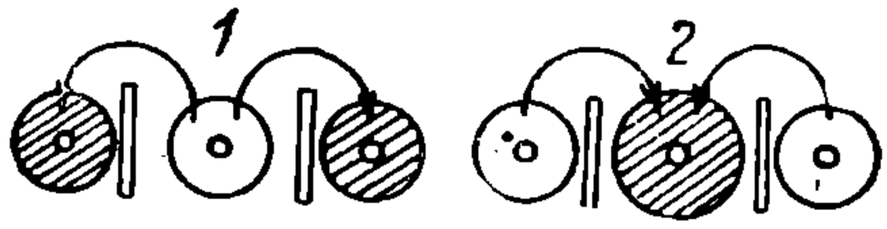
II. Трехцилиндровые паровозы компаунд. Их два основных типа.

1. Большой цилиндр низкого давления разделяется на два (тип Уорсдла), т. е. между рамами помещается один цилиндр высокого давления, откуда пар переходит в два наружных цилиндра низкого давления. Все цилиндры действуют на одну ведущую ось (схема 7—фиг. 22).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

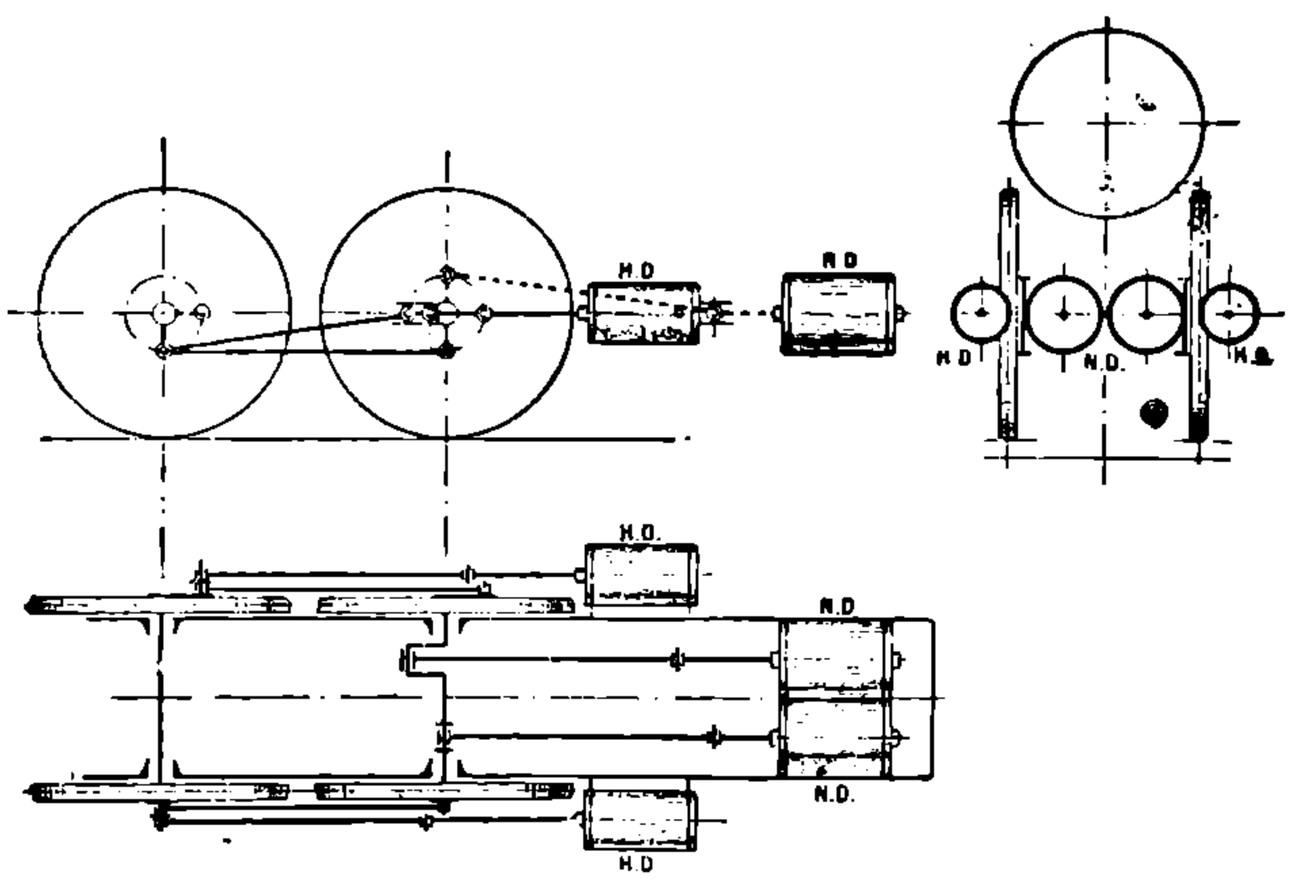
2. Наоборот, разделяется цилиндр высокого давления на 2 внешних цилиндра, и пар идет затем в один внутренний цилиндр низкого давления—тип Вебба (Webb)[1] (схема *2*—фиг. 22).

У этих паровозов цилиндры действуют на разные оси, причем для облегчения прохода по кривым и передаточного механизма между осями нет спарников. Это—редкий пример отсутствия кинематической связи между движениями поршней цилиндров высокого и низкого давления. Связь между осями здесь достигается только сцеплением колес с рельсами, и поэтому при возможности буксования, скольжения колес и различия диаметра колес эта связь вполне неопределенна.



Фиг. 22.

Трехцилиндровые паровозы компаунд на практике совершенно не привились. Они, так же как и другие их разновидности—Смита, Витфельда и др., оказались сложными и недостаточно мощными. Кроме Англии, где они строились в 80—90-х годах прошлого столетия, в других странах они почти не встречаются, и теперь их не строят, обращаясь в случае необходимости к более совершенным четырехцилиндровым паровозам.



Фиг. 23.

III. Четырехцилиндровые паровозы компаунд. На них обращено большое внимание ввиду их экономичности, мощности и уравновешенности, позволяющей их употреблять для больших скоростей, даже при слабом верхнем строении пути. Поэтому и число их типов значительно.

Разбить их можно на две группы: A) 2 цилиндра находятся снаружи рам и 2 между рам; B) все 4 цилиндра находятся снаружи рам.

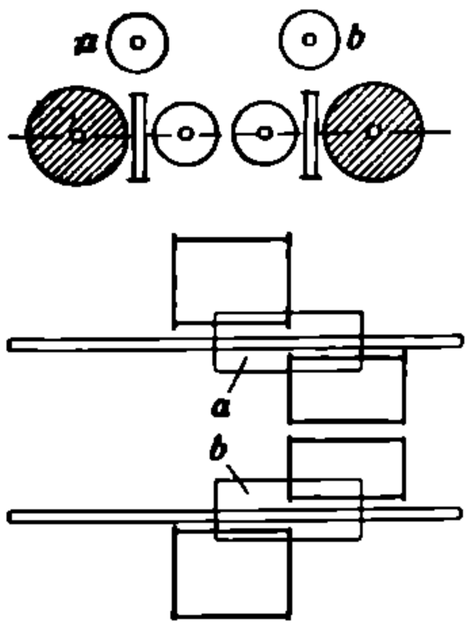
Группа A

1. На фиг. 23 представлена схема паровоза системы де-Глэна (de Glehn) („французский" тип). Наружные цилиндры высокого давления (ц. в. д.) действуют на заднюю спаренную ось, а внутренние цилиндры низкого давления (ц. н. д.), значительно выдвинутые вперед и находящиеся под дымовою коробкою,—на переднюю спарен-

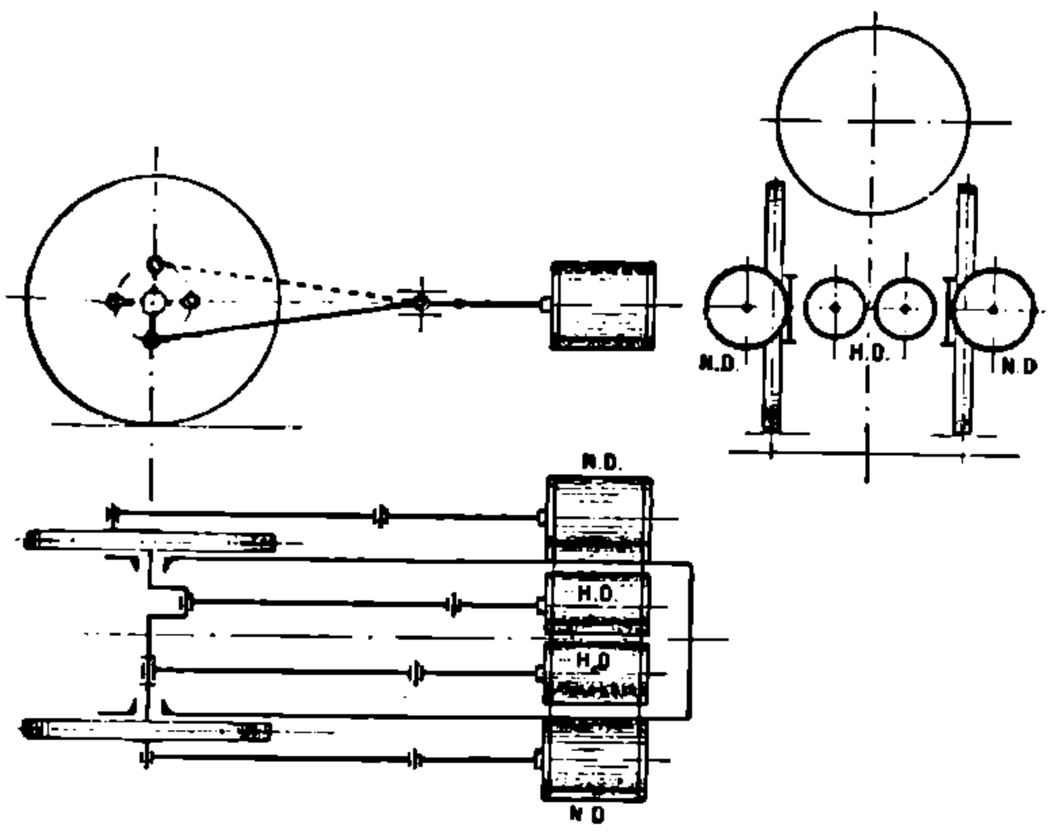
[1] Вебб—главный инженер подвижного состава Лондон—Северо-западной жд..

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ную коленчатую ось. Этот тип распространен преимущественно во Франции, но начинает выходить из употребления из-за сложности (необходимы 4 независимых парораспределительных механизма и два реверса). Это же расположение предложено в Сев. Америке (система Коле); внутренние цилиндры здесь выдвинуты над наружными только на длину цилиндра (чтобы сделать шатуны не очень короткими), но тем не менее действуют на разные оси. Близость обеих пар цилиндров позволяет употреблять парораспределительный механизм значительно более упрощенный: оба золотника для каждой пары цилиндров насажены на один общий шток (как при системе тандем) и приводятся в движение одним кулисным механизмом (фиг. 24). Эта система предложена недавно и еще распространения не получила.



Фиг. 24.



Фиг. 25.

2. С целью упростить конструкцию, монтаж и пр. все четыре цилиндра располагаются в одну линию (рядом) и действуют на одну ось. Здесь мы имеем разновидности:

а) Тип фон Боррриса (v. Borries) („немецкий" тип): цилиндры низкого давления—снаружи, цилиндры высокого давления—между рам (фиг. 25). Неудобство—нахождение снаружи больших цилиндров, которые очень охлаждаютса.

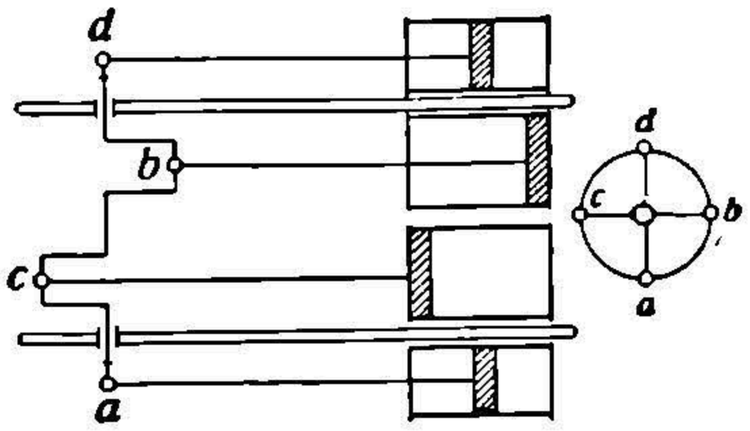
в) Тип Вебба („английский") с обратным расположением цилиндров этого недостатка не имеет. В Англии принято расположение кривошипов по фиг. 26, оно очень распространено и их расположение, предложенное ганноверским заводом (тип „Hannover"—фиг. 27). В Австрии это расположение известно под названием типа Гельсдорфа (Gölsdorf)[1].

Недостаток этих типов—невозможность дать большим цилиндрам желаемые размеры из-за недостатка места между рамами. Этот

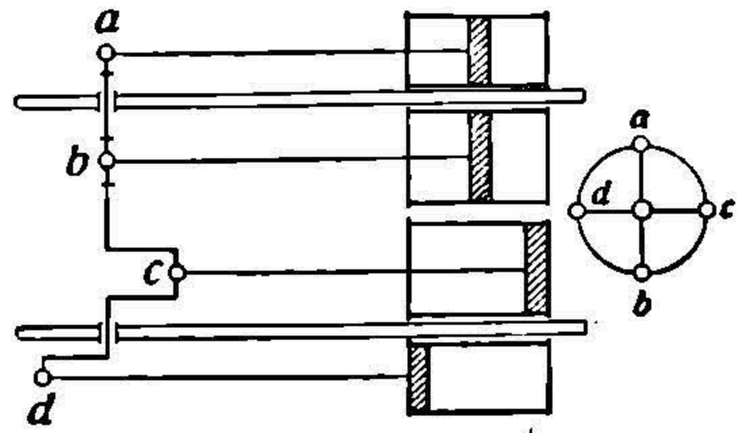
[1] Гельсдорф—главный инженер подвижного состава австрийских правительственных ж. д.; знаменитый конструктор.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

недостаток устранен в системе „Балтик“ (французских Северных ж. д.), где для возможности поместить внутренние цилиндры зна-

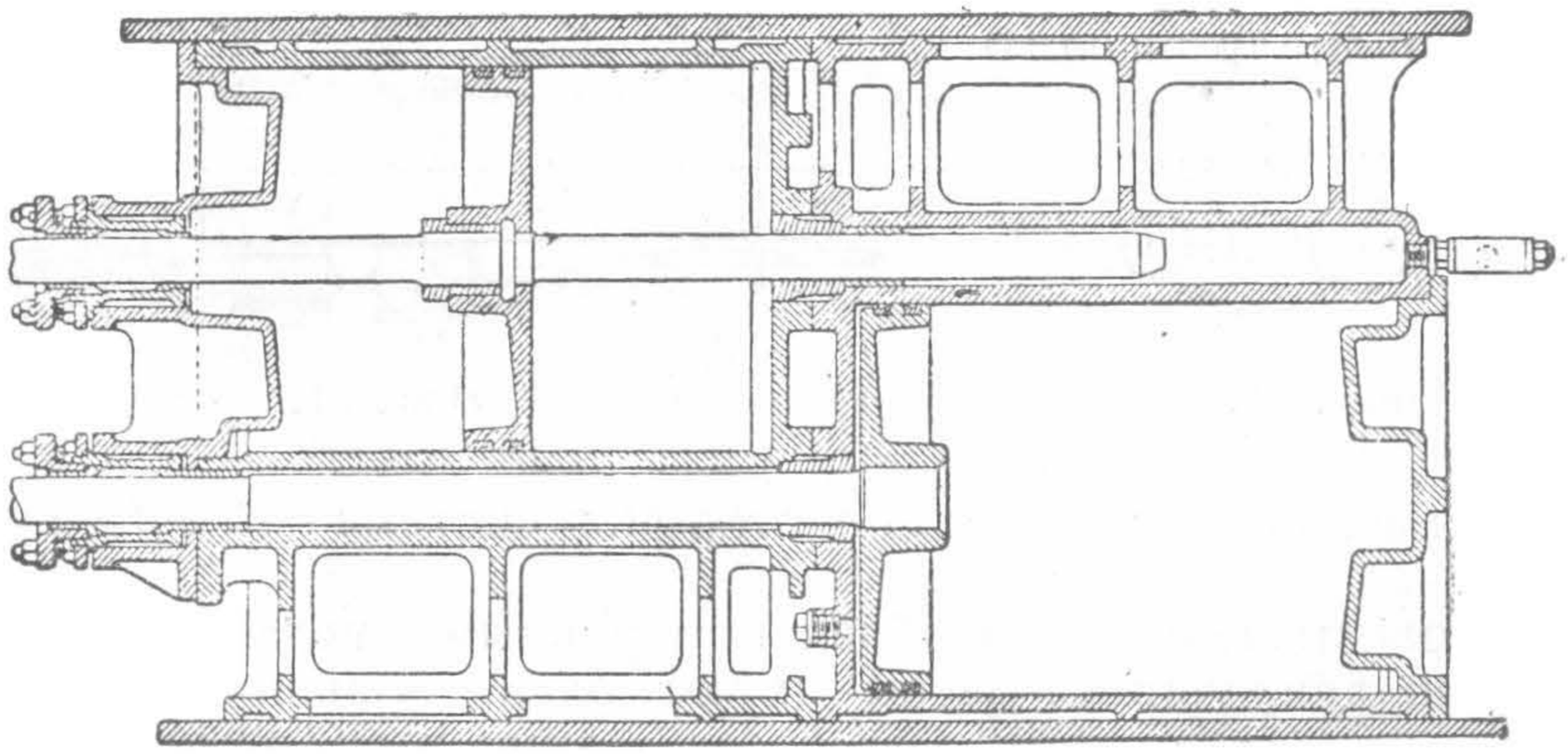


Фиг. 26.



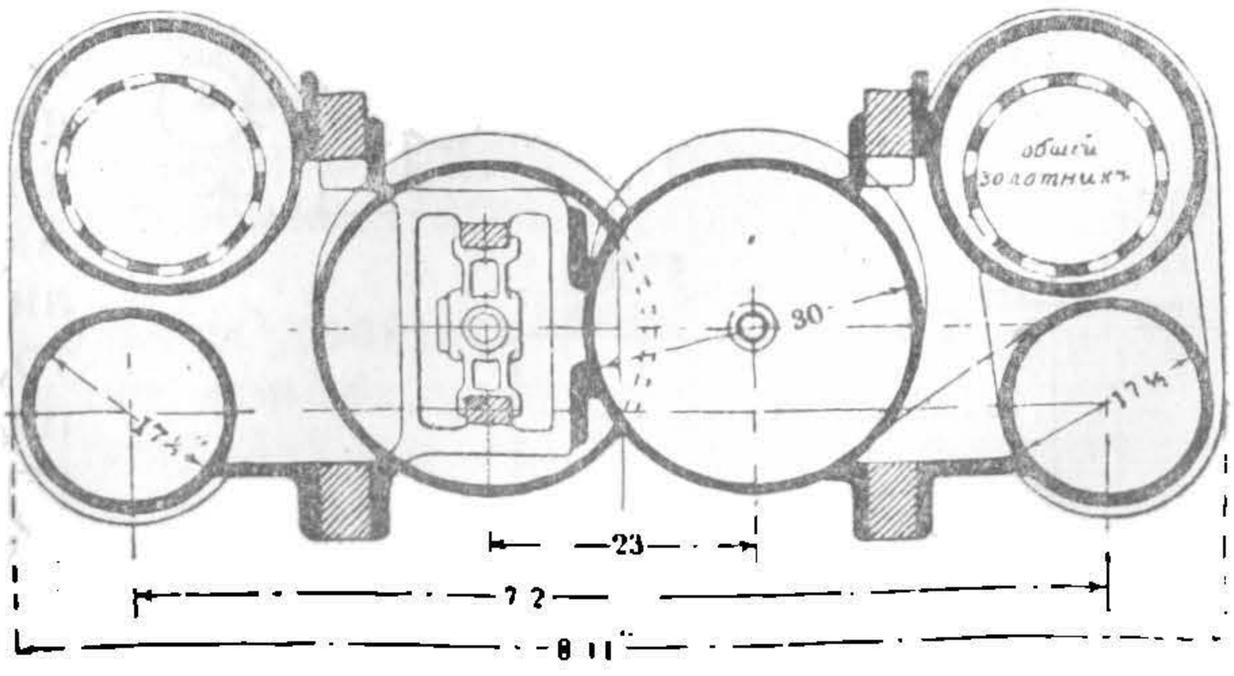
Фиг. 27.

чительного диаметра (до 762 *мм*) они сдвинуты один относительно другого (фиг. 28—29).



Фиг. 23.

Во всех этих типах в настоящее время употребляется обыкновенно упрощенное парораспределение при помощи двух или четырех золотников, приводимых в движение только двумя кулисными механизмами.



Фиг. 29.

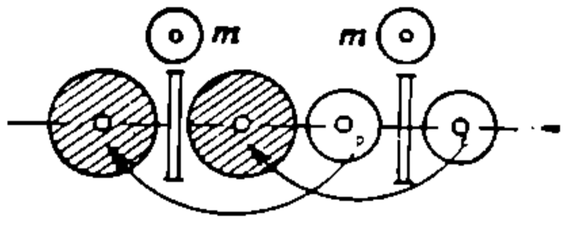
Наконец, еще можно указать на тип Адриатик[1], или итальянский (завода „Breda“ в Милане), у которого для упрощения парораспределения оба цилиндра высокого давления помещены с одной стороны паровоза, а оба цилиндра низкого давления—с другой стороны (фиг. 30; *m*—общие золотники).

[1] Иначе называются системою Планшэ (Plancher).

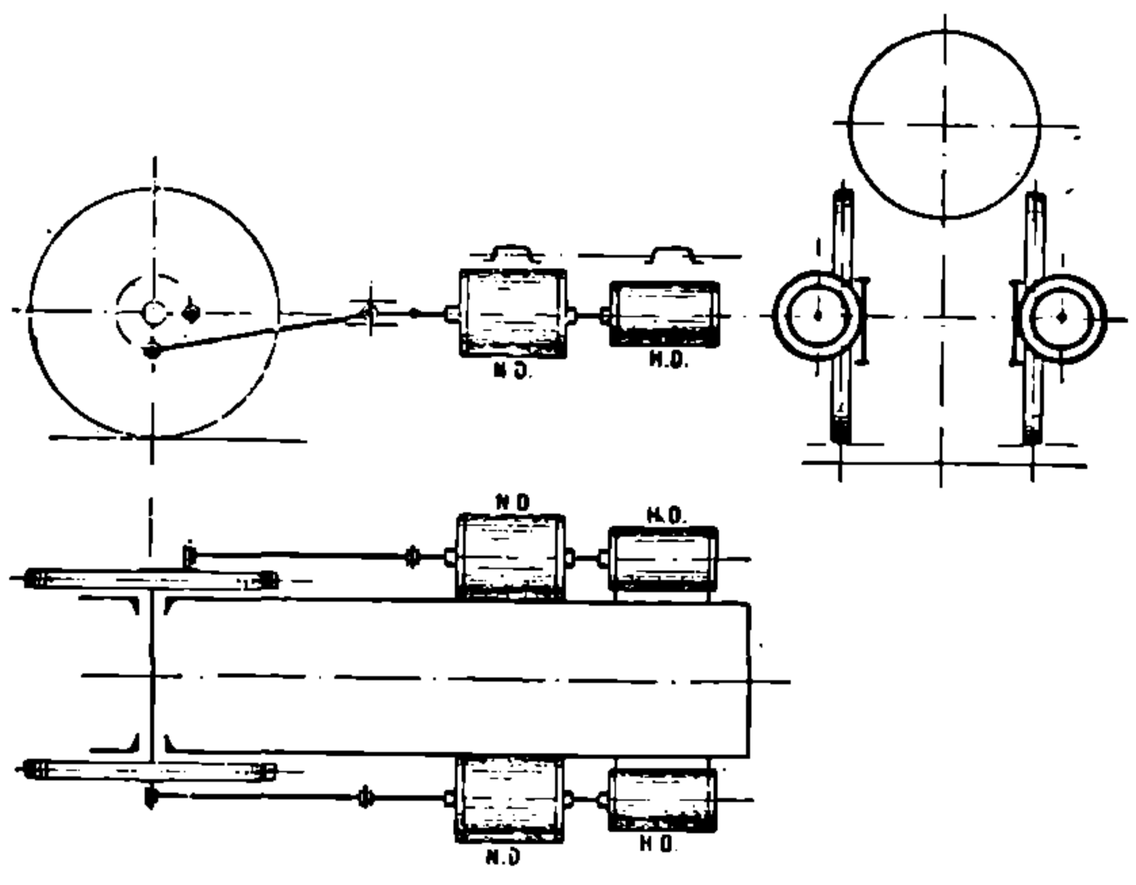
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Группа Б

1. Система тандем („tandem"), когда цилиндр высокого давления и цилиндр низкого давления располагаются один за другим (фиг. 31). Они могут быть двух разновидностей: a) пар из цилиндра высокого давления переходит в соседний цилиндр низкого давления на той же стороне. Эта система—тандем-вольф. Она была применена в единичных случаях и теперь оставлена; b) пар из цилиндра высокого давления переходит в цилиндр низкого давления на противоположной стороне: система — тандем-компаунд.

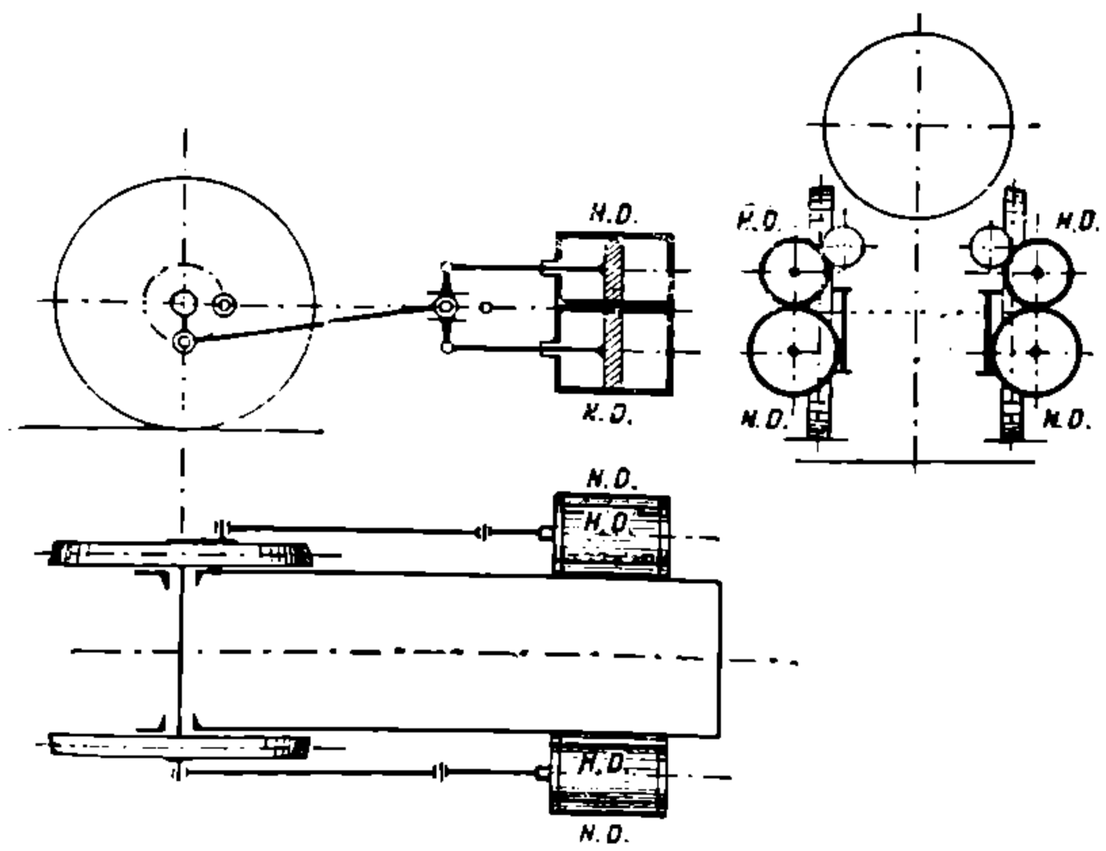


Фиг. 30.



Фиг. 31.

Паровозы этого типа обладают крупными недостатками. Горизонтально движущиеся массы имеют очень большой вес (два поршня и тяжелый крейцкопф), и потому их трудно уравновесить и очень трудно производить осмотр и ремонт большого цилиндра. Поэтому их теперь почти не строят, и они встречаются изредка только в Сев. Америке. Если же надо увеличить мощность паровоза, то предпочитают четырехцилиндровые паровозы систем фон Боррисса или Вебба, прекрасно уравновешиваемые.



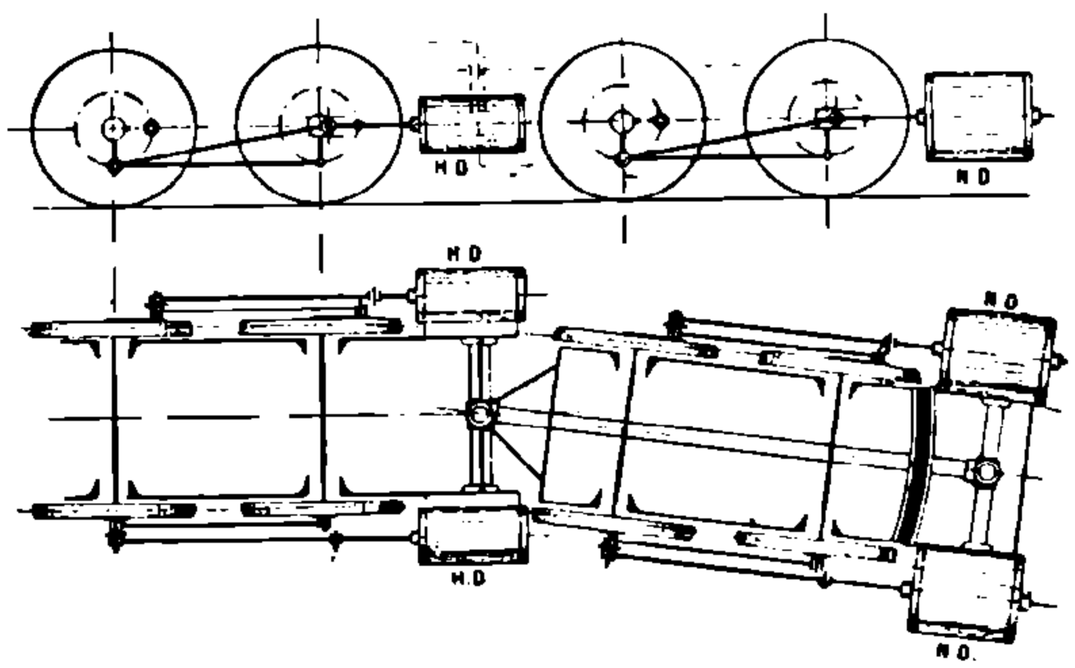
Фиг. 32.

2. Система Воклена (Vauclain) (фиг. 32—„американский" тип). С каждой стороны паровоза снаружи рам помещены оба цилиндра высокого и низкого давлений один над другим, причем их оси параллельны. Для каждой такой пары имеются один общий крейцкопф и один шатун. Все цилиндры действуют на одну

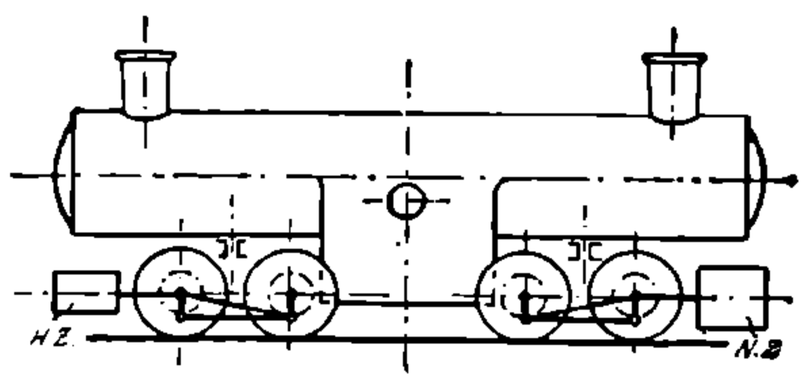
НВ УДУНТ (ДІТ)

ось. В быстроходных паровозах меньший цилиндр помещается над бо́льшим, в товарных—наоборот.

Парораспределение производится одним общим золотником для обоих цилиндров, действующих по системе Вольфа. Этот тип был очень распространен в Сев. Америке: с 1889 г. и по начало настоящего века заводом Балдвина в Филадельфии (который преимущественно и строил паровозы этой системы) их выпущено до 3000. Главнейший их недостаток—необходимость весьма значительных противовесов для уравновешивания больших горизонтально движущихся масс каждой стороны (2 поршня, 2 штока, тяжелые крейцкопф и шатун). Поэтому при увеличении скорости движения пришлось эту систему уже оставить, и завод Балдвина взял в 1902 г. патент на „новый тип системы Воклена", названный типом Vauclain-balanced. Здесь пары цилиндров старой системы повернуты на 90° и расположены в ряд, и отличие от



Фиг. 33.



Фиг. 34.

подобного же европейского типа Боррисса-Вебба заключается в системе парораспределения; здесь, как в старом типе, только по 2 цилиндрических золотника для каждой пары цилиндров[1].

3. Наконец, для паровозов дуплекс системы Маллета (Mallet) употребляются почти всегда внешние цилиндры системы компаунд, причем цилиндры высокого давления приводят в движение заднюю тележку, а низкого давления—переднюю (фиг. 33).

Существуют еще системы паровых машин компаунд „раздельных", помещающихся на двух тележках, вращающихся относительно своих шкворней. Таковы:

a) паровозы Ферли с одним двойным котлом (фиг. 34) и цилиндрами на противоположных концах тележек[2];

b) паровозы Мейера (фиг. 35)—с одним котлом и цилиндрами на внутренних концах тележек;

c) системы Гаррата (Garrat) и др.

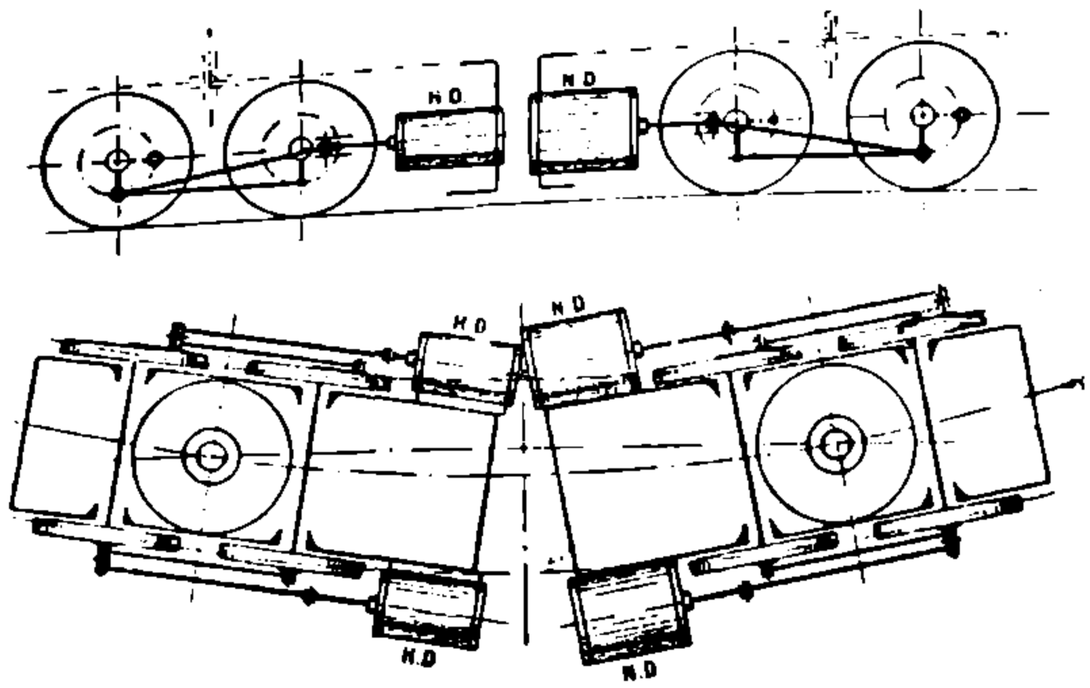
Все они распространены мало, и из подобных паровозов главным распространением пользуются упомянутые паровозы дуплекс системы Маллета, у которых только одна поворотная передняя

[1] Подобная же система применяется в Европе заводом Маффеи (Maffei) [illegible] (Munchen).

[2] Паровозы Ферли имеют машины однократного расширения.

[illegible] ТЕКА [illegible] ганова
НБ УДУНТ (ДИТ)

тележка, задние же цилиндры высокого давления прикреплены к основной раме; в самое последнее время начали для горных дорог довольно часто строить паровозы Гаррата. Их описание см. в IV части курса.



Фиг. 35.

Что касается машин многократного расширения, то известны случаи их единичного применения. Например, в 90-х годах для ж.-д. в Белуджистане Д. Рикки (Rickie) спроектировал трехцилиндровый паровоз тройного расширения, но в настоящее время применяется только принцип компаунд.

Соединяя теперь все сказанное вместе, получим таблицу, представляющую классификацию современных паровозов по типу паровой машины (табл. 3).

Из них:

1) Пользуются повсеместным распространением типы I. XIV и XV
2) Вероятно быстро распространится везде „ III
3) Пользуются главным образом местным распространением, встречаясь иногда и в других странах:

Франция	тип X
Германия	„ XII
Америка	„ XIII, XX, XXI

Таблица 3

Классификация паровозов по типу паровой машины

I. Паровозы однократного расширения			
2 цилиндра	внешние		тип I
	внутренние		» II
3 цилиндра	«прусский тип»		» III
4 цилиндра	действуют на одну ось	система Монсона	тип IV
	действуют на две оси	система Друмонда	тип V
II. Паровозы компаунд			
2 цилиндра	внешние		тип VI
	внутренние	системы Уорсдла	тип VII
3 цилиндра	2 ц. в. д. и 1 ц. н. д.	» »	» VIII
	2 » н. » и 1 » в. »	» Вебба	» IX

НБ УДУНТ (ДІІТ)

4 цилиндра	2 цилиндра снаружи рам и 2 внутри	действ. на две оси	снаружи ц. в. д. внутри ц. н. д.; наоборот:	система де Глэва («французский» тип) . . . . . тип X
				система Коля . . . . » XI
			снаружи ц. н. д.; внутри ц. в. д.	система фон Борриса («немецкий» тип). . тип XII
				система Воклена bolan ced . . . . . тип XIII
		действ. на одну ось	то же снаружи ц. в. д. внутри ц. н. д.	система Вебба («английский тип») . . . тип XIV
			то же снаружи и внутри по 1 ц. в. и н. д.	система «Ганновер» или Гельсдорфа . . тип XV
				система «Балтик» . . тип XVI
				система Планшэ («итальянский» тип) . . . тип XVII
	все цилиндры снаружи рам	действ. на одну ось	тандем	Вольф . . . . . тип XVIII
				компаунд. . . . . тип XIX
				система Воклена («американский» тип) . . тип XX
		действ. на разн. оси в разн. тележках		система Маллета (дуплекс-паровозы) . . . тип XXI
				Ферли . . . . . тип XXII
				Мейера . . . . . тип XXIII
				Гарратa . . . . . тип XXIV

Италия . . . . . „ XVII
Бельгия . . . . . „ IV
4) новые типы, еще мало распространенные . . XI, XVI, XVII, XXIV
5) выходят из употребления . . . . . типы II, X, XIX, XX
6) не строятся уже вовсе . . . . . „ V, VI, VII, VIII, IX, XVIII
7) вообще распространены мало . . . . . „ XXII, XXIII

В связи с сказанным ниже рассмотрено главным образом парораспределение типов: I, III и XIV.

Примечание. В настоящее время для увеличения силы тяги применяются особые машины, пускаемые в ход при трогании с места и на крутых затяжных подъемах и называемые бустерами [1].

III. ЦИЛИНДРЫ

§ 8. Конструктивное устройство цилиндров и их деталей. Конструктивно цилиндры отличаются друг от друга в зависимости от расположения (внешние и внутренние), типа машины (однократного расширения или компаунд: двух-, трех-, или четырехцилиндровые), вида парораспределительного механизма (золотники плоские или цилиндрические) и пр. Имеют характерные конструктивные особенности европейские и американские типы цилиндров, которые разберем ниже на примерах.

Заметим, что цилиндры обыкновенно делаются горизонтальными, но иногда им дают уклон $\left(\text{не более } \frac{1}{6}\right)$. например, при внутренних

[1] См. ч. IV § 38.

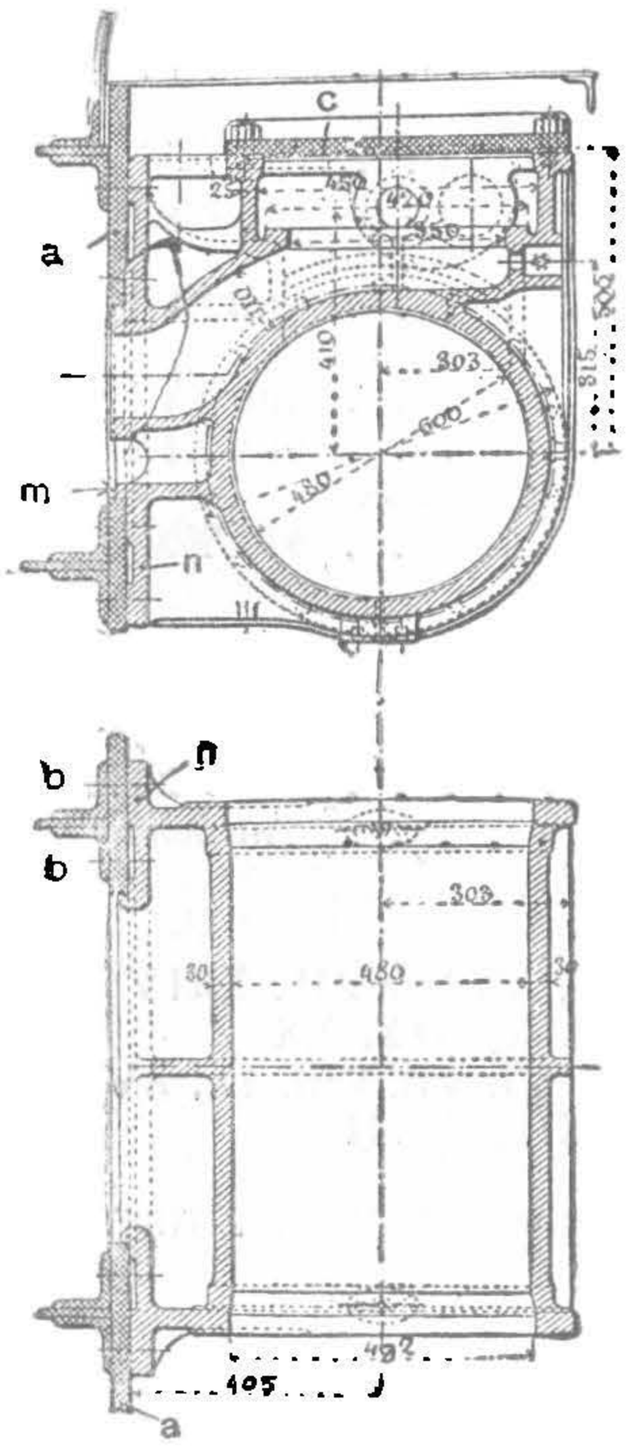
НБ УДУНТ (ДІІТ)

цилиндрах—для необходимости обойти движущим механизмом переднюю ось.

В наших товарных паровозах при малых диаметрах спаренных колес цилиндры делались наклонными еще из-за необходимости получить достаточный зазор между продувательными кранами и рельсами, почему даже при симметричной машине правый и левый цилиндры получались разные; в настоящее время при значительном увеличении диаметра колес товарных паровозов необходимость в наклонных цилиндрах отпадает.

Ось цилиндров обыкновенно проходит через центр оси ведущего ската, но встречается и несовпадение, доходящее до 100 *мм*.

Материал—чугун (сопротивление на разрыв 16—26 *кг/мм*^{2}), иногда с небольшой примесью стали [1].



Фиг. 36.

I. Внешний цилиндр с плоским золотником (фиг. 36). Цилиндр имеет привалочный фланец *n*, которым он приваливается к раме *a*. Фланец имеет выступ *m*, которым он ложится на край выреза в раме, и таким образом вес цилиндр передается на раму, и тем освобождаются болты, при помощи которых цилиндр прикрепляется к раме. Сверху золотниковая коробка (ящик), составляющая одно целое с цилиндром [2], закрывается большою крышкою *C*, чтобы можно было сверху вставить плоский золотник. Цилиндры паровозов однократного расширения обыкновенно делаются совершенно симметричными, чтобы правый и левый цилиндры были взаимно заменяемыми.

II. Внешний цилиндр с круглым золотником (фиг. 37). Фланец опирается на раму уступом *m* сверху; *D* — выступ, между которым и кромкой выреза рамы вставляются клинья *e*, которые предупреждают сдвиг цилиндра, принимая на себя срезывающие усилия; *Б* — золотни-

---

[1] Примесь ванадия к чугуну (даже в ничтожном количестве, например 0,1%) делает его очень мелкозернистым и равномерным по строению. Центральная Нью-Йоркская ж.-д. применяет ванадиевый чугун для цилиндров, и они служат вдвое больше, чем из обыкновенного чугуна.

В последнее время, главным образом в Сев. Америке, начали отливать цилиндры из стали; таковы приведенные на фиг. 44. В них вставляют сменные чугунные втулки, и тогда такие цилиндры служат неограниченно долгое время. Особенно часто отливают из стали внутренние цилиндры, служащие вместе с тем и связью между рамными листами.

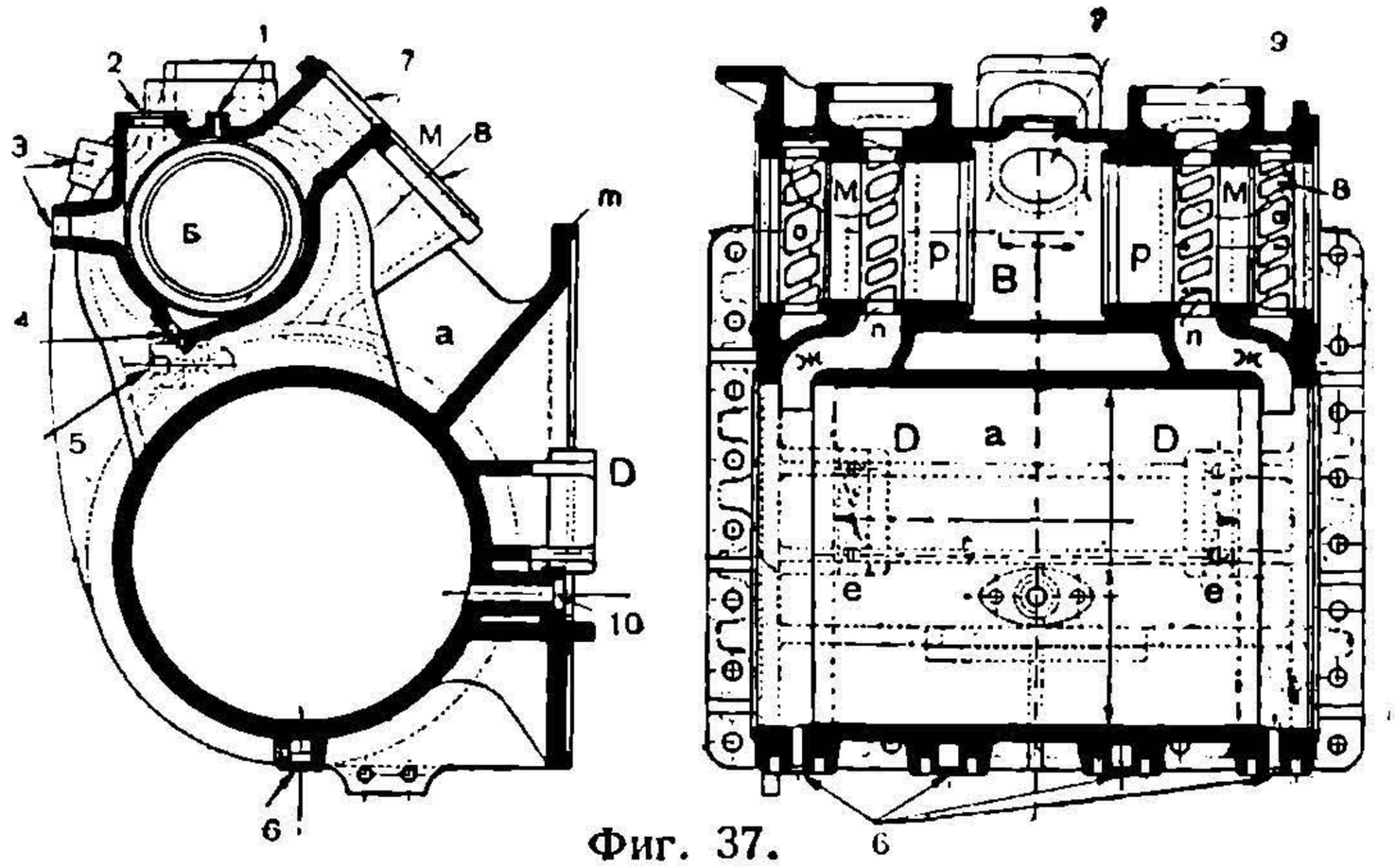
Главнейшим их достоинством является возможность их починки при помощи электросварки.

[2] Иногда она отливается отдельно (см. фиг. 41).

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ковая коробка, в которую вставляют золотниковые втулки *р*. По ним движется распределяющий цилиндрический золотник. Свежий пар поступает по трубе *7* и через отверстия *п* и каналы ***ж***— в цилиндр; мятый—через каналы же ***ж*** в пароотводные трубы *8*.

В настоящее время паровпускные каналы стараются сделать возможно более короткими и прямыми для уменьшения объема вредного пространства и мятия пара. С другой стороны, необходимо облегчить выход мятого пара, чтобы не создавать значительного противодавления. С этой целью в современных конструкциях паровозных цилиндров выпускные полости делаются большего объема, отчего золотниковые коробки часто имеют длину большую, чем цилиндры (фиг. 38—наружный цилиндр паровоза 2—4—0 М и фиг. 188).



Фиг. 37.

Типичный образец западно-европейского цилиндра с короткими каналами—фиг. 39 (танк паровоза германских государственных ж. д).

Те и другие цилиндры в настоящее время снабжаются рядом приборов и аппаратов, для установки которых в цилиндре есть ряд отверстий (фиг. 37) для: *1*—манометра; *2*—пирометр; *3*—индикатор; *4*—отверстие для спуска конденсационной воды из золотниковой коробки и из цилиндра при трогании с места и после окончания работы, а также и в пути при необходимости; *5*—отверстие для смазки; *7*—паропроводная и *8*—пароотводные трубы; *9*—отверстия для установки перепускных клапанов, или „байпассов" (§ 52). При байпассирующих золотниках отверстия *9* отсутствуют.

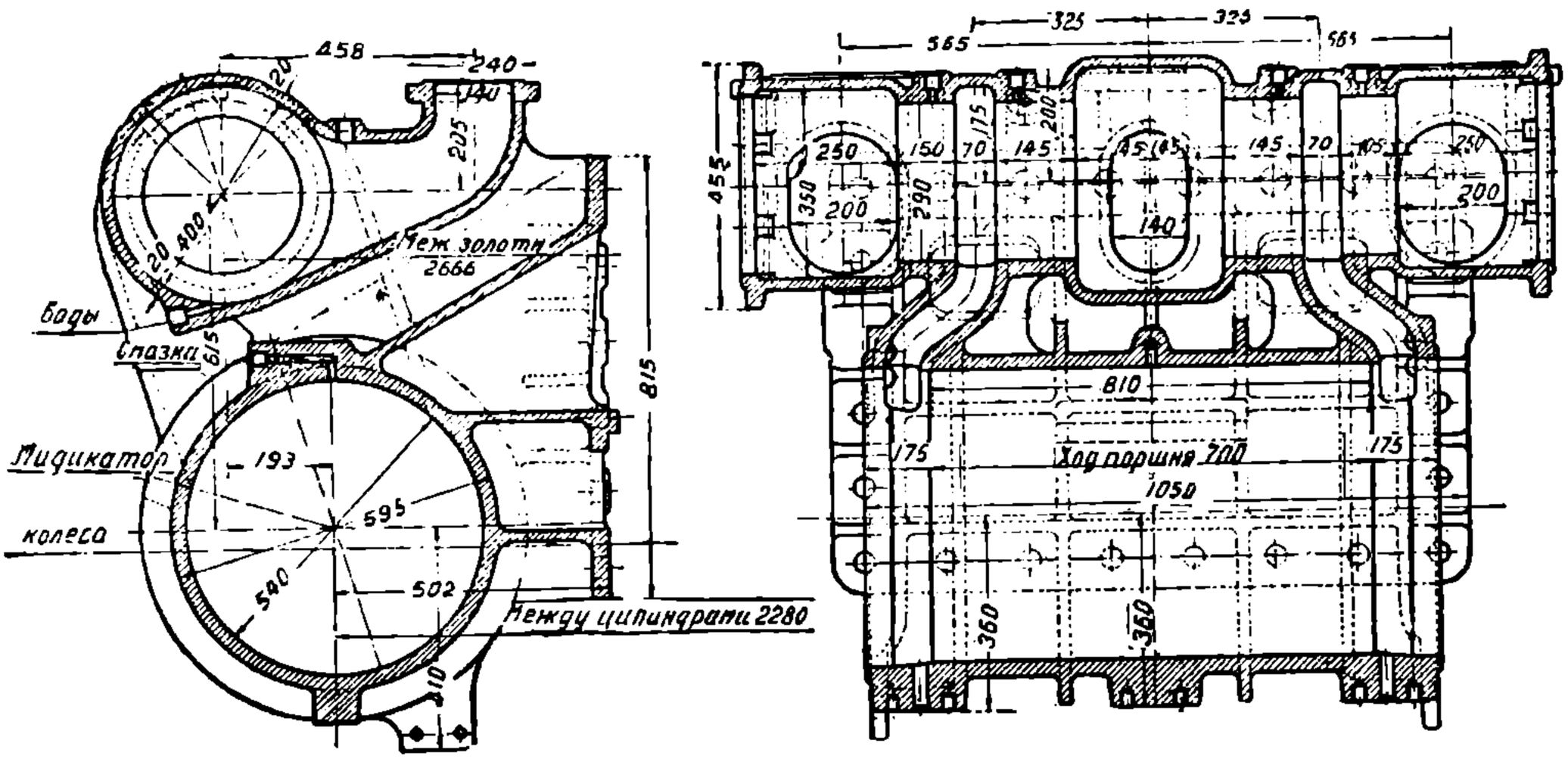
При подобных цилиндрах необходимо очень солидное скрепление листов рам между собою, так как развивающиеся очень значительные силы в цилиндрах, действующие в разных направлениях, стремятся их относительно сдвинуть.

Поэтому между листами рамам делают скрепление в виде жесткого ящика *2* (фиг. 40), верхняя часть которого служит и опорою дымовой коробки котла, для чего ей придается соответствующее очертание.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Тип цилиндров с разъемом по оси паровоза представлен на фиг. 41: цилиндры отливаются вместе с половиною массивного ящика *A*, который служит:

а) для жесткого междурамного скрепления, каковое происходит по средней вертикальной плоскости паровоза фланцами и болтами. Паровозные рамы состоят не из вертикальных листов, а из брусков (фиг. 42), которые впереди обыкновенно оканчиваются бруском (*1*), на который насаживается сверху цилиндр (фиг. 41) и прикрепляется болтами (иногда таких брусков бывают два). В части цилиндра *A* проходят паровпускные (*4*) и паровыпускные каналы (*3*);



Фиг. 38.

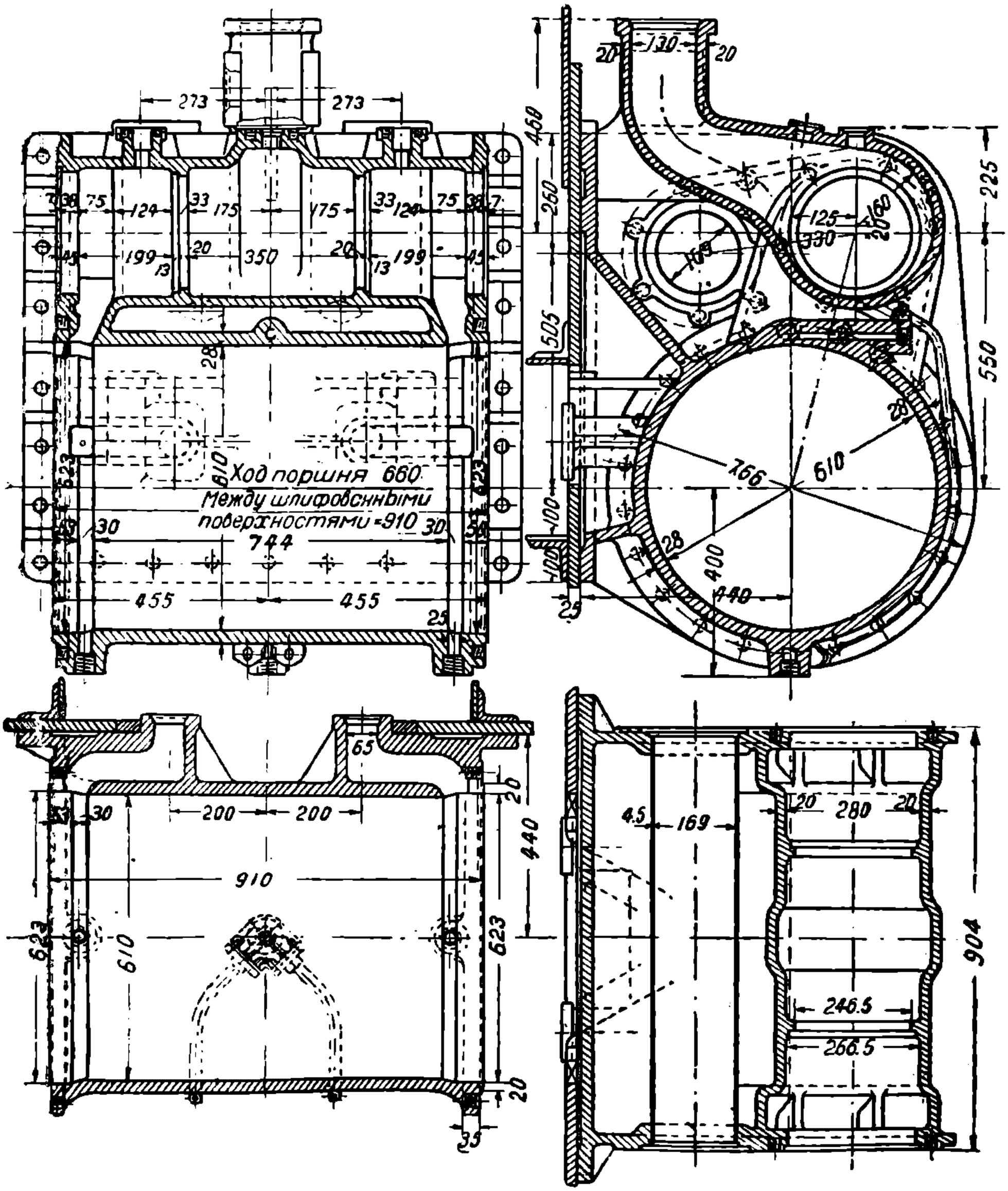
b) эти же ящики служат для поддержки дымовой коробки фланцем (*5*) и

с) через него же обыкновенно передается нагрузка передней двухосной тележке, шкворень которой прикрепляется горизонтальным фланцем в месте (*2*). Как видим, на этот ящик передаются большие усилия, почему теперь цилиндры этого типа начинают отливать из стали. Фиг. 44 и представляет подобную стальную отливку (тип 1927 г.). Такого типа цилиндры поставлены в наших новейших паровозах 1—5—1 ФД, 1—4—2 ИС, 1—5—1 $Т^{Б}$ и 1—5—2 $Т^{А}$.

Заметим, что попытки в США (на Пенсильванской ж. д.) отливать цилиндры отдельно от междурамного скрепления успехом не увенчались, так как на основании многолетних опытов пришли к заключению, что при брусковых рамах достигнуть здесь прочного соединения нельзя, и цилиндры во время службы паровоза расшатываются. Поэтому дороги окончательно отказались от конструкции из трех частей и перешли к обыкновенной конструкции, в которой цилиндры отлиты за одно целое с половиной междурам-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ного скрепления и седла (т. е. по фиг. 41), каковая следовательно, является обязательной при брусковых рамах.



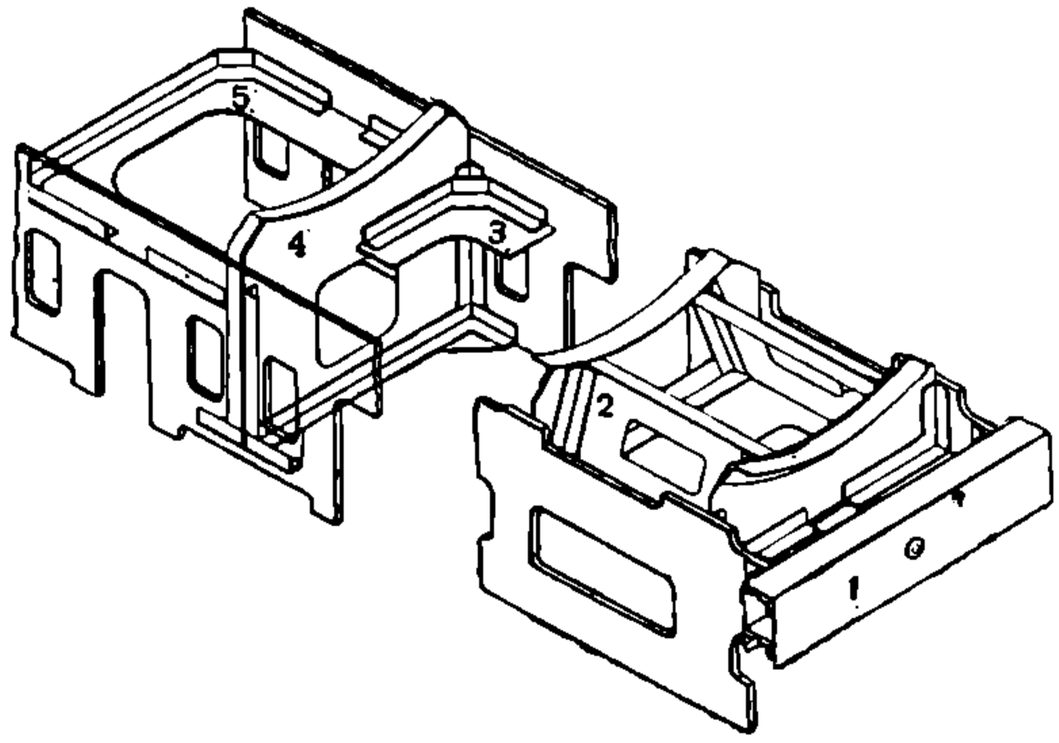
Фиг. 39.

Как сказано выше, подобные стальные цилиндры имеют чугунные стальные втулки, но, как оказалось, они значительно усложняют эксплоатацию, и благодаря вязкости материала, происходят частые задиры, несмотря на вполне хорошую смазку, почему в США последнее время опять возвращаются к чугунным цилиндрам, но

из специального чугуна, называемого фульконитом (по имени предложившей его фирмы) и являющегося обыкновенным литейным чугуном с присадкою 0,03—0,4% хрома и 0,75—1 никеля. Фульконит теперь делается трех степеней твердости в зависимости от применения: для поршневых колец, втулок или цилиндров. Состав фульконита:

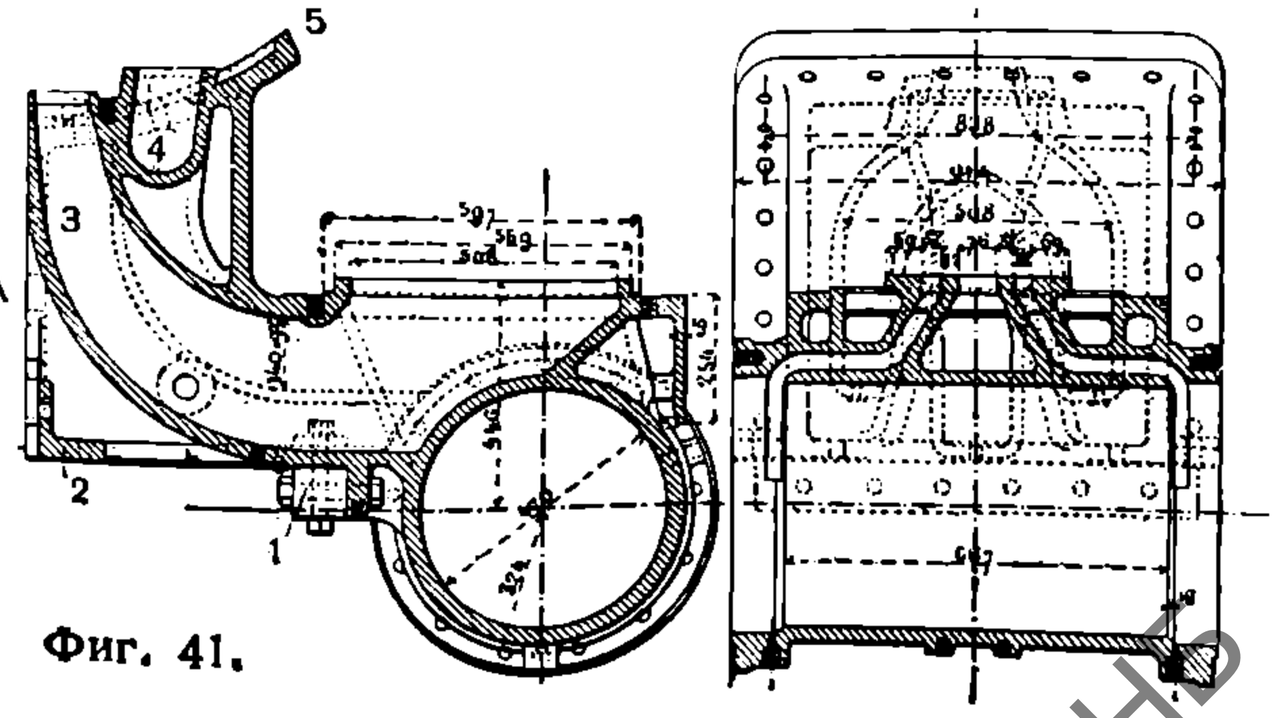
	C	Si	S	Ph	Mn	Ni	Cr
	В процентах						
I сорт (поршневые кольца) . .	3,25	2,25	0,06	0,25	0,80	2,00	0,3
II сорт (золотниковые втулки) .	3,25	1,50	0,08	0,15	0,80	1,00	0,3
III сорт (тело цилиндра)	3,25	1,00	0,12	0,12	1,25	0,75	0,4

Твердость по Бриннелю: I—190; II—200 и III—270. Сопротивление разрыву *кг/мм²*—I—28; II—29 и III—32, тогда как обыкновенный серый чугун, употребляемый для отливки цилиндров, имеет сопротивление разрыву только от 16 до 18 *кг/мм²*.



Фиг. 40.

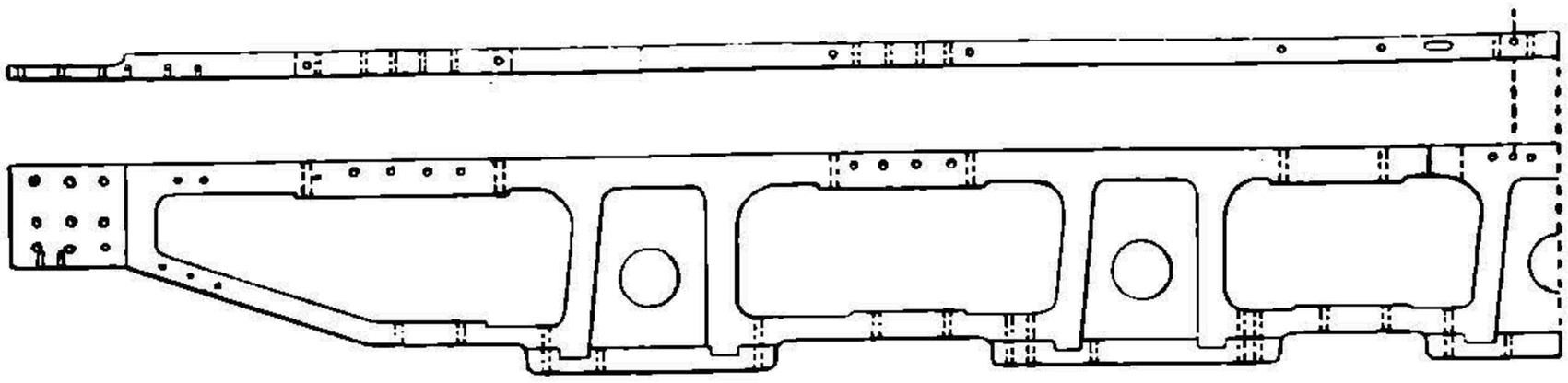
Вообще по отношению к обыкновенным двухцилиндровым паровозным машинам надо заметить, что всегда их основным недостатком была слабость соединения с рамой и расшатывание болтов. В современных мощных паровозах, особенно при золотниках большого диаметра, цилиндры получаются настолько большими, что от старого способа привалки их к рамам с отдельным междурамным скреплением (фиг. 39) приходится безусловно отказываться и переходить на „американский тип". Таковы цилиндры, поставленные на наших новых мощных паровозах серий ФД 1—5—1 и ИС 1—4—2 (фиг. 45), где два стальных цилиндра отлиты вместе с междурамным скреплением и опорой под котел и сболчены по средним междурамным



Фиг. 41.

фланцем (тип американского завода Lima). Сборка таких цилиндров много легче, чем цилиндров старых типов.

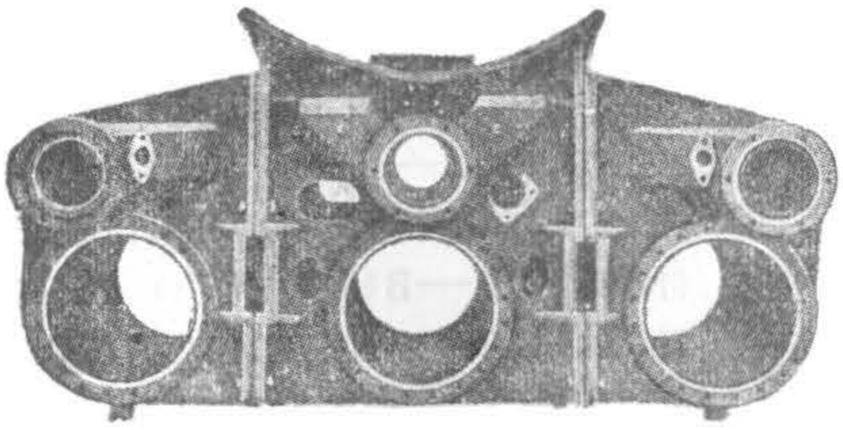
Характерная особенность этих цилиндров та, что выпуск мятого пара производится через золотниковую втулку не в пароотводные каналы самого цилиндра, а в особые отдельные выхлопные трубы, которые идут снаружи и привертываются одним концом к золотниковым крышкам, а другим—к конусному тройнику,



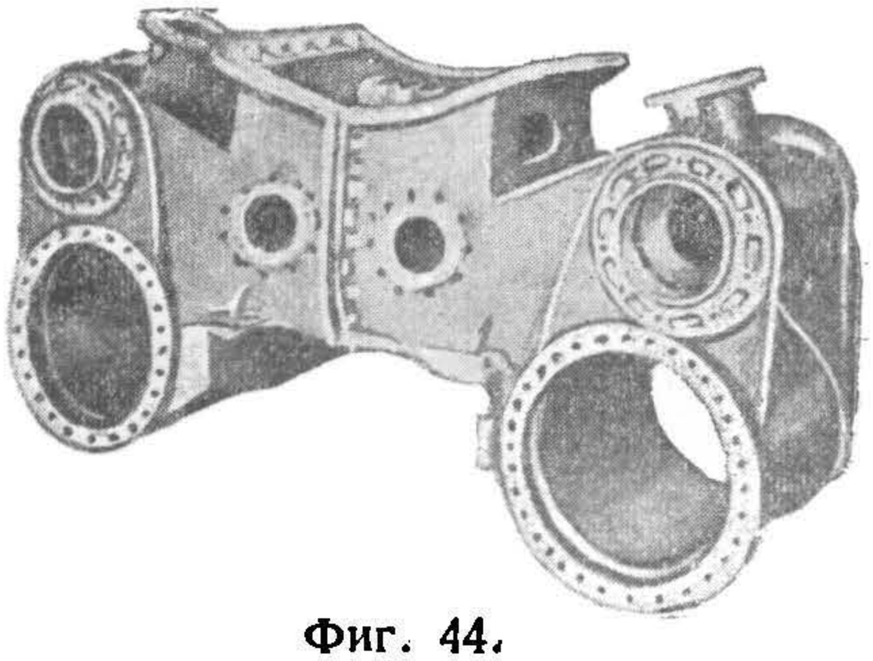
Фиг. 42.

отлитому уже в цилиндрах в части междурамного скрепления. Подобная конструкция дает возможность получить более простую модель и отливку. При этом задняя золотниковая крышка, отлитая из стали, получает особый вид (фиг. 46). Помимо колена выхлопной трубы, в состав задней золотниковой крышки входят еще салазки для золотникового кулачка и сверху фланец для установки смазочного пресса.

III. Цилиндры для трехцилиндровых паровозов представлены на фиг. 43 (для паровоза 2—3—0 германских ж. д.). Обычно они составляются из трех частей, соединяемых фланцами с отверстиями



Фиг. 43.



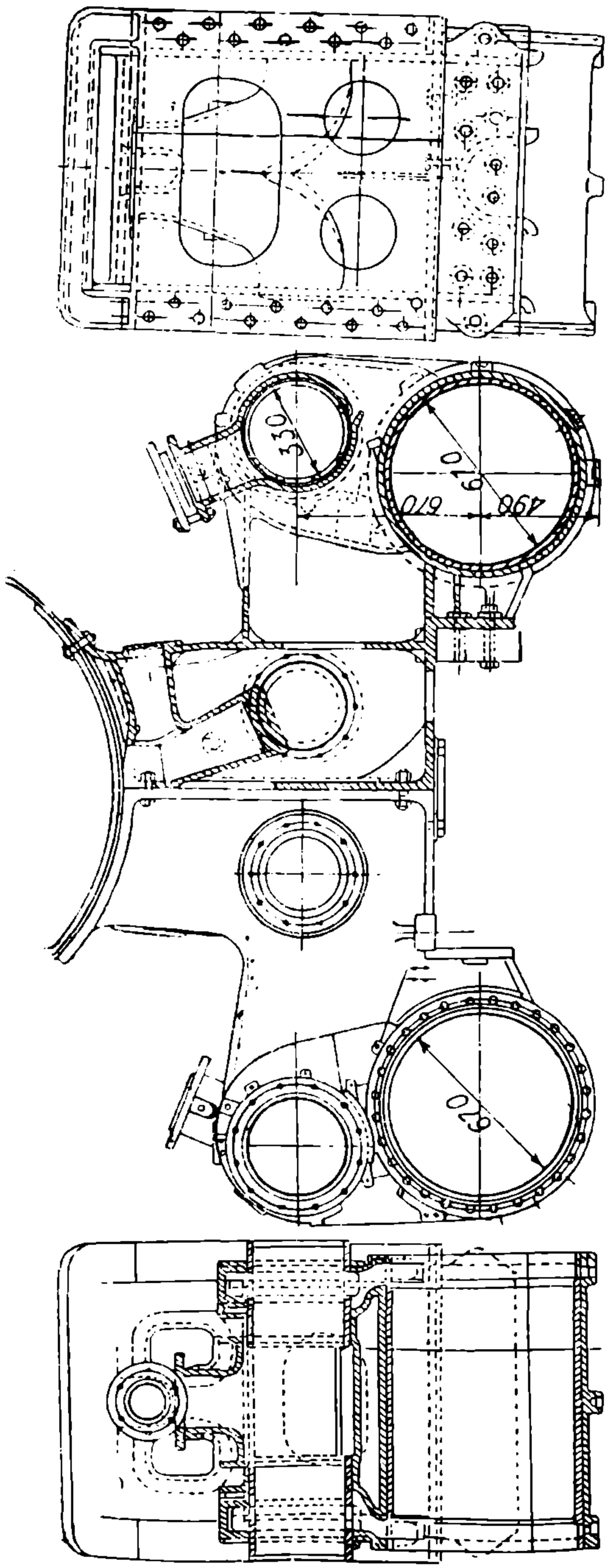
Фиг. 44.

для пропуска передней брусковой рамы. Все цилиндры горизонтальны, с независимым парораспределением (сверху три золотниковых коробки) и лежат в одной плоскости.

На фиг. 47 представлена цельная американская отливка—одна для всех трех цилиндров. Средний лежит выше и наклонен. Золотники правого цилиндра и среднего приводятся в движение от одного механизма, почему расположены рядом. Внизу виден прилив для шкворня тележки.

IV. Цилиндры четырехцилиндровых паровозов. Конструкции их весьма разнообразны, и они отливаются заодно (в одном куске) иногда по два цилиндра, т. е. все 4 цилиндра разбиты на 2 группы,

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 45.

или два средних отливаются в одном куске, а наружные отдельно (3 группы), или все 4 пилиндра отливаются отдельно, (4 группы).

а) На фиг. 48 показано поперечное сечение цилиндра машины однократного расширения четырехцилиндрового паровоза нидерландских ж. д. с пораспределением одним сложным золотником для двух смежных цилиндров. Один внешний и один внутренний цилиндры с их общей золотниковой коробкой отлиты в одном куске. Обе половины комплекта сболчены посредине и на общем седле принимают вес котла. Все цилиндры в одной плоскости. Фиг. 49 изображает общий вид подходящей отливки.

Фиг. 50—подобная же отливка для машины компаунд (2—4—0 испанских ж. д.), где наружные цилиндры—высокого давления. Ясно видны брусковые рамы, на которые сверху насажены цилиндры.

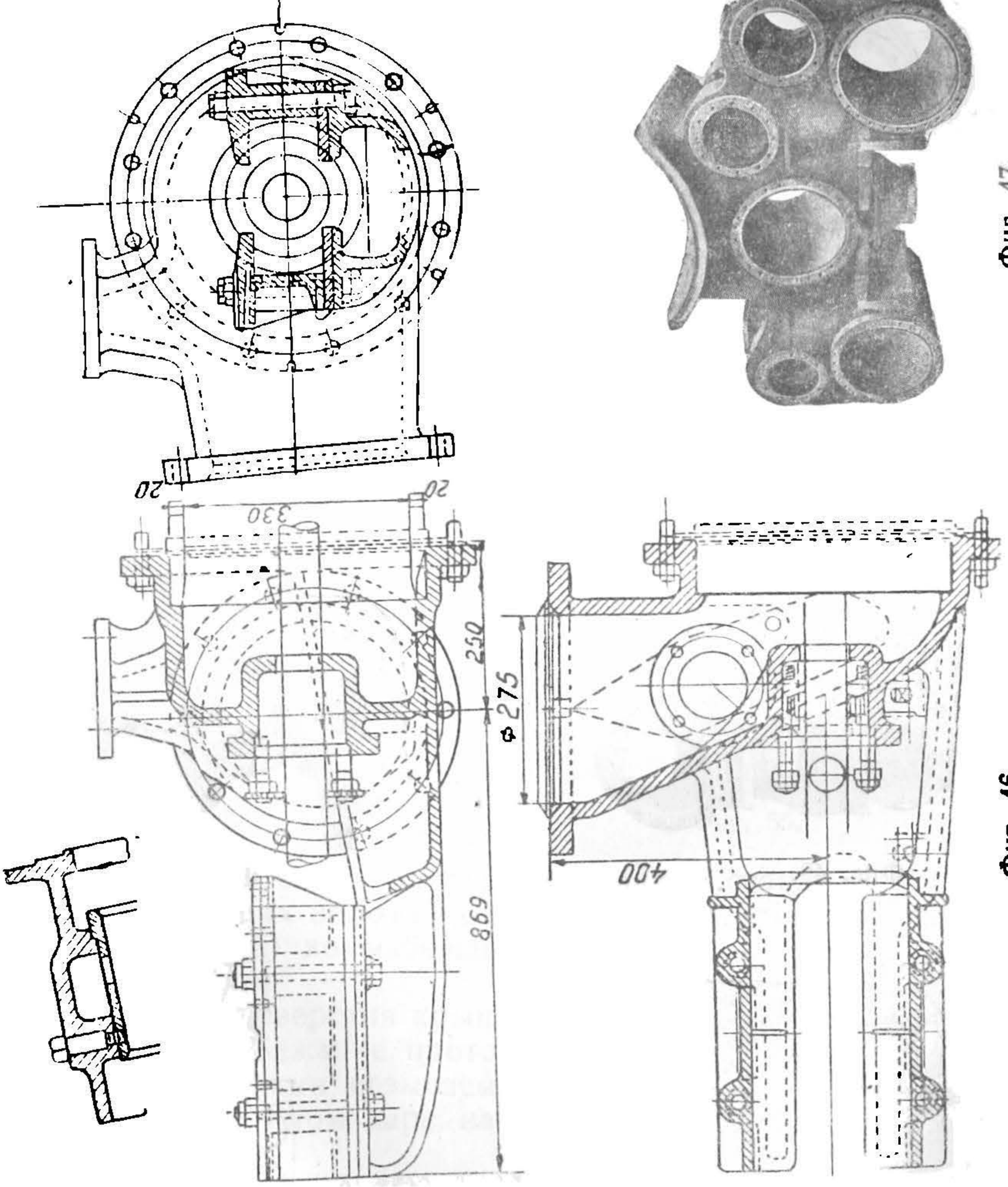
Таким образом фиг. 48—50 представляют отливки „в двух кусках.“

b) На фиг. 51 представлена цилиндровая отливка машины паровоза компаунд 2—3—1 баварских ж. д., причем цилиндры высокого давления лежат между рамами, и два этих цилиндра со всеми золотниковыми ко-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

робками и седлом для котла отлиты в одном куске. Получается очень жесткое соединение рам. Наружные цилиндры низкого давления отлиты со своими золотниковыми коробками отдельно; таким образом здесь имеем всего отливки „в трех кусках".

Фиг. 47.

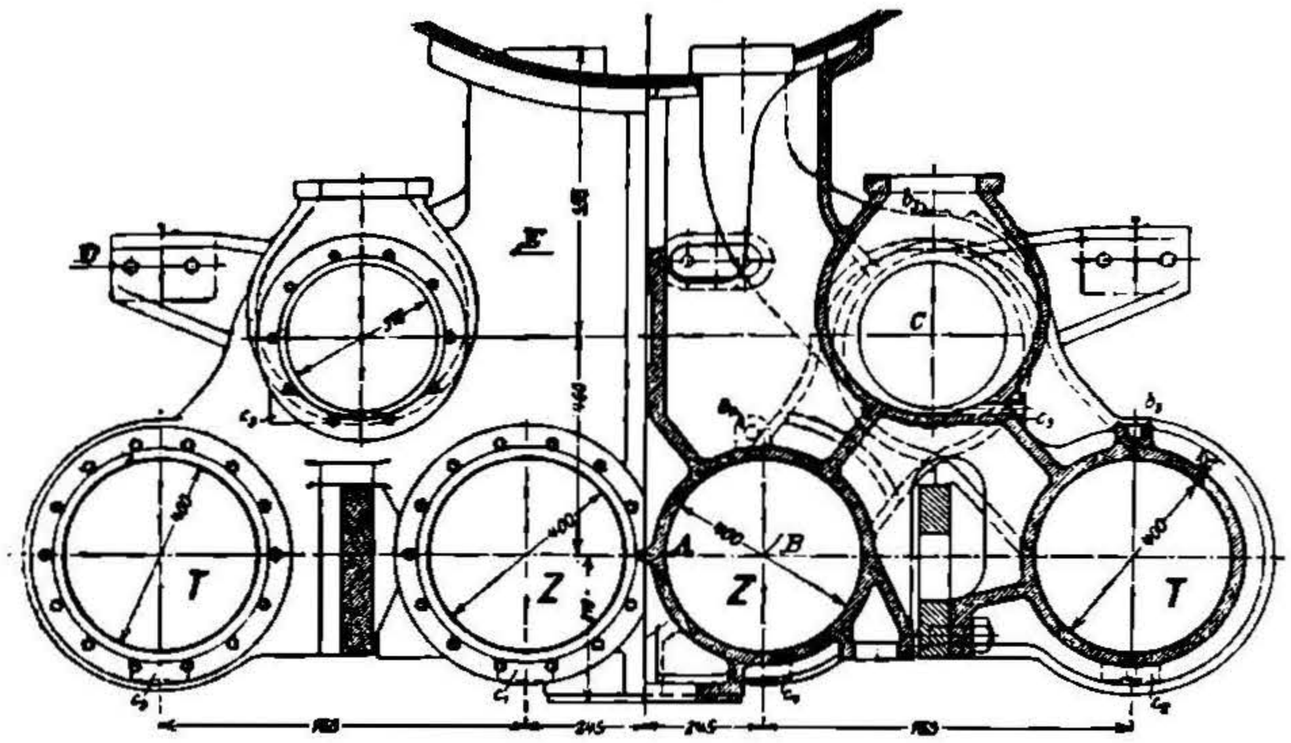


Фиг. 46.

с) Наконец, на фиг. 52 представлено поперечное сечение цилиндров машины курьерского паровоза 2—3—1 бельгийских ж. д., где все цилиндры однократного расширения с отдельными золотниковыми коробками отлиты отдельно („в четырех кусках") и лежат в разных плоскостях. *1*, *2* и *3*—пароподводные, *4* и *5*—пароотводные трубы.

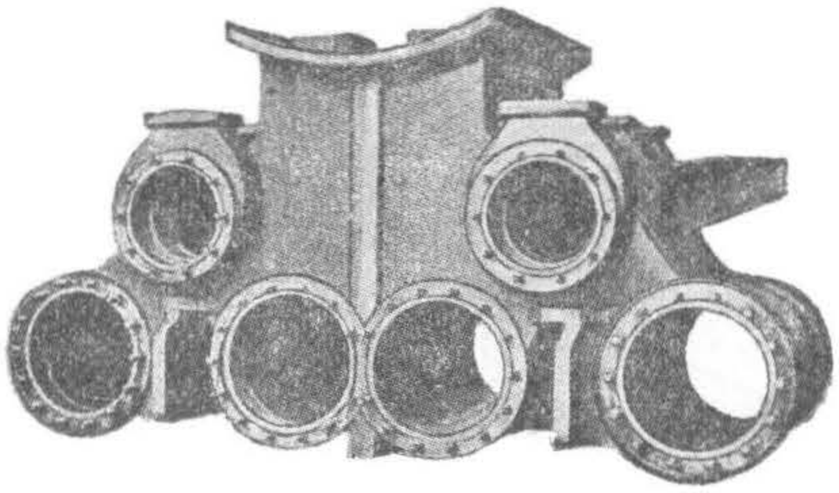
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Заметим, что при применении перегретого пара не должно быть скопления металла во избежание внутренних напряжений, почему стенки золотниковой коробки отделяют от стенок цилиндров, ребер делают возможно меньше и каналы впуска и выпуска отделяют, чтобы уменьщить колебания температуры и напряжение в стенках.

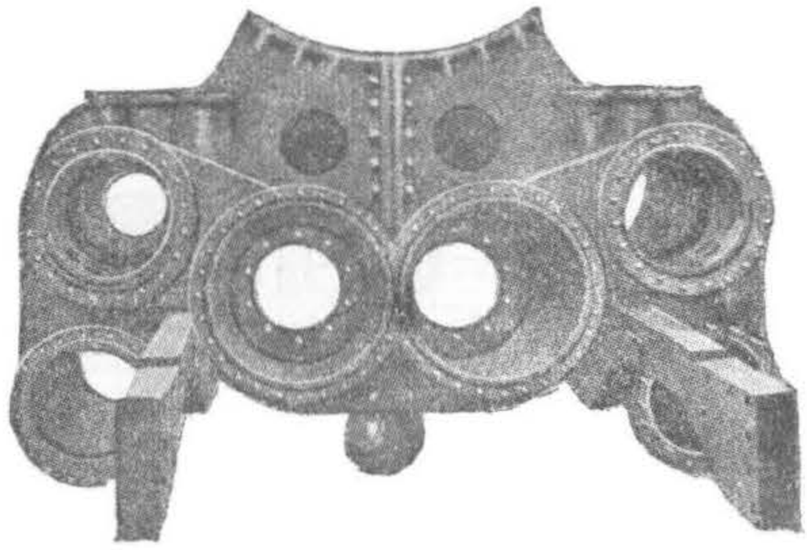


Фиг. 48.

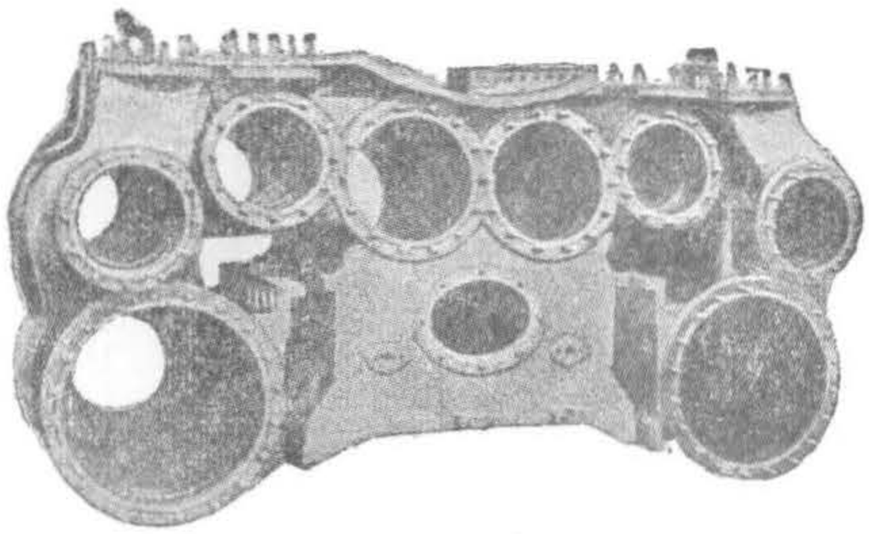
§ 9. Детали цилиндров I. *Крышки.* Образец современной крышки (передней) фиг. 53. Их форма согласуется с формою поршня. Делаются чугунными (хотя иногда встречаются и стальные). Крышки прижимаются болтами при помощи нажимного кольца *m*, и все уплотнения (места соприкосновений) пригоняются путем обточки и пришлифовки.



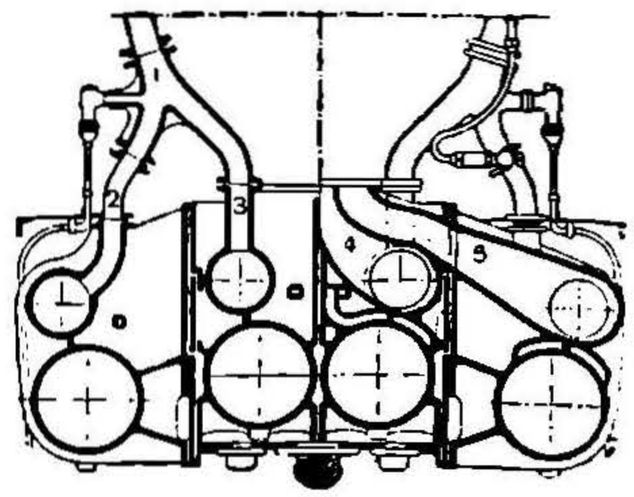
Фиг. 49.



Фиг. 50.



Фиг. 51.



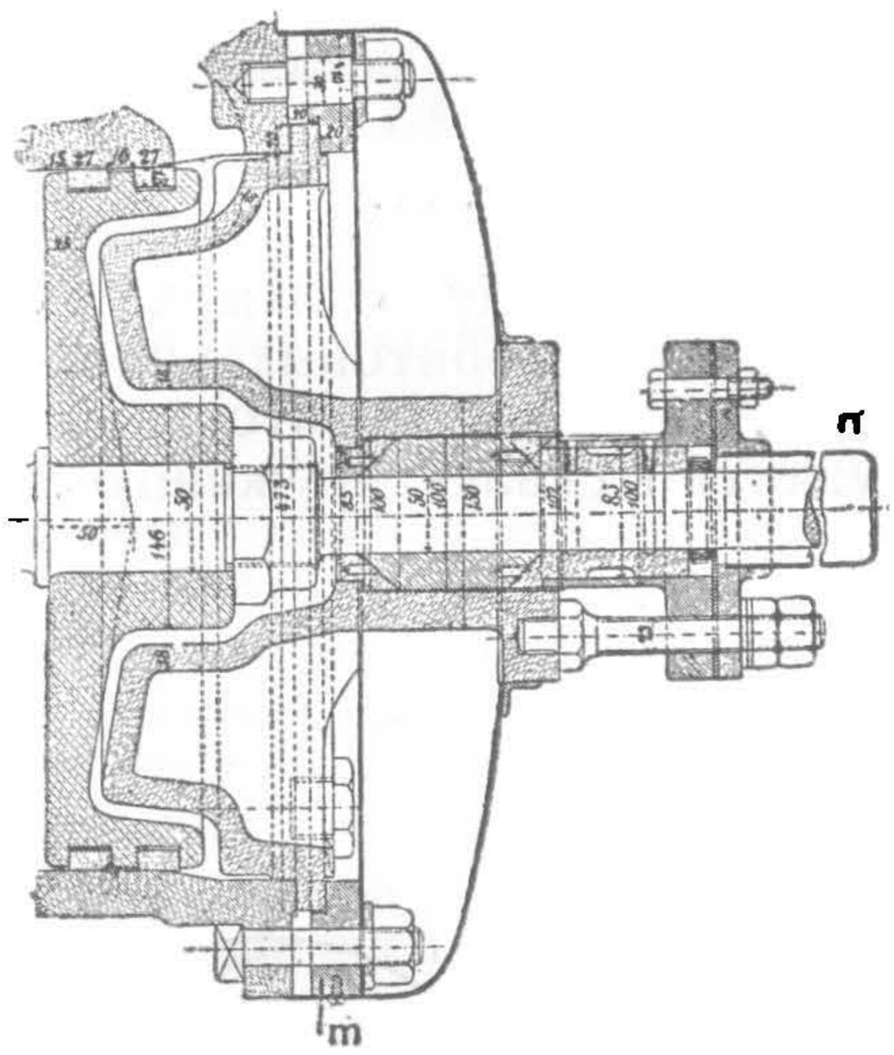
Фиг. 52.

К стакану сальника передней крышки часто прикрепляется направляющая для контрштока (фиг. 54), благодаря чему поршень разгружается и происходят меньший износ поршневых колец и мень-

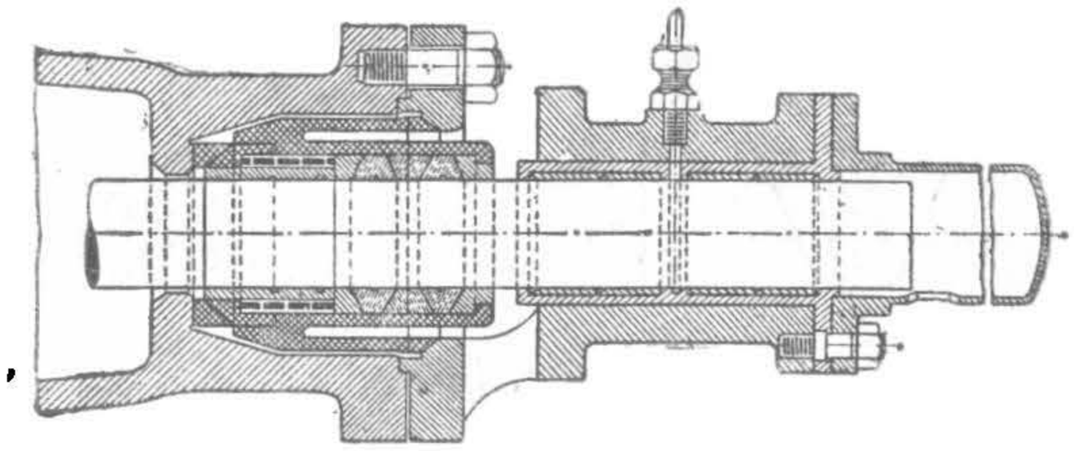
НБ УДУНТ (ДІТ)

шая овализация цилиндров [1]; *п* (фиг. 53)—футляр, предохраняющий контршток от загрязнения. Стаканы задней крышки (фиг. 55) имеют прилины, к которым прикрепляются параллели.

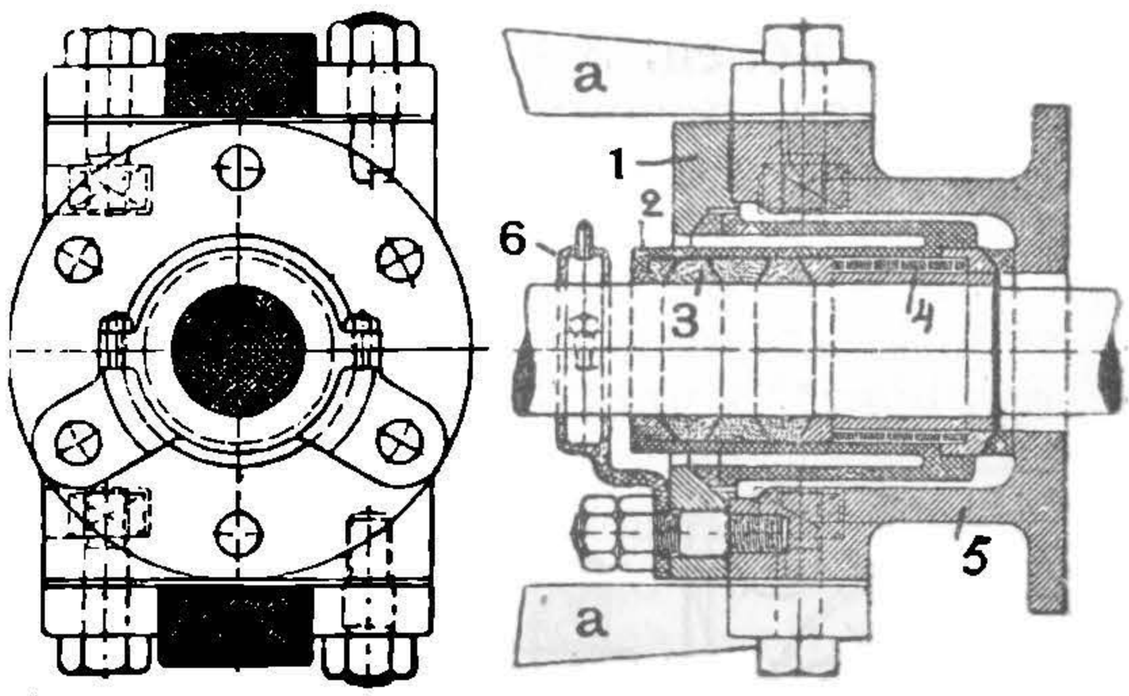
Так как при работе перегретым паром в перегревателе во время долгой стоянки скопляется вода (см. II часть), то при открытии регулятора может быть в цилиндрах „гидравлический удар", при неблагоприятных случаях даже вышибающий крышки, почему на них устанавливают предохранительные клапаны, образец которых представлен на фиг. 56.



Фиг. 53.



Фиг. 54.



Фиг. 55.

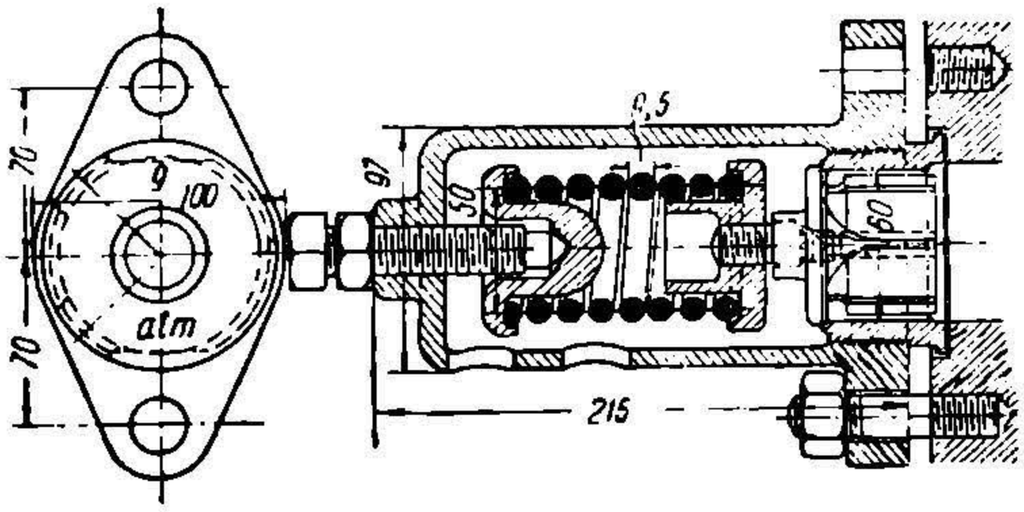
Подобные же предохранительные клапаны ставят на ресиверах (трубах, соединяющих золотниковые коробки цилиндров высокого и низкого давлений) во избежание повышения в них давления выше допускаемого.

II. Сальники. Отверстия крышек, через которые проходят шток и контршток, во избежание протока пара снабжаются уплотняющими приспособлениями, называемыми сальниками. Стаканы крышек раньше, при насыщенном паре, набивались паклей с салом, резиной,

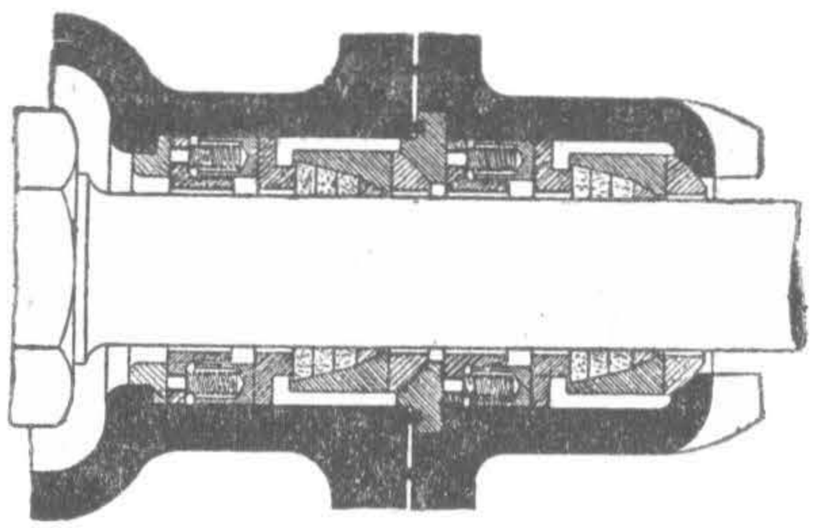
[1] В современных больших американских паровозах переднего поршневого сальника и контрштока больше не делают даже при диаметре цилиндров до 1 *м*. Так сделано в наших новейших паровозах 1—5—1 ФД, 1—4—2ИС, 1—5—1 ТБ и 1—5—2 ТА и в паровозе Гарратт. Вес поршня воспринимается большой рабочей поверхностью поршневых колец. Рабочее напряжение смятия принимается в этом случае не более 0,35 *кг/см²*. Но в наших условиях, повидимому, лучше контршток делать, хотя бы для удобства ремонта. При опытах отмечено, что отсутствие контрштока (например у М 2—4—0) быстро ведет к овализации цилиндров (очевидно, вследствие недостаточной опорной поверхности поршней).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

асбестом и пр. и сдавливались особым вкладышем. При современных высоких давлениях пара и перегретом паре от таких сальников пришлось отказаться и заменить их сальниками с металлическими самоуплотняющимися кольцами. Конструкций таковых предложено очень много; на фиг. 54 и 55 показаны сальники системы Шмидта: *1*—нажимной фланец; *2*—двойной стакан с охлаж-

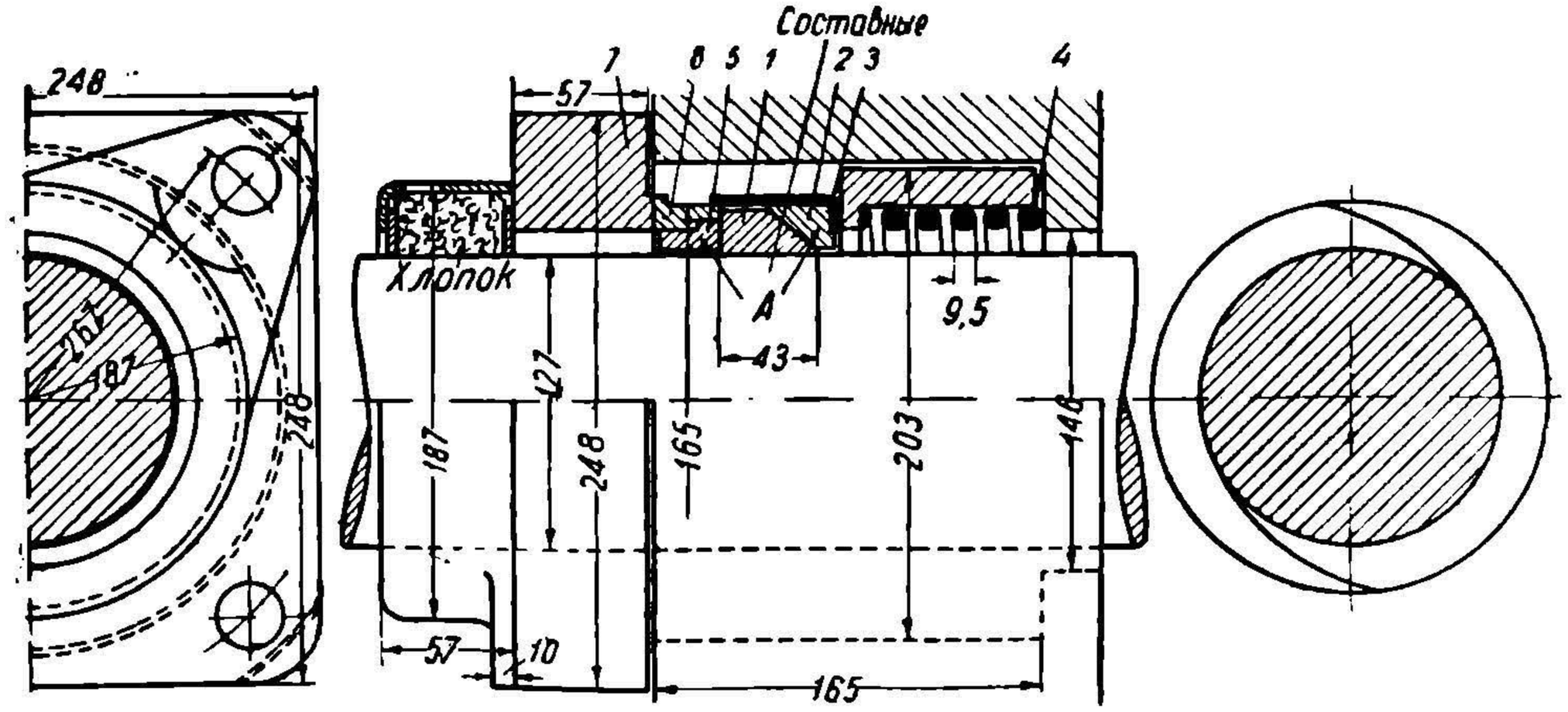


Фиг. 56.



Фиг. 57.

дающим воздушным каналом, благодаря которому охлаждается внутренний стакан с заключенным в нем рядом баббитовых уплотняющих колец; *3*—эти кольца, разрезанные пополам и обточенные по конусу, почему равномерно прижимаются к скалке пружиною *4*.



Фиг. 57а.

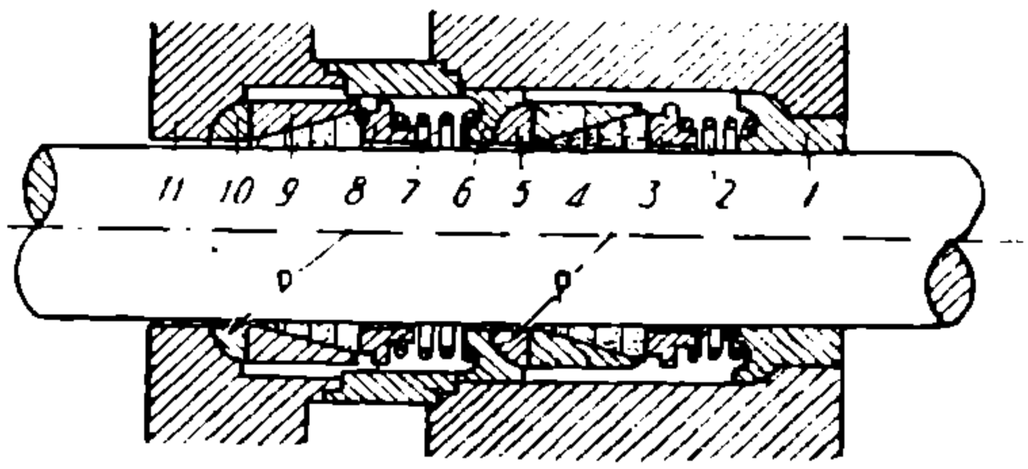
Двойной стакан *2* опирается на фланец 1 и стакан крышки *5* при помощи промежуточных колец с шаровою поверхностью, почему стакан *2* может слегка поворачиваться, что бывает очень полезно при небольшом пригибе штока; *6*—масленка для смазки штока. Наиболее распространенный у нас сальник—„русский" (фиг. 57).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Недостаток сальников Шмидта и др. (например Чарльса) заключается в наличии одной длинной сильной пружины, которая при заедании сальниковых колец от недостатка смазки может сжиматься при движении штока поршня в одну сторону и, разжимаясь при обратном ходе, может вызвать поломку бабитовых колец.

„Русский сальник", представленный на фиг. 57, это устраняет. На фиг. 58 представлен один из вариантов его усовершенствования тт. Шатеркиным и Григорьевым. Здесь чашки *4* и *9* с баббитовыми кольцами притираются к опорным чечевицам *5* и *10*, которые в свою очередь притерты к фланцам *6* и *11*. При наличии слабины между чечевицами и штоком возможно полное самоцентрирование.

Одна длинная и сильная пружина здесь разбивается на две укороченные части или заменяется розетками, чем устраняются упомянутые удары деталей и их поломка. Наконец, сальник имеет две чашки с кольцами, в промежутке между которыми собирается конденсационная вода, бразующая естественный запор.



Фиг. 58.

Сальники были испытаны с успехом на М. Б-Б. ж. д.

Самая распространенная в США система сальников—Кинга, изготовляемая заводом „United States Metallic Packing C°" в Филадельфии. Сальники Кинга поставлены и у нас на паровозах серии Е 1—5—0 и найдены наиболее простыми, дешевыми и удобными при эксплоатации (фиг. 57а). Набивочное кольцо *1*, скошенное под углом 45°, разрезано по двум дугам таким образом, что при износе их одна половина заходит за другую, поворачиваясь около оси штока от усилия, приходящегося на скошенную под углом в 45° поверхность. На нее нажимает свободно сидящее на штоке чугунное кольцо *2*, разрезанное на две половины по диаметру. Оба кольца сидят в чашке *3*, которая прижимается со стороны крышки пружиною *4*; с наружной же стороны кольца сжимаются свободным латунным кольцом *5*, прижимаемым железным кольцом *6* и фланцем *7*.

Крышка золотниковой коробки со специальною направляющею золотникового штока будет описана ниже, при изучении парораспределительного механизма.

§ 10. Расчет цилиндров. Диаметр цилиндра определяется из следующего известного (ч. I) соотношения: если p_i—среднее индикаторное давление в цилиндре, диаметр которого равен d и ход поршня h, то например, при двух цилиндрах однократного расширения работа пара в цилиндрах за один оборот ведущей оси равна:

$$2\left(\frac{\pi d^2}{4} p_i \cdot 2h\right).$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Не вся эта работа передается на оси ведущей оси, а часть ее (принимается примерно 0,1) тратится на внутреннее трение машины, т. е. механический коэфициент полезного действия $\eta_m = 0{,}9$. Таким образом передается работа, равная $\eta_m \cdot 2\left(\frac{\pi d^2}{4} \cdot 2h \cdot p_i\right)$.

Если теперь F_k—средняя величина (в *кг*) касательной силы тяги (на ободе), то ее работа (при диаметре ведущих колес $= D$) будет равна $F_k \cdot \pi D$. Поэтому находим:

$$F_k \cdot \pi D = \eta_m \cdot 2\left(\frac{\pi d^2}{4} \cdot p_i \cdot 2h\right),$$

или

$$F_k = \frac{d^2 h}{D} \cdot p_i \cdot \eta_m.$$

Так как

$$F_k = \eta_m \cdot F_i,$$

где F_i—индикаторная сила тяги, то

$$F_i = \frac{d^2 h}{D} \cdot p_i. \qquad (1)$$

Так как шток уменьшает рабочую площадь цилиндра, то более точно брать (приблизительно)

$$F_i = 0{,}97 \frac{d^2 h}{D} p_i. \qquad (2)$$

Величина F_i считается данной (она равна сумме всех сопротивлений, которые надо преодолеть при движении данного поезда по данному пути, и определяется по формулам, приведенным в ч. I); d и p_i должны быть таковы, чтобы при выбранных h и D можно было получить требуемую величину F_i.

D выбирается в зависимости от типа паровоза [1]. Для увеличения F_i выгодно брать $h = 2r$ (где r—радиус кривошипа) возможно больше, но этому иногда мешают размеры ведущих колес, и при больших h увеличиваются длина и вес цилиндров. Берут: $h =$ от 550 до 770 *мм* для пассажирских и курьерских паровозов и $h = 600$—870 *мм* для товарных паровозов.

У нас взяты $h = 650$—для паровозов товарных серий $О^{В}$, $Ы^{Ч}$ и пассажирских—$К^{У}$ и Л и 700 для $Щ^{П}$, Э и пассажирских С и Б.

Серия $Е^{Ф}$ имеет $h = 711$; ФД. ИС $= 770$ *мм* $Т^{А}$ и $Т^{Б}$—760 *мм*. Таким образом наиболее употребительны размеры 650, 700, 760 и 770 *мм*.

[1] См. ч. 1, § 26.

НЕ УДУНТ (ДІІТ)

Если $D < 1\,350$ *мм*, то необходимо проверить, не выходит ли головка шатуна за пределы габарита при нижнем положении кривошипа.

Таким образом для двухцилиндровых паровозов однократного расширения (из уравнения 1):

$$d = \sqrt{\frac{F_i \cdot D}{p_i \cdot h}} \qquad (3)$$

Также найдем для трехцилиндровых паровозов однократного расширения:

$$d = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{F_i \cdot D}{p_i \cdot h}}; \qquad (4)$$

для четырехцилиндровых паровозов однократного расширения:

$$d = \sqrt{\frac{F_i \cdot D}{2 \cdot p_i h}}. \qquad (5)$$

Для четырехцилиндровых паровозов компаунд, отнеся всю работу к цилиндрам низкого давления (d_2), имеем:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_i \cdot D}{p_i \cdot h}} \qquad (6)$$

и диаметр цилиндра высокого давления:

$$d_1 = \sqrt{d_2 \frac{V_B}{V_H}}, \qquad (7)$$

где V_B—объем цилиндра высокого давления и V_H—низкого.

Величину $V_H : V_B$ для четырехцилиндровых паровозов Лоттер предлагает брать в пределах от 2,4 до 3, но при таких больших величинах цилиндр низкого давления получается очень большим и или не помещается между рамами или выходит за пределы габарита при помещении их снаружи. Поэтому часто величину $V_H : V_B$ берут значительно ниже (от 2,33 и до 2,18).

Обыкновенно диаметры цилиндров определяют для средних, наиболее употребительных условий работы и для таковой берут наиболее благоприятные отсечки E, дающие наименьший расход пара, а именно:

E берут равной от 25% и до 30% для однократного расширения,

E берут равной 15—20%, отнесенной к большому цилиндру (низкого давления) и

E берут равной 30—40%, отнесенной к малому цилиндру (высокого давления) для машин компаунд.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Тогда при наиболее употребительных давлениях (12—14 *атм.*) получаем среднее индикаторное давление p_i, которое

для машин однократного расширения при насыщенном паре равно . . . . . от 4,0 до 4,2 *кг/см²*
для машин однократного расширения при перегретом паре равно . . . . . от 3,6 до 3,8 „
для машин компаунд (для перегретого пара и отнеся к цилиндру низкого давления) равно . . . . . от 3,4 до 3,6 „

При проектировании эти величины необходимо проверить путем построения теоретических диаграмм, принимая во внимание мятие пара и пр. Здесь предполагается, что и наибольшая работа [при наибольших затяжных („расчетных“) подъемах и при трогании с места] достигается путем увеличения отсечки до пределов допускаемых пораспределительным механизмом (например до 70—75%). Тем не менее достаточность определенных уже размеров цилиндров должна быть проверена для наибольшей работы $(F_i)_{max}$ при $(p_i)_{max}$.

Считая, что регулятор вполне открыт и скорость поезда мала, давление в золотниковой коробке почти равно котловому p_k (разница в 0,5 *атм*); берут $(p_i)_{max} = ap_k$, где a—опытный коэфициент. При насыщенном паре $a \cong 0{,}55$ для пассажирских и курьерских паровозов и $\cong 0{,}66$ для товарных при перегретом паре $\cong 0{,}80$.

Для машин компаунд берется (табл. 4):

Таблица 4

При $V_B : V_B$ равном	2,0	2,25	2,5	2,9
Для курьерских и пассажирских паровозов	0,48	0,46	0,44	0,42
Для товарных	0,55	0,53	0,50	0,44

Проверка должна производиться и при помощи построения теоретических индикаторных диаграмм.

Толщина стенок цилиндров берется по формуле:

$$\delta = 0{,}025\, d + 15 \ мм, \qquad (8)$$

где d дано в *мм*. [1]

Толщина прочих стенок отливки цилиндра (каналы, золотниковая коробка, патрубки и пр.) берется от 18 до 25 *мм* при чугуне (с разрывающим усилием 18—26 *кг/мм²*) в зависимости от их размера.

Длина цилиндра должна быть более h, принимая во внимание ширину поршня и зазоры m между поршнем и крышками в мертвом положении для образования вредных пространств, которые

[1] Увеличение толщины делается, имея в виду расточки цилиндров при их износе.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

в среднем берутся равными 8—14% от объема цилиндра при $p_k = 12—14$ *атм.*

При увеличении давления вредное пространство уменьшается. Зазоры обыкновенно берутся около 10 *мм* спереди и 15 *мм* сзади. Разница в 5 *мм* берется ввиду возможного перемещения поршня при регулировании движущего механизма и при игре рессор.

При расчете цилиндров по приведенным формулам необходимо иногда отступать от данных указаний.

1. Величина F_i должна соответствовать нормальной работе, при которой паровоз должен работать экономически. Поэтому:

a) Для равнинных дорог, когда имеются только редкие затяжные подъемы, преодолеваемые теперь обыкновенно при помощи толкачей или двойною тягою F_i, для пассажирских паровозов берется „нормальной" средней величины. Рассчитывать цилиндры на $(F_i)_{max}$ (например при трогании с места, когда на очень короткое время отсечку берут в 70—75%) нерационально, так как цилиндры получаются слишком большие.

b) Все товарные паровозы и те пассажирские и курьерские паровозы, которые работают преимущественно на горных участках с большими подъемами, нормально утилизируют весь сцепной вес, т. е. берется $F_k = \psi_k \cdot P_k$, где ψ_k—коэфициент сцепления [1] и P_k—сцепной вес.

Так как приблизительно $F_k = (0{,}85—0{,}9)\ F_i$, то, следовательно, в данном случае:

$$F_i = \text{от } \frac{1}{8{,}5} \text{ до } \frac{1}{9} \text{ величины } \psi_k \cdot P_k.$$

Цилиндры получаются значительные, и надо проверить их на вписывание в габарит. [2]

Заметим, что если в данной местности топливо дорого и вопросы об его экономии выдвигаются вперед, то рекомендуется увеличить цилиндры насколько возможно с целью достигнуть той же силы тяги при большой степени расширения. Но, с другой

---

[1] Комиссия Общества инженеров подвижного состава в Сев. Америке (Master Mechanics) принимает для ψ_k следующие величины: $\frac{1}{4}$ — для пассажирских паровозов; $\frac{1}{4{,}25}$ — для товарных, работающих с большим напряжением, и $\frac{1}{4{,}5}$ — для станционных, работающих на рельсах, часто покрытых смазкой. В СССР благодаря слабому пользованию песком для ψ_k брали меньшие величины—от $\frac{1}{5}$ до $\frac{1}{6}$, но последнее время увеличивают до $\frac{1}{4{,}5}$ с песком.

[2] В случае выхода за пределы габарита, во избежание усложнения паровоза применением четырехцилиндровых машин, считают часто более рациональным повышать котловое давление.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

стороны, слишком большие цилиндры имеют еще один крупный недостаток: при обыкновенной конструкции букс здесь имеет место быстрая разработка осевых и дышловых подшипников, почему при цилиндрах большого диаметра необходимо для ведущей оси делать буксы с боковыми вкладышами (например типа Буссес, Обергетмана, Паланка и др.) [1].

2. Так как вся паровая установка паровоза должна представлять одно гармоническое целое, то, определивши размеры цилиндров, надо поставить их в связь с размерами котла. Фон Боррис рекомендует делать проверку на известное практическое соотношение величины C—объема в литрах ($дм^3$) одного цилиндра при однократном расширении (или всех цилиндров высокого давления при компаунд), равного

$$\pi d^2_{(дм)} \cdot h_{(дм)},$$

и H — поверхности нагрева котла в $м^2$, которое должно находиться в пределах, указанных в табл. 5:

Таблица 5

Отношения объема цилиндра и поверхности нагрева

$C(дм^3) : H(м^2)$

a) Насыщенный пар	
1. Пассажирские и быстроходные паровозы 2—2—0	от 0,70 до 0,80
2—2—1 и четырехцилиндровые компаунд . . .	„ 0,55 „ 0,70
2—3—0, 2—3—1 и 1—3—1	„ 0,60 „ 0,85
2. Товарные паровозы	„ 0,80 „ 1,00
b) Перегретый пар	
1. Пассажирские и курьерские паровозы	от 0,85 до 1,05
2. Товарные паровозы	„ 1,03 до 1,15

Например, для одного товарного паровоза по силе тяги было найдено: $d = 530$ *мм* и $h = 650$ *мм*; котел же имел $H = 146 м^2$.

Имеем:

$$\frac{C}{H} = \left(\frac{\pi \cdot 5{,}3^2}{4} \cdot 6.5\right) : 146 = 0{,}98,$$

тогда как это отношение должно быть минимум = 1,05, следовательно, приходится или увеличить диаметры цилиндров или уменьшить котел.

3. Наконец, Штраль считает, что необходимо вообще избегать перенапряжения котла, что может быть достигнуто только

[1] Надо отметить, что управление паровозом при его силе тяги вблизи пределов сцепления требует от машиниста большого внимания, как вообще работа с предельными величинами.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

в том случае, если размеры цилиндров отвечают наиболее употребительной скорости. Если желательно использовать возможно полнее котел и вместе с тем соблюсти условия экономной работы паровоза, то следует принять меры, чтобы не переходить за пределы:

$$n = 11 \cdot \frac{R}{B}$$

для насыщенного пара и простых машин;

$$n = 12 \cdot \frac{R}{B}$$

для насыщенного пара и двухцилиндровых компаунд;

$$n = 13 \cdot \frac{R}{B}$$

для насыщенного пара и четырехцилиндровых компаунд;

$$n = 15 \cdot \frac{R}{B}$$

для перегретого пара и простых машин, где:

n — число оборотов ведущих осей в минуту;
R — площадь колосниковой решетки в $м^2$;
B — объем $м^3$ цилиндра в простых машинах, половина объема цилиндра низкого давления в двухцилиндровых машинах компаунд и объем цилиндра низкого давления четырехцилиндровых компаунд.

Если дано n (по заданной скорости движения) и имеется R, то находим B.

IV. ДВИЖУЩИЙ МЕХАНИЗМ

§ 10-а. Конструкция деталей движущего механизма. Движущий механизм состоит из поршня со штоком, крейцкопфа (или кулака), главного шатуна (или поршневого дышла), кривошипов и спарников (или сцепных дышл).

I. Поршни. Раньше, при насыщенном паре, поршни делались чугунными, в настоящее же время они всегда штампуются или отливаются из стали.

На фиг. 59 и 60 представлены нормальные типы европейских поршней. Поршни снабжены упругими поршневыми кольцами из мягкого чугуна. При насыщенном паре число колец обыкновенно два, шириною 25—30 *мм*, но при перегретом, вследствие его текучести, их берут три шириною 20 *мм* и высотою 12—16—20 *мм*.[1]

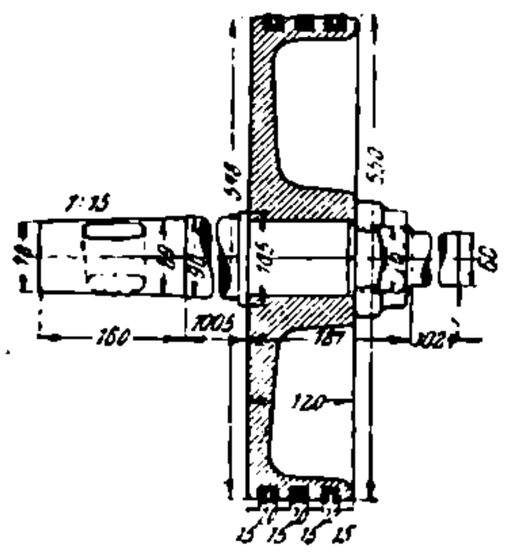
[1] Кольца имеют проточки (канавки) шириною 2—3 *мм*, от которых идут 6—8 отверстий диаметром 3 *мм* до внутренней стороны кольца. Считают, что эти канавки необходимы при перегретом паре, так как они значительно уменьшают утечку пара через поршень.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

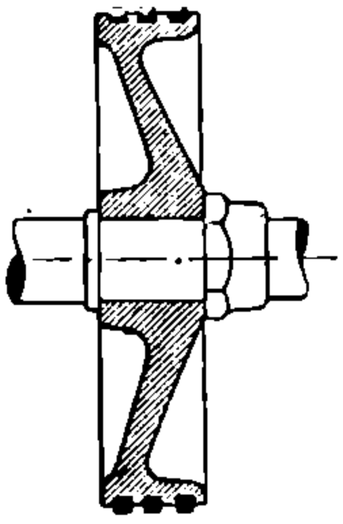
Диаметр поршня на 2—3 *мм* меньше диаметра цилиндра, и во избежание быстрого износа колец необходимо, чтобы поршень на кольца не опирался, для чего его „разгружают", употребляя контршток (при диаметре цилиндра более 450 *мм*) и передавая вес поршня на направляющие. Заточка штока, на который насаживается поршень, обыкновенно коническая, и спереди поршень закрепляется гайкой с чекою.

Контршток имеет диаметр, равный $\frac{2}{3}$ диаметра штока. При очень больших поршнях и потому возможном прогибе штока в Америке применяют кольцо *m* (фиг. 61) из белого металла, которое входит в цилиндр с малым зазором, совсем освобождает пружины от давления веса поршня и образует хорошую направляющую, сохраняя гладкую поверхность цилиндра. Заметим, что подбивки колец не привились.

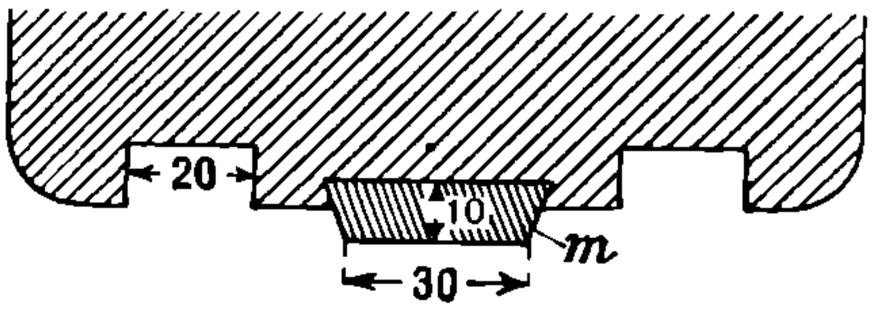
В США и последнее время при постройке наших мощных паровозов применялись поршни, состоящие из двух частей: центрального стального диска и чугунной обичайки (фиг. 62 и 63).



Фиг. 59.



Фиг. 60.

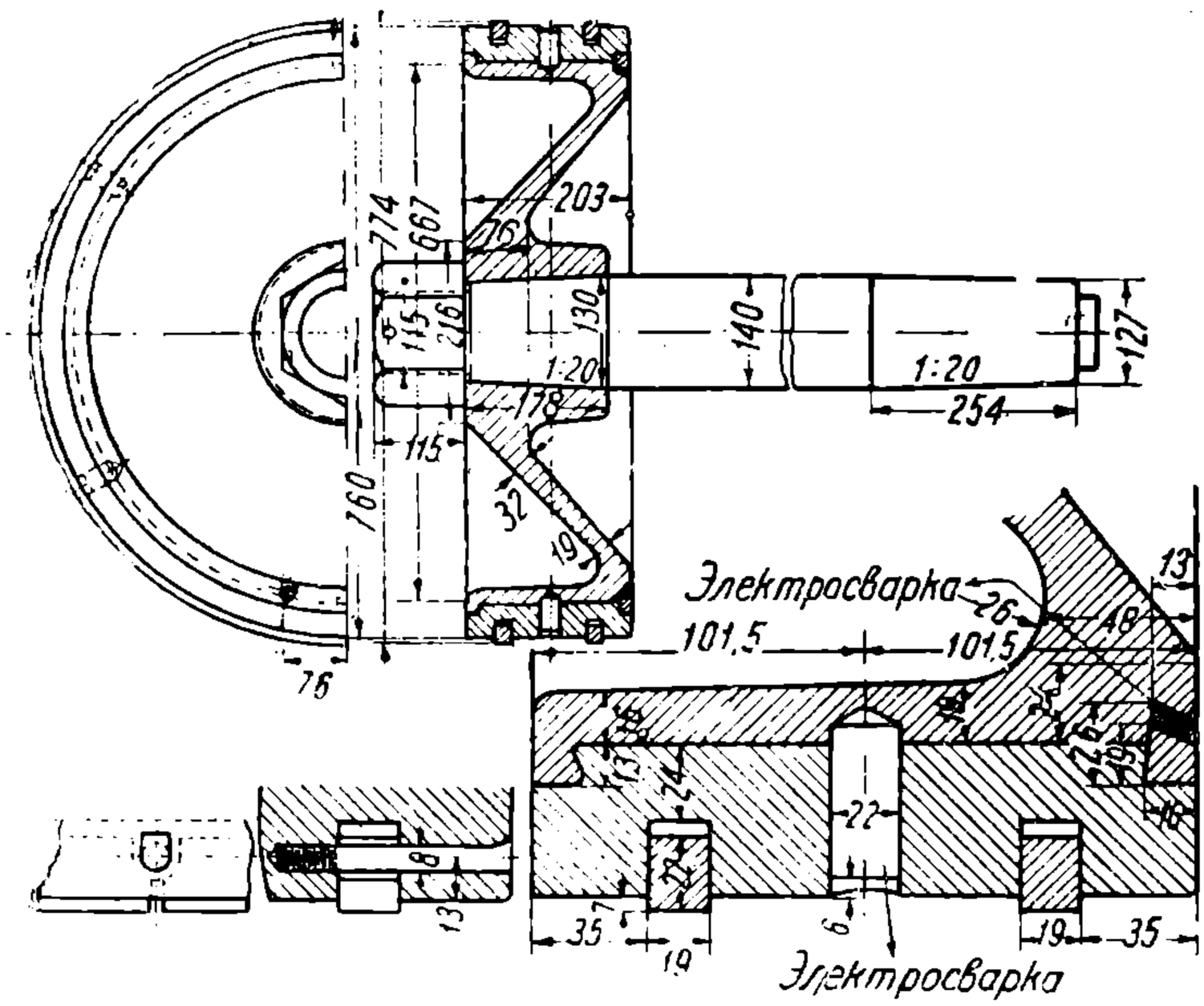


Фиг. 61.

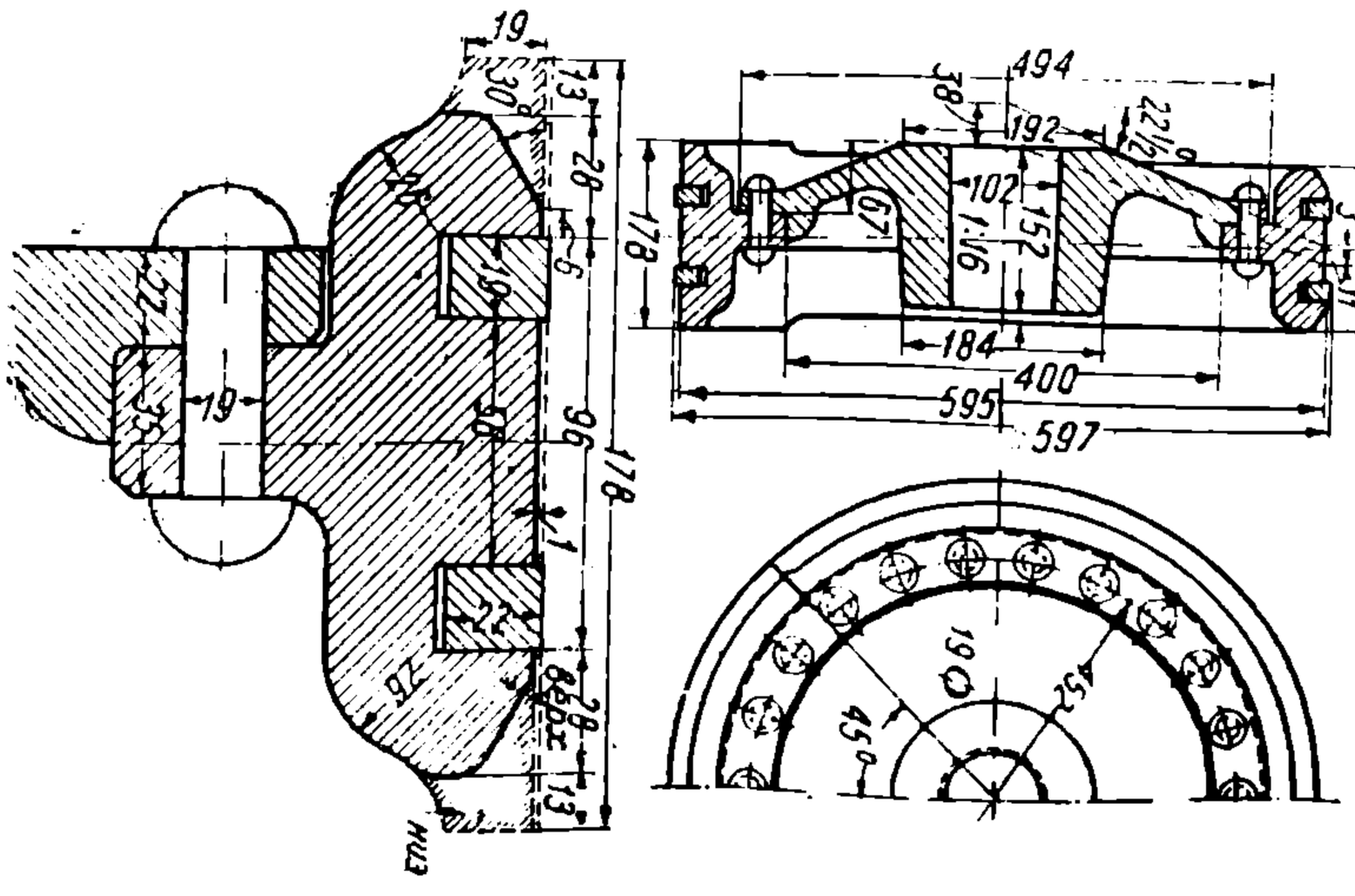
На наших паровозах ФД 1—5—1 и ИС 1—4—2 поставлены поршни типа фиг. 60, но с тремя кольцами обычного прямоугольного сечения 14×20 *мм*, которые помещаются в глубоких ручьях (25 *мм*). При некотором провесе поршня кольца имеют возможность поместиться в ручьях, и тогда поршень будет опираться только на обичайку, кольца же будут служить только для воспрепятствования пропуска пара. Для уменьшения удельного давления и быстрого и носа обичайки она сделана довольно широкой (110 *мм* полезной ширины, т. е. за вычетом ширины колец и закруглений).

Кроме того ставят еще кольца американского типа Packing Ring, каковые имеются на паровозах $Т^{А}$ 1—5—2 и $Т^{Б}$ 1—5—1 (фиг. 64). Каждое кольцо состоит по ширине из двух частей, причем каждая часть разрезана по окружности на пять равных отрезков. При сборке их стыки устанавливаются в шахматном порядке во избежание пропуска пара. Таким образом каждое кольцо состоит из 10 отрезков, и для придания ему пружинности в выточенный по кругу паз закладывается круглая пружина из хромовой стали.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 62.

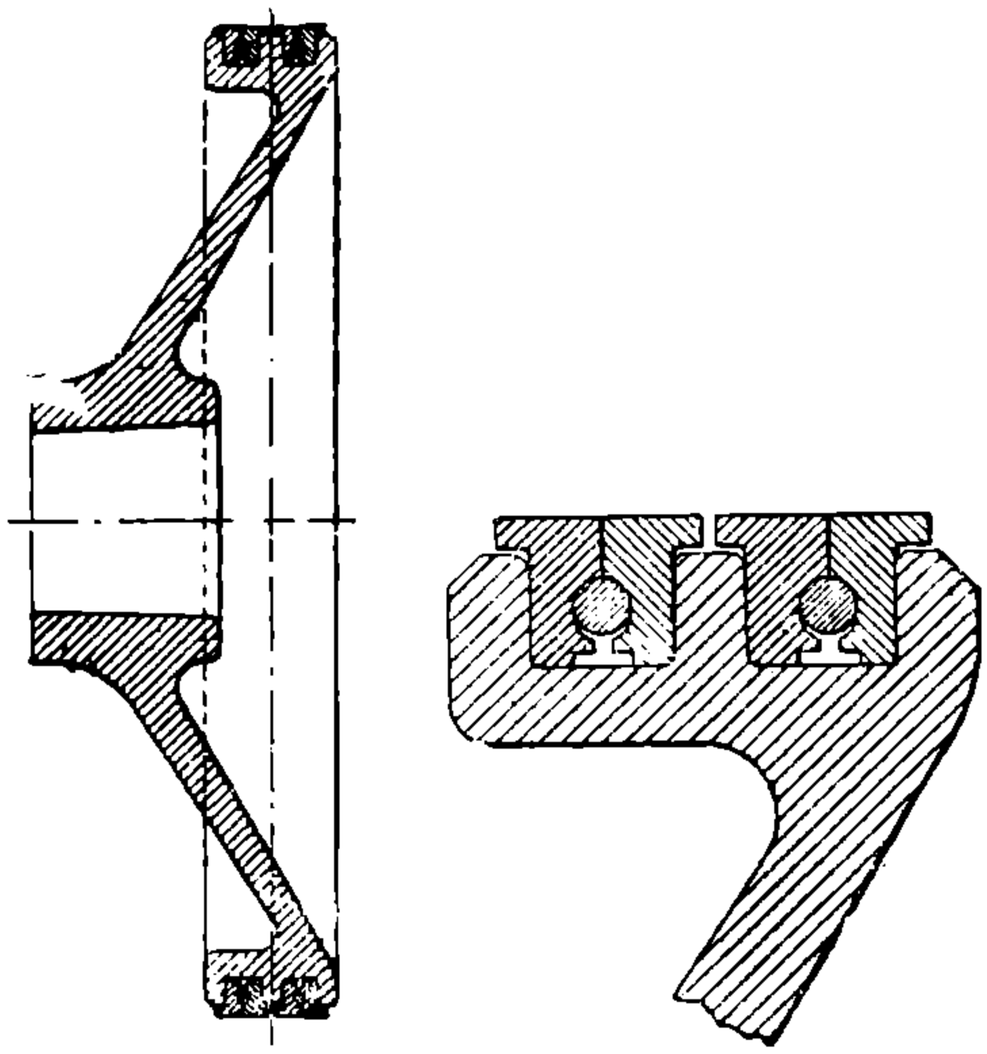


Фиг. 63.

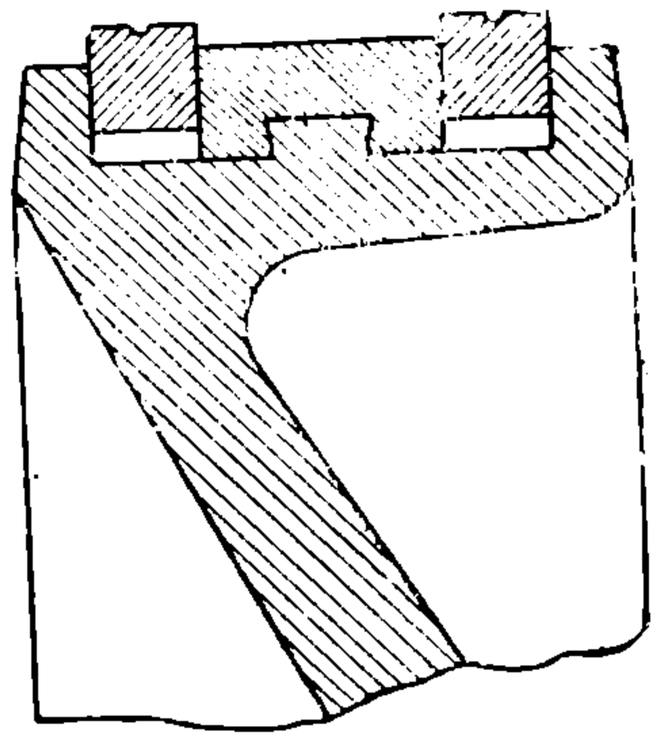
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Здесь кольца не имеют в ручьях зазоров по глубине, а потому поршень всегда опирается только на обичайку, которую поэтому можно сделать более узкой, что облегчает вес каждого поршня почти на 30 *кг*, что имеет особенное значение для уравновешивания паровозов.

Наиболее удачной конструкцией в США считать стальной поршень с наваренным чугунным кольцом (фиг. 65). Чугунное кольцо затем обтачивается на $^1/_{32}''$ (0,8 *мм*) меньше, чем диаметр цилиндра или даже почти по диаметру цилиндра, почему при работе поршень касается цилиндра не только двумя разрезными



Фиг. 64.



Фиг. 65.

кольцами, но и этим широким чугунным кольцом. Получаются меньшая сработка и лучшая паронепроницаемость. Затем и дальше при сработке разрезных колец поршень будет касаться тела цилиндра не своим стальным диском, а наваренным чугунным кольцом, которое не произведет задира.

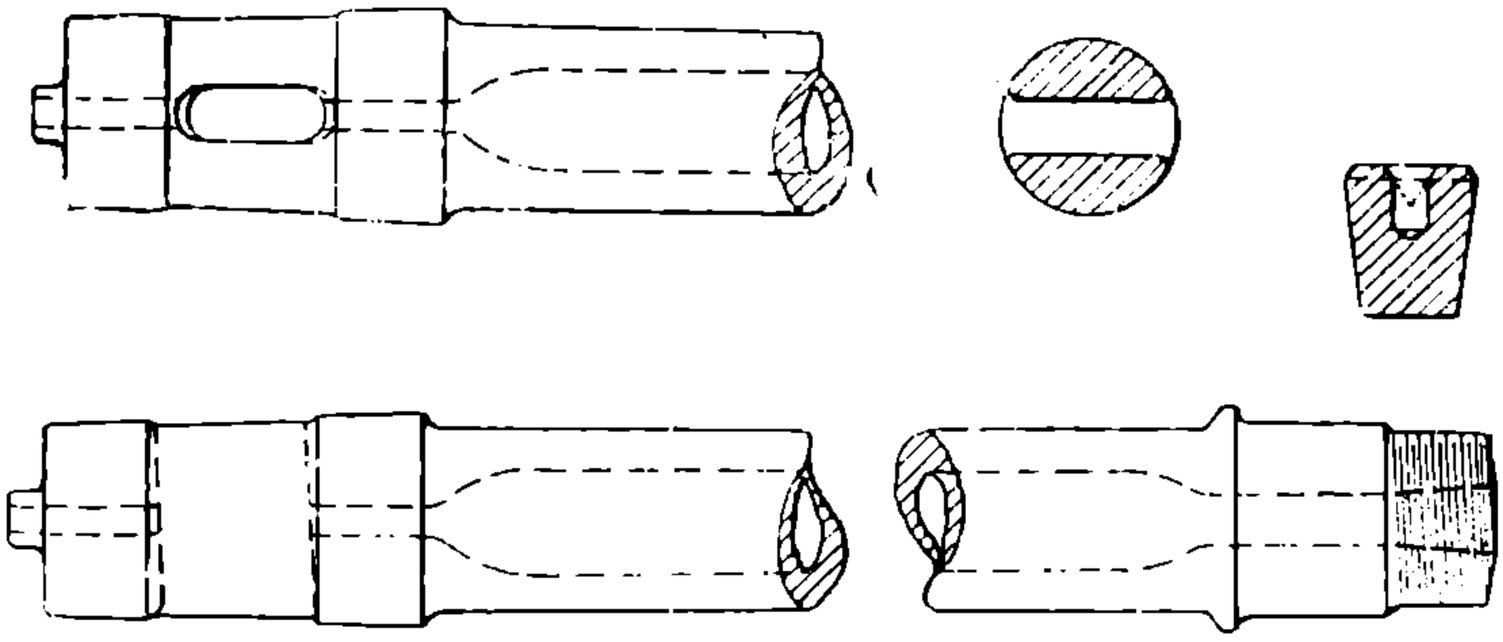
Ввиду сложной работы по наварке указанного центрального кольца в Европе эта конструкция поршня пока не применяется.

II. Поршневой шток. Делается из лучшей стали (прочное сопротивление 55—65 *кг/мм*^{2} с 25% растяжения). Его диаметр 0,15 до 0,175 диаметра цилиндра (в паровозах компаунд—малого цилиндра, причем в больших цилиндрах шток делается таким же, как и в малых). Скрепление его с крейцкопфом всегда на конус $\left(\frac{1}{15}\right)$ с натяжным клином. Последнее время есть примеры штоков пустотелых для облегчения веса прямолинейно-возвратно двигающихся частей, что приобретает особое звачение для быстроходных паровозов. Например на нашем мощном пассажирском паровозе серии ИС 1—4—2 поставлен пустотелый шток из никелевой стали по

НБ УДУНТ (ДІТ)

типу Пенсильванской ж. д. (фиг. 66) с внутренним сверленым отверстием диаметром 55 *мм*, которое со стороны поршня заделывается пробкой.

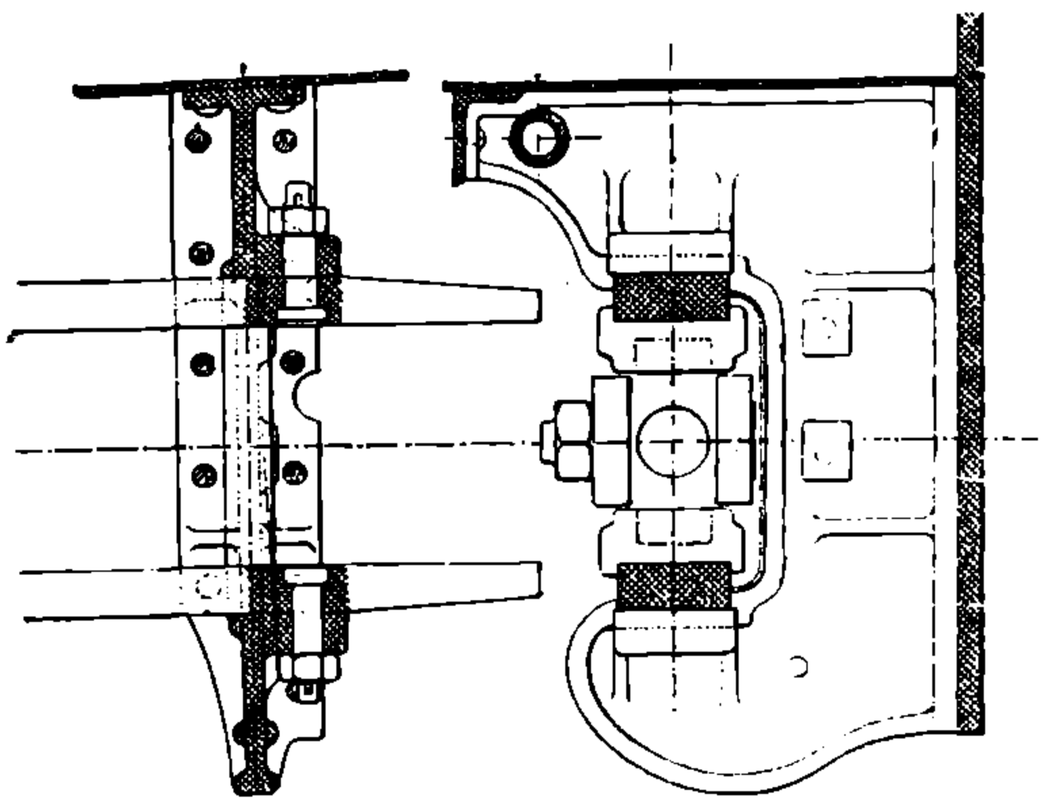
Как правило, в настоящее время, также с целью облегчения веса, к о н т р ш т о к о в не употребляют по примеру американских заводов.



Фиг. 66.

III. Крейцкопф и параллели. Конструкция крейцкопфа зависит от числа параллелей, каковых раньше употребляли всегда две [1], но в настоящее время в интересах упрощения конструкции крейцкопфа и уменьшения его веса повсеместно входит в обращение для каждого крейцкопфа только одна направляющая параллель.

Параллели, как сказано выше, с одной (передней) стороны опираются на фланец сальника задней цилиндровой крышки (фиг. 55), с другой же — привинчиваются к особому кронштейну, который называется п а р а л л е л ь н о й р а м о й, прикрепляемой к раме паровоза. На фиг. 67 и 68 показаны укрепления одной и двух параллелей к рамам.

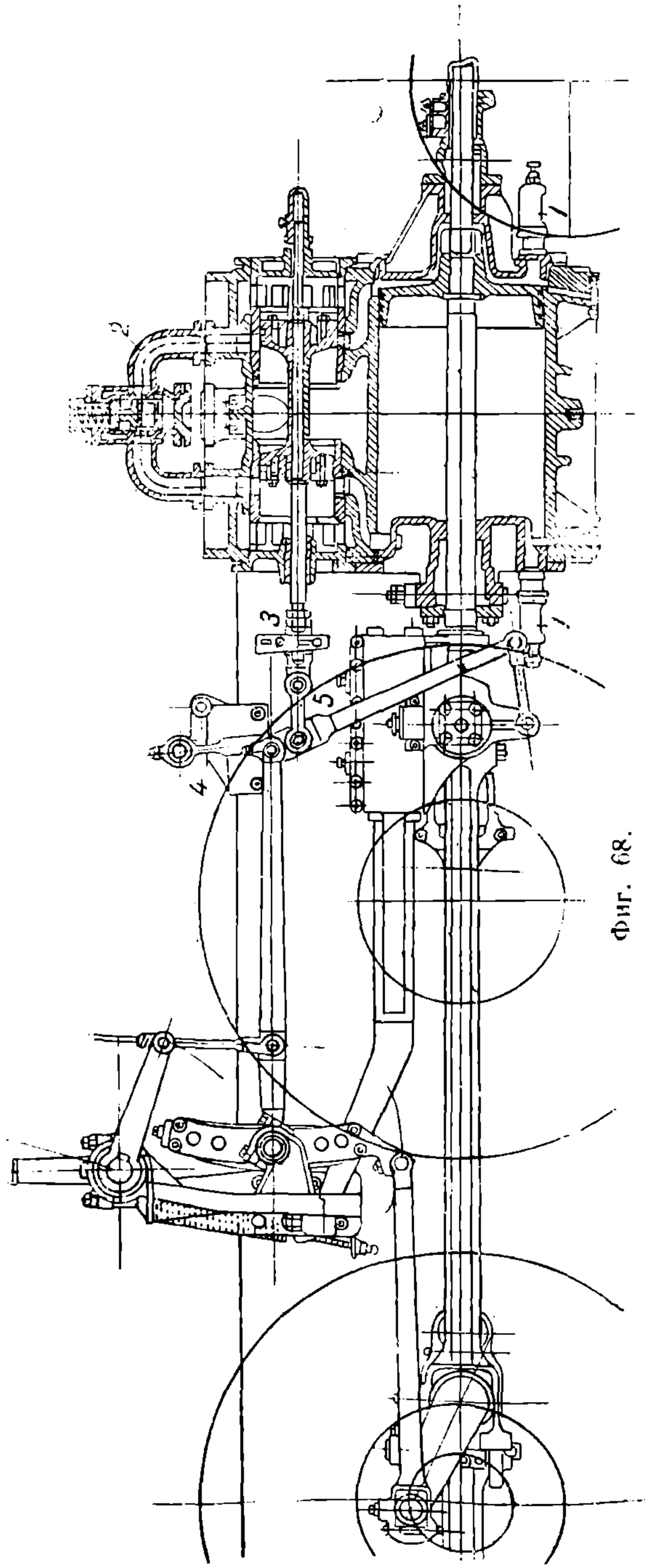


Фиг. 67.

Параллельные рамы могут, понятно, быть расположенными только между колесами, почему их расстояние от цилиндра, а следовательно, и длина параллелей может изменяться в значительных пределах. На фиг. 67 это расстояние невелико, почему параллели укреплены не за их конец, а на некотором расстоянии от такового. На фиг. 68, наоборот, длина очень велика, значительно более необходимой для направления крейцкопфа.

[1] В Англии при внутренних цилиндрах даже четыре.

НВ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 68.

В тех случаях, когда ось вращения кулисы приходится помещать против колеса, жестко укрепляют к рамам на специальных кронштейнах особые поддерживающие балки для ее подшипников (фиг. 69).

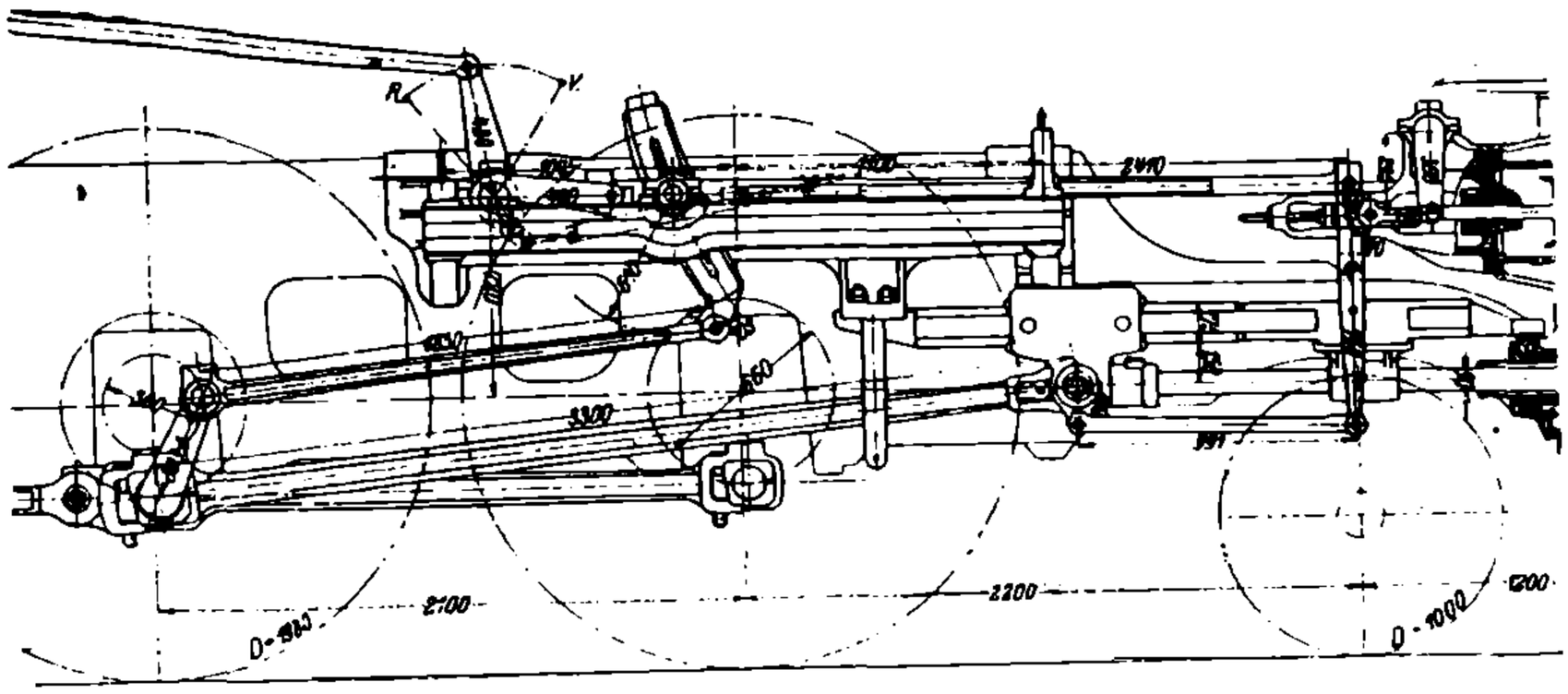
Крейцкопфы также отливаются из стали и имеют две скользящих поверхности. Между ними и параллелью кладут бронзовые прокладки (п о п о л з у ш к и) для уменьшения трения. Так как давление, прижимающее крейцкопф к параллели, весьма велико, то желательно длину пополузшки брать возможно большей, например 500—600 *мм*; если же этого нельзя сделать по конструктивным соображениям, то ее уширяют до 120—140 *мм* так, чтобы давление на 1 $см^2$ было не более 5 *кг*.

На фиг. 70 изображен обыкновенный крейцкопф с двумя параллелями: *1*—поводок для ку. исы Г е й з и н г е р а (см. ниже); *2*—масленка; *3* — поползушка; *4* — стальной валок, вкладываемый сбоку, на который надевается головка шатуна; *5* — стакан, в который вставляется конический конец штока. Так как при переднем ходе крейцкопф прижимается к

НВ УДУНТ (ДІІТ)

верхней параллели, а при заднем—к нижней, то верхняя и нижняя части крейцкопфа одинаковы.

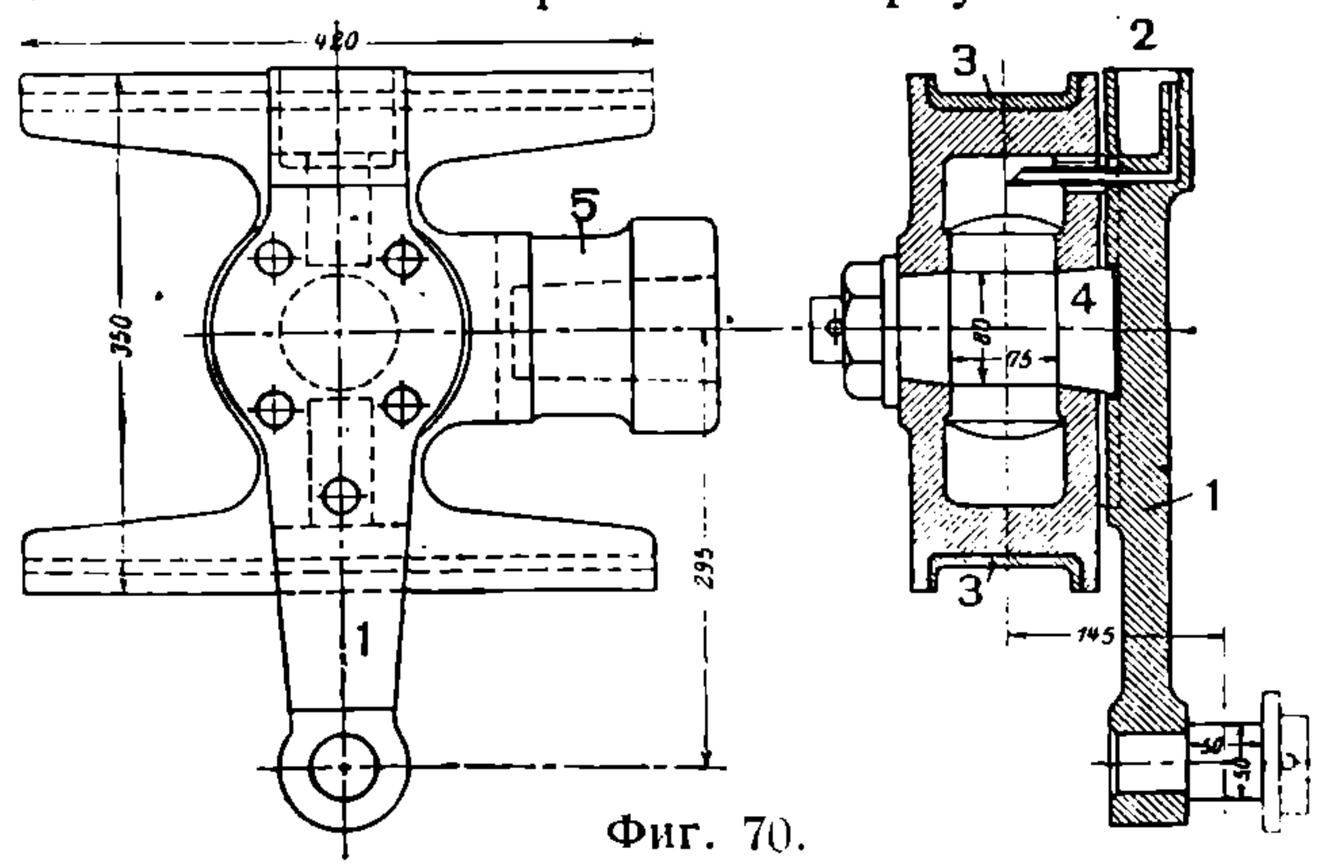
На фиг. 71 изображен крейцкопф системы „Alligator", обладающий тем преимуществом, что поползушки могут быть быстро



Фиг. 69.

сняты и заменены новыми с уже наплавленными баббитом поверхностями. Иногда устанавливают поползушки медные, которые при их износе заменяются новыми.

На фиг. 72—крейцкопф для одной параллели. Здесь крейцкопф прижимается к одной и той же параллели сверху вниз или снизу вверх при обратном или прямом ходе, почему, надевши на параллель крейцкопф снизу, сверху кладут крышку (*6*) со своею поползушкою, которая соединяется с телом крейцкопфа рядом болтов (*7*); *4*—шатунный валок, *1*—пластинка, предохраняющая его от выпадения. При кулисах Гейзингера она заменяется поводк ми вроде показанного на фиг. 70.[1] На практике встречаются и другие конструкции крейцкопфов.



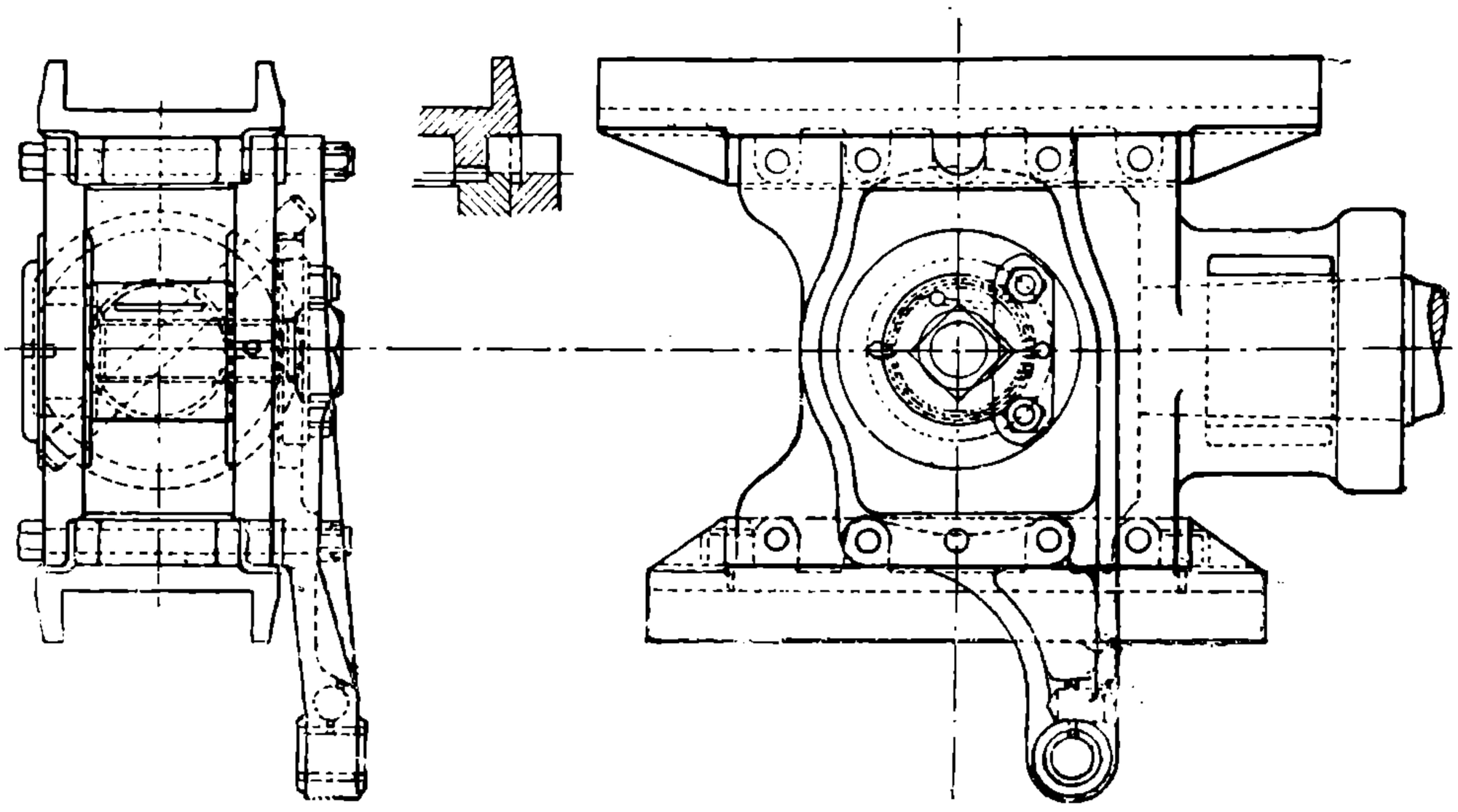
Фиг. 70.

Так как поползушка изнашивается, то, чтобы не искривлялся шток и не было порчи сальников, необходимо регулировать положение параллелей, что обыкновенно делается путем прокладки запасных железных или медных полос под их концы.

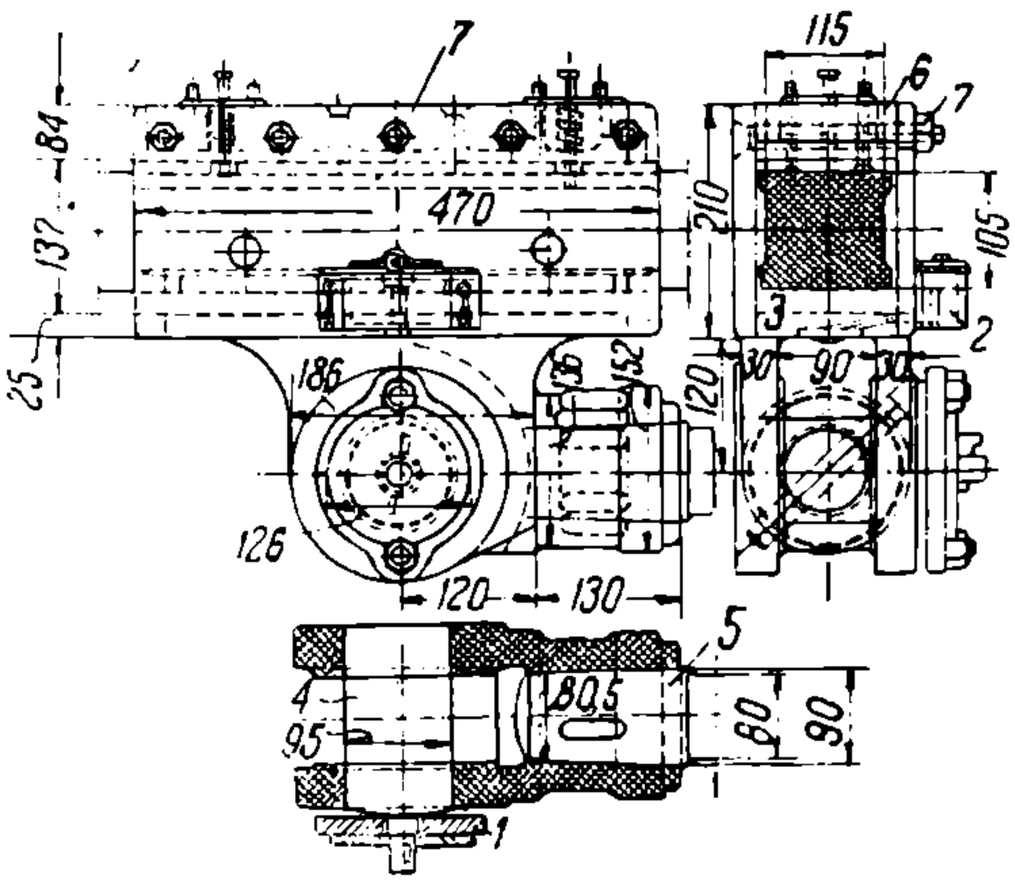
[1] Иногда поводок отливается за одно целое с крейцкопфом.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Последнее время начали распространяться крейцкопфы системы Пенсильванской ж. д., движущиеся между тремя параллелями.



Фиг. 71.

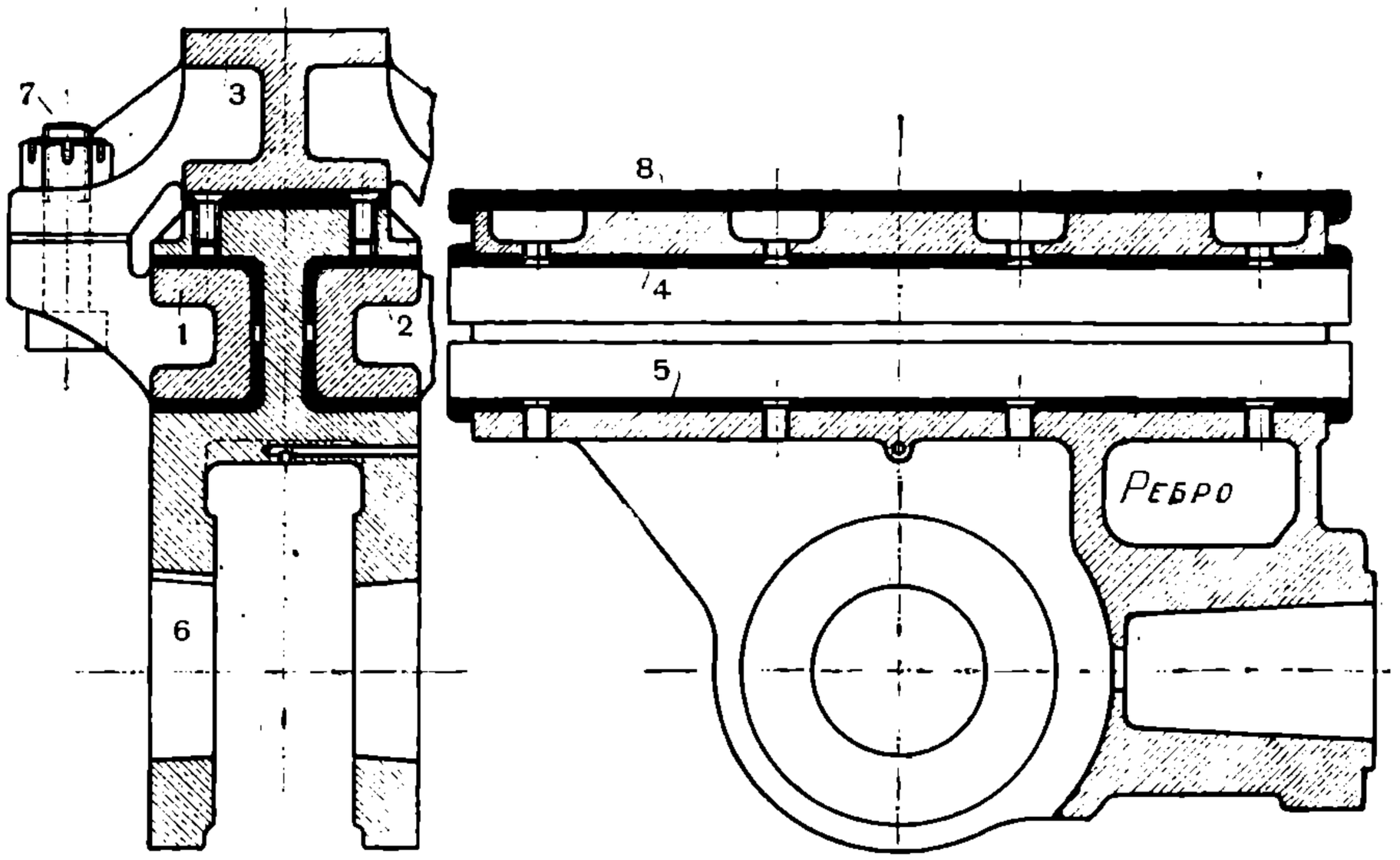


Фиг. 72.

На фиг. 73 представлен таковой паровоз 2—4—0 М: параллели *1*, *2* и *3*, отлитые из стали, соединяются болтами *7* и прикрепляются обычным способом к цилиндрам и параллельным рамкам. Стальные

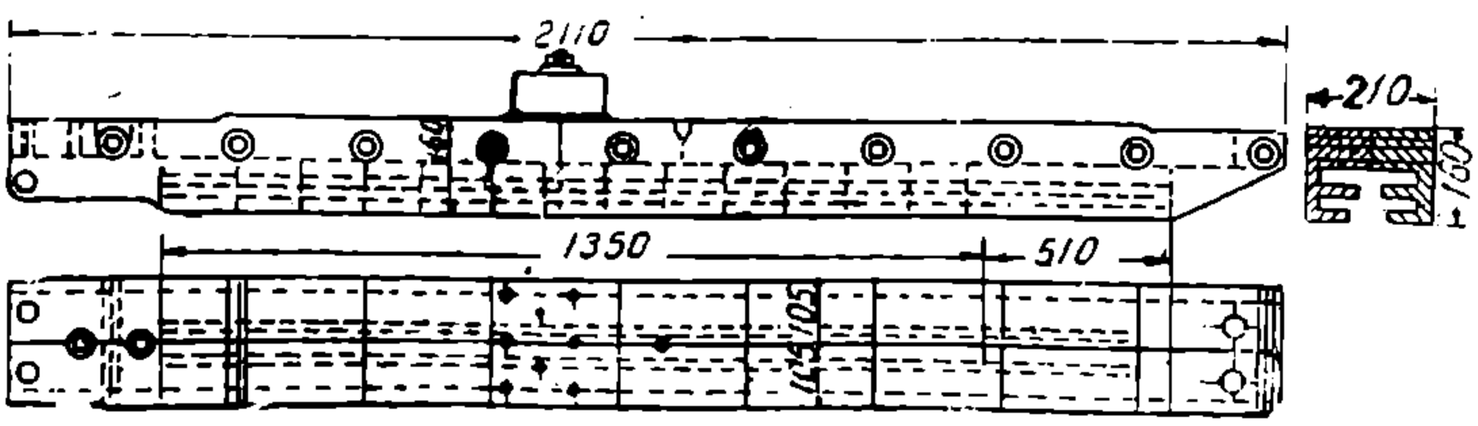
ной корпус крейцкопфа снабжен бронзовыми поползушками *4*, *5* и *8* соответствующей формы, прикрепляемыми шурупами: *6*—отверстия для крейцкопфного валка.

По опытам подобный крейцкопф работает превосходно.



Фиг. 73.

Более поздней конструкции тройная пенсильванская параллель и соответствующий крейцкопф (фиг. 74 и 75) поставлены на наших новых мощных паровозах 1—5—1 ФД и 1—4—2 ИС и



Фиг. 74.

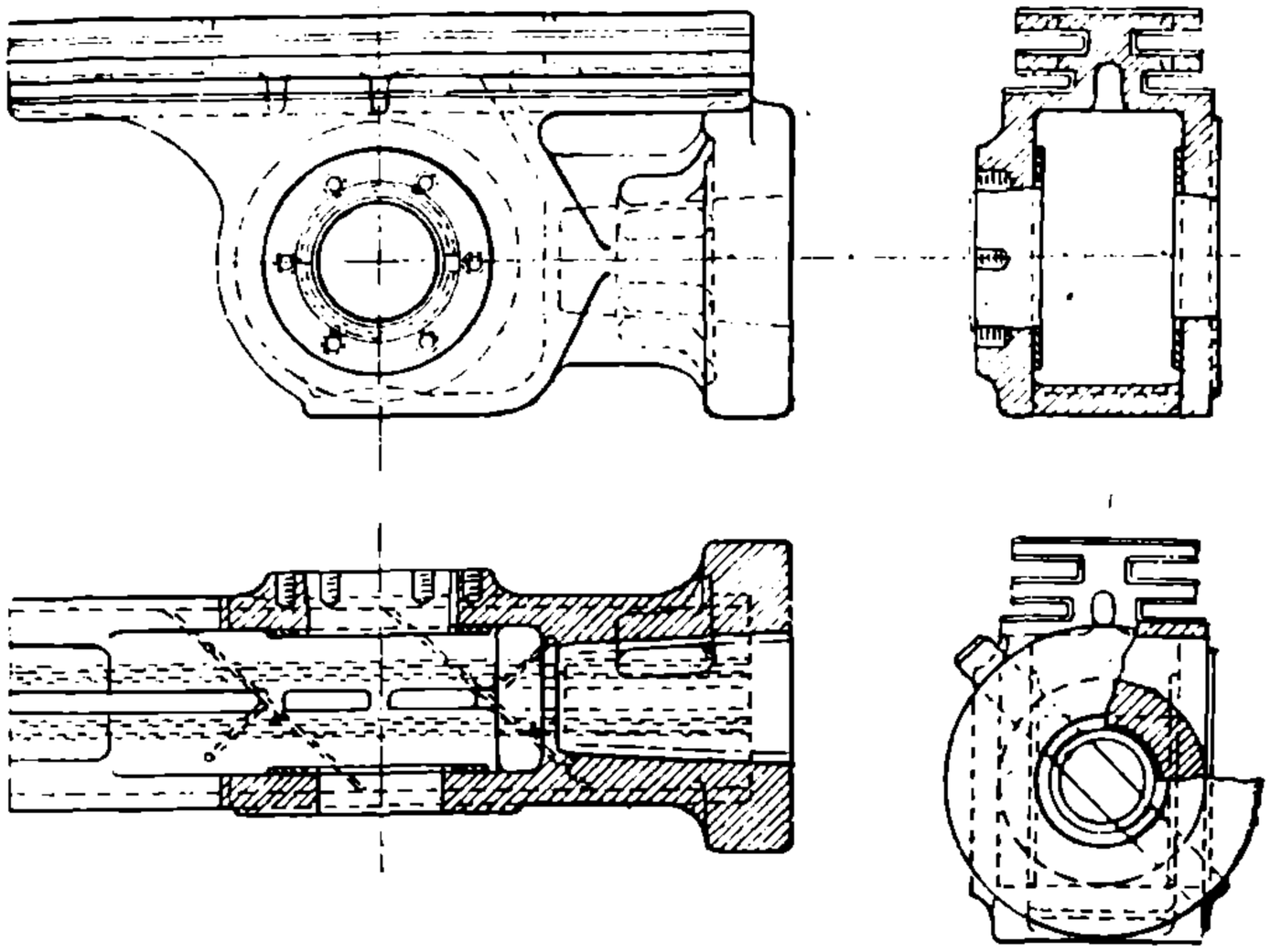
на $Т^{А}$ и $Т^{Б}$. Здесь значительно увеличивается опорная площадь, а потому уменьшаются напряжение и износ, тем более, что трущиеся поверхности находятся внутри, отчасти защищенные от пыли. Удельное давление доводится здесь до весьма малой величины—2 *кг/см*^{2}, тогда как у $К^{У}$ и $С^{У}$ оно равно 6,4 и 7,05. Единственный недостаток—сравнительно трудная обработка, так как необходимы точное прострагивание пазов и пригонка крейцкопфа.

IV. Шатуны и спарники. Шатуны передают движение от крейцкопфа к кривошипу и, следовательно, имеют две головки: одна

НБ УДУНТ (ДІІТ)

из них надевается на крейцкопфный валок (малая), другая—на палец кривошипа (большая). Поперечное сечение тела шатуна может быть прямоугольное или тавровое. Главное конструктивное отличие заключается в устройстве головок, которые могут быть: 1) закрытыми (в виде рамки) и 2) открытыми.

Первые наиболее прочны, почему и рекомендуются. Образец—фиг. 76 (шатун паровоза 0—4—0 О^{Д}). В каждую головку вкладываются бронзовые подшипники, состоящие из двух частей, которые могут „натягиваться“ клином (большая головка) или „камнем“ с



Фиг. 75.

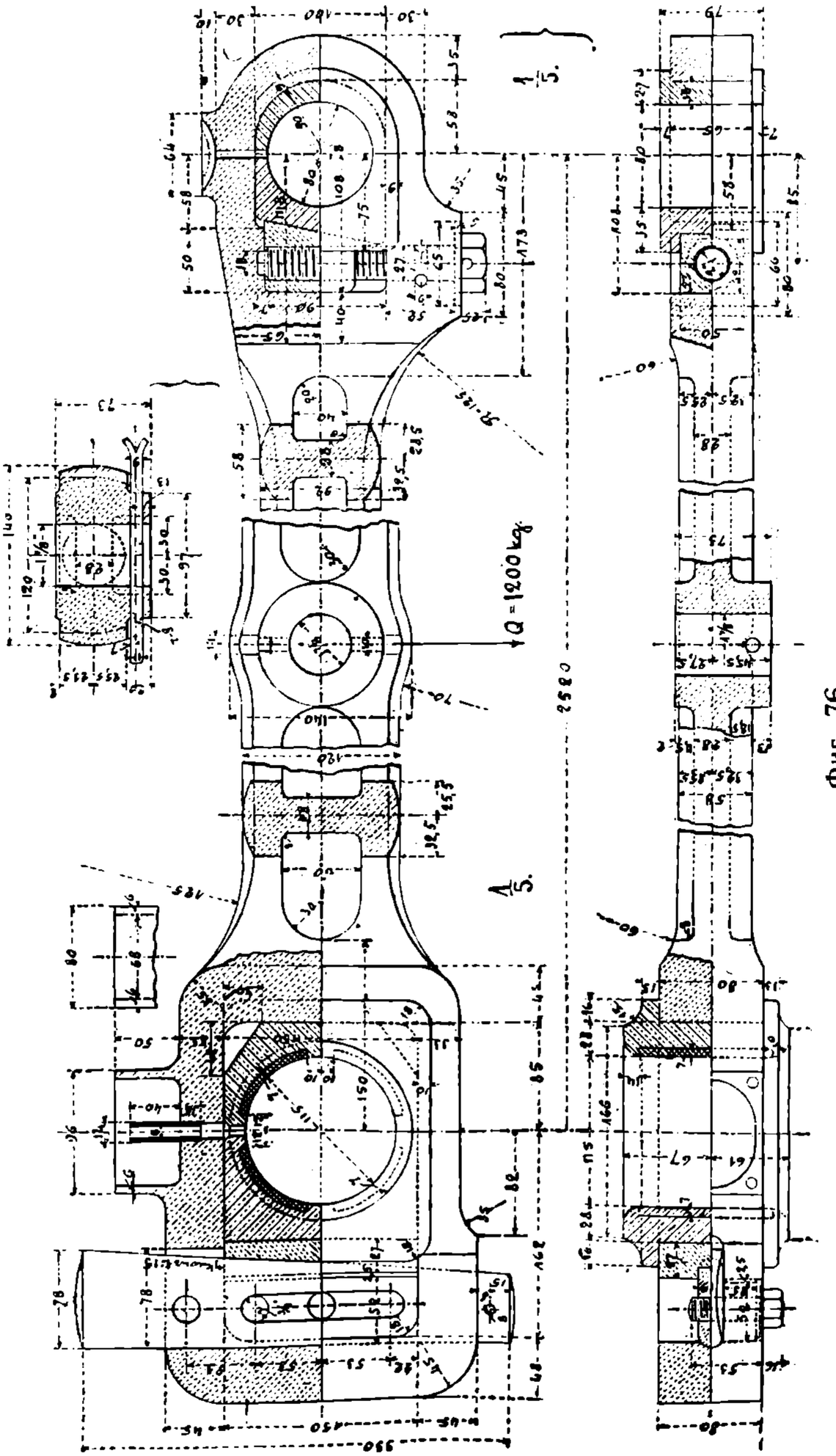
болтом (малая головка). Когда подшипники износятся и начнут „стучать“, то несколько спиливают плоскости соприкосновения их половинок и подтягивают их клином и указанным камнем.

Ввиду недостатка места часто малая головка делается более простой конструкции, без нажимных приспособлений, вместо которых тогда в гнезда головки вставляют под гидравлическим давлением бронзовую втулку.

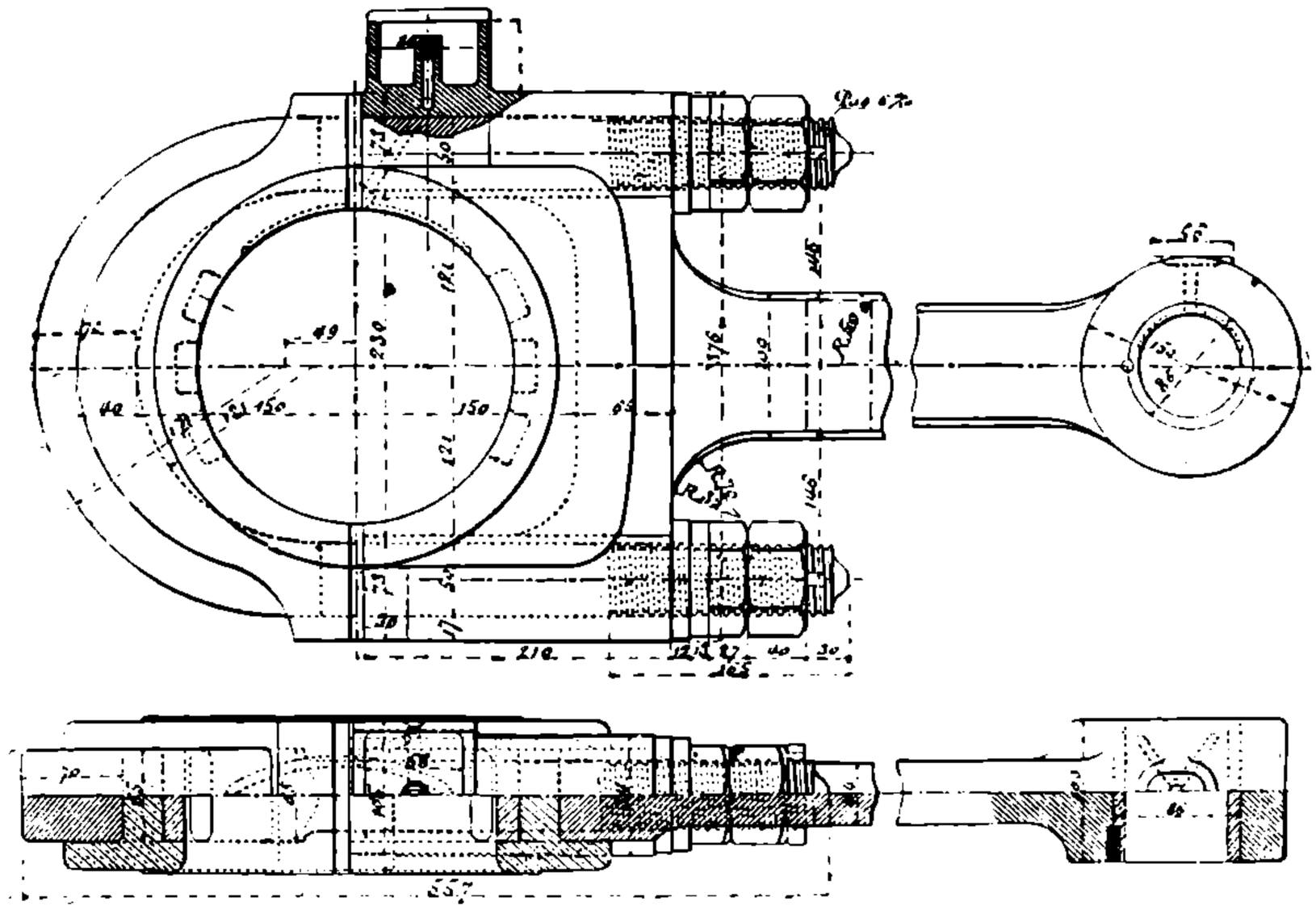
Открытые головки удобнее для сборки. Их много различных конструкций. Приводим: фиг. 77 (железная дорога P. L. M.)—отъемная часть оканчивается болтами и имеет вид обоймы; фиг. 78 (французская Восточная ж. д.)—отъемная часть имеет вид планки, и соединительные болты от нее отделены.

Наконец, есть промежуточная форма, когда существует отъемная часть головки, которая, будучи соединена с вилкою головки шатуна, образует закрытую рамку (только, следовательно, не цельную, а составную). Например, на фиг. 79 устье вилки головки закрывается вставною частью с болтом; на фиг. 80, наоборот, шатун окан-

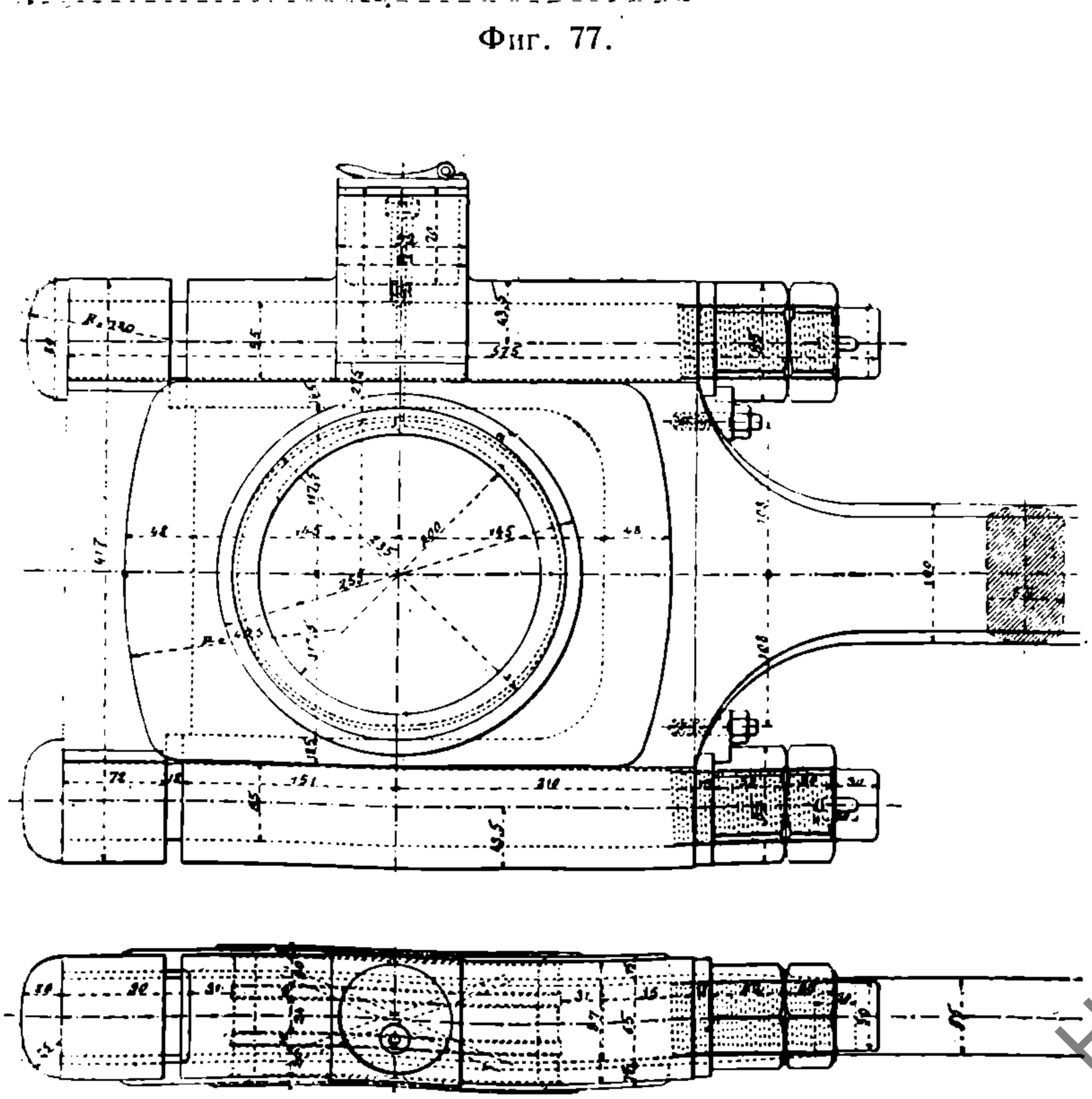
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 76.



Фиг. 77.



Фиг. 78.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

чивается плоскою частью, на которую надевается „обойма“, закрепляемая двумя болтами, и т. д.

Спарники имеют головки, подобные описанным выше. На фиг. 81—спарник с закрытой головкой и соединительным валком, на фиг. 82 — то же, но с глухими, „круглыми“ головками и вставленными под прессом неразрезными втулками (часто употребляются в Сев. Америке, Бельгии и других странах)[1].

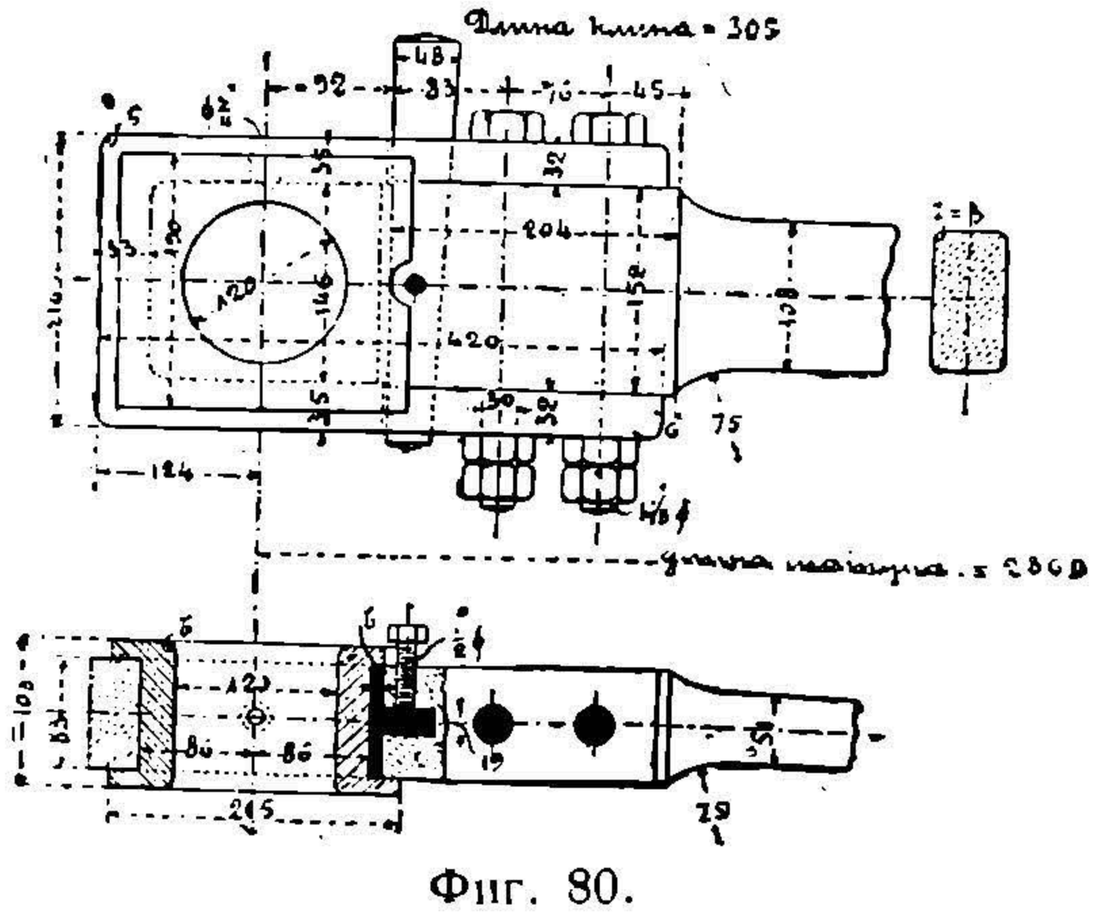
Для осей, имеющих поперечное передвижение, употребляются спарники со специальными шаровыми подшипниками. Например, на фиг. 83 представлено переднее дышло с подшипником системы Хаганса паровоза 1 — 3 — 1 С: передняя головка снабжена цилиндри-



Фиг. 79.

ческою поверхностью, в которую входит цилиндрический вкладыш *1*, снабженный обыкновенным подшипником *2*, надеваемым на палец. Другой конец соединен с соседним дышлом при помощи двух шарниров *3* и *4*, и таким образом получается полная возможность, не меняя связь дышл между собою, переднему дышлу передвигаться свободно в сторону.

При внутренних цилиндрах часто является необходимость обойти передние



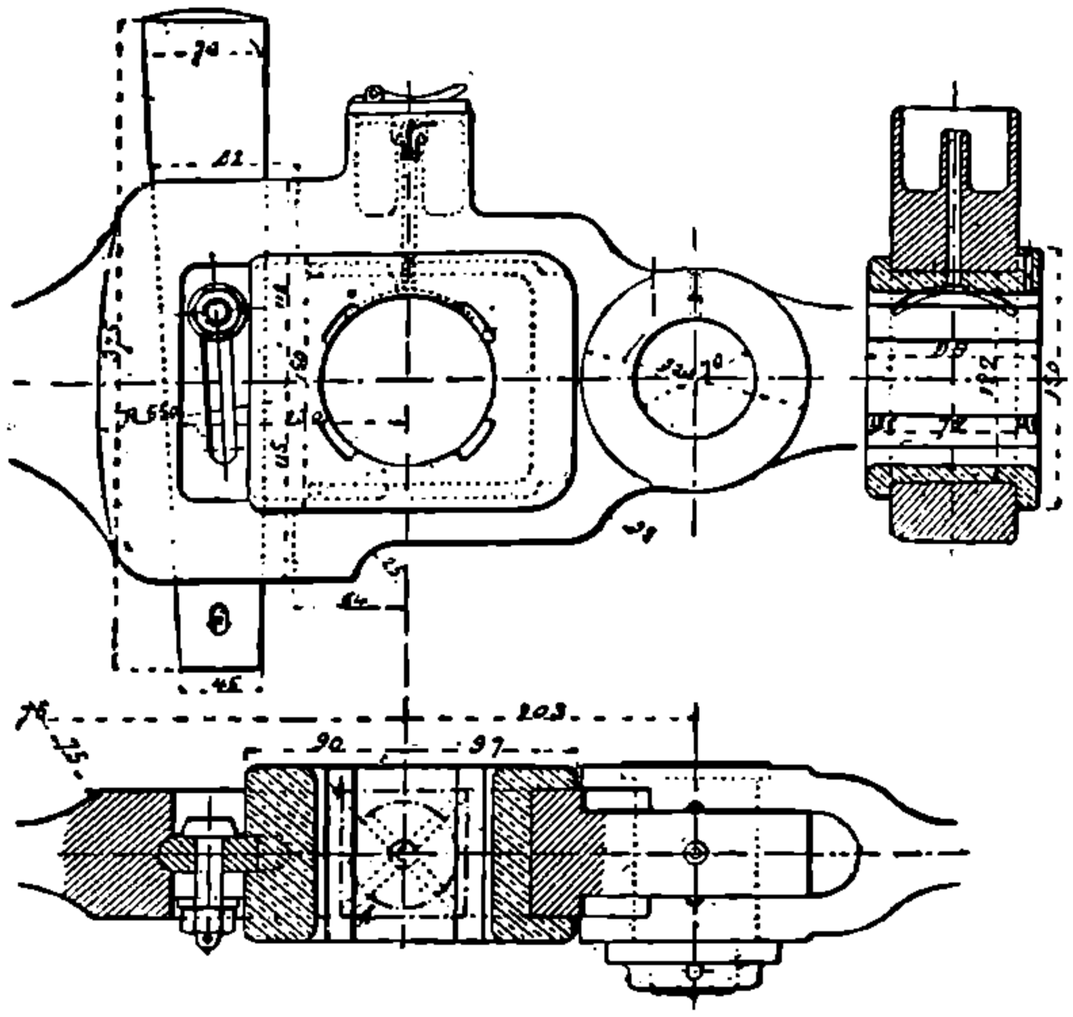
Фиг. 80.

[1] Расчет производится по общим правилам расчета деталей и отнесен в специальную часть.

Подробный расчет шатунов и дышл: Kuhn—„Glasers Ann“. 89, № 292; 90 № 323 и 91, № 335; Kemps—„Glasers Ann. “1912, стр. 115; Heumann—„Organ“ 1915; Шестаков—„В. О-ва тех.“. № 11 1914. Сокращенный „Транспортный Hutte“, вып. 7 и 8, 1927, стр. 742; Игель—„Руководство к паровозостроению, стр. 357; Романов—„Паровозы, стр. 518 и др.“.

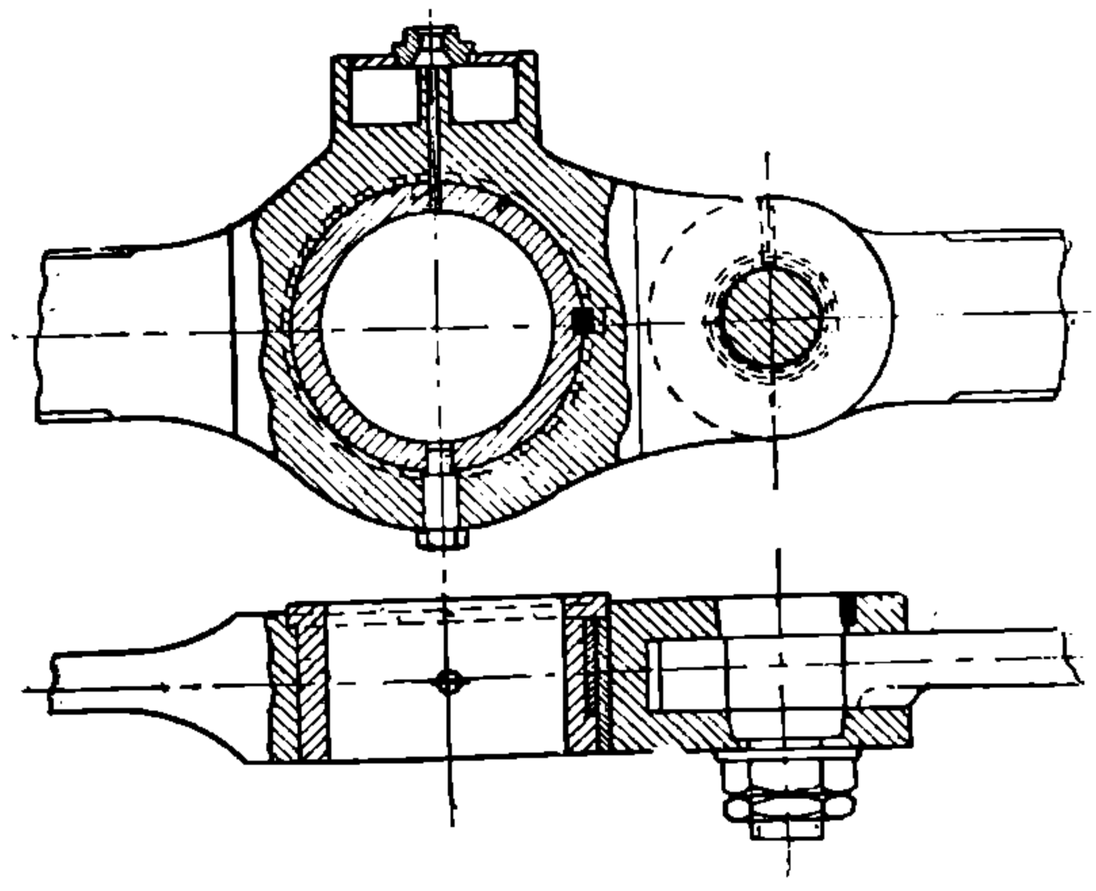
НБ УДУНТ (ДІІТ)

оси *a* и *b*, для чего приходится цилиндры делать наклонными (фиг. 84). Так как наклон больший $^1/_6$ нежелателен, то иногда делают очень длинный шток *m* (фиг. 85) или употребляют два крейцкопфа и составной шток (что применено на трехцилиндровых паровозах 2—4—0 М—фиг. 86), так как простой шток благодаря продольному сжатию и большой длине получается очень массивным. При этом внутренние цилиндры могут быть или горизонтальные или слегка наклонные.



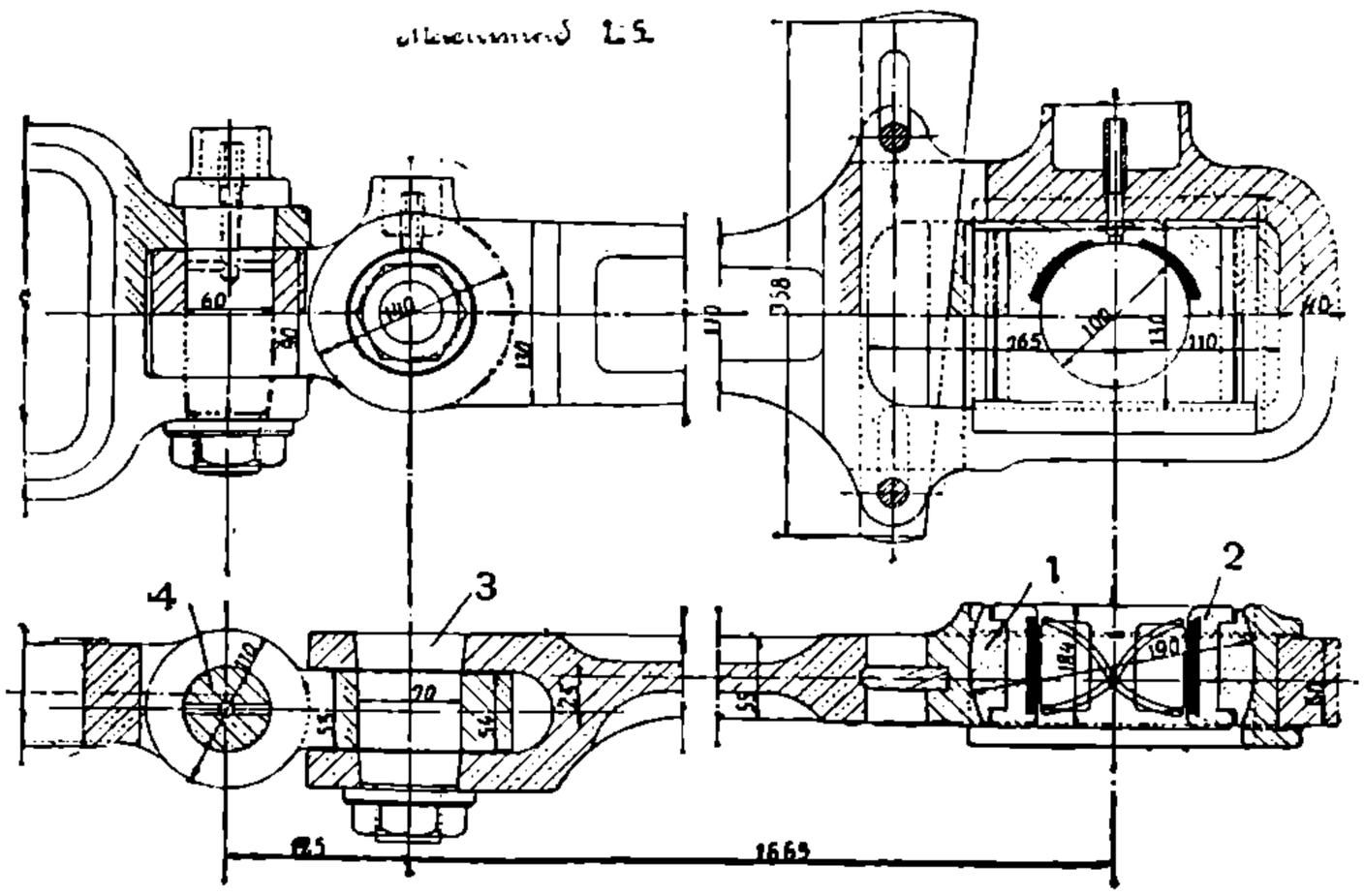
Фиг. 81.

В США диаметры цилиндров достигают 800 *мм* и более и давление на поршень 80 000 *кг*, почему на одном из американских паровозов головки шатунов сделаны вилкообразными (фиг. 87 и 88), чтобы не делать их слишком большими, и в прорез головки помещается головка сцепного дышла, причем головки шатуна и сцепного дышла, насаживаются на одну втулку. При этом устраняется шарнирное соединение соседних дышл фиг. 89), и дышла получаются легче и (проще.

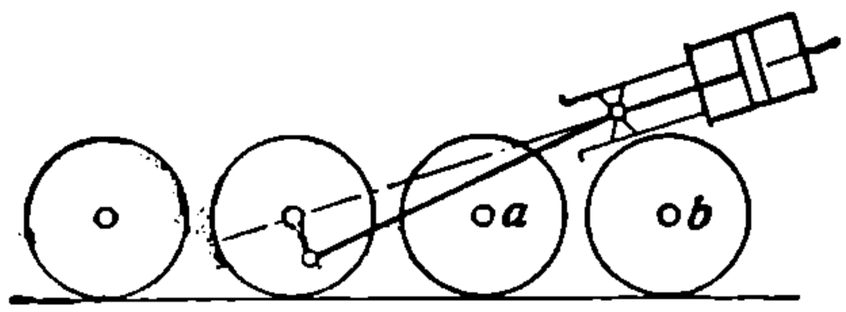


Фиг. 82.

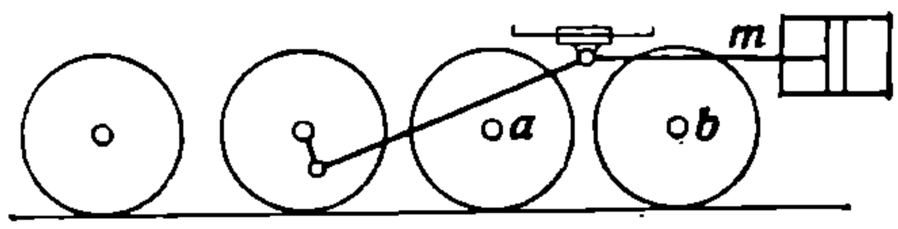
В США в настоящее время весьма часто не только в спарниках, но и в шатунах вместо раздельных вкладышей помещают цельные впрессованные стальные втулки, а внутри их вставляют свободно вращающиеся цельные медные втулки, кругом радиально просверленные (фиг. 90). Свободно вставленные втулки имеют две поверхности трения: по внутренней поверхности стальной втулки и по поверхности пальца. Смазочные углубления в дышлах наполняются



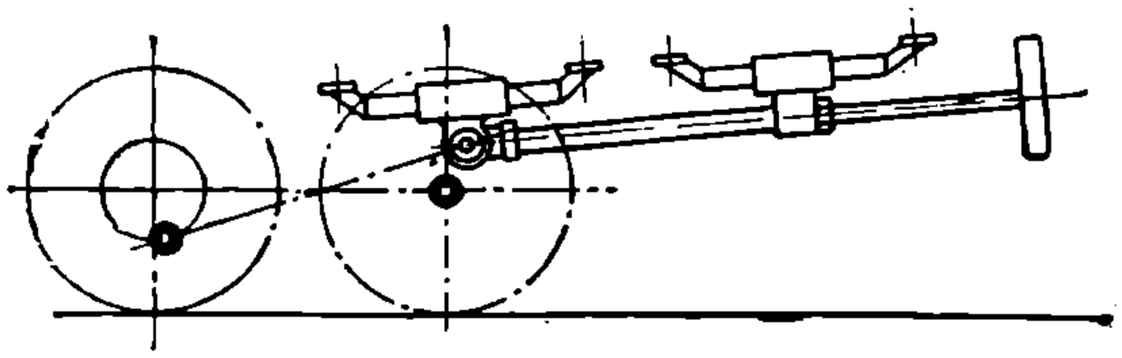
Фиг. 83.



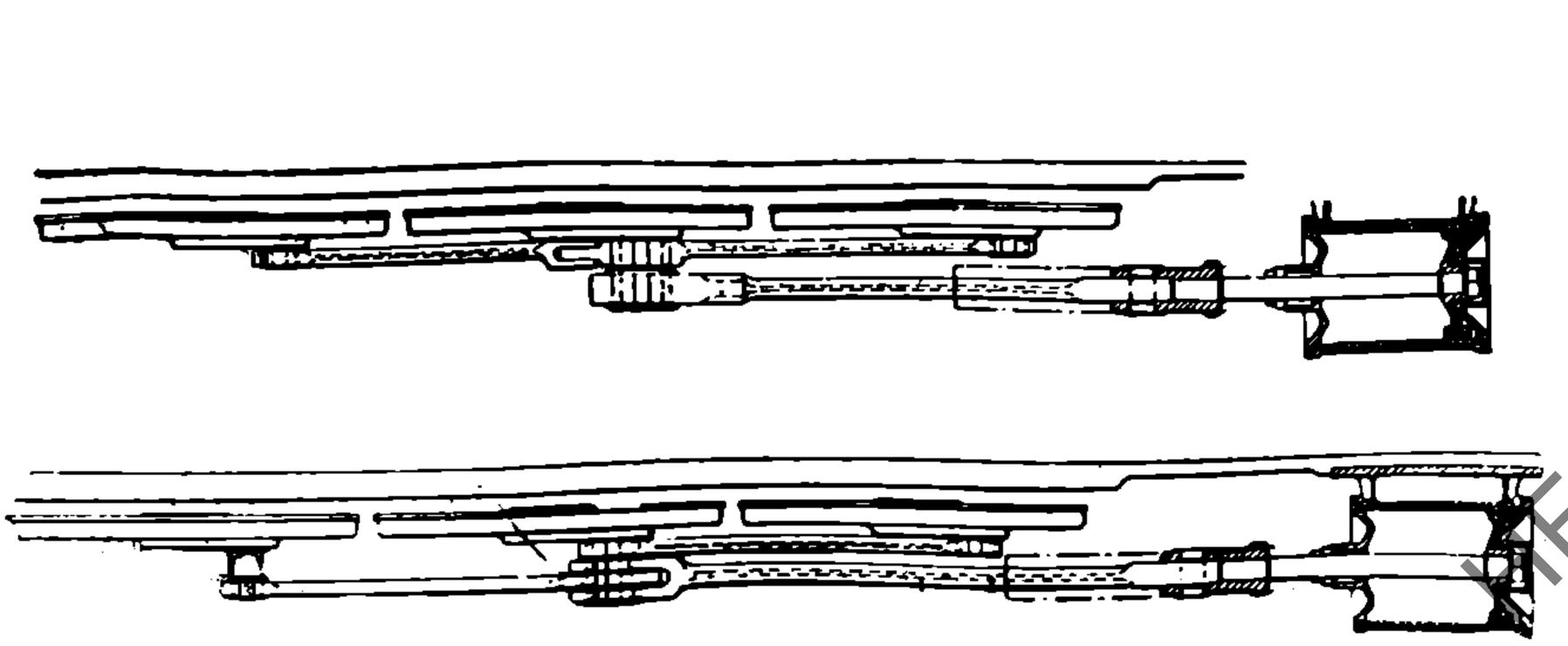
Фиг. 84.



Фиг. 85.



Фиг. 86.

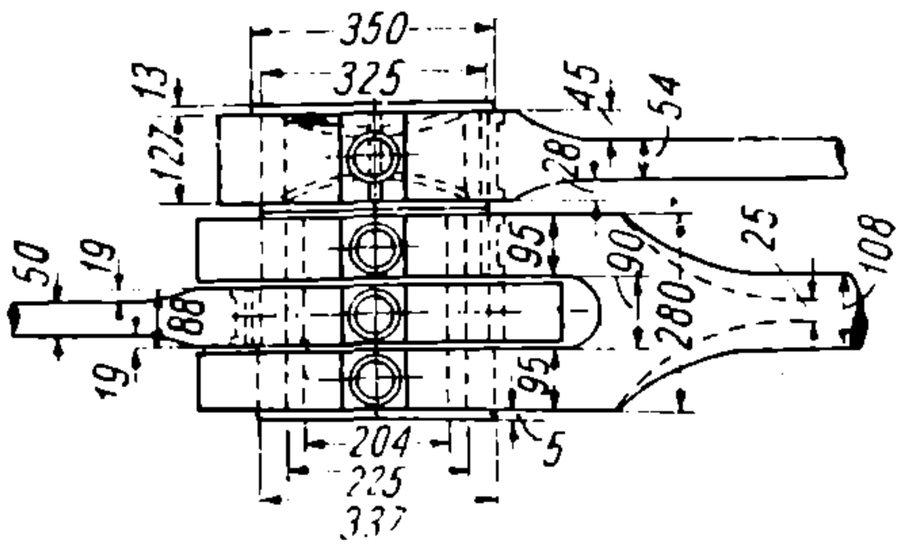


Фиг. 87 и 88.

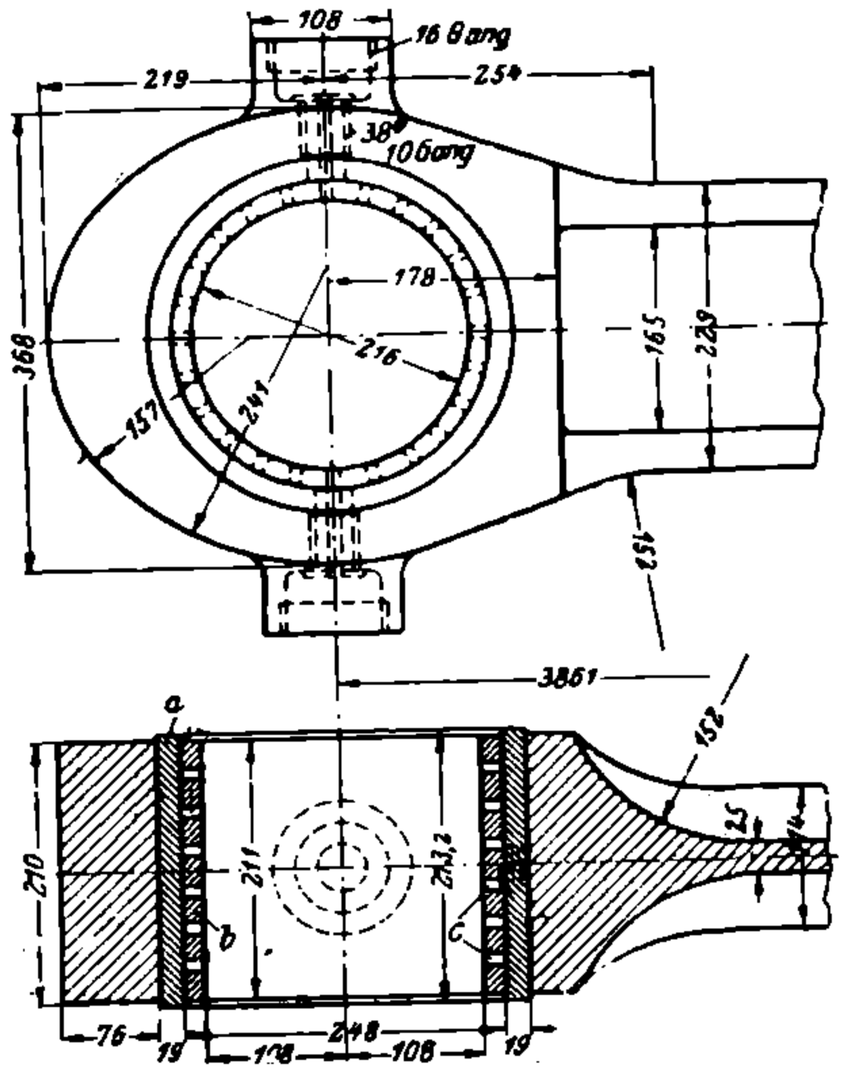
УДУНТ (ДІІТ)

твердой смазкой, которая подается поворачиванием верхней пробки (фиг. 91).

Смазка, разогреваемая движением, стекает вниз, причем для лучшего ее распределения по шейке иногда прорубают еще канавки. Внутренняя медная втулка, имея смазанные поверхности с обеих



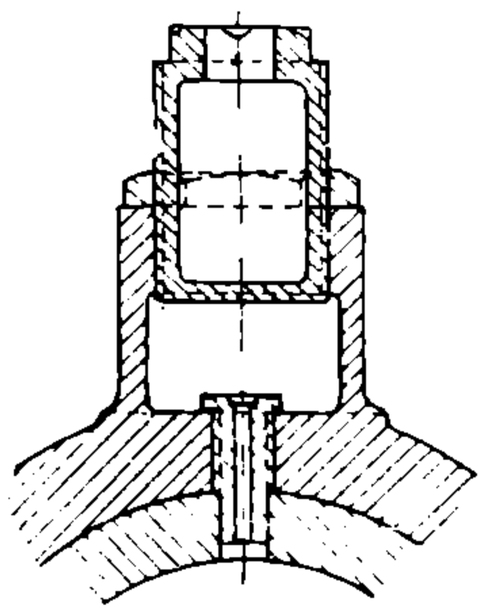
Фиг. 89.



Фиг. 90.

сторон, вращается как бы в масляной ванне (почему и называется плавающей втулкой), причем давление распределяется по большим поверхностям соприкосновения, в связи с чем значительно уменьшается трение.

Неразрезные втулки (фиг. 82) находят себе обширное применение, но довольно быстро срабатываются в форме эллипса, в короткое время достигая предельной слабины по диаметру (3 *мм*), чем вызываются удары, но тем не менее они применяются и для мощных паровозов, у которых разрезные подшипники дают головки дышл очень больших размеров, а следовательно и большого веса, что затрудняет уравновешивание паровоза и вписывание его в габарит.



Фиг. 91.

Плавающие втулки имеют то достоинство, что они изнашиваются равномерно, но они требуют точной пригонки, отсутствия мелкого песочного баласта (способствующего более быстрому их износу) и дорогого и частого ремонта, почему в наших условиях, как показали опыты с паровозами $Т^{А}$ и $Т^{Б}$, они пока едва ли применимы [1].

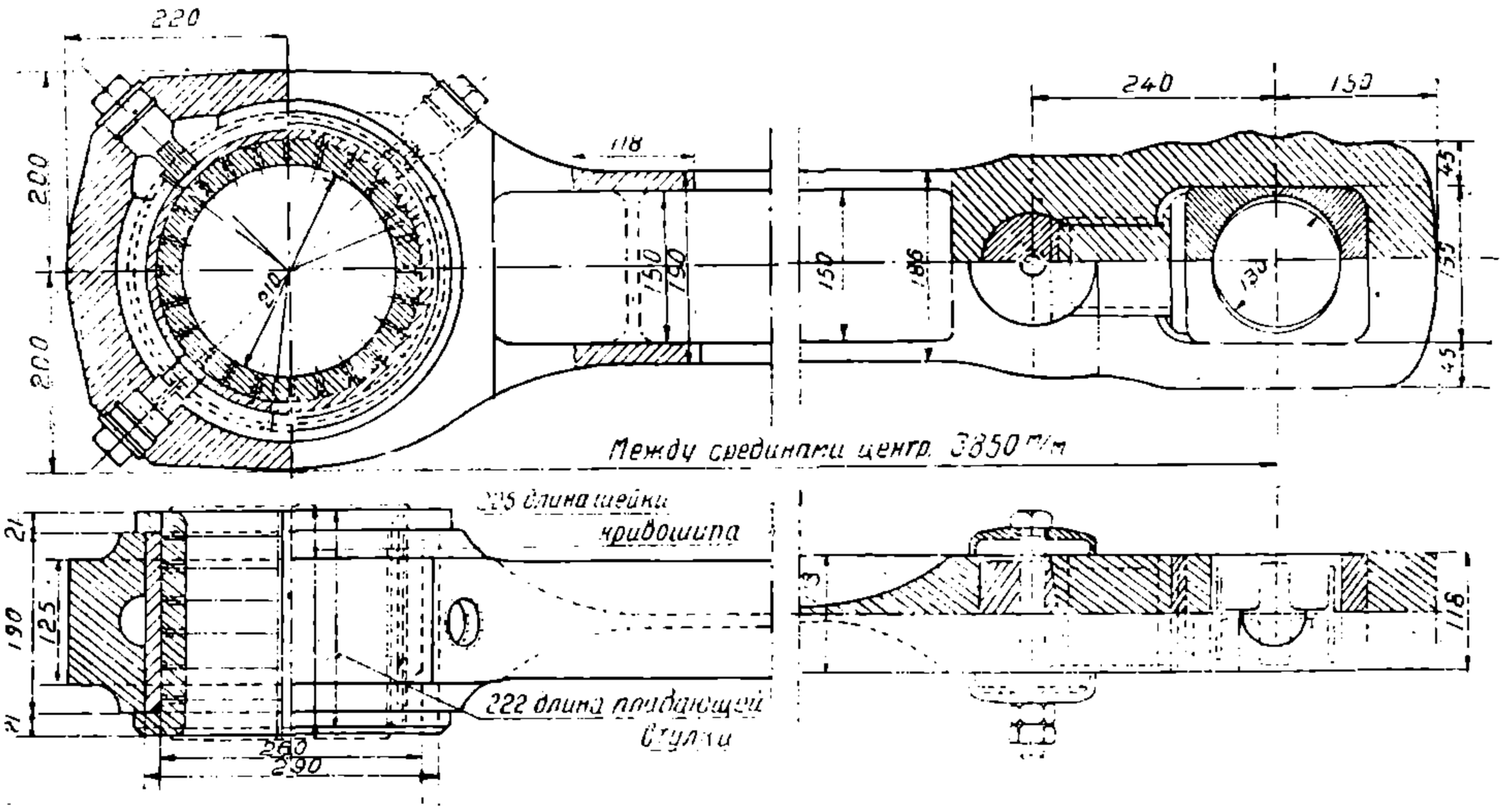
[1] См. «Тяговое хозяйство», № 8—9, стр. 16, 1932 г

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На наших новых быстроходных паровозах ИС 1—4—2 тем не менее поставлен весь движущий механизм с плавающими втулками по указанным соображениям (уменьшение веса и лучшее вписывание в габарит).

На фиг. 92 представлен шатун паровоза ИС.

Заметим, что хорошая работа плавающих втулок обеспечивается только применением твердой смазки,[1] при которой подача смазки более равномерна и ее теряется меньше. При жидкой же смазке, как указано, едва ли можно достигнуть благоприятных результатов.



Фиг. 92.

К сказанному добавим:

1. В США замечено, что усиленное стремление к экономии топлива, ведущее за собой усложнение паровоза, влечет увеличение расхода на ремонт, что видно из фиг. 93. Из этого видно, что уже на первый план выдвигаются вопросы не столько экономии топлива, сколько уменьшения ремонта паровозов, и конструктора обратили внимание на паровую машину с целью ее упрощения, ибо

---

[1] Вообще употребляемая в США смазка для паровозов разделяется на три типа:

1. Жидкая, которая делится на:

а) высококачественную (типа Вапр), употребляемую при перегретом паре в цилиндрах и золотниковых коробках и для смазки параллелей;

б) мазутного типа для смазки буксовых направляющих, реборд колес и пр.

2. Полужидкая (Алемайт), которой смазываются кулисные механизмы, рессорные подвески и пр.

3. Густая или „твердая" (Гриз), идущая на смазку буксовых и дышловых подшипников, которые при этом должны быть медными без заливки баббитом. Твердая смазка позволяет делать большие пробеги без остановок паровоза для смазывания, чем значительно упрощается уход за ним.

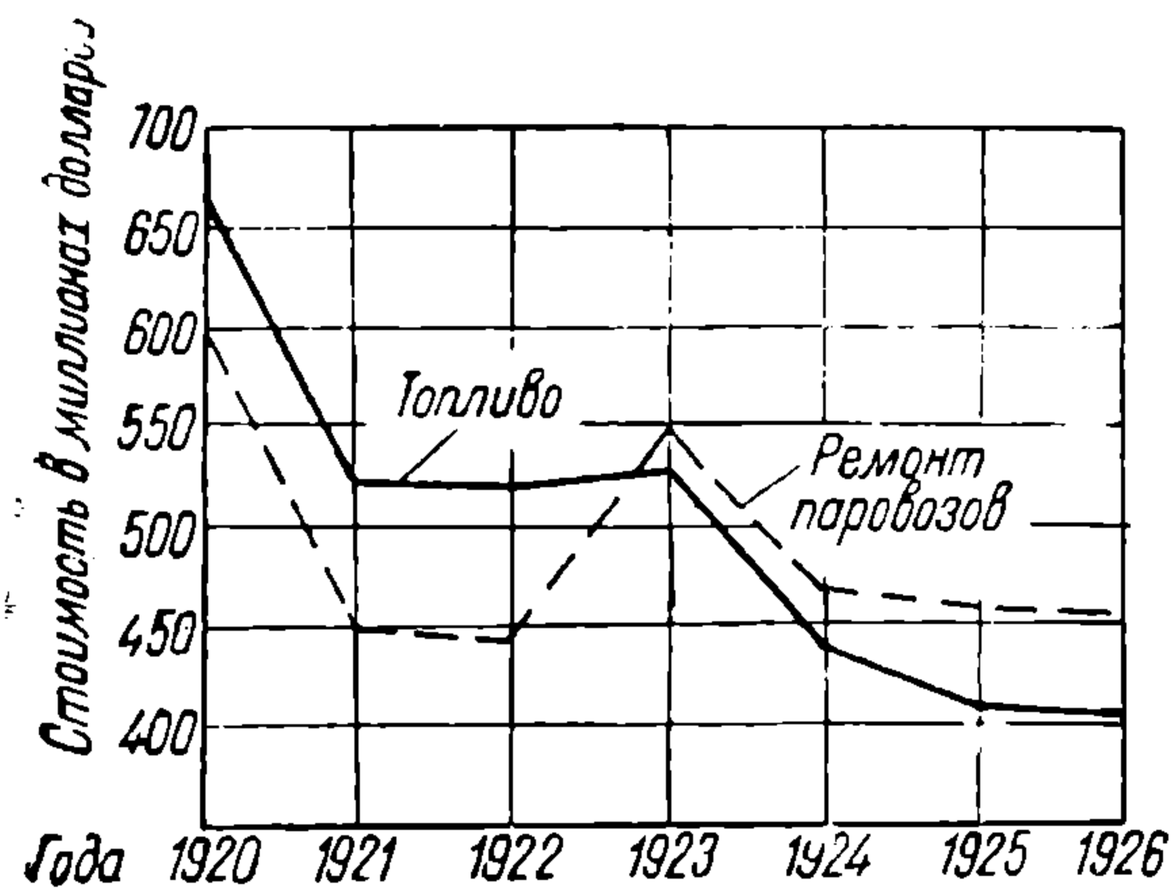
Вопрос о свойствах наших смазок и применения в ж.-д. деле графитовой смазки „Ойль-Даг" см. ст. Лютера „Жел.-дор. д.", № 7—8, 1927 г.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

расход на ремонт машины (при колоссальной ее мощности) начинает обходиться значительно дороже, чем на котел.

Но, с другой стороны, при возрастающей мощности паровозов приходится увеличивать диаметр цилиндров, чему пределом служит габарит. Главнейшие размеры, на которые при этом приходится обращать внимание, это на расстояния между осями цилиндров и между рамами. При увеличении мощности первые размеры непрерывно увеличиваются, вторые уменьшаются, почему увеличиваются силы и плечи изгибающих моментов, производящих расшатывающее действие.

Ввиду этого теперь стремятся уменьшить расстояние между осями цилиндров, что и делается таким образом: параллели передвигают вперед и сдвигают внутрь (фиг. 87 и 88), что при одновременном применении вильчатых шатунов дает возможность уменьшить расстояние между осями цилиндров на 125—175 *мм*, уменьшая и изгибающий момент, действующий на рамы, оси и пальцы на $^1/_6$. Вместе с тем для противодействия расшатывающим усилиям начинают далать общие отливки цилиндров с междурамными скреплениями, буферными брусьями и седлом за одно целое.



Фиг. 93.

2. Для дышл, поршневых скалок, осей и кривошипных пальцев в США применяют малоуглеродистую сталь с прибавкою никеля, которая является значительно более высокого качества (допуская напряжения до 20—25 *кг/мм²* и выше), чем сталь обыкновенная. Подобная стандартная никелевая сталь имеет такой состав: углерода 0,2—0,27%; марганца 0,8—1%; фосфора максимум 0,045%; серы максимум 0,045%; кремния 0,15—0,2%; никеля 2,5—3%. Физические свойства этой стали: временное сопротивление 58—60 *кг/мм²* и удлинение—28,33%.

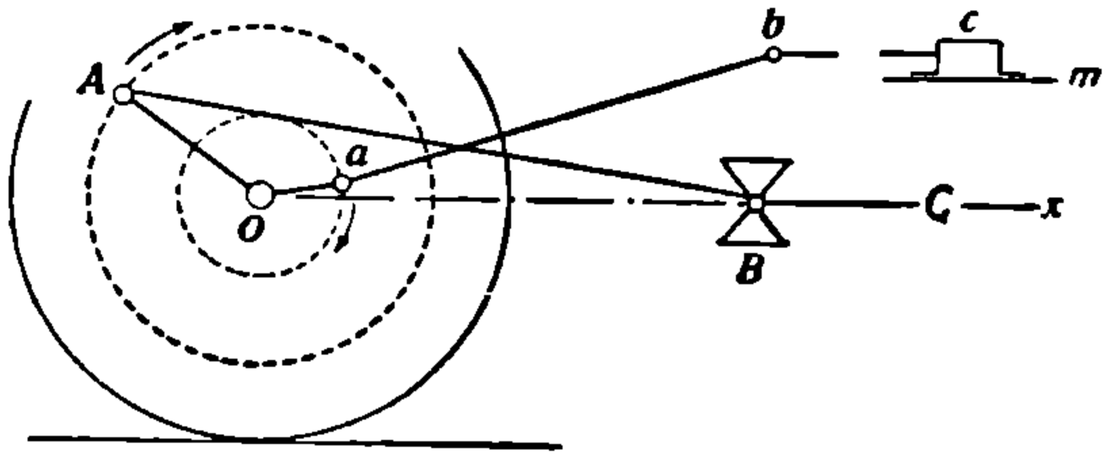
Вместе с тем в США прекратили заливать подшипники и крейцкопфные вкладыши баббитом (также и в буксах), делая их из специальной бронзы такого состава: свинца 10—15%, олова 7—10%, причем сумма того и другого должна быть не более 22%; цинка не более 1,25% и прочих примесей не более 0,75%, т. е. сумма меди, свинца, олова и цинка минимум 99,25%.[1]

[1] „Локомотивостроение", № 1, стр. 41, 1931 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

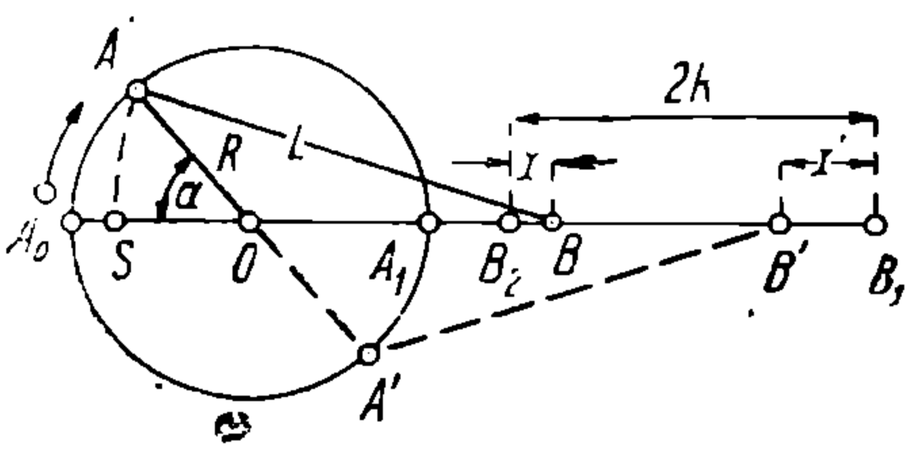
Для облегчения веса движущего механизма с 1926 г. в США начали изготовлять шатуны, спарники и парораспределительные механизмы из алюминиевых сплавов, почему вес их сравнительно с весом этих деталей из стали уменьшается на 40% и более, так как удельный вес железа 7,8, алюминиевых же сплавов только 2,9—2,95, т. е. они легче в 2,7 раза, тогда как прочность на разрыв меньше только в 1,75 раза. При этом оказалось возможным вес противовесов соответственно уменьшить и, следовательно, уменьшить динамическое воздействие на путь.

Первоначально алюминиевыми частями был снабжен один маневровый паровоз; он работал вполне исправно три года, причем вследствие более легкого веса двигающихся частей и меньшего их износа стоимость ремонта понизилась в отношении 3:5, сравнительно с обыкновенным паровозом, почему с 1932 г. производятся опыты с применением движущих и парораспределительных механизмов из алюминиевых сплавов к тяжелым товарным поездным паровозам.



Фиг. 94.

§ 11. Аналитическое исследование совместного движения поршня и главного шатуна. От поршня *C* к ведущей оси *O* (фиг. 94) движение передается посредством главного шатунного механизма *BAO*, превращающего прямолинейно-возвратное движение поршня во вращательное движение оси. Обратно—золотник *c*, двигаясь прямолинейно по зеркалу *m*, получает движение от оси *O*, для чего также имеется парораспределительный шатунный механизм *Oab* (реальный или „фиктивный“, „результирующий“, к которому приводится действие сложного кулисного парораспределительного механизма). Таким образом в основе и движущего и парораспределительного механизмов лежит шатунный механизм, особенности движения которого поэтому должны быть изучены. Начнем с главного механизма и его влияния.



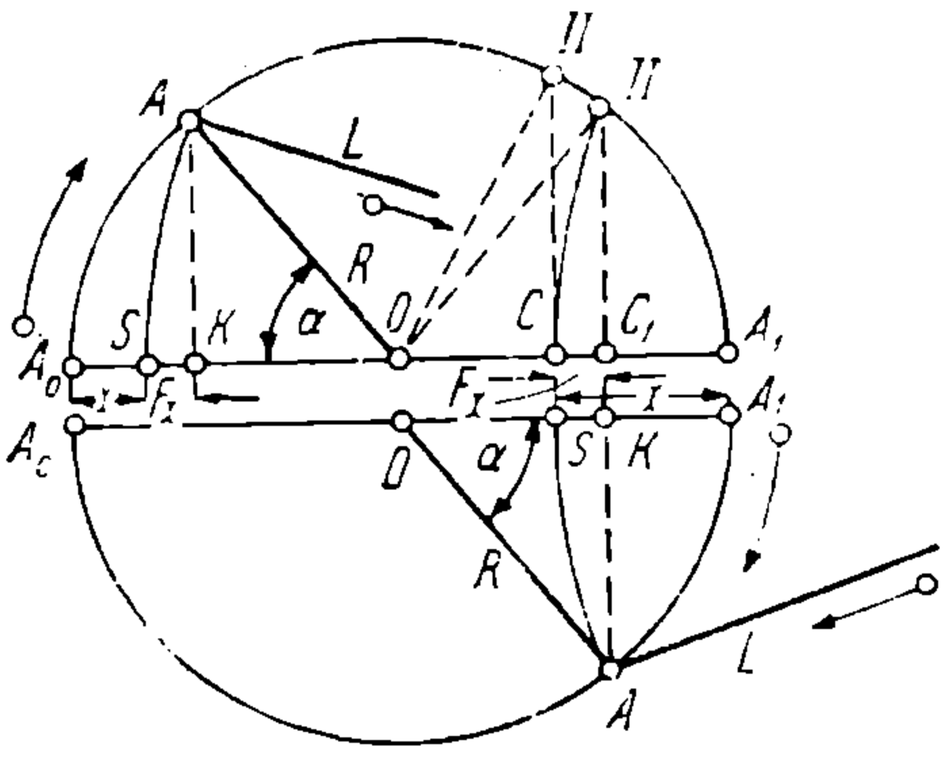
Фиг. 95.

При всех последующих исследованиях, если не будет особых указаний, мы будем брать цилиндры горизонтальные, как наиболее распространенные, и рассматривать передний ход паровоза, при котором ведущая ось вращается по направлению часовой стрелки; цилиндр пусть находится справа от ведущей оси, т. е. берем правую сторону паровоза (фиг. 95). Левое мертвое положение кривошипа будем считать за начальное. Так как поршень, его шток и крейцкопф имеют одинаковое прямолинейное поступательно-возвратное

НБ УДУНТ (ДІІТ)

движение, то для изучения его закона можно взять движение любой точки, составляющий с ним одно целое, например точку B—центр шарнирного соединения штока с шатуном.

Главный шатунный механизм состоит из кривошипа OA длиною, равною R, и шатуна AB длиною, равною L. Путь, проходимый точкою B от левого крайнего положения B_2 до правого B_1, равный пути, проходимому поршнем, и называемый ходом поршня, равен $A_0 A_1 = 2R$. При повороте кривошипа на угол α от его первоначального положения OA_0 поршень из B_2 перейдет в B, и пройденный путь $B_2 B = x = A_0 S$, если AS — дуга круга, описанного из B радиусом, равным длине шатуна L. При вращении по направлению часовой стрелки для прямого хода поршня от A_0 к A_1 (фиг. 96) находим:



Фиг. 96.

$$x = A_0 O - KO - SK = R\,(1 - \cos\alpha) - F_x;$$

$F_x = SK$ назовем дополнительным членом.

Для обратного хода поршня от A_1 до A_0 величина x считается от точки A_1, и также находим:

$$x = A_1 O - KO + SK = R\,(1 - \cos\alpha) + F_x;$$

следовательно,

$$x = R\,(1 - \cos\alpha) \pm F_x.$$

Для заднего хода паровоза таким же образом найдем:

$$x = R\,(1 - \cos\alpha) \pm F_x,$$

причем знак (+) берется для прямого и (—) для обратного хода поршня.

Величина члена F_x находится из $\triangle AKB$:

$$F_x = L - \sqrt{L^2 - R^2 \cdot \sin^2\alpha} = L\left(1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \cdot \sin^2\alpha}\right).$$

Разлагая выражение в скобках по биному Ньютона, находим:

$$\left(1 - \frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha\right)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2}\frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha - \frac{1}{8}\frac{R^4}{L^4}\sin^4\alpha - \ldots$$

Всеми членами, за исключением первых двух, можно пренебречь, так как отношение $\frac{R}{L}$ берется, по возможности, малым и поэтому эти

НБ УДУНТ (ДІІТ)

члены весьма малы, а тогда очень близко к истинному значению находим:

$$F_x = \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha.$$

Величина F_x зависит от расстояния цапфы A до линии $A_0 A_1$, так как

$$AK = R \cdot \sin \alpha.$$

$$(F_x)_{max} = \frac{R^2}{2L}$$

соответствует

$$\sin^2 \alpha = 1 \text{ и } \alpha = \frac{\pi}{2} \text{ и } \frac{3\pi}{2},$$

т. е. вертикальным положениям кривошипа; по мере приближения к мертвым точкам F_x уменьшается и для мертвых точек $F_x = 0$.

Таким образом для переднего хода паровоза:

$$x = R(1 - \cos \alpha) \pm \frac{R^2}{2L} \sin^2 \alpha. \qquad (9)$$

При приблизительном исследовании и малой величине $\frac{R}{L}$ можно пренебречь наклоном шатуна, т. е. считать его всегда параллельным оси цилиндра, или, другими словами, можно принять его бесконечно длинным ($L = \infty$). Тогда дуга AS обращается в прямую AK, и

$$F_x = 0.$$

Следовательно,

$$x = R(1 - \cos \alpha). \qquad (10)$$

При этом движение точки B одинаково с движением проекции K цапфы кривошипа A по линии мертвых точек. Подобное движение, при равномерном вращении цапфы кривошипа, называется гармоническим. Но вообще величина F_x значительная и, например, при

$$\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$$

находим:

$$(F_x)_{max} = \frac{R}{10},$$

а потому пренебрегать ею нельзя. В паровозах же при внутренних цилиндрах из-за недостатка места иногда

$$\frac{R}{L} = \frac{1}{3{,}5}$$

и больше.

Из уравнений (9) и (10) можно найти искомую величину пути x, пройденного поршнем, в зависимости от угла α аналитически.

При равномерном (установившемся) движении паровоза равномерно вращается и ведущая ось O. Положение кривошипа OA_0

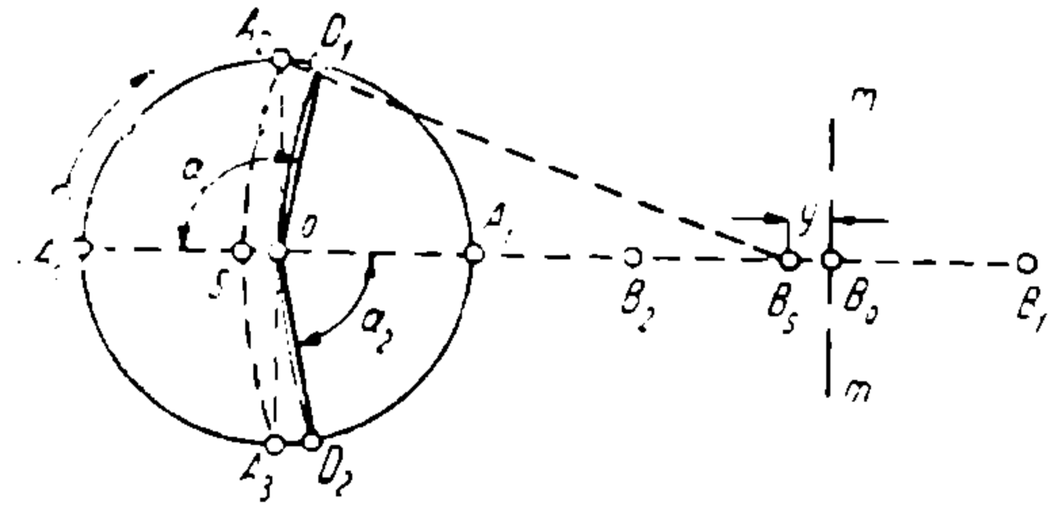
НБ УДУНТ (ДІІТ)

(фиг. 97) будет среднее для прямого хода поршня: соответствующее положение поршня будет B_s, и пройденный путь $= B_2 B_s = A_0 s$. Он не совпадает с срединою хода поршня mm, и до нее поршень не доходит на величину

$$y = B_s B_0 = sO = (F_x)_{max} = \frac{R^2}{2L}.$$

Для того чтобы найти те положения кривошипа, при которых поршень находится на средине своего хода B_0 (т. е. $B_0 B_2 = B_0 B_1$), надо из средней точки B_0 описать дугу $D_2 D_1$ радиусом, равным L, и точки пересечения ее D_1 и D_2 с кругом $A_0 A_2 A_1 A_3$, описываемым цапфою кривошипа (круг кривошипа), соединить с O. Таким образом находим искомые углы α_1 и α_2 (неравные 90°) для прямого и обратного хода поршня.

При равномерном вращении оси O пути $A_0 A_2$ и $A_2 A_1$ проходятся в одно и то же время, а следовательно в одно время проходятся и соответствующие пути поршня $B_2 B_s$ и $B_s B_1$, но так как второй путь больше первого на величину y, то мы выводим следующее основное свойство этого движения: поршень в передней части цилиндра движется быстрее, чем в задней. Скорость его, равная нулю в левой мертвой точке, возрастает при движении к средине хода, достигает наибольшей величины вблизи средины и снова уменьшается до нуля в правой мертвой точке. Таким образом с наибольшей скоростью поршень движется в средней части своего хода. Чем меньшая разница в движении поршня в обеих половинах цилиндра, тем спокойнее (плавнее) весь ход паровоза, и поэтому надо стремиться к уменьшению величины (фиг. 97):



Фиг. 97.

$$y = \frac{R^2}{2L} = \frac{R}{L} \cdot \frac{R}{2},$$

т. е. необходимо брать возможно малым отношение $\frac{R}{L}$, или при данном ходе поршня и, следовательно, данной величине радиуса кривошипа R надо брать возможно большей длину шатуна L.

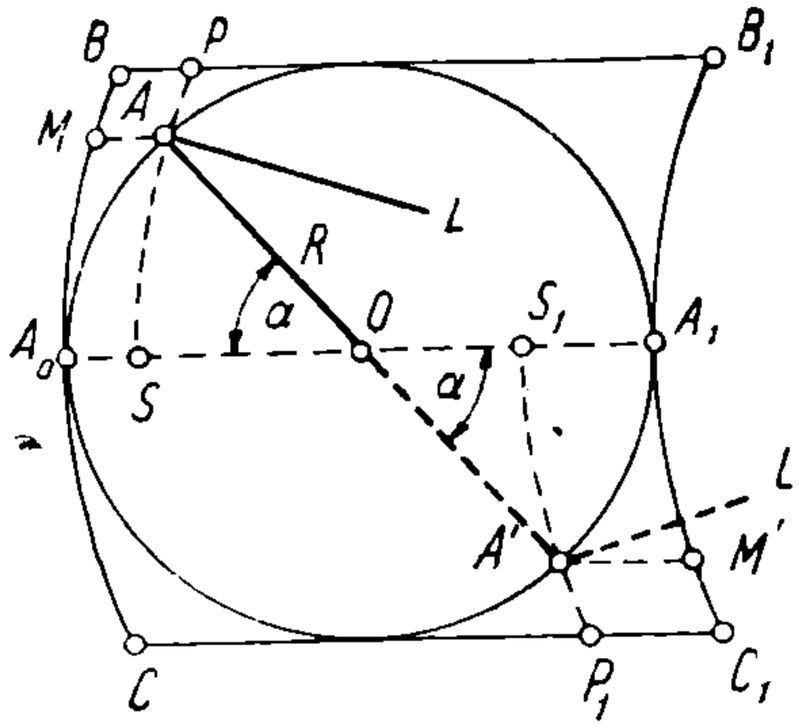
Наконец, заметим, что большинство паровозов имеет два цилиндра, соответствующие кривошипы которых ставят под углом 90° таким образом, что в то время, когда левый кривошип занимает среднее положение, правый стоит в передней мертвой точке, т. е. при переднем ходе паровоза правый кривошип идет впереди левого

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

на 90°. При подобной постановке кривошипов наибольшей скорости поршня правого цилиндра соответствует наименьшая скорость левого и наоборот, почему движение паровоза является более равномерным. Если паровоз имеет 4 цилиндра, то на основании тех же соображений все кривошипы заклиниваются под углом 90° один к другому.

§ 12. Диаграмма Шорха (Schorch). Для графического определения хода поршня при повороте кривошипа на угол α существует несколько способов, из которых наиболее употребителен способ Шорха, вытекающий из предыдущих рассуждений.

Радиусом, равным длине шатуна L, описываем две дуги BA_0C и $B_1A_1C_1$ (фиг. 98), касательные к кругу кривошипа R.. Для угла поворота кривошипа α из левого мертвого положения путь, пройденный поршнем, равен A_0S, а для обратного хода равен A_1S_1, если AS и $A'S_1$— дуги, описанные радиусом, равным L. Вместо указанного построения проводим через A и A' линии, параллельные A_0A_1, и тогда путь, пройденный поршнем, изобразится прямыми AM и $A'M'$, которые, как видно, не равны при том же угле поворота кривошипа, равном α.



Фиг. 98.

Если проведем BB_1 и CC_1 параллельно A_0A_1 и через A и A' дуги радиусом, равным L, то, очевидно, $A_0A_1 = BB_1 = CC_1$, и пути, пройденные поршнем, будут равны BP и P_1C_1.

§ 13. Скорость поршня. При всех исследованиях паровых машин приходится иметь дело со скоростью поршня, почему приводим простой и наглядный способ ее определения.

Известно из теоретической механики, что какое бы то ни было перемещение плоской фигуры (в ее плоскости) можно заменить в данный момент вращением около определенного центра, который сам меняет свое положение, т. е. является мгновенным центром вращения.

Мгновенный центр вращения шатуна можно найти как точку пересечения нормалей к траекториям двух его точек A и B (фиг. 99), т. е. это будет точка H, лежащая на пересечении радиуса AO (для угла α) и перпендикуляра BH к прямой движения конца B. Произведенное построение позволит нам найти зависимость между равномерным вращением оси O (с некоторою постоянною угловою скоростью:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \text{const},$$

где n равно число оборотов оси в 1 минуту) и искомой переменной скоростью движения поршня W. Но движение шатуна таково, что

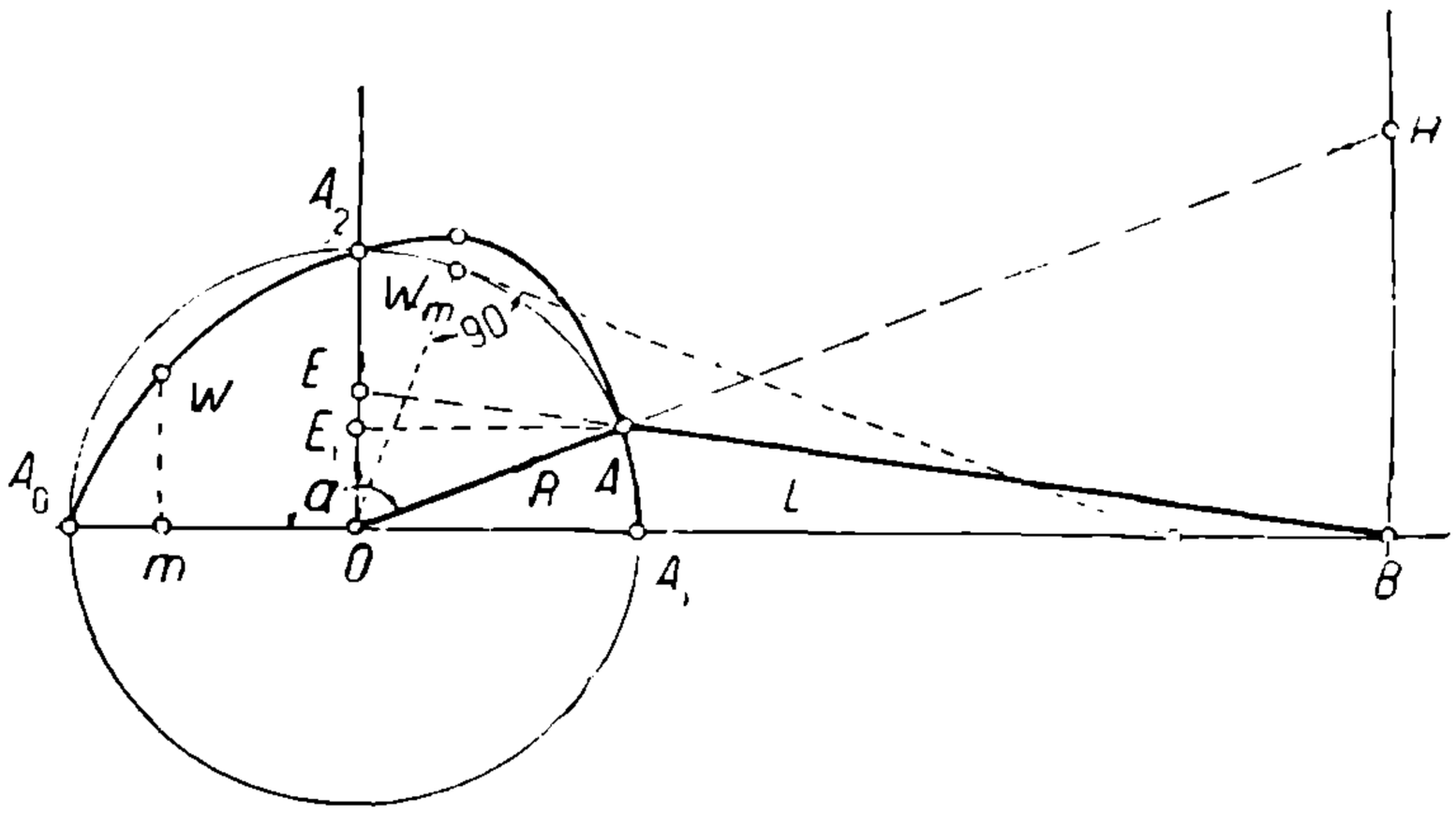
НБ УДУНТ (ДІІТ)

один его конец A двигается по окружности с указанною угловою скоростью ω или линейной:

$$v = R \cdot \omega = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{30} = \text{const},$$

а точка B по прямой с искомой скоростью; так как линейные скорости при вращении около одного и того же центра пропорциональны радиусам вращения, то находим;

$$\frac{W}{v} = \frac{HB}{HA}.$$



Фиг. 99.

Взявши $OA_2 \perp OB$ в точке O и продолжая AB до пересечения с OA_2 в E, находим из подобия треугольников EOA и ABH:

$$\frac{HB}{HA} = \frac{OE}{OA} = \frac{OE}{R};$$

следовательно,

$$\frac{W}{v} = \frac{OE}{R},$$

или

$$W = \frac{v}{R} \cdot OE = \omega \cdot OE.$$

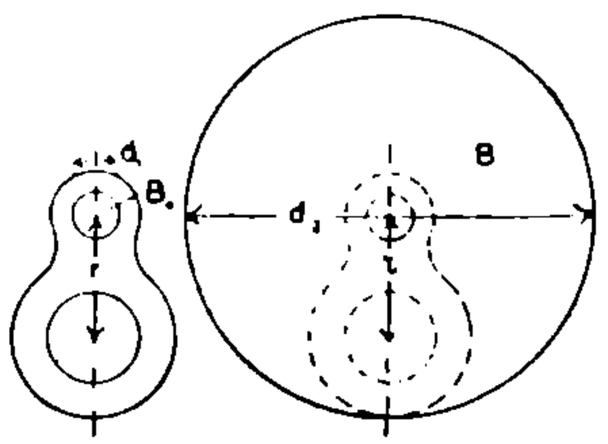
Так как $\omega = \text{const}$, то, следовательно, скорость поршня измеряется отрезком OE в известном масштабе, и если, например, скорость v изобразить геометрически длиною радиуса R, то скорость W будет изображаться прямо отрезком OE.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Будем теперь для каждого положения поршня m откладывать найденную таким образом скорость по оси ординат, тогда получим кривую скоростей поршня A_0WA_1. С большой точностью можно принять, что наибольшая скорость поршня W_m будет соответствовать тому моменту, когда кривошип R будет перпендикулярен к шатуну L; при этом $\angle\alpha$ будет больше 90°, например, при $\frac{R}{L}=\frac{1}{5}$ находим этот угол равным 101°15′, и тогда $W_m=1{,}03\,v$.

Если пренебречь наклоном шатуна, т. е. принять его бесконечно длинным (параллельным линии мертвых точек A_0A_1), то наибольшая скорость будет совпадать с срединою хода поршня и $W_m=v=\omega R$ будет измеряться прямою OA_2 и соответствовать средним положениям кривошипа. Для положения кривошипа OA скорость поршня равна ординате OE_1 цапфы кривошипа и диаграмма скоростей обратится в круг радиуса R.

§ 14. Понятие об эксцентрике. Для движения внутренних парораспределительных органов служат, как сказано, кулисные механизмы, но в простейшем случае можно золотнику дать некоторое постоянное прямолинейно-возвратное движение от ведущей оси посредством шатунного механизма, состоящего из кривошипа, длина которого r равняется половине хода золотника, насаженного на ведущую ось и соединенного с золотниковым штоком посредством шатуна, длиною равного l. Так как ход золотника всегда очень мал, то мала и величина r, почему кривошип здесь заменяют эксцентриком, эксцентриситет которого (т. е. расстояние между центрами ведущей оси и эксцентрика) равен r. Как видно из фиг. 100, эксцентрик образуется из кривошипа путем увеличения диаметра его цапфы B_0 с d_1 до d_2, которая превращается тогда в диск B, насаженный на ведущую ось, почему должна соответсвующим образом изменяться и головка шатуна, которая превращается здесь в разрезное кольцо (фиг. 101), охватываюшее диск и называемое эксцентриковым хомутом. Самый шатун тогда называется эксцентриковой тягой.[1] Ее расчетная длина l равна расстоянию от центра эксцентрика до точки ее соединения (т. е. центра соответствующего валка) со штоком золотника.



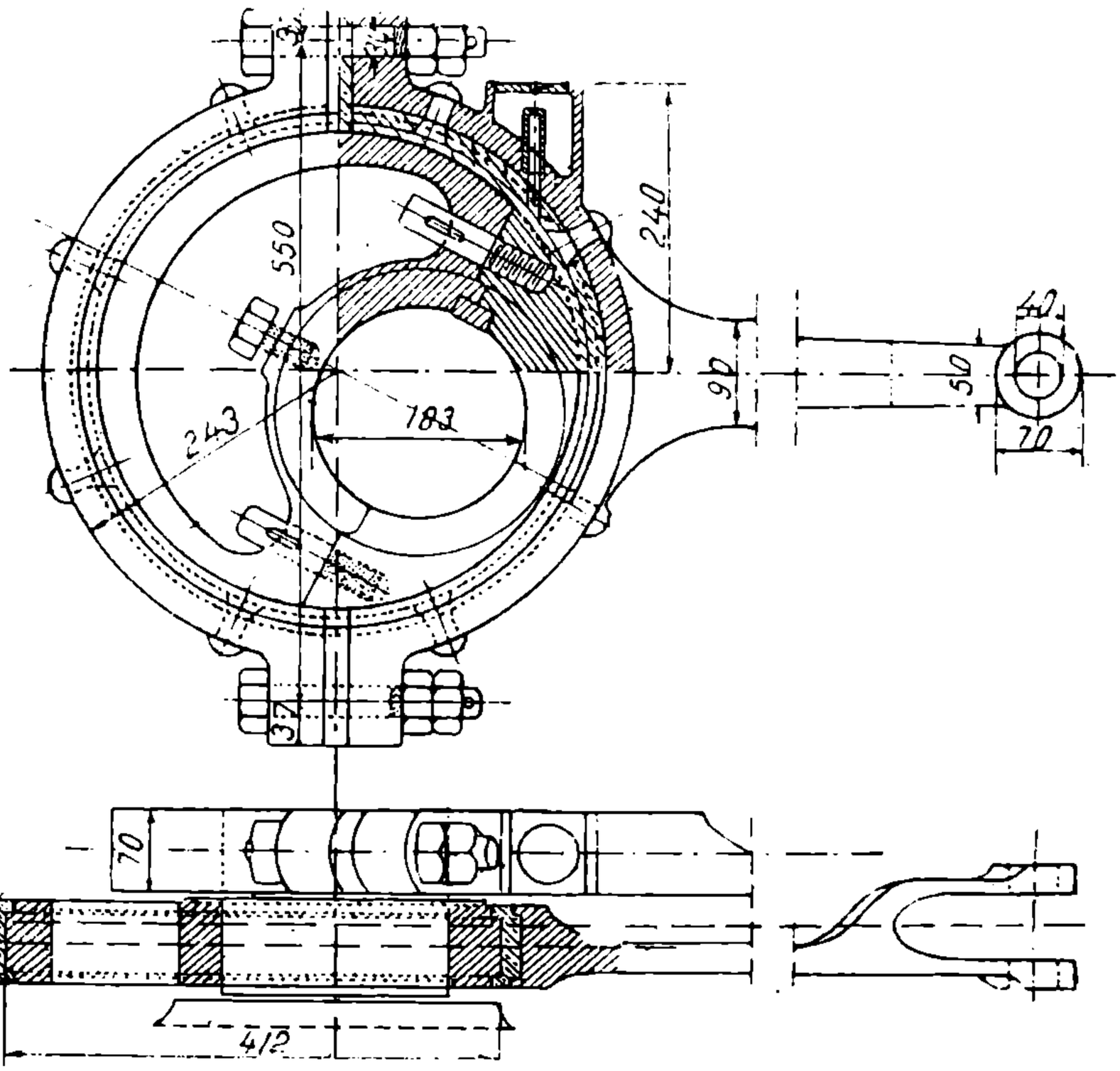
Фиг. 100.

Исследование движения золотника посредством эксцентрика очень важно, потому что, как увидим ниже, каким бы кулисным механизмом ни приводился золотник в движение, всегда можно

[1] Устройство эксцентриков весьма разнообразно. Диски обыкновенно для облегчения их веса делаются с вырезами и для удобства сборки состоят из двух частей. Между диском и хомутом часто ставят прокладки из меди или белого металла. Эти прокладки во избежание соскакивания снабжают закраинами. Хомуты часто бывают из чугуна (особенно в Сев. Америке). Эксцентриковые тяги иногда не составляют с хомутом одного целого, но прикрепляются к нему болтами.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

найти такой воображаемый эксцентрик (называемый результирующим, или эквивалентным), который с достаточным приближением давал бы золотнику то же движение, как и данный



Фиг. 101.

кулисный механизм, и, наоборот, кулисные механизмы проектируются таким образом, чтобы они давали данному золотнику такое движение (приблизительно или точно), как некоторые воображаемые эксцентрики.

V. ВНУТРЕННИЙ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ—ЗОЛОТНИКИ

Основным пароораспределительным органом в современных паровозах являются золотник—плоский для насыщенного пара и его видоизменение—цилиндрический золотник („круглый“) для перегретого пара. Принцип их действия и их теория одинаковы. Золотники поставлены на сотни тысяч паровозов, и все вновь строящиеся паровозы снабжают исключительно золотниковым распределением.

Несмотря на его недостатки, указанные ниже, все попытки, бывшие раньше и предлагаемые теперь, заменить его усовершен-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ствованными золотниками (двойными, разделенными) или другими механизмами (кранами, клапанами) успеха не имели и не имеют и применяются только в единичных случаях.[1] Таким образом основное и даже единственное парораспределение в паровозах—золотниковое, к изучению которого и переходим.

А. Плоские золотники

§ 15. Угол опережения. Передний и задний ход. Как сказано выше (§ 2), когда поршень придет в свое мертвое положение, например левое (см. схему фиг. 102), соответствующий канал *a* уже должен быть открыт на некоторую величину *v*, называемую линейным опережением впуска, для пропуска свежего пара, а также должен быть уж открыт канал *b* для выпуска мятого пара с другой стороны цилиндра на величину v_0, называемую линейным опережением выпуска. Предполагая, что золотник приводится в движение обыкновенным эксцентриком, находим, что среднему положению золотника соответствует (пренебрегая наклоном тяги *l*) вертикальное положение эксцентриситета *r*; но для открытия окон золотник должен быть уже сдвинут вправо, почему и эксцентриситет соответственно должен повернуться в сторону движения на некоторый угол δ (называемый углом опережения или предварения) от своего вертикального положения; дальше же поршень и золотник должны двигаться в одну сторону, чтобы золотник все более открывал окна каналов *a* и *b*.

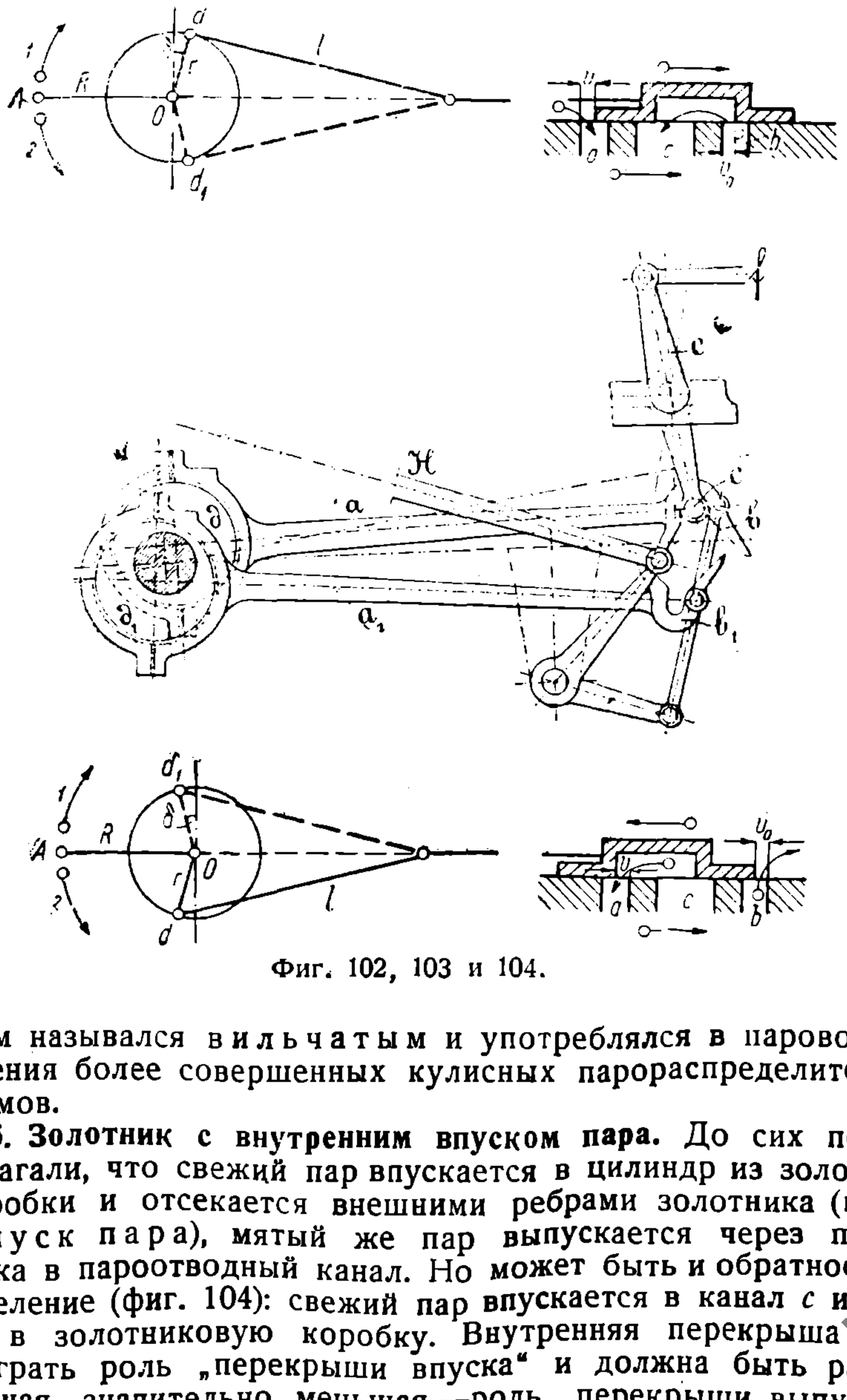
Таким образом эксцентрик должен быть заклинен на ведущей оси под углом $90° + \delta$ к главному кривошипу, причем этот угол откладывается в сторону движения. Следовательно, для заднего хода паровоза золотник должен получать движение не от эксцентрика *Od*, но от другого эксцентрика Od_1, заклиненного под углом $= -(90° + \delta)$, в сторону обратного движения или же для заднего хода эксцентрик *Od* должен быть повернут в положение Od_1. И обратно: если на ведущей оси заклинены два эксцентрика *Od* и Od_1, то если золотник получает движение от 1-го—паровоз будет иметь передний ход; от 2-го—задний.

В первых паровозах на ведущей оси и насаживался свободно только один эксцентрик, который для переднего и заднего хода становился машинистом в положение *Od* или Od_1, но так как управление одним эксцентриком было затруднительно, то стали насаживать на ведущую ось два эксцентрика для каждого золотника: *d*—для переднего и d_1—для заднего хода (фиг. 102). Чтобы осуществить перемену хода, эксцентриковые тяги *a* и a_1 снабжались вилками *b* и b_1. Машинист, действуя на переводную тягу *H*, одновременно при помощи системы рычагов опускал одну эксцентрическую тягу и поднимал другую, вводя в сцепление с цапфою *c*

[1] Подробное описание всех этих попыток см. сочинение автора «Паровозные парораспределительные механизмы», гл. VII, 1914 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

двуплечего рычага *e* ту или другую вилку *b* или b_1, чем и приводил в движение рычаг *e* и соединенный с ним золотниковый шток *f* по желанию от эксцентрика переднего или заднего хода. При этом золотник имел всегда один и тот же, вполне определенной величины ход. Этот первоначальный парораспределительный



Фиг. 102, 103 и 104.

механизм назывался вильчатым и употреблялся в паровозах до изобретения более совершенных кулисных парораспределительных механизмов.

§ 16. Золотник с внутренним впуском пара. До сих пор мы предполагали, что свежий пар впускается в цилиндр из золотниковой коробки и отсекается внешними ребрами золотника (внешний впуск пара), мятый же пар выпускается через пустоту золотника в пароотводный канал. Но может быть и обратное парораспределение (фиг. 104): свежий пар впускается в канал *c* и выпускается в золотниковую коробку. Внутренняя перекрыша будет здесь играть роль „перекрыши впуска“ и должна быть равна *e*, а наружная, значительно меньшая,—роль „перекрыши выпуска“ и

должна быть равна i. Подобный золотник называется золотником с внутренним впуском. На основании предыдущего очевидно, что в начале хода поршня этот золотник должен двигаться в противоположную сторону обыкновенному, а потому эксцентрик должен быть заклинен под углом $(90°—\delta)$ к главному кривошипу, который и должен его опережать.[1] Другими словами, при внутреннем впуске эксцентрик заклинивается прямо противоположно сравнительно с эксцентриками для внешнего впуска, но законы движения золотника остаются, понятно, те же.

Соответствующего противоположного движения золотника можно достигнуть, вводя при обыкновенном расположении главного кривошипа и эксцентрика двуплечий рычаг mb (фиг. 105), но тогда, очевидно, прямая $x'x'$, по которой двигается золотник („золотниковая линия"), уже не будет совпадать с осью ox, но будет ей параллельна.

Применение внутреннего впуска к плоским золотникам вызывает много затруднений, так как золотник будет отжиматься от зеркала. Поэтому внутренний впуск применяется только при золотниках цилиндрических (круглых).

§ 17. Исследование движения золотника с простым эксцентриком. При дальнейшем исследовании движения золотника мы будем иметь в виду только прямой ход паровоза и внешний впуск пара, так как все рассуждения остаются теми же и для других обстоятельств.

Как сказано, вместо эксцентрика можно взять шатунный механизм, у которого радиус кривошипа r равен эксцентриситету, и шатун длиною l заменяет эксцентриковую тягу, почему к движению золотника при помощи эксцентрика можно применить раньше выведенные формулы для главного шатунного (поршневого) механизма. Рассматривая по-предыдущему вместо движения золотника движение конца золотникового шатуна, находим передвижение золотника x из его крайнего положения по формуле (9). Но здесь крайне важно определить отклонение золотника в стороны от средины золотникового зеркала, чтобы знать величины открытия паровпускных и выпускных окон, а потому поступаем таким образом: при повороте эксцентрика на угол θ из его, например, правого крайнего положения (фиг. 103) расстояние S точки b от ведущей оси O будет:

$$S = oc + cb = r \cdot \cos\theta + l\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2\theta}. \qquad (11)^2$$

Чтобы найти уравнение, показывающее кинематическую связь между движениями поршня и золотника, надо угол поворота эксцентрика θ выразить через угол поворота кривошипа α. Так как экс-

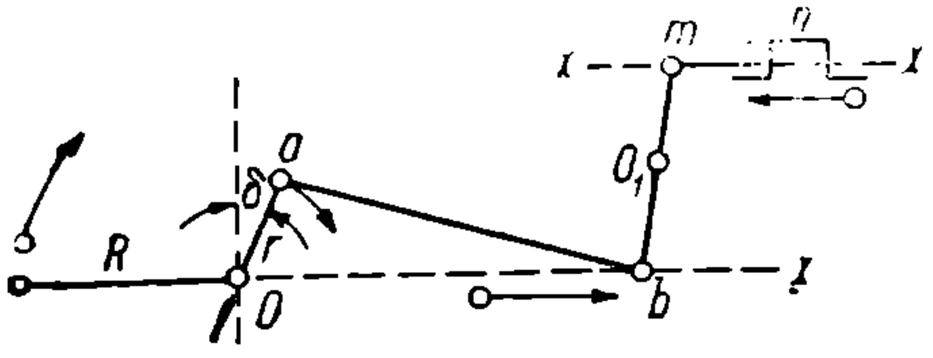
[1] На это обстоятельство необходимо обратить внимание; таким образом при внешнем впуске в начале хода поршня поршень и золотник двигаются в одну сторону, при внутреннем—в противоположные стороны.

[2] Для обратного хода золотника перед вторым членом будет стоять минус.

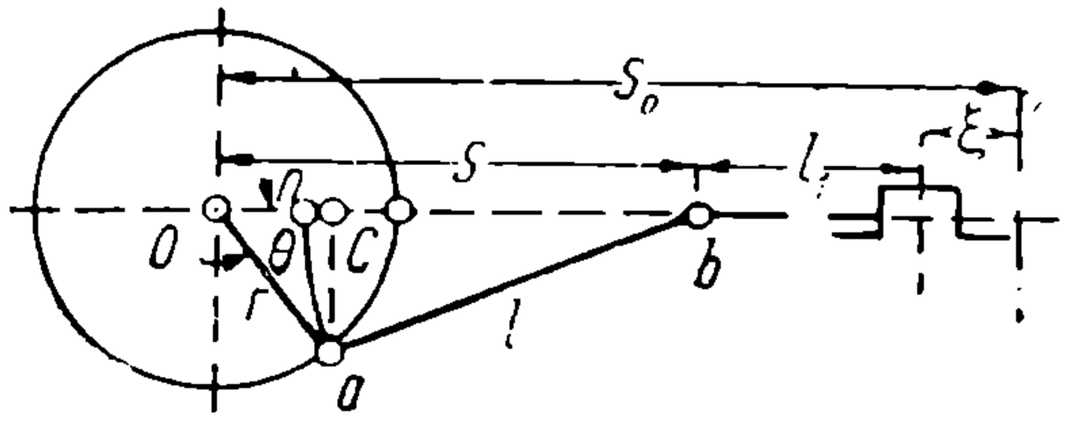
НБ УДУНТ (ДІІТ)

центрик заклинен (фиг. 107) под углом $AOa = 90° + \delta$ к кривошипу, то угол $\theta = a_1 Oa = \alpha + 90° + \delta$, и, следовательно,

$$S = -r \sin(\delta + \alpha) + l \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(\delta + \alpha)}. \qquad (12)$$



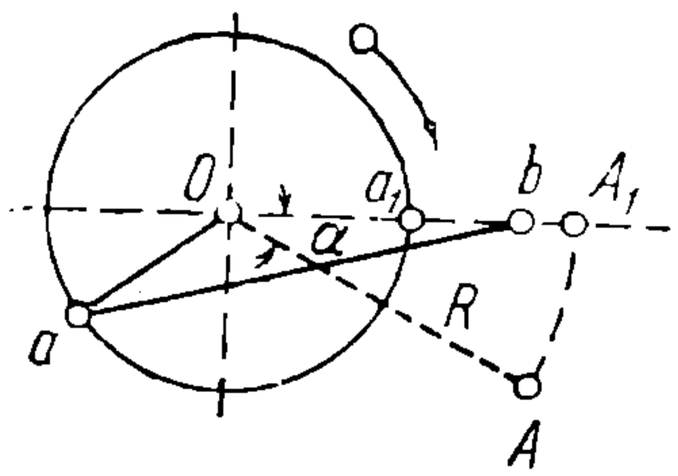
Фиг. 105.



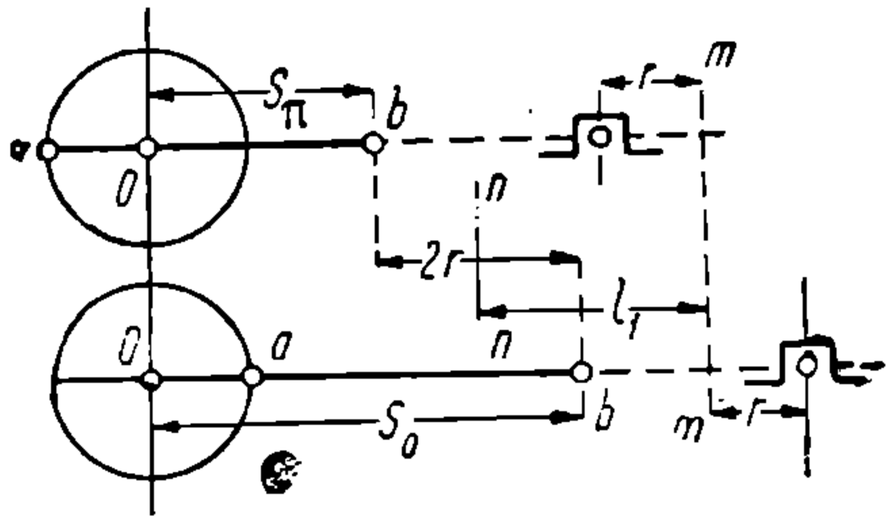
Фиг. 106.

При крайнем левом положении эксцентрика (при $\theta = \pi$) расстояние $S = S_\pi = l - r$, при правом ($\theta = 0$) расстояние $S = S_0 = l + r$ [из уравнения (11) и фиг. 108], и, следовательно, средина хода шарнира b лежит от оси O на расстоянии

$$S = \frac{S_0 + S_\pi}{2} = \frac{l + r + l - r}{2} = l.$$



Фиг. 107.



Фиг. 108.

Прибавляя длину l_1 золотникового штока, считая ее от центра шарнира b до средины золотника, находим ось mm как середину хода золотника, т. е. золотник относительно этой оси колеблется вправо и влево на величину, равную $\frac{1}{2}$ своего хода, т. е. равную длине эксцентриситета r.

Расстояние же средины золотникового зеркала от ведущей оси S_0 находим из тех соображений, что она совпадает с осью золотника при „среднем" (симметричном) положении последнего, когда он перекрывает оба паровпускные окна на величину e (фиг. 3). На практике же золотник всегда устанавливается таким образом, чтобы указанное среднее его положение совпадало с срединою между теми его положениями, которые соответствуют мертвым положениям главного кривошипа, т. е. при $\alpha = 0°$ и $\alpha = \pi$. Подобная установка значительно облегчает выверку золотников.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Поэтому искомое расстоянае S_0, равное расстоянию от ведущей оси и до средины золотника при среднем его положении, находим так.

По формуле (12) для мертвых положений кривошипа расстояние золотника будет:

$$S_{a=0} = -r \cdot \sin\delta + l\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos^2\delta} + l_1;$$

$$S_{a=\pi} = +r \cdot \sin\delta + l\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos^2\delta} + l_1;$$

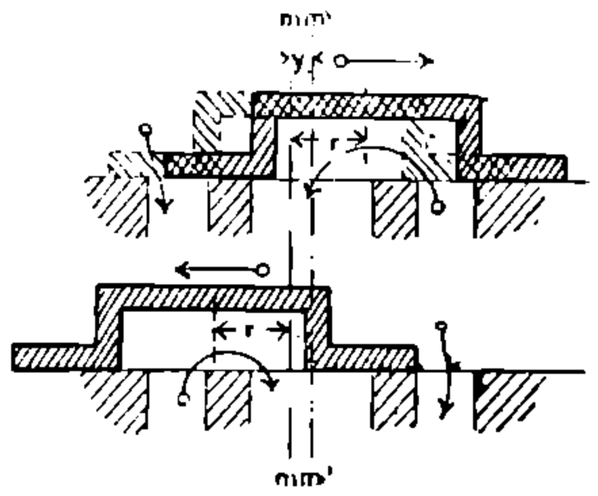
следовательно,

$$S_0 = \frac{(S_{a=0}) + (S_{a=\pi})}{2} = l\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos^2\delta} + l_1. \qquad (13)$$

Таким образом S_0 не равно величине $S + l_1 = l + l_1$, т. е. **средина хода золотника (или центр его колебаний) не совпадает с срединою золотникового зеркала.**

Разница равняется:

$$y_1 = S + l_1 - S_0 = l - l\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos^2\delta}.$$



Фиг. 109.

Ограничиваясь по-предыдущему ввиду малой величины $\frac{r}{l}$ при разложении корня по биному Ньютона двумя членами, находим:

$$y_1 = l - \left(l - \frac{r^2}{2l}\cos^2\delta\right) = \frac{r^2}{2l} \cdot \cos^2\delta.$$

Указанное обстоятельство имеет очень важное значение для парораспределения и составляет один из главных недостатков парораспределения эксцентриком. Действительно: если бы шатун l был бесконечно длинен $\left(\text{т. е. } \frac{r}{l} = 0\right)$, то и разница y_1 равнялась бы нулю, и центр колебательных движений золотника совпал бы с среднею линией зеркала. Отклоняясь вправо и влево на величину r, золотник давал бы вполне симметричное парораспределение с обеих сторон цилиндра, открывая окна на равные величины при своих крайних положениях. Но так как колебательные движения происходят относительно оси mm (фиг. 109), не совпадающей с среднею линиею золотникового зеркала $m'm'$, то при крайнем правом положении паровпускные каналы открываются меньше, чем при крайнем левом.

Поэтому вследствие влияния наклона эксцентриковой тяги все фазы парораспределения в обеих частях цилиндра получаются различными, и, следовательно, необходимо для более плавного дви-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

жения паровоза стремиться к уменьшению этой разницы путем уменьшения величины y_1, для чего надо:

1. Уменьшить ход золотника $2r$ или эксцентриситет r. Это уменьшение влияет и на уменьшение работы трения золотника. При этом паровые каналы при значительной их длине получают небольшую ширину.

2. Увеличить длину эксцентриковой тяги l, для чего цилиндры укрепляются возможно дальше от ведущей оси или, обратно, от цилиндров движение передается возможно более удаленной оси, что уменьшает также и отношение $\frac{R}{L}$ в главном шатунном механизме. При этом можно достигнуть уменьшения $\frac{r}{l}$ до $^1/_{20}$ и даже меньше.

3. Увеличить угол опережения δ.

Ко всем этим условиям еще придется вернуться дальше.

Так как открытие паровых окон, а следовательно, и продолжительность разных периодов парораспределения зависит от перемещения золотника ξ из его среднего положения (т. е. от его отклонения от средины зеркала), то для практики наиболее важно знать именно эти перемещения.

Величина ξ, очевидно, равна $S_0 - (S + l_1)$ (фиг. 106); следовательно, по формулам (12) и (13) находим:

$$\xi = l\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos^2\delta} - \left[-r\sin(\delta+\alpha) + \right.$$

$$\left. + l\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos^2(\delta+\alpha)}\right] = r\sin(\delta+\alpha) + F_\xi, \qquad (14)$$

где F_ξ (дополнительный член) равен:

$$l\left[\sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos^2\delta} - \sqrt{1-\frac{r^2}{l^2}\cos(\delta+\alpha)}\right], \qquad (15)$$

или, разлагая корни по биному Ньютона и ввиду малой величины отношения $\frac{r}{l}$, ограничиваясь только двумя членами, находим:

$$F_\xi = \frac{r^2}{2l}\left[\cos^2(\delta+\alpha) - \cos^2\delta\right]. \qquad (16)$$

Если пренебречь наклоном эксцентриковой тяги, т. е. положить $\frac{r}{l} = 0$, или $l = \infty$, то $F_\xi = 0$ и тогда:

$$\xi = r\cdot\sin(\delta+\alpha). \qquad (17)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Это уравнение с значительной долей точности дает отклонение золотника от его среднего положения при малых величинах $\frac{r}{l}$, т. е. движение золотника тогда можно считать симметричным относительно средней оси золотникового зеркала (или относительно среднего положения золотника), или, другими словами, можно считать, что золотник дает симметричное парораспределение, открывая для равных углов α отклонения главного кривошипа от его мертвых положений соответствующие паровпускные каналы на одинаковые величины (такое парораспределение называется кривошипным).

Беря $l = \infty$, мы действительный эксцентрик заменяем воображаемым „идеальным“ с бесконечно длинным эксцентриковым шатуном, и тогда при определении перемещения точки b (фиг. 106) дуговые проекции мы заменяем ортогональными ac, т. е. считаем, что золотник имеет гармоническое движение.

До сих пор предполагалось, что линия движения золотника лежит в плоскости, проходящей через ось цилиндра и ведущую ось. В паровозах это бывает только в тех случаях, когда золотники (вертикальные) расположены между цилиндрами, но обыкновенно линия движения золотника: 1) параллельна оси цилиндра (фиг. 105); при этом законы движения золотника и точки b одинаковы, так как вводимый здесь (в простейшем случае) рычаг mb при равенстве плеч mo_1 и bo_1 только изменяет направление движения золотника; 2) наклонна к оси цилиндра под углом β (фиг. 110). Так как при этом цилиндр остается тем же, и поэтому золотниковое зеркало должно иметь те же размеры, то и движение золотника должно остаться без перемен. Если бы мы оставили тот же эксцентрик oc, то передвижения от него по оси ox (равное oa) и по оси ox_1 (равное ob) не равны и $ob > oa$.

Поэтому для исполнения поставленного условия надо эксцентрик oc повернуть в положение oc_1 таким образом, чтобы передвижение $ob_1 = oa$. Но по-предыдущему;

$$oa = r \cdot \sin(\delta + \alpha);$$

$$ob_1 = r \cdot \sin(\delta_1 + \beta + \alpha).$$

Следовательно, должно быть:

$$\delta + \alpha = \delta_1 + \beta + \alpha,$$

или

$$\delta_1 = \delta - \beta,$$

т. е. новый эксцентрик должен быть заклинен под старым углом δ к оси, перпендикулярной к новой линии движения золотника ox_1.

Для более наглядного представления о движении золотника, определяемого уравнением (17), и графического определения раз-

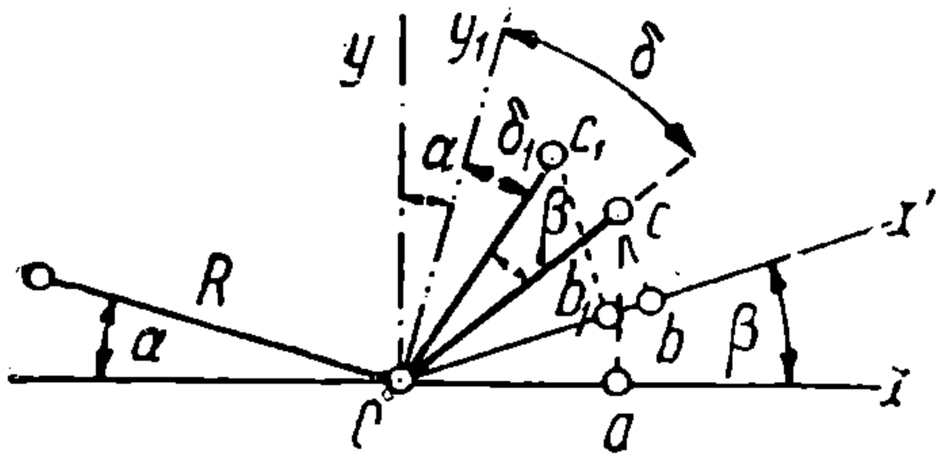
НБ УДУНТ (ДІІТ)

меров вновь проектируемых золотников служат диаграммы, из которых наиболее употребительны Цейнера, Рело, Мюллера и др.

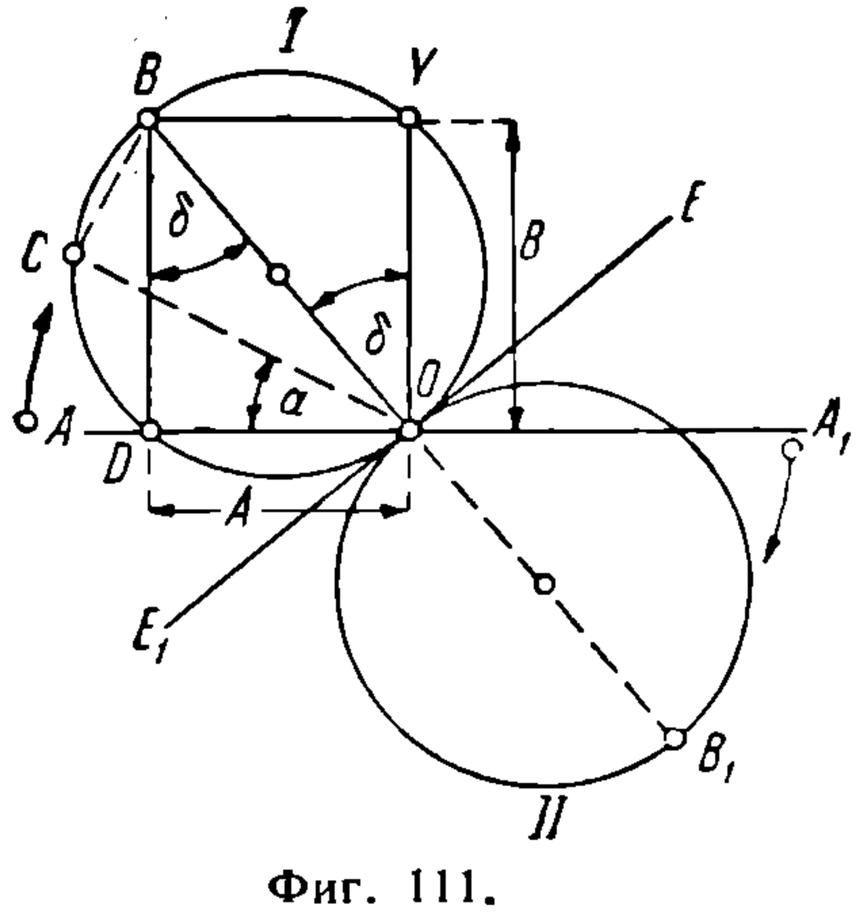
Из таковых будем пользоваться ниже только диаграммами Цейнера, как наиболее наглядными, Мюллера и эллиптическими, имеющими значительное практическое распространение.

§ 18. Диаграмма Цейнера и ее применение к парораспределению обыкновенным золотником. По формуле (17) перемещение золотника ξ от средины зеркала при помощи эксцентрика, заклиненного на ведущей оси под углом опережения δ:

$$\xi = r \cdot \sin(\delta + \alpha),$$



Фиг. 110.



Фиг. 111.

или

$$\xi = (r \sin \delta) \cos \alpha + (r \cdot \cos \delta) \cdot \sin \alpha = A \cdot \cos \alpha + B \cdot \sin \alpha, \qquad (18)$$

где

$$A = r \cdot \sin \delta \text{ и } B = r \cdot \cos \delta. \qquad (19)$$

Для данного эксцентрика коэфициенты A и B постоянны. Уравнение (18) представляет в полярной системе координат уравнение окружности, проходящей через полюс.

Пусть O (фиг. 111)—полюс. Отложим $OD = r \sin \delta$ и на перпендикуляре в D величину $DB = r \cdot \cos \delta$.

На OB, как на диаметре, опишем окружность. Тогда

$$OB = \sqrt{r^2(\sin^2 \delta + \cos^2 \delta)} = r$$

и

$$\text{tg (угла } OBD) = \frac{r \cdot \sin \delta}{r \cdot \cos \delta} = \text{tg } \delta;$$

следовательно,

$$\angle OBD = \angle BOy = \delta.$$

Предположим, что поршень двигается слева направо и кривошип от левой мертвой точки повернулся на $\angle \alpha$ по направлению стрелки (передний ход паровоза); тогда направление кривошипа OR отсечет от окружности хорду OC, которая равняется:

$$BO \cdot \cos \angle BOC = r \cdot \cos [90° - (\delta + \alpha)] = r \cdot \sin (\delta + \alpha) = \xi,$$

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

т. е. перемещение золотника ξ для данного угла поворота α главного кривошипа измеряется радиус-вектором OC.

Таким же образом найдем, что при вращении кривошипа от правой мертвой точки (обратный ход поршня) перемещения золотника изобразятся соответствующими хордами такой же окружности II.

При движении поршня от левой мертвой точки (прямой его ход) золотник также будет двигаться вправо от своего среднего положения, чтобы открывать левое паровпускное окно. При положении кривошипа OB золотник имеет наибольшее перемещение, равное $OB = r$, т. е. при этом золотник занимает крайнее правое положение; дальше величина его перемещения убывает, т. е. золотник начинает двигаться обратно к среднему положению. В $OE \perp$ к OB величина перемещения золотника равна 0; следовательно, при этом положении кривошипа золотник находится в среднем положении. Дальше он начнет отклоняться уже влево от среднего положения; при положении кривошипа OB_1 золотник займет левое крайнее положение и при OE_1 опять займет среднее положение. Таким образом верхняя окружность дает перемещение золотника вправо от среднего положения, нижняя—влево. При обратном вращении (задний ход) будет наоборот. Эти окружности называются золотниковыми кругами Цейнера.

Рассмотрим теперь **пароораспределение в левой части цилиндра**. Величина открытия левого окна для впуска пара $\alpha_1 = \xi - e$, т. е. равняется его перемещению от среднего положения без величины внешней перекрыши (фиг. 112); следовательно, описавши окружность pq (фиг. 114) радиусом, равным внешней перекрыше e, находим величины этих открытий как отрезки радиус-векторов между верхней окружностью и дугою pq (т. е. в пределах заштрихованной площади). Таким образом:

1. При положении кривошипа OI открытие окна равно 0; здесь оно только начнет открываться. Следовательно, это положение соответствует началу предварительного впуска. $\angle AOI$ называется **углом опережения впуска**.

2. При левом мертвом положении поршня окно будет открыто на величину $mn = \nu$. Это будет **линейное опережение впуска**. Следовательно, коэфициент $A = mO = e + \nu$, или

$$\nu = A - e = r \sin \delta - e. \qquad (20)$$

3. Дальше окно будет открываться все больше до предела, равного $r - e = CD$, и затем окрытие будет уменьшаться и при положении кривошипа OII оно закроется. Здесь прекратится впуск и начнется расширение. Таким образом впуск продолжается на пути от положения OI до OII, и $\angle AOII$ называется **углом впуска**. Дальше, после перехода через свое среднее положение, золотник начнет отклоняться уже влево (перемещения измеряются по нижней окружности) и будет соединять левый канал с паровыпускным каналом для выпуска пара. Соответствующее открытие канала будет

НБ УДУНТ (ДІІТ)

равно $\xi - i$, где i — внутренняя перекрыша (фиг. 113). Поэтому, как и выше, проведем дугу rs из O радиусом $= i$, и тогда отрезки радиус=векторов нижней окружности в пределах заштрихованной площади дадут величины открытия левого канала для выпуска пара. Следовательно:

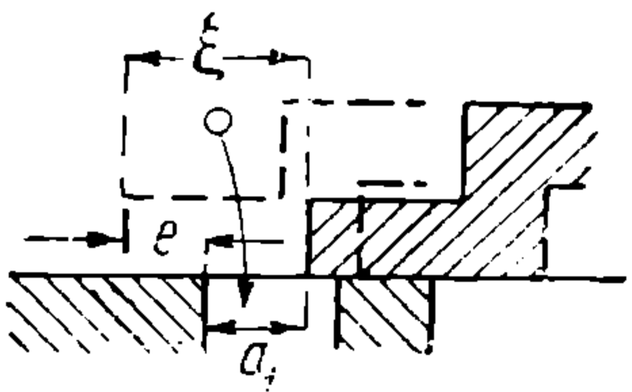
4. При положении кривошипа $OIII$ начнется выпуск. Таким образом расширение продолжалось от OII до $OIII$.

5. При правом мертвом положении поршня канал будет уже открыт на величину $tu = v_0$ (линейного опережения выпуска);

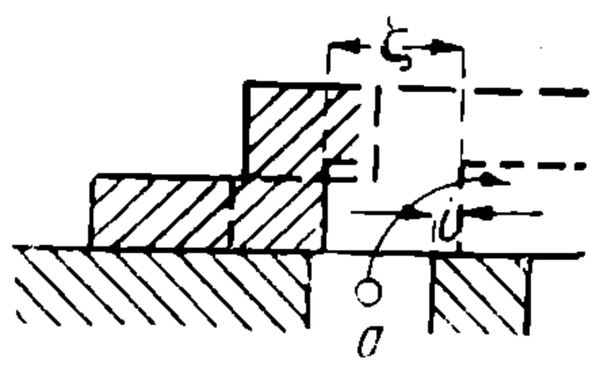
$$v_0 = A - i = r \sin \delta - i. \tag{21}$$

6. Выпуск будет продолжаться до положения OIV, когда левый паровой канал будет закрыт, и отсюда до положения OI будет происходить сжатие пара в левой стороне цилиндра.

Таким образом при прямом и обратном ходе поршня мы получили все фазы парораспределения для левой стороны цилиндра. То



Фиг. 112.



Фиг. 113.

же получим и для правой стороны, но тогда надо провести дугу $p'q'$ радиусом, равным e, внизу, а дугу $r's'$ радиусом, равным i, вверху. и найдем положения кривошипа для различных моментов парораспределения—обозначенные пунктиром. Линии OD и OD', следовательно, соответствуют крайним („мертвым“) положениям золотника.

Для определения соответствующих положений цапфы кривошипа I, II и т. д. чертим окружность$_e$ описываемую центром этой цапфы (круг кривошипа) в уменьшенном масштабе (например, берут $R = OA = OA_1$ длиною от 50 до 100 *мм*) и находим ее пересечения с определенными направлениями кривошипа.

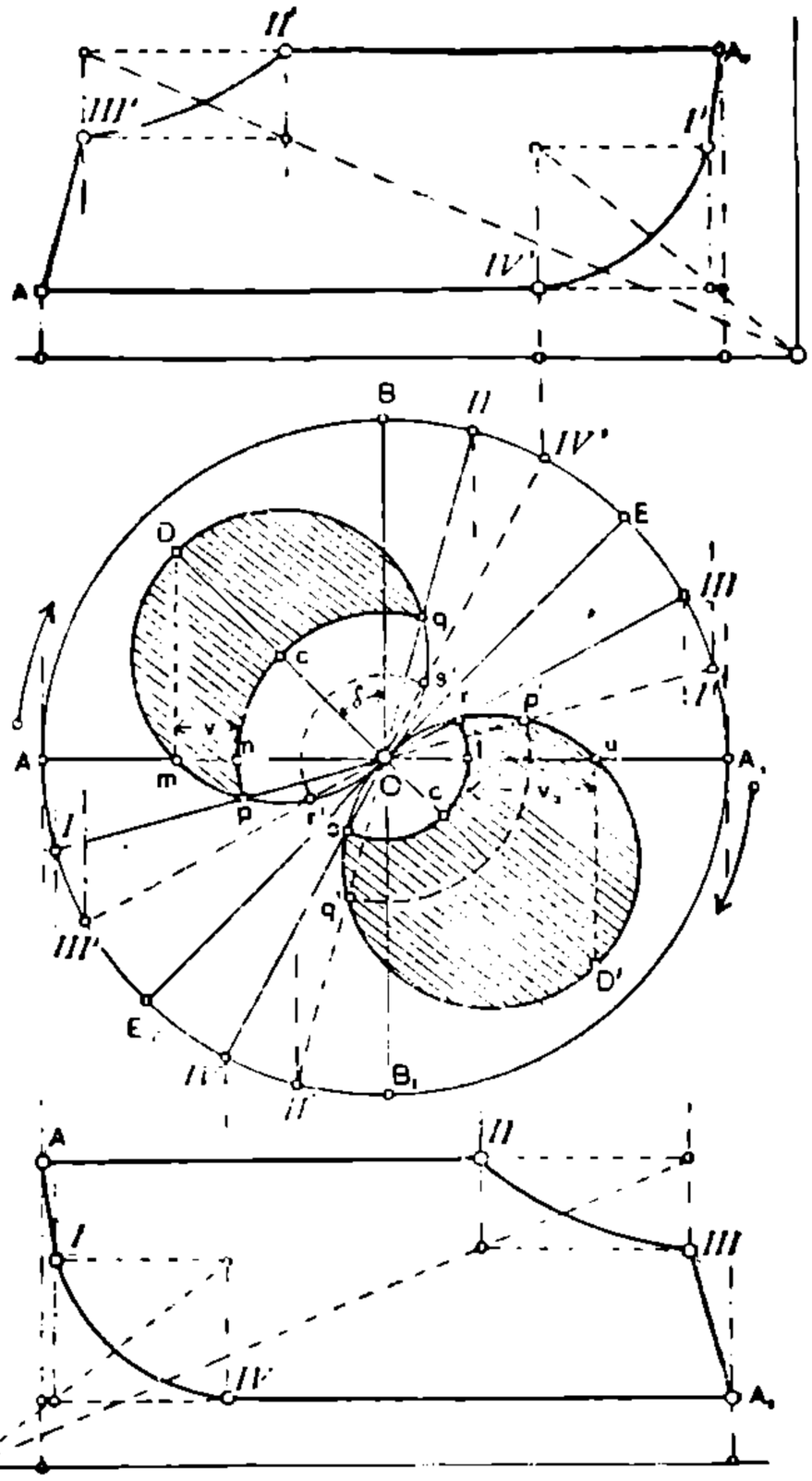
Таким образом при переднем ходе паровоза по верхней окружности Цейнера находим: 1) отклонение золотника вправо от его среднего положения, 2) величины открытия левого канала для впуска пара и 3) то же выпуска пара из правого канала.

По нижней окружности: 1) отклонение золотника влево от среднего его положения, 2) величины открытия правого канала для впуска пара и 3) левого для выпуска.[1]

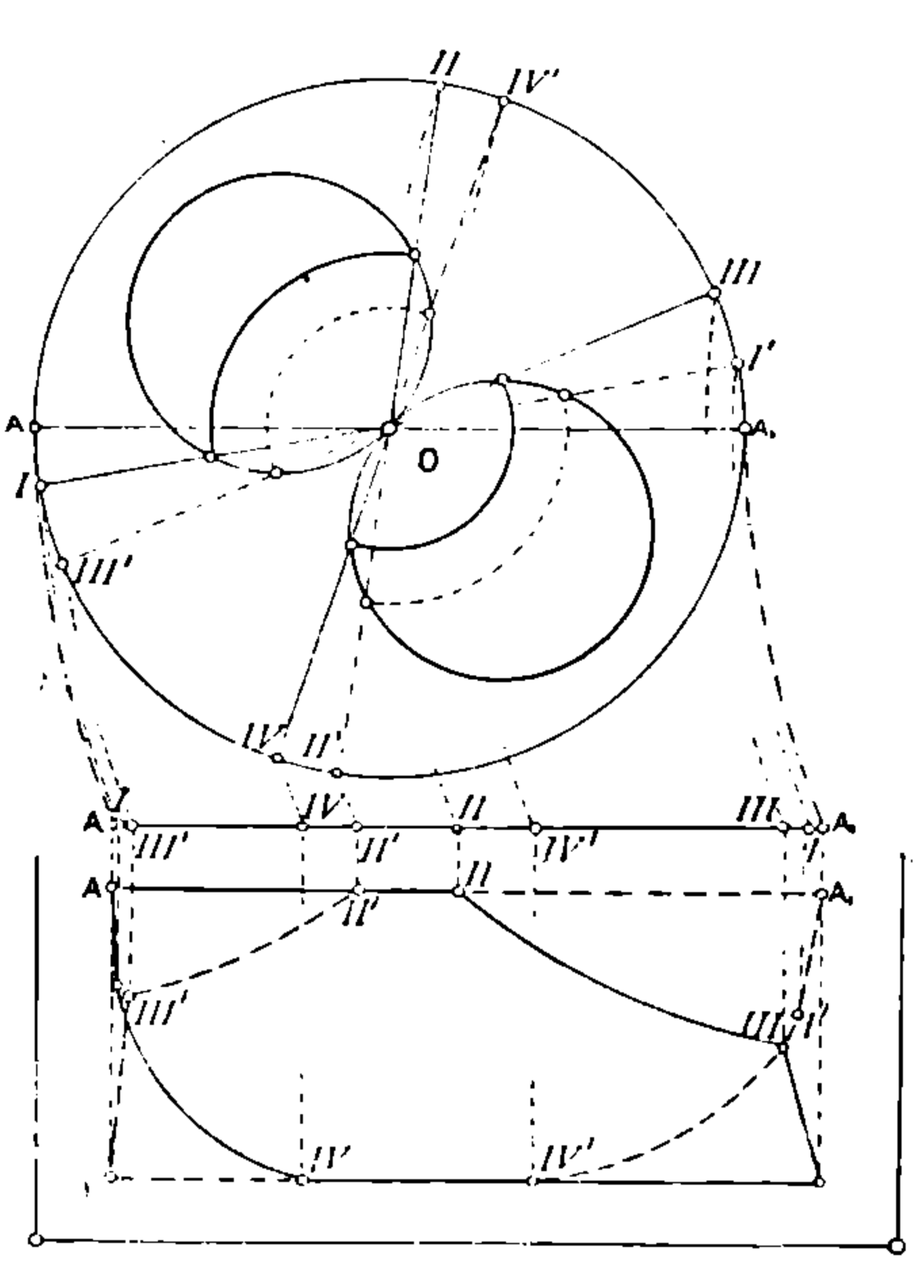
[1] Заметим, что геометрическое место концов радиус-векторов при конечной длине золотниковых тяг будет состоять не из двух кругов Цейнера, а из двух различных кривых. Но на практике, как сказано в § 15, всегда пренебрегают наклоном золотниковых (эксцентриковых) тяг, т. е. считают их бесконечной длины, а потому будем иметь диаграмму Цейнера описанного вида.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Если пренебречь наклоном главного шатуна (т. е. считать его бесконечно длинным), то при симметричном золотнике и симметричной его установке парораспределение по обеим сторонам поршня будет одинаковое, и соответствующие идеальные индикаторные диаграммы будут иметь вид, представленный на фиг. 114.



Фиг. 114.



Фиг. 115.

§ 19. Неравенство парораспределения, вызываемое конечной длиной главного шатуна. По формуле (9) находим перемещение поршня из левого мертвого положения при повороте кривошипа на угол α:

$$x = R(1 - \cos\alpha) + \frac{1}{2}\frac{R^2}{L}\sin^2\alpha$$

и из правого мертвого положения при угле поворота $= \pi + \alpha$ (фиг. 95):

$$x' = R(1 - \cos\alpha) - \frac{1}{2}\frac{R^2}{L}\sin^2\alpha.$$

Следовательно, x не равно x' и

$$x - x' = \frac{R^2}{L}\sin^2\alpha.$$

Предположим, что впуск пара прекращается при том же угле α_1 (фиг. 115) (при угле $AOII =$ угле A_1OII'), как при прямом, так

НБ УДУНТ (ДІТ)

и при обратном ходе поршня, т. е. пораспределение симметрично и, следовательно, оно производится „идеальным“ эксцентриком (§ 17).

Но на основании сказанного находим, что пути, проходимые при этом поршнем от его мертвого положения, не равны:

$$x_e' = R(1 - \cos\alpha_1) + \frac{1}{2}\frac{R^2}{L}\sin^2\alpha_1$$

и

$$x_e' = R(1 - \cos\alpha_1) - \frac{1}{2}\frac{R_2}{L}\sin^2\alpha_1,$$

а следовательно, не равны и величины соответствующих отсечек E и E' в долях хода поршня, т. е.

$$E = \frac{x_e}{2R}$$

и

$$E' = \frac{x_e'}{2R},$$

и между ними разница $E - E' = \frac{1}{2}\frac{R}{L}\sin\alpha_1$, которая тем значительнее, чем больше $\frac{R}{L}$. Беря, например, $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$ и $\frac{1}{7}$, находим следующие величины (табл. 6):

Таблица 6

Отсечка впуска, предполагая $\frac{R}{L} = \infty$	10%		30%		50%		70%	
Отношение $\frac{R}{L}$	1/5	1/7	1/5	1/7	1/5	1/7	1/5	1/7
Отсечка спереди (справа) поршня	12	11	35	33	55	53	74	73
Отсечка сзади (слева) поршн.	8	9	26	27	45	46	65	67

То же самое найдем и для остальных периодов пораспределения, т. е., несмотря на то, что золотник открывает окна на одинаковую величину (пренебрегая наклоном эксцентриковой тяги) при одинаковых углах поворота кривошипа из мертвых положений, пораспределение для обеих сторон цилиндра получается разным вследствие влияния наклона короткого главного шатуна, и таким образом паровая машина при прямом и обратном ходе поршня дает разные величины работы, что нежелательно.

Продолжительность каждого периода для данного золотника и эксцентрика можно найти и графически (фиг. 115) при помощи

НБ УДУНТ (ДІТ)

диаграммы Цейнера, определяя для каждого положения *I*, *II*... *I'*, *II'*... кривошипа соответствующие положения поршня по способу Шорха[1] (§ 12).

Если по этим данным начертить идеальные индикаторные диаграммы, то они будут значительно отличаться для передней и задней частей цилиндра. Какие меры принимают для уравнивания работ на обеих сторонах цилиндра, кроме уменьшения отношения $\frac{R}{L}$, будет указано ниже.

На основании предыдущих рассуждений можно вывести следующие заключения относительно условий, которым должен удовлетворять парораспределительный механизм.

1. Он должен давать такое движение золотнику, чтобы среднее положение золотника между двумя его положениями, соответствующими мертвым положениям главного кривошипа, было неизменно, так как только при таких условиях будет равенство открытия паровых каналов при мертвом положении кривошипа.

2. Размахи золотника должны быть симметричны относительно средины золотникового зеркала, т. е. она должна представлять центр его колебаний. При этом положение золотника будет симметричным при соответствующих диаметрально противоположных положениях главного кривошипа, т. е., иначе, парораспределение будет симметричным по отношению к движению главного кривошипа, почему оно и называется кривошипным.

Это условие выполняется на практике только приблизительно и может вполне осуществляться только при бесконечно длинной эксцентриковой тяге.

Такой ход („кривошипный") золотника, как сказано, называется идеальным по соответствию с эксцентриком, его производящим, с бесконечно длинной тягой, который также называется идеальным эксцентриком.

Кривошипное парораспределение было бы безусловно точным и желательным, если бы диаметральным положениям ведущего кривошипа соответствовали симметричные положения поршня в цилиндре, но вследствие влияния наклона ведущего шатуна, каковым пренебречь нельзя, этого нет, и поэтому при кривошипном движении золотника парораспределение для обеих сторон цилиндра оказывается неодинаковым, что влияет на плавность хода. Ввиду этого очень важно, чтобы главные моменты парораспределения были симметричны по отношению к симметричным положениям не кривошипа, а поршня. Подобное парораспределение называется

---

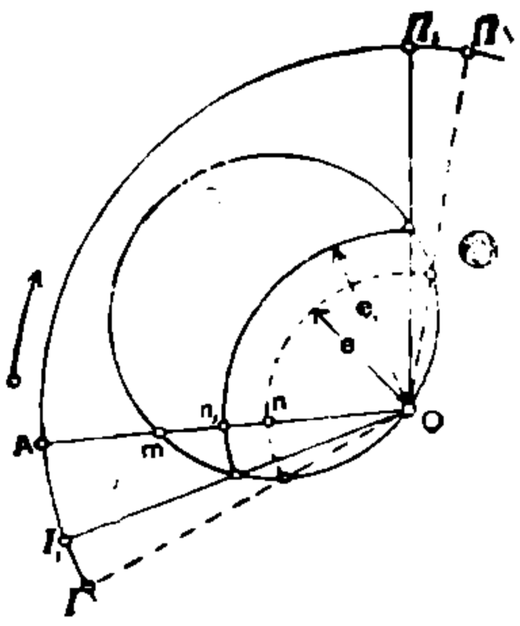
[1] Во многих последующих чертежах для большего оттенения неправильностей от влияния наклона главного шатуна берется отношение $\frac{R}{L}=\frac{1}{3}$, практически почти никогда не встречающееся.

НБ УДУНТ (ДІТ)

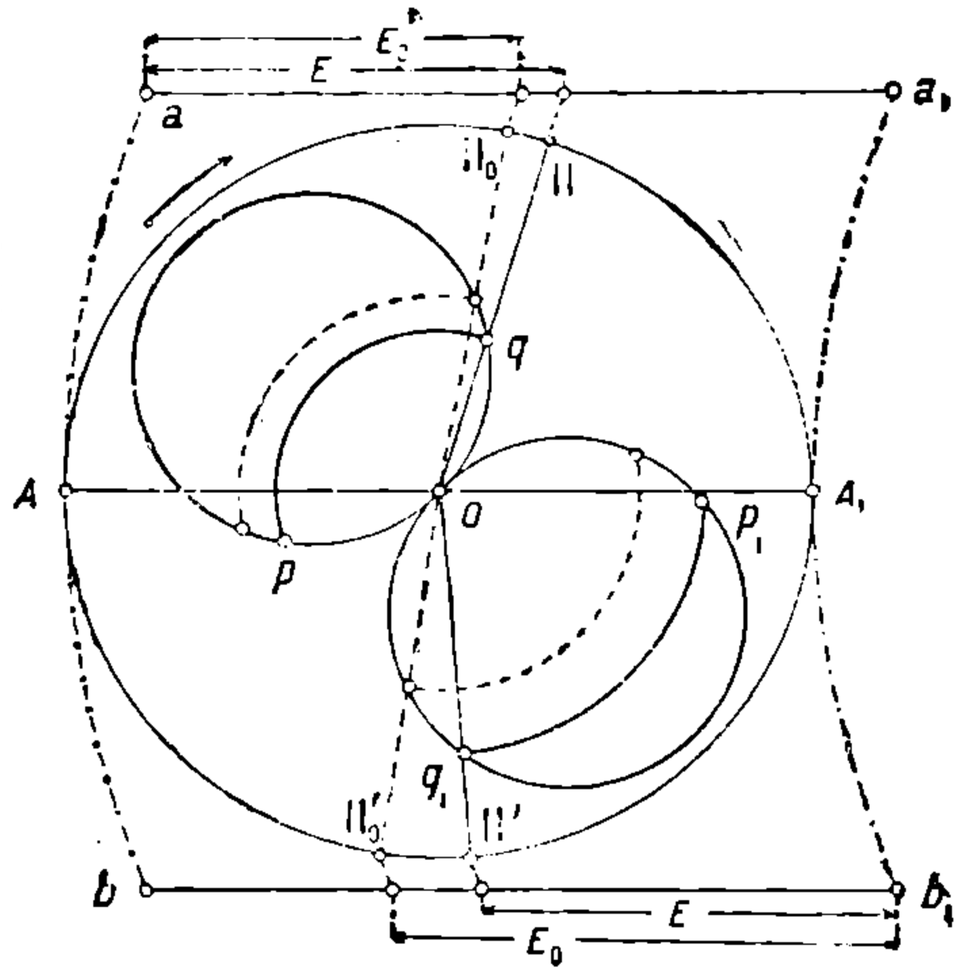
поршневым. Для указания способов к его достижению необходимо рассмотреть влияние на все фазы пароораспределения различных элементов золотника.

§ 20. Влияние на парораспределение различных элементов парораспределительного механизма. На пароораспределение имеют влияние: внешняя (e) и внутренняя (i) перекрыши, угол опережения (δ), эксцентриситет эксцентрика (r) и длина эксцентриковой тяги (l). Роль последней уже известна, и теперь разберем значение первых четырех элементов, пользуясь диаграммой Цейнера и измеряя продолжительность периодов пароораспределения величиною соответствующего угла поворота главного кривошипа.

1. Влияние внешней перекрыши. Беря верхнюю окружность диаграммы Цейнера и рассматривая прямой ход поршня и левую (заднюю) часть цилиндра (фиг. 116), представим себе, что внешняя



Фиг. 116.



Фиг. 117.

перекрыша увеличена с e до e_1. Тогда: 1) начало впуска будет при положении кривошипа не OI, а OI_1, и таким образом предварительный впуск уменьшается; 2) линейное опережение впуска уменьшается с mn до mn_1; 3) конец впуска будет при положении кривошипа в OII_1, а не в OII, т. е. будет раньше, а следовательно, продолжительность впуска уменьшается с периода $IOII$ до I_1OII_1; 4) очевидно, при прочих одинаковых обстоятельствах период расширения начнется раньше (с II_1) и период сжатия окончится позже (вместо I в I_1), и, следовательно, оба периода будут продолжительнее; 5) наконец, открытия паровпускного окна будут меньше.

Как видно, внешняя перекрыша (e) оказывает влияние на продолжительность впуска пара, и для увеличения последнего достаточно e уменьшить. Этим обстоятельством и пользуются для выравнивания работ обеих сторон цилиндра, делая впуск пара одинаковым, т. е. отсечки для них в долях хода поршня (поршневые отсечки) равными, чего достигают, изменяя внешние перекрыши. Пусть, например (фиг. 117), внешняя перекрыша равна e_0; по-предыдущему (фиг. 115) находим поршневые отсечки E_0' и E_0 и $E_0 > E_0'$;

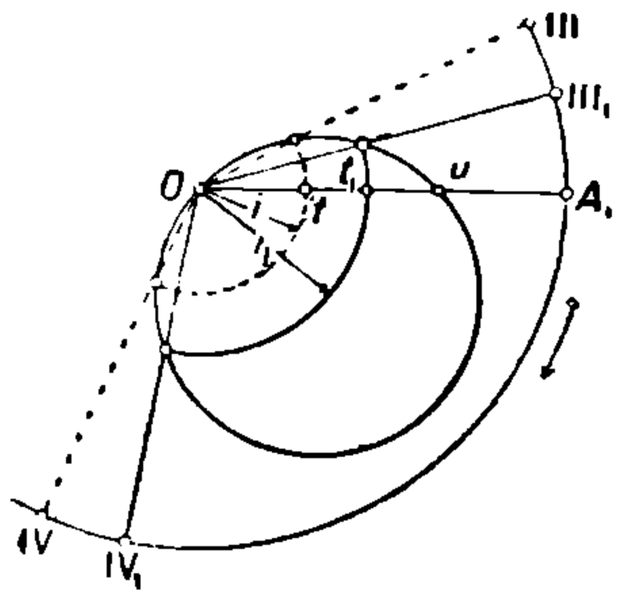
НБ УДУНТ (ДІІТ)

если желательно, чтобы поршневые отсечки были с обеих сторон цилиндра одинаковы, например, равны E, то, идя обратно, находим новые перекрыши: $e = Oq$ (меньшую, чем e_0, так как мы впуск с левой стороны увеличиваем), и $e_1 = Oq_1$ (большую, чем e_0, так как справа впуск уменьшается).

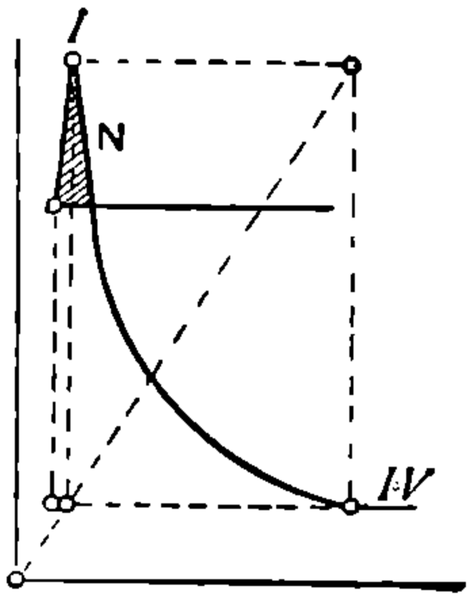
Неодинаковых перекрыш можно достигнуть:

1) употребляя несимметричный золотник, т. е. с лапами разной длины: левая—длиною $(i + a + e)$ и правая—длиною $(i + a + e_1)$. Это делается в паровозах очень редко;

2) употребляя симметричный золотник, но передвигая его на требуемую величину вправо путем удлинения золотникового стержня l_1 (фиг. 106), который с этой целью делается разрезным. Этот способ выравнивания работ цилиндра исключительно и употребляется в паровозах.



Фиг. 118.



Фиг. 119.

Заметим, что при этом нарушается равенство линейного опережения впуска v с обеих сторон цилиндра и, как видно на фиг. 117, может быть даже при очень большой величине v, с одной стороны, не быть совсем линейного опережения с другой, что недопустимо; кроме того, изменяется величина сжатия, так что бывает иногда выгодно не добиваться полного уравнения работ, а помириться с их неравенством. Во всяком случае указанным способом надо пользоваться с осторожностью.

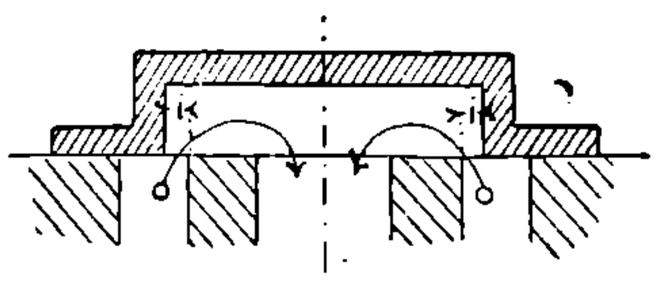
II. Влияние внутренней перекрыши. Предположим, что внутренняя перекрыша увеличена с i до i_1 (фиг. 118). Как видим из диаграммы, при этом: 1) предварительный выпуск уменьшится (выпуск начнется при положении кривошипа III_1 вместо III), следовательно, увеличивается период расширения; 2) линейное опережение выпуска уменьшится с iu до i_1u; 3) выпуск окончится, и сжатие начнется при положении кривошипа в IV_1 вместо IV, следовательно, продолжительность выпуска уменьшится, а продолжительность сжатия увеличится; 4) открытие канала для выпуска пара уменьшается.

Таким образом влияние внутренней перекрыши очень значительно, и для паровозов особенно важно влияние ее на период сжатия. Если сжатие начнется слишком рано (фиг. 119), например, от положения IV, то до начала предварительного впуска пара в I давление сжимаемого пара может значительно превысить давление свежего пара (что на индикаторной диаграмме выразится петлею N), и тогда получится в конце обратного хода поршня значительное тормозящее усилие и отрицательная работа.

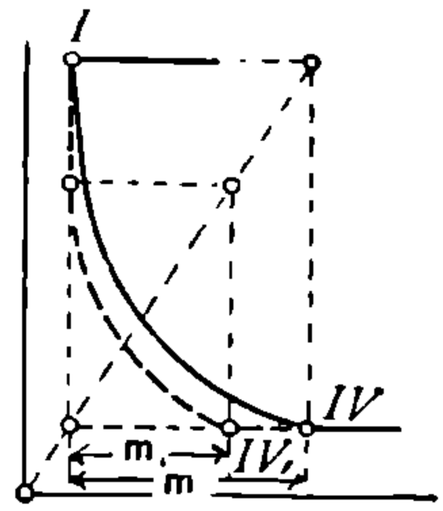
Как видим ниже, многие кулисные механизмы дают при наиболее употребительных отсечках очень большое сжатие, и умень-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

шение его приносит очень большую выгоду в работе, особенно в быстроходных паровозах, работающих всегда с малыми отсечками и большим сжатием, что часто служит причиною их малой экономичности. Поэтому для уменьшения сжатия приходится уменьшать величины внутренних перекрыш i, и при скоростях, больших 40 *км/час*, часто i делается не только равной нулю, но даже „отрицательной" (фиг. 120). В этом случае для левой стороны цилиндра в диаграмме Цейнера надо провести (наоборот по сравнению с предыдущей, фиг. 114) дугу rs радиуса $= i$ в верхней окружности (фиг. 122), а для правой стороны цилиндра $r's'$—в нижней. Периоды сжатия (от положения кривошипа *IV* и *IV'* до *I* и *I'*) здесь получаются очень малыми. Из фиг. 120 видно, что при среднем положении такого золотника оба паровпускные канала соединяются с паровыпускным. Из диаграммы Цейнера (фиг. 122) ясно, что, так как для левой стороны цилиндра выпуск пара происходит на пути кривошипа от *III* до *IV*, а для правой—от *III'* до *IV'*, то одновременно сообщение обеих сторон цилиндра с выпускным окном происходит при прямом ходе поршня на пути кривошипа от *III* до *IV'*, при обратном же ходе—на пути от *III'* до *IV*.



Фиг. 120.



Фиг. 121.

Таким образом, изменяя внутренние перекрыши, можно изменить период сжатия желательным образом и достичь равных сжатий с обеих сторон поршня за счет неравенства перекрыш, что делается таким же образом, как и для внешних перекрыш. Например, пусть мы ставим условие, чтобы давление пара после сжатия не превосходило величины давления свежего пара p (фиг. 121) с обеих сторон поршня. Тогда, проведя через *I* кривую Мариотта, находим точку *IV*—начало сжатия и часть хода m (называемую отсечкою сжатия), на которой должно начаться сжатие. Эта величина, которая берется часто и меньше m, например m_1, иногда задается наперед. Откладывая данную величину m от точек b и a_1 (фиг. 123), находим соответствующие положения кривошипа *IV'* и *IV*, а следовательно, и величины внутренних перекрыш $i = os$ и $i_1 = os'$ (сплошные окружности).

Если данная величина отсечки очень мала, например, равна m_1, то при таком же построении получим отрицательные перекрыши i' и i_1' (пунктирные окружности).

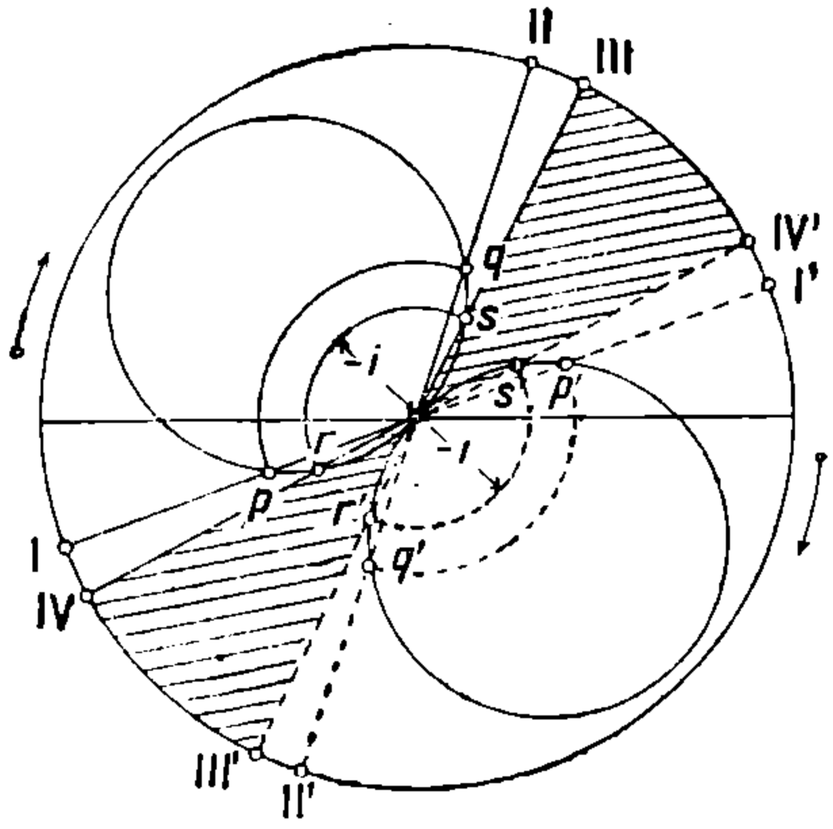
Заметим, что внутренние перекрыши влияют не только на величину сжатия, но и на величину расширения и предварительного выпуска, и поэтому значительное уменьшение их выгодно только для больших скоростей движения паровоза.

III. Влияние хода золотника (или эксцентриситета эксцентрика). Из фиг. 124 видно, что при уменьшении r с величины OD до OK:

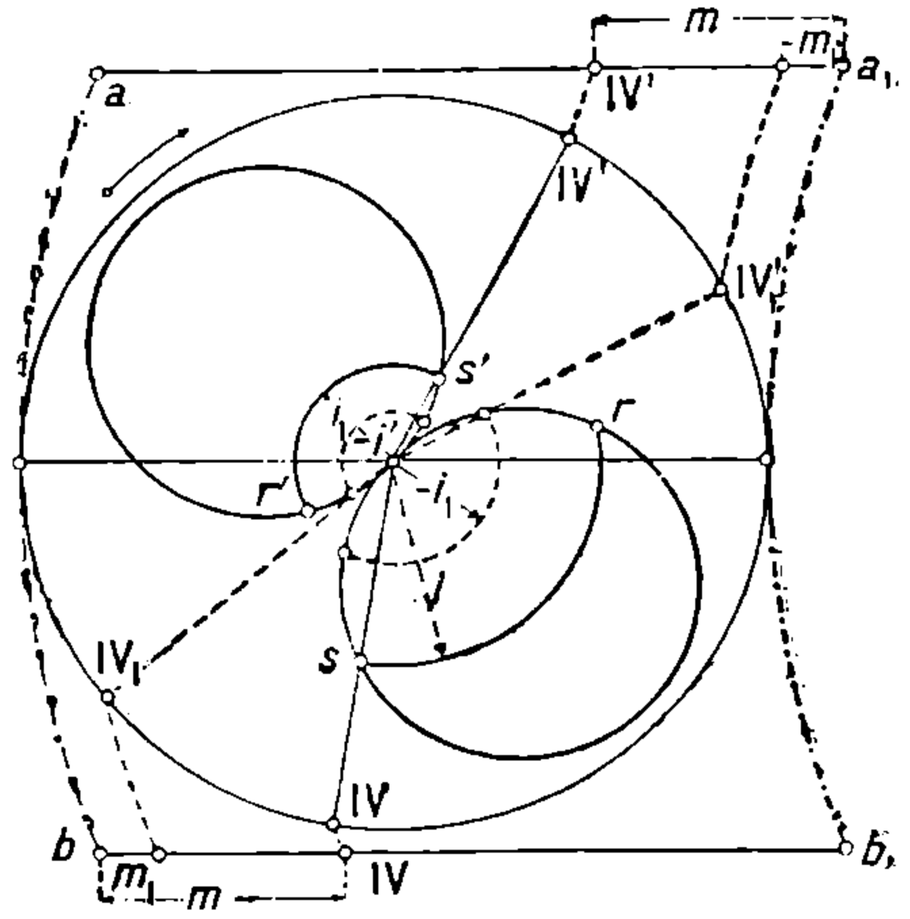
НБ УДУНТ (ДІТ)

1) уменьшаются предварительный впуск и выпуск и линейные опережения впуска и выпуска (с *mn* до *m'n* и с *tu* до tu_1); 2) уменьшается продолжительность впуска (с *I II* до I_1 II_1) и выпуска (с *III IV* до III_1 IV_1); 3) увеличивается продолжительность сжатия (с *IV I* до $IV_1 I_1$) и расширения (с *II III* до $II_1 III_1$); 4) уменьшаются открытия паровых каналов для впуска (наибольшие величины—с *DL* до *KL*) и выпуска (наибольшие величины—с *D'L'* до *K'L'*).

На этом основании мы можем сделать очень важные выводы: если у нас имеется данный золотник (т. е. внешние и внутренние его перекрыши постоянны) и эксцентрик заклинен на валу под некоторым неизменным углом δ, то единственным и очень действительным средством регулирования работы паровоза является возможность уменьшить или увеличить по желанию ход золотника,



Фиг. 122.



Фиг. 123.

в связи с чем изменяется продолжительность впуска свежего пара, т. е. его отсечка. Одно из главных назначений кулисных механизмов и заключается в изменении хода золотника.[1]

Из фиг. 124 также ясно, что для обыкновенного золотника малые отсечки, соответствующие малым величинам *r*, очень невыгодны, так как при этом значительно возрастает сжатие (при уменьшении предварения впуска и выпуска) и уменьшаются площади открытия паровых окон, в связи с чем проходящий пар испытывает мятие, и давление его понижается при впуске и увеличивается при выпуске.

Быстроходные паровозы обыкновенно работают с малыми отсечками (товарные—наоборот), и поэтому для них указанные недостатки имеют большое значение. Тогда как в товарных паровозах очень часто применяют обыкновенные золотники с положительной

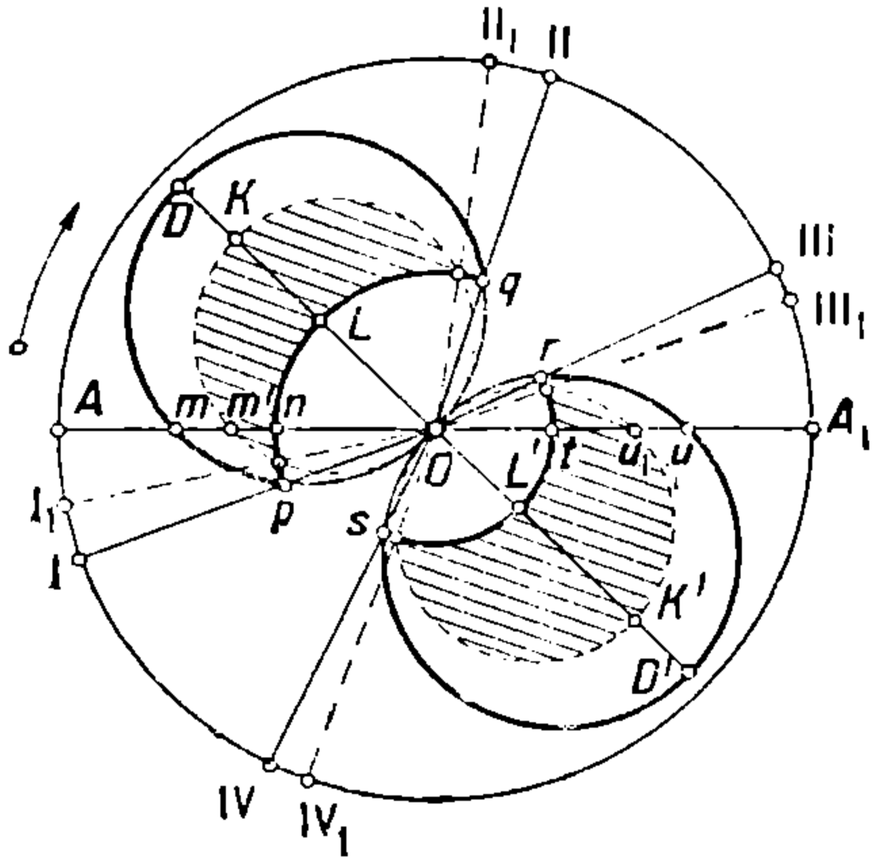
[1] При употреблении кулисных механизмов, впрочем, одновременно изменяются *r* и δ.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

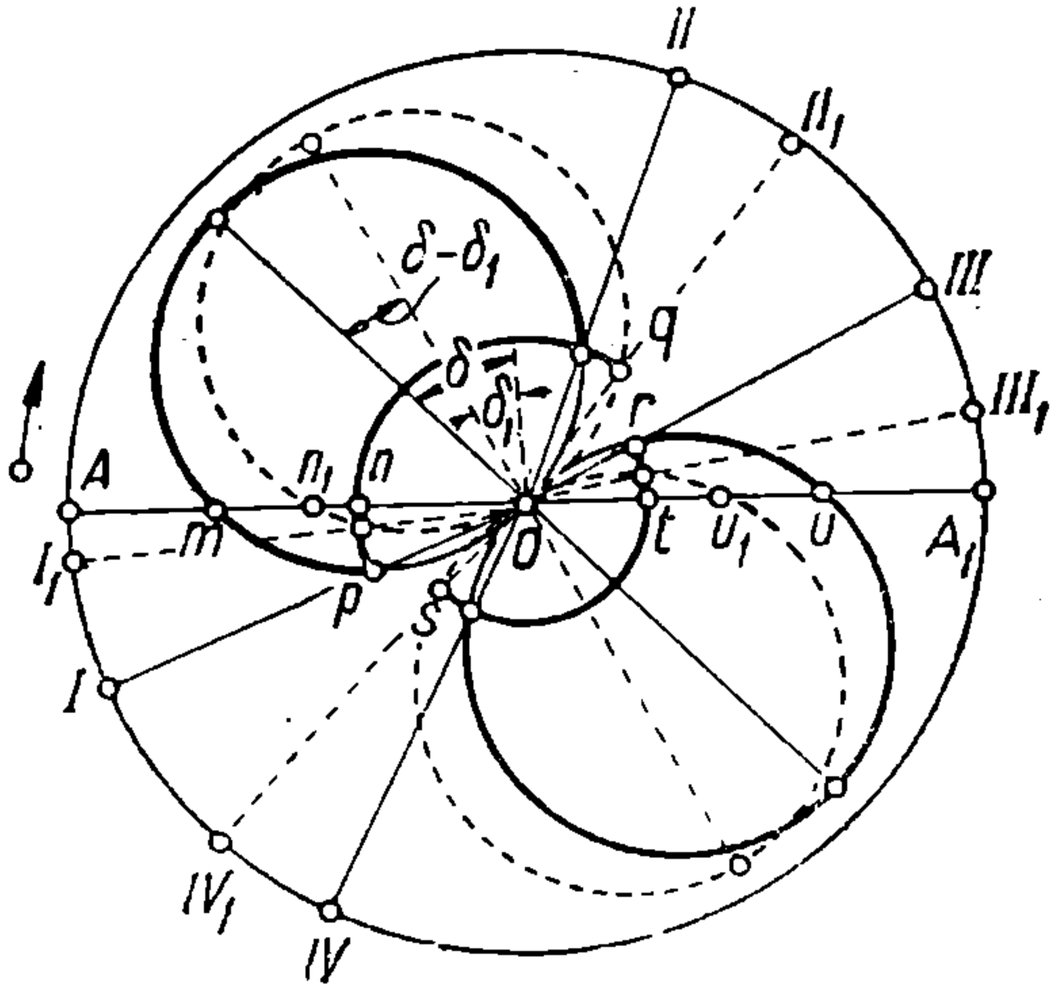
перекрышей, выпуска (внутренней) в быстроходных поэтому необходимо:

а) для уменьшения величины сжатия употреблять внутренние отрицательные перекрыши, которые доходят даже до—10 *мм*, и брать большие величины вредного пространства (по возможности не меньше 8% объема цилиндра, но иногда и до 15%) (см. § 4);

b) для увеличения площади открытия окон для прохода пара употреблять золотники с каналом, например системы Трика (§ 24).



Фиг. 124.



Фиг. 125.

К числу недостатков большого хода золотника относится увеличение работы трения и отношения r к длине эксцентриковой тяги l (§ 17), почему необходимо смотреть, чтобы это отношение не перешло за известные пределы.

IV. Влияние угла опережения. Предположим, что угол опережения эксцентрика δ меньше до δ_1 (фиг. 125). Очевидно, что вся диаграмма Цейнера здесь будет повернута на угол $(\delta - \delta_1)$ вправо, и, следовательно, продолжительность всех периодов парораспределения останется без изменения, но все они будут начинаться позже.

Изменения же будут следующие: 1) предварительный впуск и выпуск станут меньше и 2) линейные опережения впуска и выпуска уменьшатся (с mn до nn_1 и с tu до tu_1).

§ 21. Эллиптическая золотниковая диаграмма. Очень распространенная диаграмма Цейнера дает величину хода золотника и представление о фазах парораспределения в зависимости от угла поворота кривошипа. Она часто употребляется при проектировании золотников и парораспределительного механизма. Но при исследовании паровоза необходимо знать зависимость хода золотника и величину открытия окон каналов непосредственно от пройденного поршнем пути, что изображается эллиптической диаграммой. Свойства этой диаграммы таковы (фиг. 126).

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Пусть *AB* представляет ход поршня. Делим его на несколько частей и по ординатам откладываем величину, на которую золотник отошел от средины своего хода (для хода поршня вперед выше линии *AB*, назад—ниже). Найдем таким образом ряд точек, соединивши которые, получим эллиптическую кривую *I* для некоторой отсечки, например $60^0/_0$.

Проведем две линии—на расстоянии внешней перекрыши *e* и внутренней *i* от *AB*; тогда ход золотника минус *e* даст величину открытия паровпускного окна, а для обратного хода поршня—минус *i* паровыпускного, т. е. открытия окон измеряются ординатами в пределах заштрихованной площади, и, следовательно, точка *b* соответствует концу впуска (отсечке), *c*—началу предварительного выпуска, *d*—концу выпуска и *e*—началу предварительного впуска.

При левом мертвом положении поршня окно открыто на величину $e + v$, где v — величина линейного опережения впуска, что и определяет точку касания *a* кривой с вертикалью в *A*; при обратном ходе со стороны выпуска окно открыто на величину $i + v_0$, где v_0 — величина линейного опережения выпуска, что опеределяет точку касания a_1, причем $Aa = Ba_1$, ибо $e + v = i + v_0$ (фиг. 114).

Для других отсечек получим другие эллипсы (*II* и т. д.), причем, так как для кулисы Гейзингера v и v_0 постоянны, то все полученные таким образом кривые будут иметь общие точки касания *a* и a_1.

Диаграммы Цейнера и Мюллера получаются только построением и потому употребляются при построении паровозов, диаграмма же эллиптическая (иначе называемая эллиптической диаграммой Шорха) может быть получена на практике при помощи индикатора (если бумажному цилиндру сообщить обыкновенное движение от крейцкопфа, т. е. пропорциональное движению поршня, а карандашу—от штока золотника, т. е. пропорциональное его ходу) или при помощи специальных приборов—эллипсографов[1].

Диаграммы получаемые на практике, могут значительно отличаться от эллиптической кривой при неправильностях в устройстве кулисного механизма или его износе, причем для разных отсечек и точки *a* и a_1 могут не совпадать. Снятые таким образом практические диаграммы наглядно указывают на все ненормальности парораспределения от тех или других причин[2], почему они заслуживают серьезного внимания.

Эллиптические диаграммы могут быть построены и теоретически, причем тогда при сравнении с реальными диаграммами они служат для определения степени искажения парораспределения.

Опишем из *O* окружности радиусами, равными длине главного кривошипа *R* (в каком-нибудь масштабе) (фиг. 127) и эксцентриси-

---

[1] См. Н. И. Карташов, „Опытное исследование паровозов“, стр. 137 и 196.

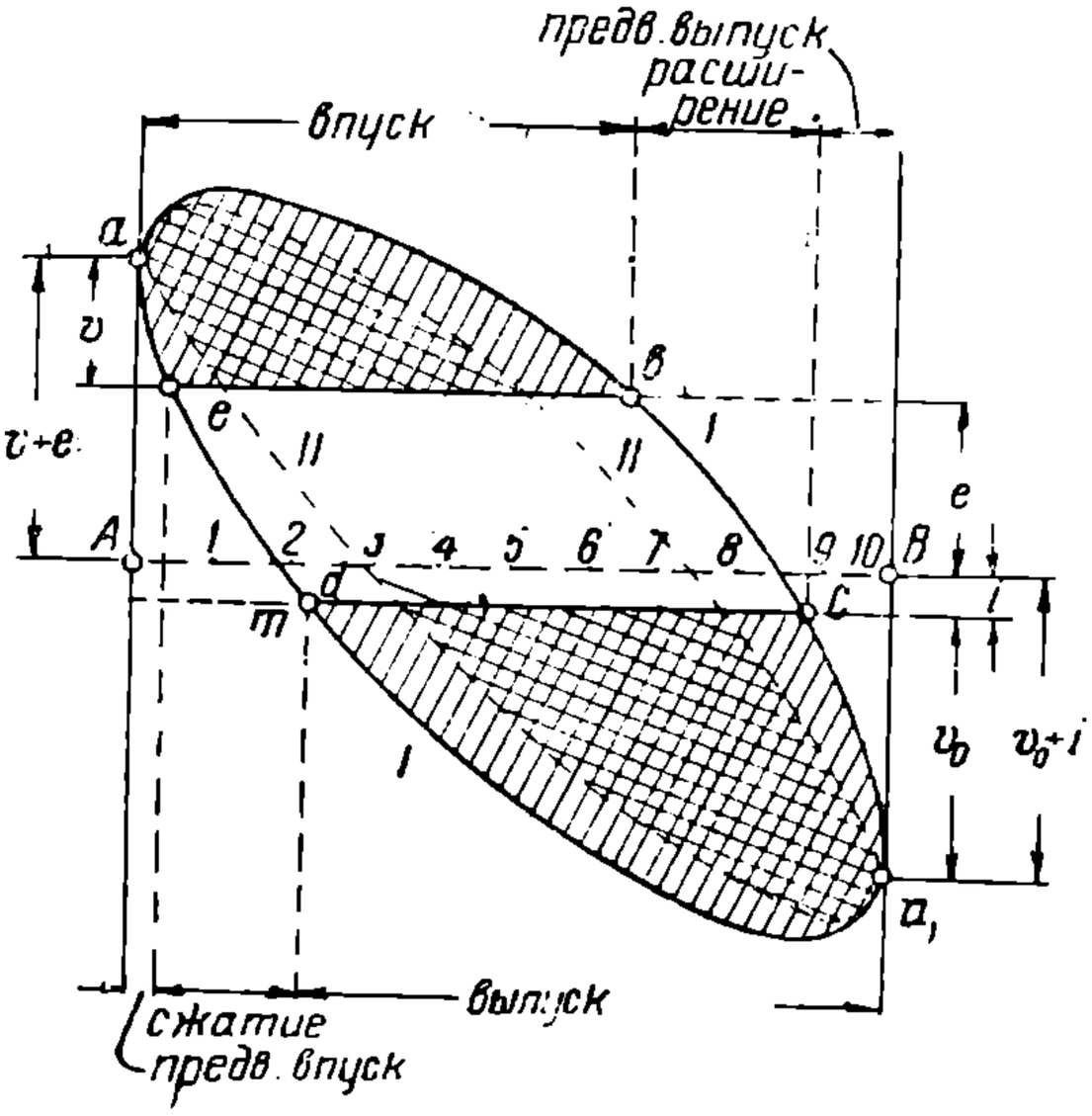
[2] См. ст. И. Н. Миронова. „Жел.-дор. д.“, № 11, 1929 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

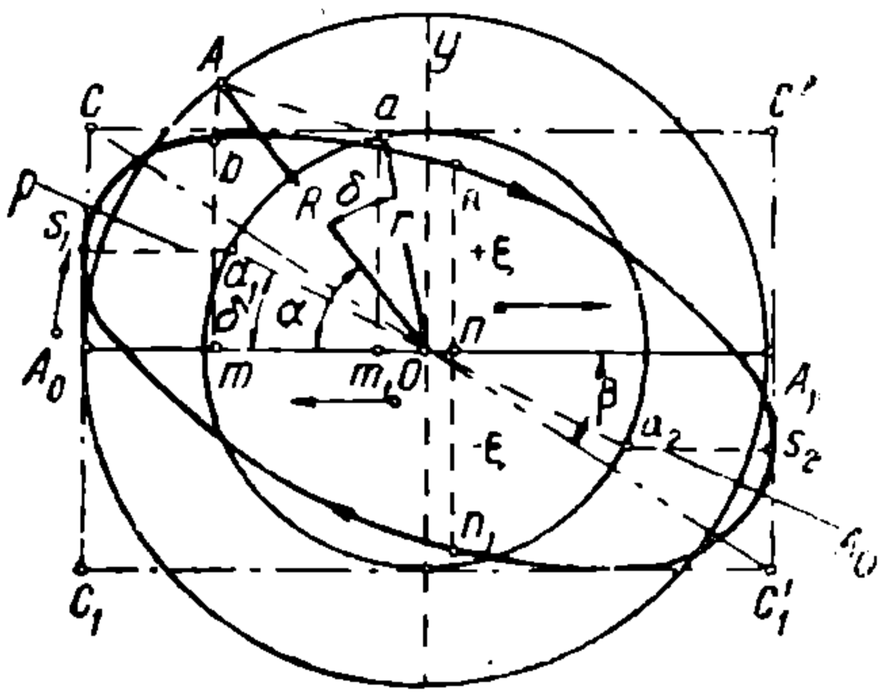
тету эксцентрика r (так как он сравнительно мал, то масштаб для него берут значительно больший).

Возьмем положение кривошипа OA под $\angle\alpha$ к мертвому положению OA_0 и положение эксцентрика oa под углом опережения δ к положению OA.

Тогда, беря пока главный шатун и эксцентриковую тягу бесконечно длинными, путь, пройденный поршнем от O, найдем: $x = Om = R\cos\alpha$, а путь, пройденный золотником от O, равен: $y = am_1 = r \cdot \sin(\alpha + \delta)$. Этот путь, очевидно, горизонтален, и если здесь он отсчитывается по оси YY, то потому, что мы взяли угол aoA равным не $90° + \delta$, как должно быть в действительности, но только δ.



Фиг. 126.



Фиг. 127.

Проектируя точку a на Am, получим некоторую точку b. Вращая теперь постоянный $\triangle AOa$ около оси O, найдем, что соответствующие точки b составят некоторую кривую, координаты которой равны x и y. Исключая из уравнений $x = R \cdot \cos\alpha$ и $y = r \cdot \sin(\alpha + \delta)$ переменную α, находим уравнение кривой:

$$R^2y^2 + r^2x^2 - 2Rrxy\sin\delta - R^2r^2\cos\delta = 0, \qquad (22)$$

которое представляет уравнение эллипса, центр которого находится в O и ось pq наклонена к оси x-в под некоторым углом φ, tg которого равняется:

$$\operatorname{tg} 2\varphi = \frac{2rR\sin\delta}{R^2 - r^2}. \qquad (23)$$

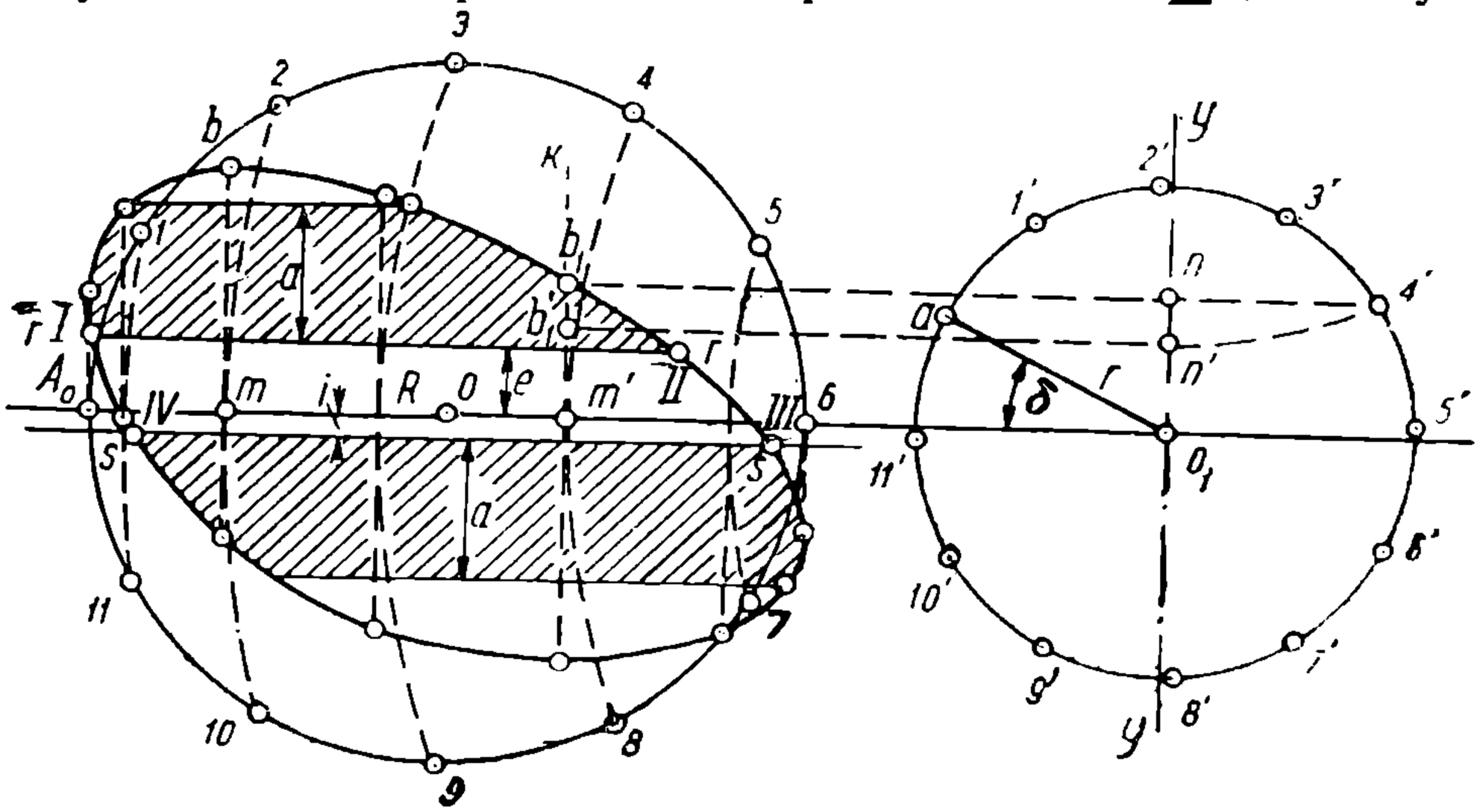
Таким образом $\angle\varphi$ зависит от отношения $\frac{r}{R}$ и от угла δ.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При изменении δ от 0 до 90° $\angle\varphi$ увеличивается от 0 до β, причем $\operatorname{tg}\beta = \frac{r}{R}$. Следовательно, для данного эксцентрика, для которого r и δ постоянны, находим вполне определенный эллипс, наклоненный к оси OX под $\angle\varphi$.

Для какого-нибудь положения поршня в n' (фиг. 127) передвижения золотника от его среднего положения выражаются: ординатами nn' для прямого и $n'n_1$—для обратного хода поршня, и обратно: для моментов n и n_1 ход поршня равен A_0n' и A_1n'.

Эллипс строится, следовательно, таким образом: для какого-нибудь положения кривошипа OA проводим oa под $\angle\delta$, и точку a



Фиг. 128.

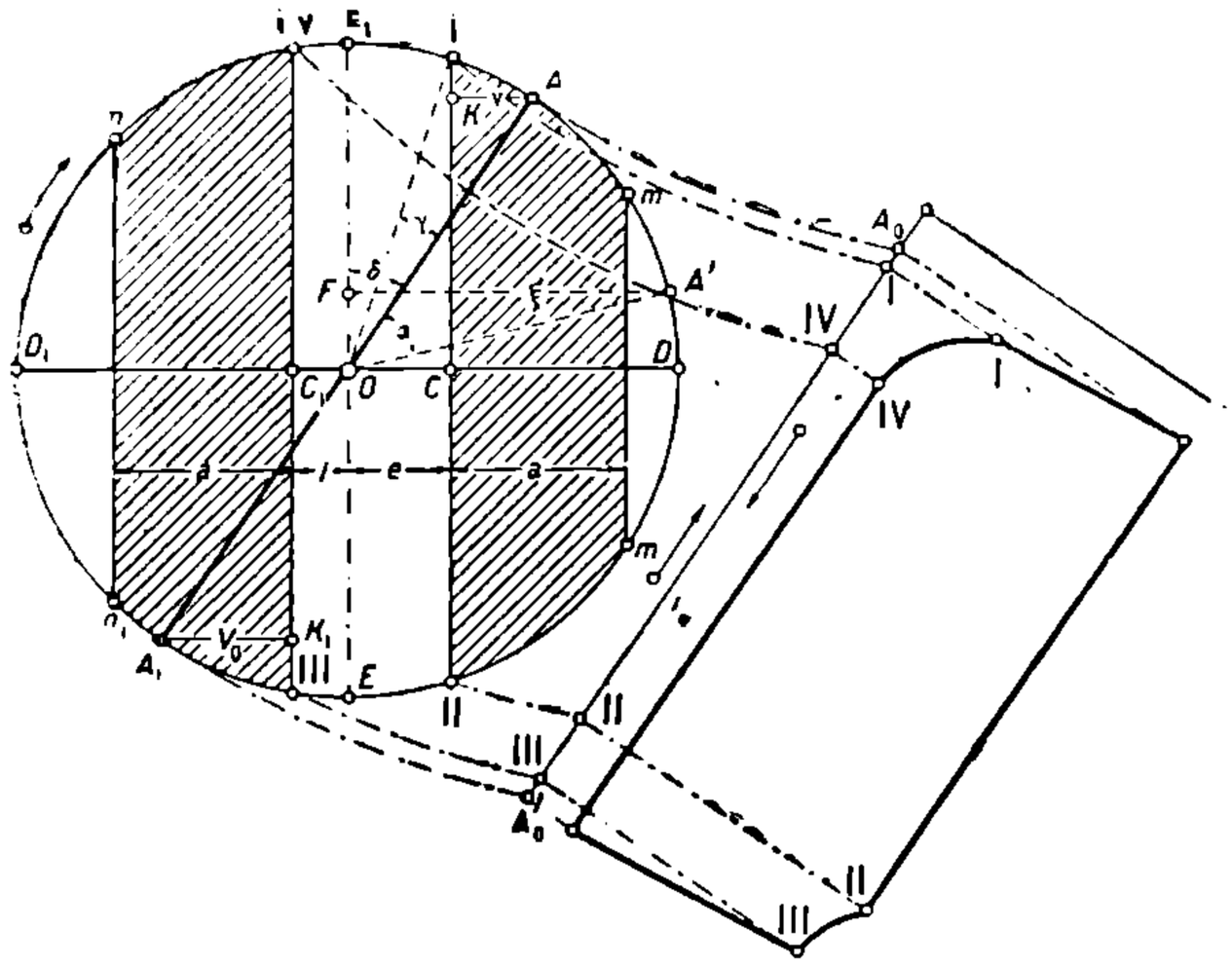
проектируем на Am. Точка b принадлежит эллипсу. Он касается вертикалей A_0C и A_1C_1', и точки касания S_1 и S_2 можно найти, проведя oa_1 и oa_2 под $\angle\delta$ к A_0A_1 и проектируя точки a_1 и a_2 на A_0C и A_1C_1'.

В действительности пренебречь наклоном главного шатуна нельзя, и для какого-нибудь положения кривошипа $O2$ (фиг. 128) соответствующее положение поршня будет m; на пересечении дуги $2m$ радиуса, равного длине главного шатуна, с линией хода поршня и для получения точки кривой надо в m восставить перпендикуляр к A_0O и на нем отложить соответствующую величину хода золотника mb. Построение можно вести таким образом: делим окружность кривошипа, например, на 12 частей: A_0, 1, 2,... 11 и окружность золотника центра O_1 (для удобства вынесенную в сторону) также на 12 частей (a, 1′, 2′,... 11′), но считая от начального положения эксцентрика O_1a под $\angle\delta$ к оси x-в. Проектируя эти точки 1′, 2′,... на вертикали в соответствующих положениях поршня, находим точки кривой. Например, для положения цифры криво-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

шипа в 4 положение поршня будет m'. Проектируя точку $4'$ на вертикаль $m'k$, находим точку b_1 кривой, которая уже не будет эллипсом. Если бы длина эксцентриковой тяги l была настолько мала, что ее наклоном нельзя было бы пренебречь, то вместо проектирования точки $4'$ надо было бы проектировать точку n', полученную от пересечения дуги $4'n'$, описанной радиусом, равным l, с осью YY, и точка кривой будет не в b_1, а в b_1'.

Проведем теперь прямые rr и $ss \parallel OA_0$ на расстоянии, равном наружной перекрыше e и внутренней i, и найдем их пересечение с кривой. Для точки *II* путь, пройденный золотником, равен e, т. е. это соответствует (для левой части цилиндра) концу впуска; для точки *III* путь равен i, т. е. это соответствует началу предварительного выпуска; *IV*—конец выпуска, начало сжатия и *I*—начало предварительного впуска. Для правой части надо наоборот: линию rr провести ниже OA_0 на e и ss выше A_0O на i, и тогда найдется различие всех фаз парораспределения, так как диаграмма несимметрична. Отрезки ординат на пределах заштрихованной площади дадут открытие каналов, ширина которых равна a.



Фиг. 129.

Если перекрыша i отрицательна, то для левой стороны цилиндра обе прямые rr и ss проводим выше A_0O и для правой—ниже.

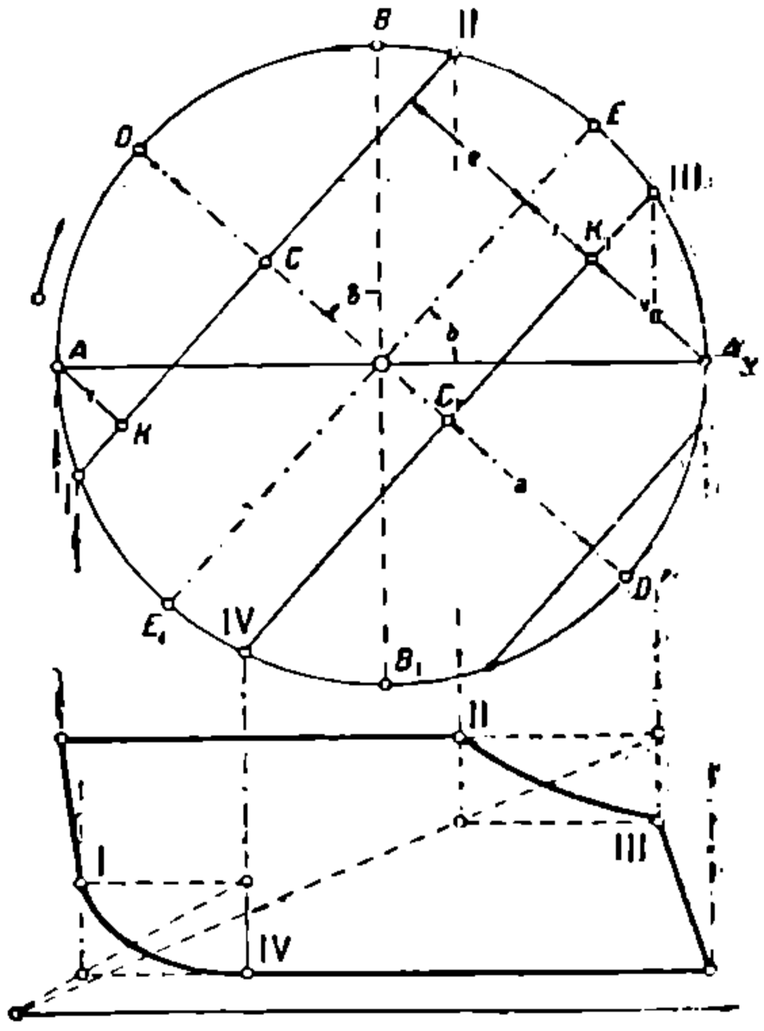
§ 22. Диаграмма Мюллера. Кроме полярной диаграммы Цейнера, пользуется большим распространением (особенно в Германии) диаграмма Мюллера в прямоугольных координатах или Мюллера-Шорха (Müller-Schorch), если к ней применяется способ Шорха (§ 12) для точного определения положения поршня.

Из центра O опишем окружность (фиг. 129) радиусом, равным эксцентриситету эксцентрика r, которая пусть представляет и путь, описанный цапфою главного шатуна (в соответствующих масштабах)[1]. Принимая OD и OD' за мертвые положения эксцентриситета, находим, что мертвые положения кривошипа будут OA и OA_1. Для какого-нибудь положения кривошипа OA' под $\angle\alpha$ к OA—путь, пройденный золотником из его среднего положения, будет равен

[1] Это для простоты можно делать и на диаграммах Цейнера, например см. фиг. 115.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$A'F$, т. е. расстоянию до вертикального диаметра EE_1, так как $A'F = r\sin(\alpha + \delta)$ Рассматривая левую сторону цилиндра, проведем сперва от диаметра E_1E вертикали *I II* и *mm* на расстояниях, равных внешней перекрыше e и $e + a$, где a—ширина паровпускного канала, и слева вертикали *III IV* и *nn* на расстояниях, равных внутренней перекрыше i и $i + a$. Тогда *OI* будет положение кривошипа, соответствующее началу впуска, и Ak равно линейному опережению впуска v; *II*—конец впуска; *III*—начало выпуска и A_1k_1—линейное опережение выпуска; *IV*—конец выпуска и начало сжатия. Проведя линию $A_0A_0' \parallel AA_1$, находим по способу Шорха положение поршня и строим идеальную индикаторную диаграмму, взявши линию A_0A_0' как нулевую. Отрезки прямых, дающих ход золотника, например $A'F$ в пределах заштрихованных площадей, представляют величины открытия окон.



Фиг. 130.

Для правой стороны цилиндра надо, наоборот, вертикали e и $e + a$ проводить слева от диаметра EE_1 и вертикали i и $i + a$ — справа.

Если повернуть диаграмму Мюллера таким образом, чтобы ход поршня AA_1 был горизонтален (фиг. 130), и сравнить ее с диаграммой Цейнера, представленной на фиг. 115, то легко заметить связь между ними и способ получения одной из другой.

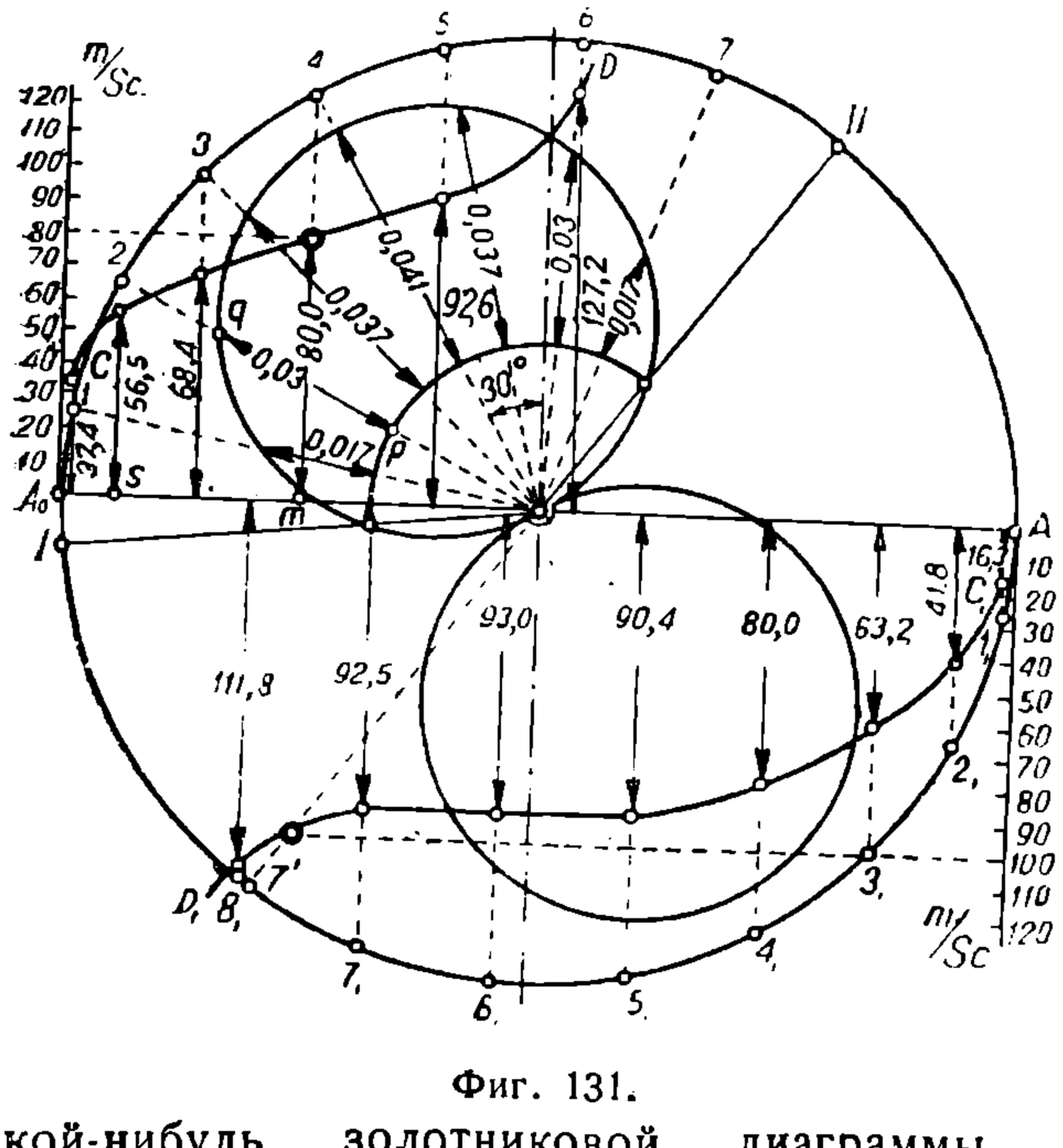
§ 23. Мятие пара при впуске и выпуске. Один из главнейших недостатков золотникового парораспределения заключается в том, что в конце впуска и выпуска пара лапы золотника, закрывая каналы, сужают его отверстие, почему в первом случае свежий пар для заполнения открываемого поршнем объема цилиндра должен итти через постепенно сужаемое отверстие канала и с все возрастающею скоростью, вследствие чего он мнется и давление его резко понижается. Это особенно заметно при отсечках, меньших 50%, при которых скорость поршня до конца отсечки возрастает. Во втором случае давление выпускаемого через сужаемое отверстие отработанного пара возрастает к концу выпуска, вследствие чего увеличивается противодавление. Этими обстоятельствами и объясняется вид действительных индикаторных диаграмм (фиг. 6). Мятие пара в конце впуска (от точки *m*—фиг. 5) необходимо принять во внимание и при построении идеальных индикаторных диаграмм, так как давление в конце впуска будет не $2e$, а только 2_1e и расширение начнется от точки 2_1, т. е. потеря работы пропорциональна площади $m2343_12_1m$, и, не считаясь с этим, можно сделать грубую ошибку. Также и при выпуске сжатие начнется не от 5, а от 5_1,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

вследствие повышения давления, начиная от точки n, с $5h$ до 5_1h; эта потеря обыкновенно значительно меньше предыдущей, если только конечная величина давления, пара во время сжатия 6_1k не превзойдет давление свежего пара p. Как видим, здесь в указанных потерях работы главную роль играет сам парораспределительный механизм (золотник), почему на этом обстоятельстве необходимо остановиться.

Из опытов над быстроходными машинами известно, что понижение давления пара становится заметным при скоростях его, начиная с 90 *м/сек*.

Ввиду узких и длинных каналов в паровозных цилиндрах можно принять, что мятие пара начинается при скорости 80*м/сек*[1]. Обозначим через y ту ширину открытой золотником щели канала, при которой скорость входящего пара достигает этой величины; тогда



Фиг. 131.

$$F \cdot w_1 = b \cdot y \cdot 80,$$

где:
F — площадь поршня;
w_1 — соответствующая его скорость;
b — длина канала.

Отсюда

$$y = \frac{F}{b \cdot 80} \cdot w_1. \quad (24)$$

Находя для различных положений поршня w_1 (считая, например, для простоты $L = \infty$)[2] и y по уравнению (24), смотрим, совпадают ли найденные величины открытия окон с данными, получаемыми из какой-нибудь золотниковой диаграммы, например Цейнера. Совпадение укажет, что при соответствующем положении кривошипа начнется мятие пара. Таким образом находим точку m (фиг. 5), откуда начинается неизвестная кривая падения давления пара $m2_1$.

[1] При выпуске ввиду незначительной разности давления выпускаемого пара от атмосферного и простого действия машины можно положить, что мятие начинается при скорости пара около 100 *м/сек*.

[2] При $L = \infty$ диаграмма скоростей поршня обращается в круг радиуса R, т. е., например, для положения кривошипа 02 (фиг. 131) соответствующая скорость w_1 будет равна $2s$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Хедер говорит, что без особой ошибки можно допустить, что действительная кривая расширения $2_1 3_1$ проходит через точку m_1, лежащую на средине $m2 = q$, т. е. при данной отсечке E_1' действительное наполнение цилиндра будет равно $E_1' - \frac{q}{2} = E_1$. Пересечения кривой расширения $m_1 3_1$ с вертикалями *2e* и *3f* дадут точки 2_1 и 3_1. Таким же образом найдем начало *n* повышения давления выпускаемого пара и точку n_1, от которой пойдет кривая сжатия $n_1\, 5_1\, 6_1$.

Найденные понижения давления 22_1 и повышения 55_1 зависят от действия пароораспределительного механизма, и если в действительных диаграммах эти величины будут больше найденных, то причину этого следует искать уже не в золотнике, но в узости паропроводных каналов и пр., вообще в обстоятельствах, лежащих вне пароораспределительного механизма.

Указанные вопросы легко и наглядно решаются при предварительном построении кривых скорости пара. Если при пройденном пути *x* поршень имеет скорость w_x, канал открыт на величину a_x и скорость пара равна v_x, то

$$b \cdot a_x \cdot v_x = F \cdot w_x.$$

Следовательно, искомая скорость:

$$v_x = \frac{F}{b} \cdot \frac{w_x}{a_x}. \qquad (25)$$

Эта формула дает величину v_x только при предположении, что пар, заполняющий весь освобождаемый поршнем объем,—абсолютно упругая и невесомая (идеальная) жидкость. Тогда в момент закрытия окна, когда $a_x = 0$, v_x возрастает до бесконечно большой величины. В действительности этого нет, и формула (25) не дает величину действительной скорости пара, но только указывает на характер явлений и на роль пароораспределительного механизма. Но ею можно пользоваться при построении идеальных индикаторных диаграмм, определяя момент, при котором пар достигает скорости 80 *м/сек* и начинается его мятие.

Для примера берем паровоз простого действия Владикавказской ж. д. о $\frac{3}{3}$ (Невского завода). Для него: $e = 25$ *мм*; $i = 2{,}5$ *мм*; $a = 41$ и $b = 311$ *мм*; следовательно, сечение канала $ab = 0{,}0127$ *м*²; длина кривошипа $R = 305$ *мм*; длина шатуна $L = 1\,724$ *мм* (положим его равным бесконечной длине); диаметр цилиндра $d = 460$ *мм*; следовательно, $F = 0{,}1662$ *м*². Ход поршня $h = 610$ *мм*.

Берем число оборотов ведущей оси наибольшее допускаемое $n = 225$ *об* (скорость движения 53,8 *км/час*), и пусть тогда окно открывается вполне, т. е.

$$r = a + e = 66 \text{ мм}.^1$$

[1] На практике при наибольшей скорости отсечка очень мала, и окно открыто вполне никогда не будет; здесь взят этот случай для большего удобства, так как метод построения остается тот же и для других обстоятельств.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Средняя скорость поршня будет:

$$\frac{n \cdot h}{30} = \frac{225 \cdot 0{,}61}{30} = 4{,}575 \text{ м.}$$

Строим диаграмму Цейнера (фиг. 131). Для нахождения v_x по формуле (25) необходимо знать w_x и a_x для каждого положения кривошипа *1*, *2*... Размеры a_x находим непосредственно из диаграммы, а скорость поршня w_x (при бесконечной длине шатуна) выражается ординатой соответствующего положения цапфы кривошипа, например для положения кривошипа *02* находим:

$$a_x = pq \quad \text{и} \quad w_x = 2s.$$

Но так как скорость кривошипа равна:

$$\frac{\pi \cdot R \cdot n}{30} = 7{,}2 \text{ м},$$

а радиус кривошипа на фиг. 131 взят равным $OA = 72$ *мм*, то одному миллиметру ординат (например $2s$) будет соответствовать $\frac{7{,}2}{72} = 0{,}1$ *м* скорости поршня. Для диаграммы скорости пара взят масштаб 1 *мм* = 2 *м*.

Тогда, зная, что

$$v_x = \frac{0{,}1662}{0{,}311} \cdot \frac{w_x}{a_x} = 0{,}53 \frac{w_x}{a_x},$$

находим величины, приводимые в табл. 7 и 8.

Таблица 7

I. Впуск пара

Положение кривошипа №	Открытие окна a_x в *м*	Скорость поршня		Скорость пара v_x в *м/сек*
		по диаграм. w_x в *мм*	$w_x = 0{,}1\ w_x$ в *м*	
1	0,017	12	1,2	37,4
2	0,030	32	3,2	56,5
3	0,037	49	4,9	68,4
4	0,041	62	6,2	80,0
5	0,037	70	7,0	92,6
6	0,030	72	7,2	127,2
7	0,017	68	6,8	212,0

Следовательно, при впуске мятие пара начнется уже при положении кривошипа между 0,3 и 0,4 и поршня в *m*. Кривая скоростей пара при впуске будет *CD*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таким же образом находим таблицу для выпуска пара.

Таблица 8

II. Выпуск пара

Положение кривошипа №	Открытие окна a'_x в *м*	Скорость поршня		Скорость пара v_x в *м/сек*
		по диаграм. w_1 в *мм*	$w_x=0,1\ w_1$ в *м*	
1_1	0,039	12	1,2	16,3
2_1	0,041	32	3,2	41,8
3_1	0,041	49	4,9	63,2
4_1	0,041	62	6,2	80,0
5_1	0,041	70	7,0	90,4
6_1	0,041	72	7,2	93,0
7_1	0,039	68	6,8	92,5
8_1	0,027	57	5,7	111,8

Кривая скоростей пара при выпуске будет C_1D_1, и мятие пара начнется (незадолго до окончания выпуска) при положении кривошипа 0,7′, для которого скорость пара равна 100 *м/сек*.

Если принять эти данные во внимание и по указанным правилам (фиг. 5) построить соответствующую индикаторную диаграмму, называемую ожидаемой или предполагаемой, то из нее найдем: 1) значительную потерю работы при впуске, что надо приписать очень большой взятой скорости движения для данного паровоза; 2) малую потерю при выпуске вследствие большого открытия окна. В действительности при $n = 225$ отсечка при взятой скорости, а следовательно, и открытие окон будет значительно меньше, чем принято выше, и диаграммы получатся гораздо меньшей площади, т. е. потери будут еще больше.

Ввиду сказанного построение ожидаемых диаграмм безусловно необходимо при проектировании паровоза во избежание крупных ошибок.

Уменьшения указанных недостатков можно достигнуть увеличением хода золотника.

По этому поводу Эрлих дает такие указания: пусть v—допускаемая скорость пара при впуске и f—площадь поперечного сечения канала, равная $a \cdot b$, где a — его полная ширина и b — длина. Скорость поршня w_x меняется от нуля до некоторой наибольшей величины.

Тогда для угла поворота кривошипа α (при $L = \infty$) имеем (фиг. 132):

$$w_x = PC = \frac{\pi \cdot n \cdot h}{60} \cdot \sin \alpha,$$

где $\frac{\pi \cdot n \cdot h}{60}$ — скорость цапфы кривошипа при числе оборотов n ведущей оси.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наибольшая величина w_x будет при $\alpha = 90°$, т. е.

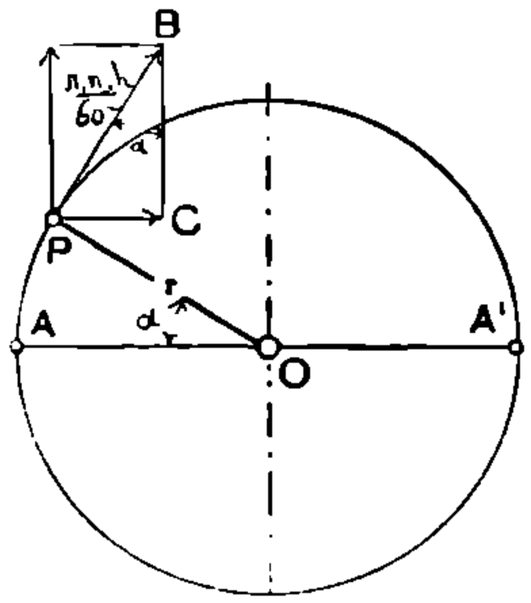
$$(w_x)_{\max} = \frac{\pi \cdot n \cdot h}{60};$$

поэтому, предполагая, что при наибольшей скорости поршня канал будет открыт вполне, желательно соблюдение условия:

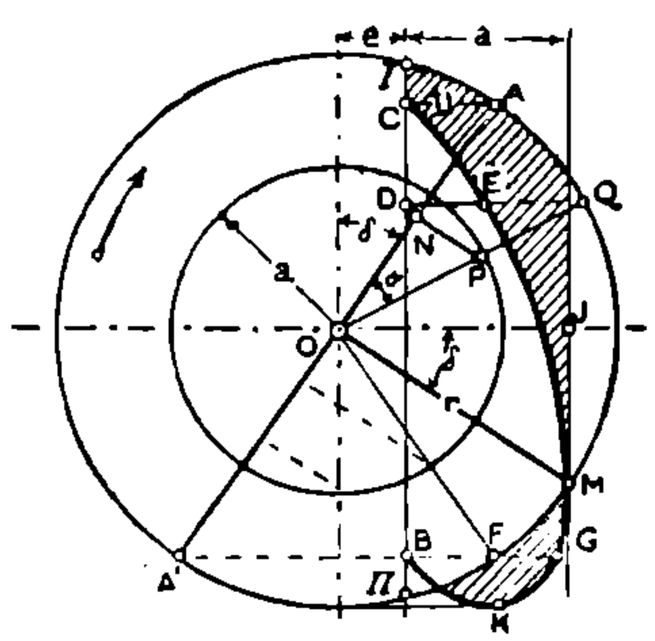
$$F \cdot (w_x)_{\max} = a \cdot b \cdot v.$$

Если b дано (b берется в пределах от 0,9 до 1 диаметра цилиндра), то

$$a = F \frac{\pi \cdot n \cdot h}{60 \cdot b \cdot v}. \qquad (26)$$



Фиг. 132.



Фиг. 133.

Чтобы эта допускаемая скорость пара v не была превзойдена и при повороте кривошипа на $\angle a$, очевидно канал должен быть открыт на величину a_1:

$$a_1 = F \frac{\pi \cdot n \cdot h}{60 \cdot b \cdot v} \sin \alpha. \qquad (27)$$

Отсюда

$$\frac{a_1}{a} = \sin \alpha,$$

или

$$a_1 = a \cdot \sin \alpha. \qquad (28)$$

Если найденные задания для a_1 откладывать на диаграмме Мюллера по соответствующим горизонталям от „линии внешней перекрыши“ *I II* (фиг. 133) и соединить конечные пункты от *C* до *B*, то получим кривую *CMB*. Эта кривая может быть легко найдена построением: проведем из *O* окружность радиуса $= a$ и находим точку пересечения ее *P* с любым направлением кривошипа *OQ* под углом α к линии мертвых точек *AA'*. Опустим перпендикуляр *PN*, и тогда

$$PN = a \cdot \sin \alpha = a_1;$$

таким образом длина *PN* равна требуемому открытию окна, почему, беря $DE = PN$ на прямой *QD*, находим точку *E*, принадлежащую

НБ УДУНТ (ДІІТ)

искомой кривой, которая дает возможность исследовать данный парораспределительный механизм с точки зрения мятия пара, т. е. имеет ли оно место и как далеко продолжается. Кривая начинается в *C*, т. е. здесь открытие канала могло бы быть равно 0, но его делают равным *AC* (линейному опережению впуска) из соображений, изложенных выше. Дальше кривая до *M*, т. е. до среднего положения поршня, показывает, что паровпускное окно открывается золотником достаточно, так как требуемые открытия (например *DE*) всегда меньше действительных (например *DQ*). Для среднего положения поршня[1] соответственно положению кривошипа *OM*, как видно из построения, канал должен быть вполне открыт, а тогда из прямоугольного $\triangle$ *OMJ* находим:

$$OM = \frac{OJ}{\cos\delta}$$

или

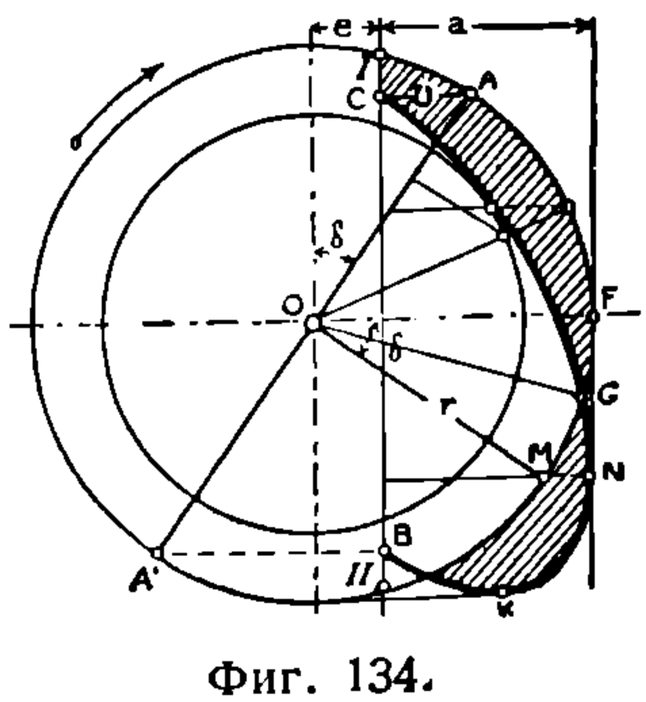
$$r = \frac{e + a}{\cos\delta}, \tag{29}$$

т. е. недостаточно, чтобы (с данной точки зрения)

$$r = e + a,$$

и поэтому многие конструкторы (Рело, Радингер) полагают, что для быстроходных машин надо брать $r = e + a +$ некоторая величина *m*.

Начиная с *M*, скорость поршня уменьшается, и канал закрывается, но в течение угла поворота кривошипа *MOII* будет всегда происходить мятие пара, так как требуемое открытие канала должно соответствовать расстоянию точек кривой *WGKB* от вертикали *I II*, а в действительности открытие будет соответствовать расстоянию точек дуги *MII* до *I II*; например, для положения кривошипа *OF* открытие канала вместо *BG* равно только *BF*.



Фиг. 134.

Поэтому конец впуска очень не выгоден: здесь происходит всегда мятие и значительное падение давления свежего пара, а потому желательно, чтобы продолжительность этого периода (т. е. угол *MOII*) была возможно мала.

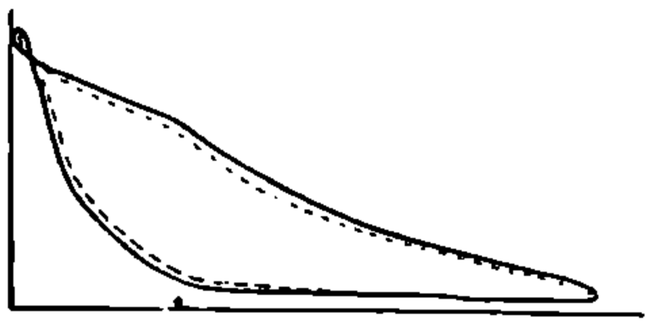
Эрлих и находит, что обыкновенно употребляемая величина $r = a + e$ нерациональна, так как тогда полное открытие канала будет происходить (фиг. 134) при положении кривошипа в *OF*, а не при *OM*, когда оно было бы необходимо. Мятие пара, начинается уже после положения *OG*, когда скорость поршня еще продолжает увеличиваться, и поэтому наступает потеря давления пара (кро-

[1] Когда он, предполагая шатун бесконечно длинным, имеет наибольшую скорость.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ме предыдущего) еще в течение угла поворота кривошипа *GOM*. Поэтому-то увеличение хода золотника (или эксцентриситета) всегда сопровождается улучшением вида индикаторных диаграмм, что подтверждается постоянно и опытно, особенно для быстроходных паровозов[1].

Увеличение эксцентриситета r с $a + e$ до $\frac{a+e}{\cos\delta}$ влечет за собою увеличение работы трения золотника, но для многих случаев (преимущественно у быстроходных машин) это с избытком покрывается улучшением парораспределения.



Фиг. 135.

Для соображения при расчетах привожу еще данные по Надалю для паровозов простого действия и компаунд.

1. В паровозах простого действия, обозначая через p, p_a, p_e и p_c соответственно давления в начале впуска, в конце впуска, в начале выпуска и в конце его, имеем:

$$p - p_a = \alpha p, \tag{30}$$

где α—„коэфициент мятия", зависящий от отсечки и скорости хода паровоза—определяется из табл. 9:

Таблица 9

Число оборотов ведущей оси в секунду	Отсечка в процентах хода поршня				
	10	20	30	40	50
2	0,17	0,13	0,10	0,08	0,06
3	0,22	0,18	0,14	0,11	0,08
4	0,28	0,24	0,20	0,16	0,13
5	0,39	0,30	0,26	0,21	0,16

При очень больших скоростях можно даже считать, определивши таким образом точку 2_1, что давление при впуске падает по прямой 12_1 (фиг. 5), принимая во внимание, кроме сужения окон, еще трение пара в каналах.

---

[1] Например, на ж. д. Чикаго – Бурлингтон—Квинси были паровозы, которы при давлении пара в 9,7 *атм* (диаметр цилиндров равен 508 *мм*, ведущих колес равен 1 321 *мм*), будучи очень хорошими при средних скоростях, оказались непригодными при увеличении скорости: паровые каналы были узки, а котлы не допускали увеличения давления. Поэтому решили, оставив все попрежнему, увеличить ход золотников с 127 до 140 *мм*, поставивши другие эксцентрики. Полученные диаграммы представлены на фиг. 135. Несмотря на увеличение скорости на 13%, среднее индикаторное давление увеличилось на 9,5%, и расход угля на поездо-версту уменьшился $\frac{1}{19,22}$ до $\frac{1}{25,83}$ *т*, почему котлы могли доставлять требуемое количество пара

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Если отверстие конуса равно 200 $см^2$, то p_e и p_c можно брать из табл. 10:

Таблица 10

Число оборотов ведущей оси в секунду	Противодавление p_e в *атм*	Давление p_e в конце выпуска
2	1,2	1,4
3	1,3	1,6
4	1,5	1,8
5	1,8	2,1

При сужении конуса p_e и p_c повышаются.

2. В паровозах же компаунд в цилиндрах высокого давления находим коэфициент мятия α по предыдущей таблице, но в больших цилиндрах коэфициент мятия α_1 должен быть больше, так как площади окон здесь увеличиваются меньше, чем диаметры цилиндров, и вообще коэфициент мятия слегка повышается с понижением давления пара. Из опытов на Северной французской ж. д. для α_1 найдены следующие величины (табл. 11):

Таблица 11

Число оборотов ведущей оси в секунду	Отсечка в процентах хода поршня в цилиндрах низкого давления			
	40	50	60	70
3	0,28	0,23	0,18	0,15
4	0,32	0,26	0,20	0,16
5	0,38	0,30	0,22	0,17

Таким образом, если p_1—давление в начале впуска, а p_a'—в конце, то[1]

$$p_1 - p_a' = \alpha_1 \cdot p, \tag{31}$$

откуда, зная p_1, находим p_a'.

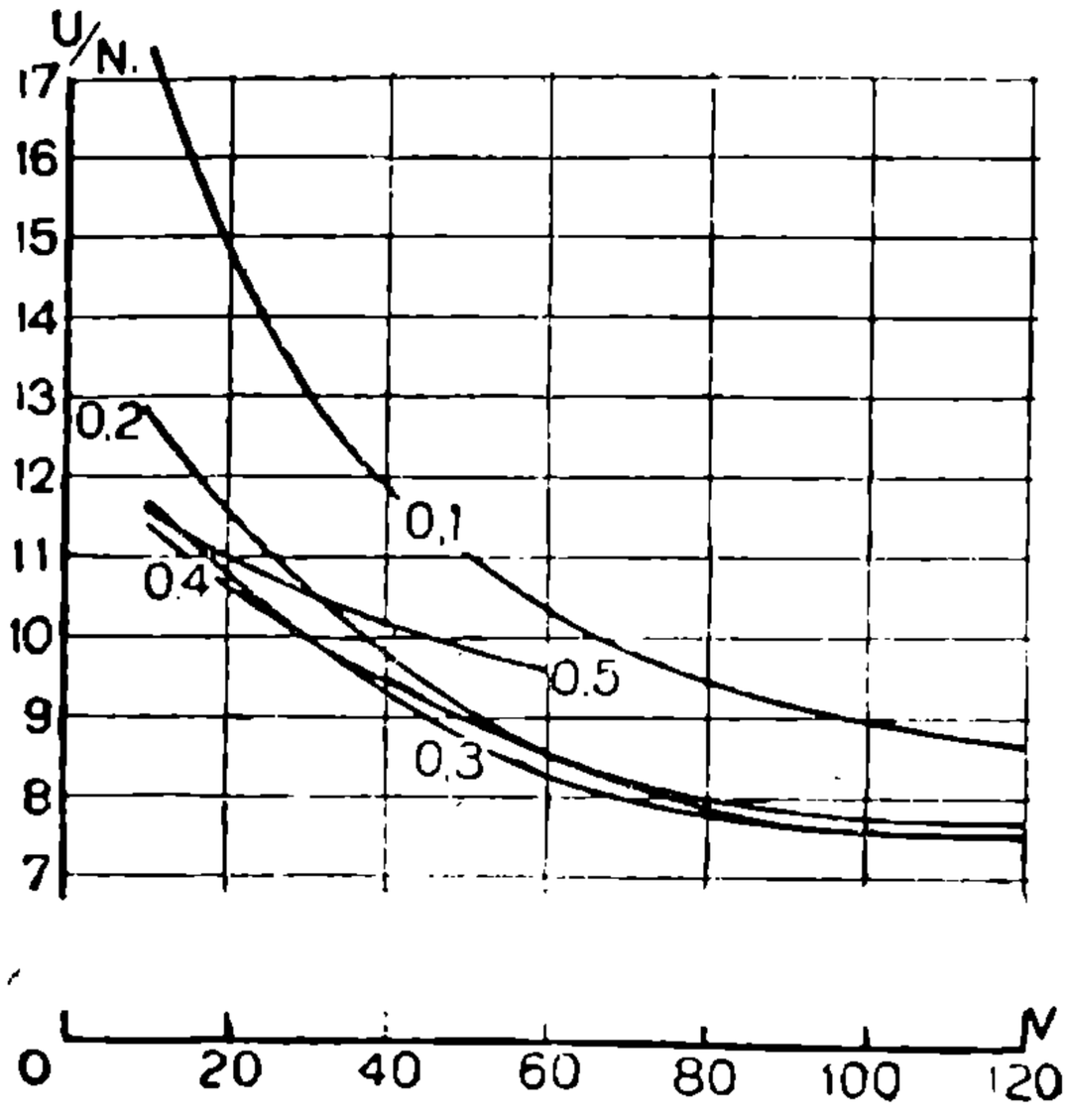
Давление впуска в большом цилиндре находится по предыдущей таблице для машин простого действия, но в малом цилиндре в начале впуска оно почти равно давлению в ресивере p_r; в конце же равно $\beta \cdot p_r$, где коэфициент β при 3, 4 и 5 оборотах ведущей оси в секунду соответственно равен 1,15, 1,22 и 1,30.

Из сказанного видно, что мятие пара может значительно уменьшить работу паровоза и потому при его проектировании, определивши главные размеры его паровой машины, необходимо сделать

[1] p_1 можно, как первое приближение, принять равным давлению в ресивере p_r.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

проверку на мятие[1] для больших скоростей движений поршня и найти доставляемую ею работу путем построения ожидаемых диаграмм; при этом может оказаться, что работа будет меньше требуемой, т. е. паровоз не будет удовлетворять заданию (вести поезд определенного веса с данною скоростью на известном участке), и тогда будет необходимо принять меры к уменьшению потерь от мятия пара, к каковым главным образом относится улучшение парораспределительного механизма, но иногда приходится даже увеличивать диаметры цилиндров и давление пара в котле[2].



Фиг. 136.

С другой стороны, необходимо обратить внимание на все части, влияющие на торможение. Проф. Раевский при проектировании паровоза 2–3—1 Л обратил на это обстоятельство особое внимание и насколько возможно развил размеры паровых каналов и труб, что при больших скоростях уменьшает торможение пара. В результате получился расход перегретого пара на 1 инд. *л. с.* в час, даваемый кривыми фиг. 136, из которых видно редкое обстоятельство: начиная с $V = 60$ *км/час*, кривые идут полóго и даже при $V = 100$ *км/час* не имеют тенденции подниматься, что очень важно для быстроходной службы паровоза.

Заметим, что, вместе с тем, несмотря на такой благоприятный вид кривых U/N_i, по абсолютным цифрам расход пара паровоза Л нельзя отнести к экономным, причину чего надо искать в невысоком перегреве пара, благодаря поставленному здесь перегревателю Шмидта: несмотря на нефтяное отопление даже при форсировке в пределах 45—50 *кг/м² час* температура перегретого пара была только около 325—330°.

---

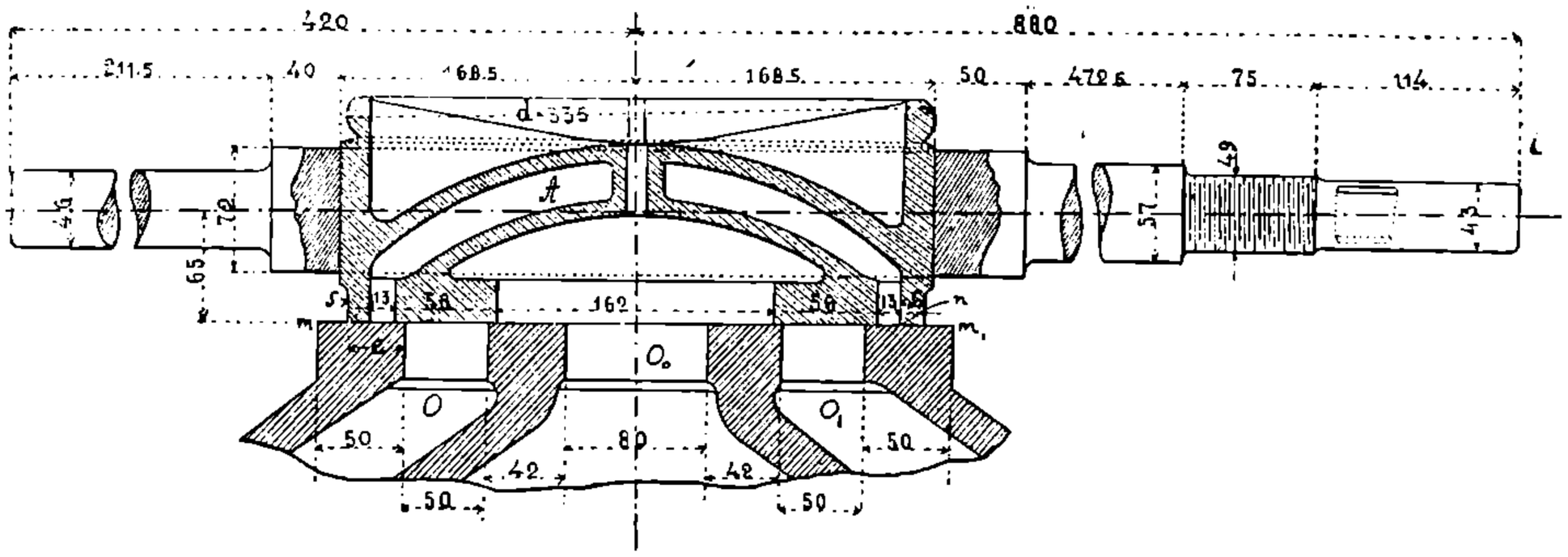
[1] Заметим здесь, что в паровозах компаунд вредное пространство должно составлять для малого цилиндра около 10—11% объема цилиндра, а для большого—около 6—8% объема цилиндра ввиду значительного сжатия при парораспределении обыкновенным золотником. При меньших величинах получаются петли в индикаторных диаграммах при впуске.

[2] Мятие пара по диаграмме Цейнера по способу Стрельбицкого—см. ниже.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 24. Золотник Трика или Аллана[1]. Как сказано, при уменьшении хода золотника (т. е. при малых отсечках) паровпускные окна открываются мало и недостаточно быстро. Для устранения этого недостатка употребляют золотники Трика, в которых обе внешние лапы соединены каналом *A*, проходящим в теле золотника (фиг. 137).

Когда золотник продвинется, например вправо, на величину внешней перекрыши, и левый канал *O* начнет открываться для прохода свежего пара, то одновременно кромка *n* канала совпадает с краем золотникового зеркала m_1, и пар будет через канал *A* также итти в левый канал, т. е. свежий пар будет впускать одновременно с обоих концов золотника (двойной впуск пара)[2].



Фиг. 137.

Для этого, очевидно, золотниковое зеркало должно иметь уступы и определенную длину: расстояние от внешней кромки золотника в среднем положении до края зеркала m_1 (фиг. 138) должно быть

$$u = e - s,$$

где *s*—толщина наружной стенки канала.

При употреблении золотника Трика могут быть следующие случаи.

I. Эксцентрик (ход золотника) остается тот же, как и для простого золотника, т. е. r и δ не изменяются. Впускной канал при этом надо делать шириною $a_1 = a + s$ (фиг. 139), где *a*—требуемая расчетная ширина. Пусть крайнее положение золотника таково, что этот канал открывается на величину *a*, т. е. стенка *s* на перегородку между паровпускным и выпускным каналами не переходит. Тогда сначала для прохода пара открывается двойное

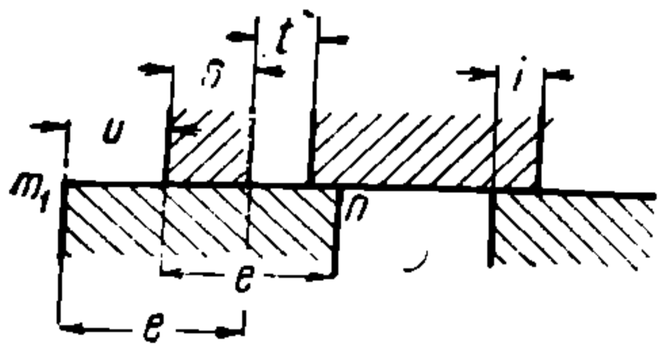
---

[1] Эти золотники изобретены инженером завода Кесслера в Эсслингене Триком и введены в Европе самим изобретателем в 1854 г. (первое применение на паровозах Южной французской ж. д.). В Америке применены впервые Алланом, почему там и называются его именем.

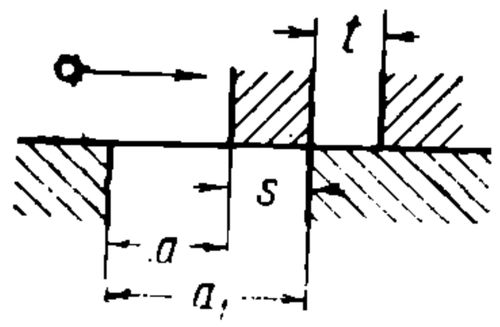
[2] Если золотник сдвигается и дальше, пока стенка *s* не перейдет на перегородку, то соответственно увеличивается и площадь открытия впускного канала (фиг. 142—штриховка пунктиром).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

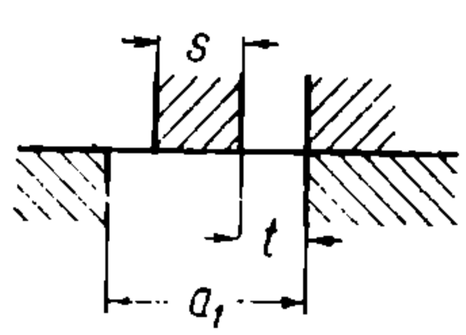
отверстие (внешнею кромкою золотника и в канале A—фиг. 141); поэтому на диаграмме Цейнера (фиг. 142) для положения кривошипа $Oи$ находим открытие не kl, как раньше, а lh. Это будет до положения кривошипа $O1$, когда весь канал будет открыт (его



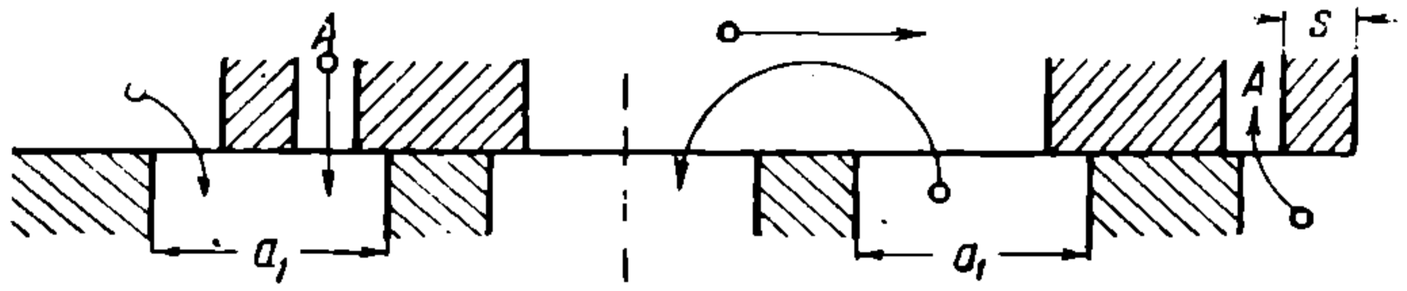
Фиг. 138.



Фиг. 139.

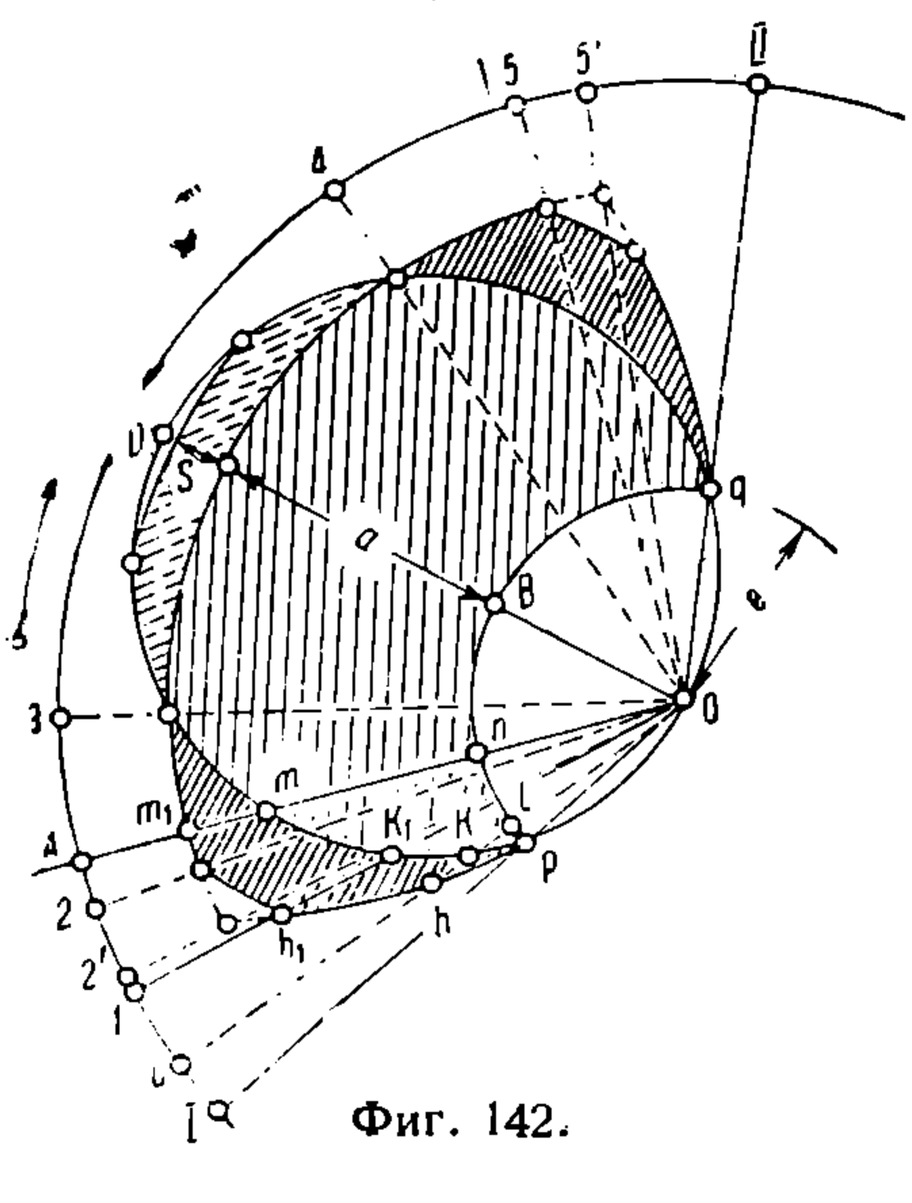


Фиг. 140.



Фиг. 141.

ширина $t = h_1k_1$). Затем уже эта величина t будет прибавляться к величине открытия впускного канала, до положения $O2$, когда



Фиг. 142.

канал A Трика начнет переходить на перегородку (фиг. 140). Начиная с этого положения, впускной канал будет открыт на величину, равную a. То же находим и для закрытия впускного канала. Следовательно, канал Трика приносит здесь следующие выгоды: а) ширина открытия впускного канала увеличивается; b) вполне открытым этот канал остается более продолжительное время (вместо 3,4 в течение 2,5) и, следовательно, открытие и закрытие его происходят значительно быстрее (вместо бывшего раньше сужения отверстия на пути I.3 и 4.II оно будет только на пути I.2 и 5.II); с) величина линейного опережения впуска увеличивается с mn до m_1n.

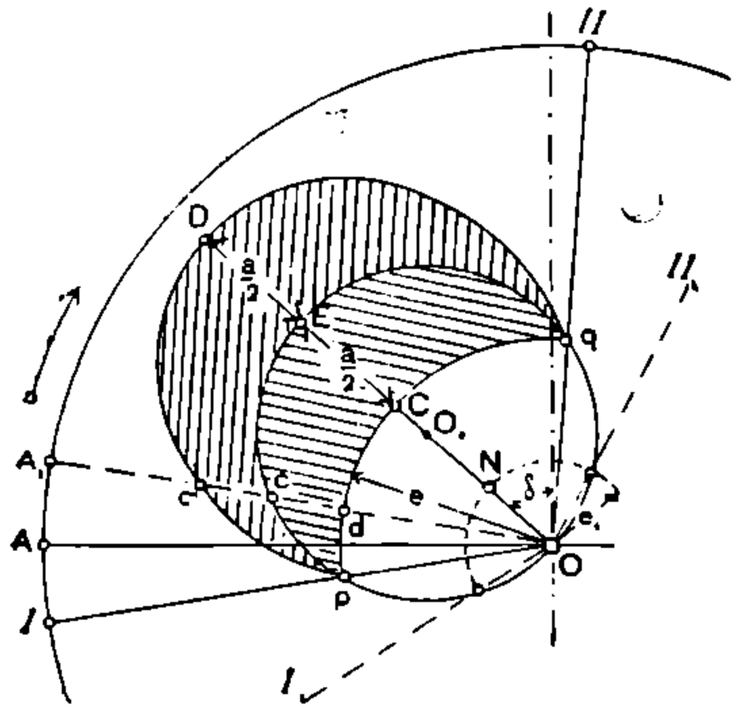
Узкий канал Трика приносит мало пользы (особенно при больших скоростях), так как пар в нем мнется и давление падает. Поэтому ширину его t необходимо брать возможно больше, например до $\frac{a}{2}$, хотя в паровозах это делают редко. Выгоды увеличения ширины видны и из фиг 142: при увеличении ширины до $\frac{a}{2}$ еще более

НВ УДУНТ (ДІІТ)

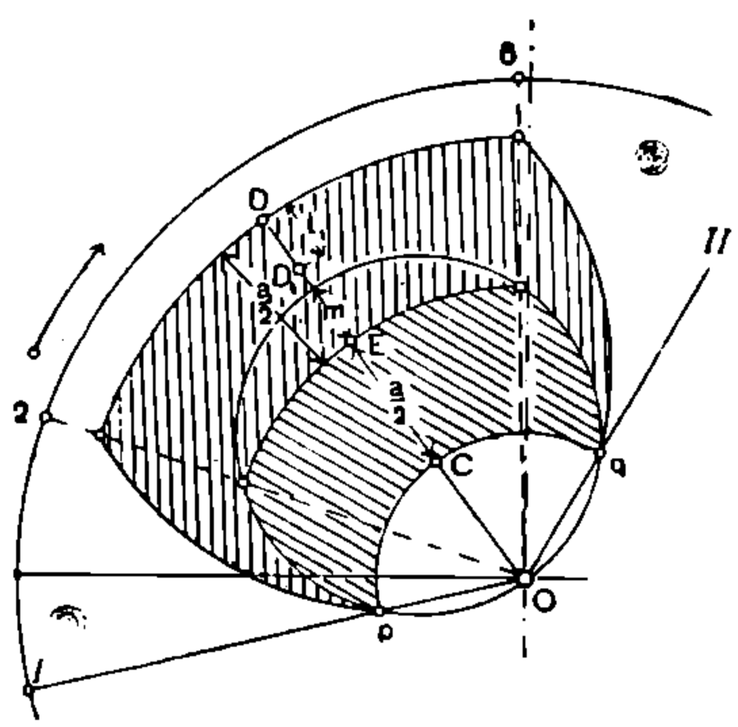
уменьшится время сужения впускных каналов (до 12′ и 5′II), увеличивается их открытие и линейное опережение впуска.

II. Можно поставить такую цель: пользуясь золотником Трика, уменьшить ход золотника (эксцентриситет r) для уменьшения работы трения. Это имеет значение при больших давлениях пара и плоских золотниках больших размеров.

При этом мы достигаем требуемого открытия впускного канала a, прибавляя к открытию этого канала внешней кромкой золотника всегда открытие и канала Трика, для чего он уже не должен переходить на перегородку, и крайнее положение золотника будет уже представленно на фиг. 140.



Фиг. 143.



Фиг. 144.

Тогда эксцентриситет r может быть равен:

$$r = e + (a - t),$$

или, беря

$$t_{max} = \frac{a}{2},$$

находим:

$$r_{min} = e + \frac{a}{2}.$$

Соответствующая диаграмма Цейнера—фиг. 143; для какого-нибудь положения кривошипа OA_1 отверстие для впуска пара равно dc', причем cd (открытие впускного канала) равно $c'c$ (открытие канала Трика).

Если

$$r = \frac{a}{2} + e + m,$$

то диаграмма будет иметь вид фиг. 144. Очевидно, чем меньше ширина канала, тем для того же открытия a впускного канала нужен больший эксцентриситет r; например, при уменьшении t с DE до DD_1, r должен быть увеличен до величины D_1O.

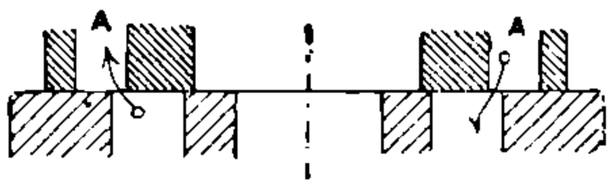
НВ УДУНТ (ДІІТ)

Здесь положение *05*, с которого начинается сужение канала при отсечке, остается без изменения, но площадь отверстия для прохода пара в начале впуска и при отсечке увеличивается вдвое.

Заметим, что, уменьшая эксцентриситет r, необходимо убедиться, достаточно ли открывается выпускное окно[1].

III. Золотник Трика имеет еще следующее важное свойство: если эксцентрик (r, δ) тот же, как и для простого золотника, то для открытия канала на ту же величину a (фиг. 143) при простом золотнике достаточна внешняя перекрыша, равная e_1 (откладывая $EN = a$), следовательно, при золотнике Трика можно употреблять большие перекрыши, почему величина отсечки уменьшается с AII_1 до AII, а следовательно, расширение пара увеличивается.

Заметим, что при очень широком канале Трика в среднем положении золотника одна часть цилиндра соединяется с другой через канал (золотник с перепуском—фиг. 145). Этим достигается повышение давления сжимаемого пара, когда оно мало, за счет расширяющегося пара с другой стороны, и, наоборот, понижение его давления, если оно велико. Но этот вид золотников в паровозах почти не употребляется.



Фиг. 145.

Ввиду указанных своих свойств золотники Трика пользуются повсеместным распространением в Европе (за исключением Англии) и Америке, но у них есть и противники, которые к их недостаткам относят: 1) больший вес (иногда на 50%) сравнительно с обыкновенными золотниками и 2) неудовлетворительное действие узкого канала при высоких скоростях движения.

Мятие пара на диаграмме Цейнера. Инженер Стрельбицкий[2] дает очень простой и заслуживающий внимания способ определения моментов начала мятия пара.

По формуле (27) мятие пара начинается при ширине открытия паровпускного окна:

$$a_1 = F \cdot \frac{\pi \cdot h \cdot n}{60 \cdot b \cdot v} \cdot \sin \alpha,$$

где скорость пара $v = 80$ *м/сек* и $E \cdot \frac{\pi \cdot h \cdot n}{60 \cdot b \cdot v} = C$ есть величина постоянная для данной скорости поезда. Таким образом

$$a_1 = C \cdot \sin \alpha.$$

При ширине открытия окна $> a_1$ мятия нет, при $< a_1$ мятие существует.

На диаграмме Цейнера действительные величины открытия паровпускного окна даются, как известно, отрезками радиус-векторов в пределах заштрихованной площади (фиг. 146). Если на этих

[1] Ввиду этого даже рекомендуется найти $r_1 = a + i$ и взять для эксцентриситета ту величину (r или r_1), которая больше.

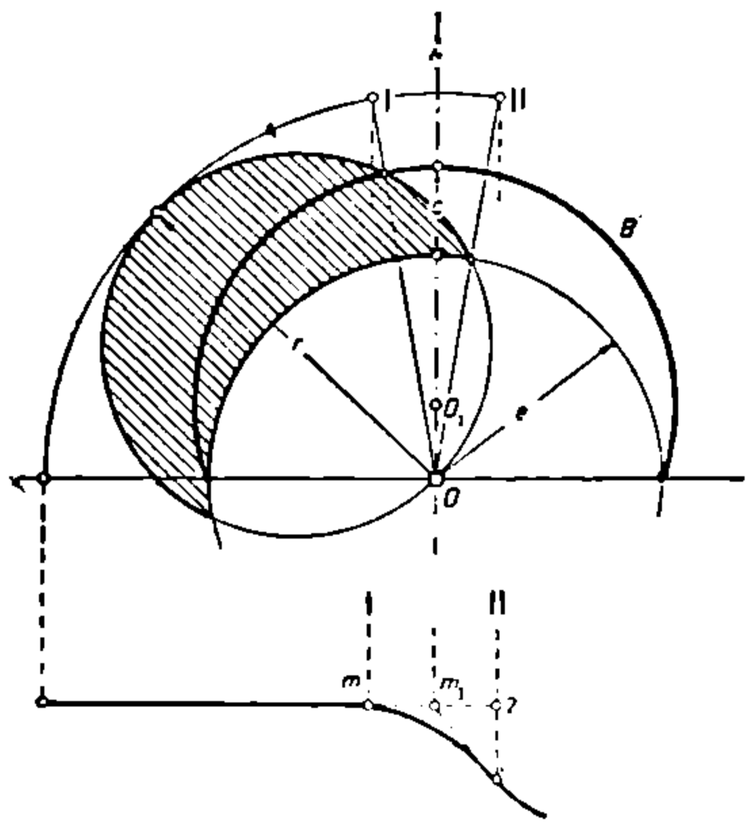
[2] См. „Вестник общества техников", № 2, 1910 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

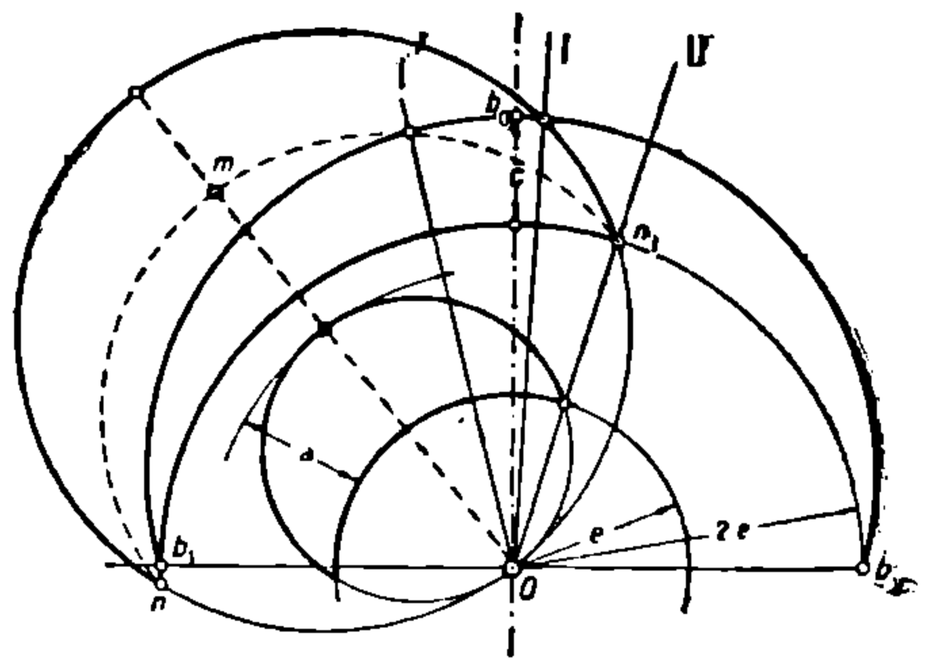
же радиус-векторах отложить указанные величины открытия a_1 для различных положений кривошипа, то получим кривую открытий B, весьма близко подходящую к окружности (центр ее лежит в O_1, причем расстояние OO_1 легко находится, отложив для $\alpha = 90°$ необходимое открытие $a = C$). Тогда, очевидно, при положении кривошипа I, когда действительное открытие окна равно желательному, начнется мятие пара; при положении II будет действительная отсечка, и действительная кривая расширения пойдет от точки m_1, причем $mm_1 = m_1 2$.

То же находим и для мятия при выпуске.

При золотнике Трика открытие окон удваивается в начале и конце впуска. Поэтому можно построить золотниковый круг не на диаметре r, а описать радиусом $= r$ (фиг. 147) и окружность



Фиг. 146.



Фиг. 147.

перекрыши описать радиусом $= 2e$. Тогда отрезки радиус-векторов дадут удвоенную величину открытий окон (ограниченные, понятно, шириной окна $= a$).

Откладываем теперь попрежнему величину C и, проведя окружность через b_1, b_2 и b_0, находим начало мятия при положении кривошипа I. Если бы канала Трика не было, то открытия окон были бы вдвое меньше, и мятие пара началось бы уже в I', откуда видна польза канала. Заметим, что деление открытий пополам делается достаточно точно для практики окружностью проходящего через точки n и n_1 и средину наибольшего открытия m.

§ 25. Трение золотника, усилие для приведения его в движение и уравновешивание. Давлением пара в p, *атм* в золотниковой коробке золотник прижимается к золотниковому зеркалу с значительной силой, которая: 1) увеличивает износ золотника и золотникового зеркала; 2) оказывает влияние на работу всех частей парораспределительного механизма; 3) возбуждает при движении трение золотника, на преодоление которого затрачивается большое усилие.

Это давление отчасти уравновешивается давлением снизу (см. фиг. 3) мятого пара в p_e *атм* (которое для золотников малого ци-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

линдра в ресивере машин компаунд достигает нескольких атмосфер) и на те части нижней поверхности золотника, которые перекрывают паровпускные окна,—переменное давление в цилиндре. Последним ввиду его переменной величины и изменяющейся площади действия обыкновенно для простоты расчета пренебрегают. Если полная наружная площадь золотника равна Ω $см^2$, площадь дна золотника равна Ω_1 $см^2$, то давление, вызывающее трение, равно:

$$\Omega p_s - \Omega_1 p_e = P_1 \ кг,$$

и сила трения

$$P = \mu \cdot P_1,$$

где μ — коэфициент трения. Этому и равно то усилие, которое необходимо приложить к штоку золотника для приведения золотника в движение, и на это усилие рассчитываются все части парораспределительного механизма. Силы инерции золотника обыкновенно во внимание не принимаются ввиду их незначительной величины, но при золотниках большого веса и при больших скоростях движения и их необходимо принять в расчет. Пусть Q — вес золотника с его штоком и хомутом в *кг*, r $\left(\frac{1}{2}\right.$ хода золотника$\left.\right)$ — в *м* и n—число оборотов в минуту; тогда наибольшая скорость золотника в *м/сек* будет:

$$v = \frac{2\pi r \cdot n}{60}$$

и наибольшее ускорение:

$$q = \frac{v^2}{r}.$$

Сила инерции:

$$P_2 = \frac{Q}{g} \cdot q,$$

где g—ускорение силы тяжести. Таким образом полное результирующее усилие для движения золотника будет равно:

$$P = P + P_2.$$

Коэфициент трения μ зависит не только от качества смазки, материала золотника и зеркала, их температуры, но и от скорости и давления, которое выжимает смазку между трущимися поверхностями. По опытам Аспиналя в Сев. Америке для обыкновенных бронзовых золотников $\mu = 0{,}0878$, для чугунных $\mu = 0{,}0919$, причем для горизонтальных он немного выше, чем для вертикальных.

При расчетах можно принять $\mu = 0{,}1$.

Работа, которая затрачивается на движение золотника на один оборот, равна $P \cdot 4r$; в одну же секунду она равняется:

$$P \cdot 4r \frac{n}{60},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где n—число оборотов ведущей оси в минуту. В паровозах усилие P может быть весьма велико (особенно в паровозах простого действия, работающих с большим давлением), что, кроме расхода работы, требует от машиниста (особенно при переменном профиле пути и большой скорости движения) значительного усилия на передвижение золотников, быстро его утомляющее. Например, при опытах Ричча у паровоза в 640 *л. с.* при $n = 200$ и $p_s = 9{,}5$ *атм* усилие P достигало 2144 *кг*.[1]

При больших давлениях на золотник (и, следовательно, большой работе трения) требуется тщательный подбор его материала, формы и смазки, иначе немедленно появляются „заедение золотника" и быстрое срабатывание золотникового зеркала. При заедании же и неизбежном при этом протоке пара из золотниковой коробки и цилиндров в пароотводную трубу работа паровоза и скорость его движения уменьшаются, почему при больших давлениях пара употребляются или плоские разгруженные золотники (с значительным уменьшением нажатия золотника на зеркало) или цилиндрические уравновешенные (с полным уничтожением прямого нажатия).

§ 26. Конструкции плоских золотников. Плоские золотники совершенно не употребляются при перегретом паре, так как при его высокой температуре и текучести плоские золотники коробятся и дают большую утечку пара. Поэтому они вышли из употребления и на новых паровозах уже не ставятся, но тем не менее они были поставлены на многих десятках тысяч паровозов, работающих насыщенным или слабо перегретым паром, уже устаревших типов и подлежащих вымиранию, но еще находящихся пока в действии. Поэтому о них приходится сказать кратко несколько слов.

Простые коробчатые золотники (фиг. 148), приводимые в движение от внешнего кулисного механизма при помощи золотникового штока m и золотниковой рамки n, употреблялись только в старинных паровозах, так как они быстро изнашивались при значительных давлениях пара и изнашивали зеркало. Поэтому последнее время перед введением перегретого пара (80—90-е годы прошлого столетия) их разгружали (обыкновенно по американскому способу), уменьшая давление на верхнюю поверхность, отделяя от нее при

---

[1] Хедер рекомендует при проектировании золотников принимать во внимание еще „напряжение изнашавания" q, т. е. допускаемое давление на 1 $см^2$ рабочей по ерхности золотника. Оно зависит от свойств цилиндрового масла, и для постоянных машин из практики найдено, что золотники не заедают, если q не превосходит при посредственном цилиндровом масле 9 $кг/см^2$ и при хорошем—14 $кг/см^2$.

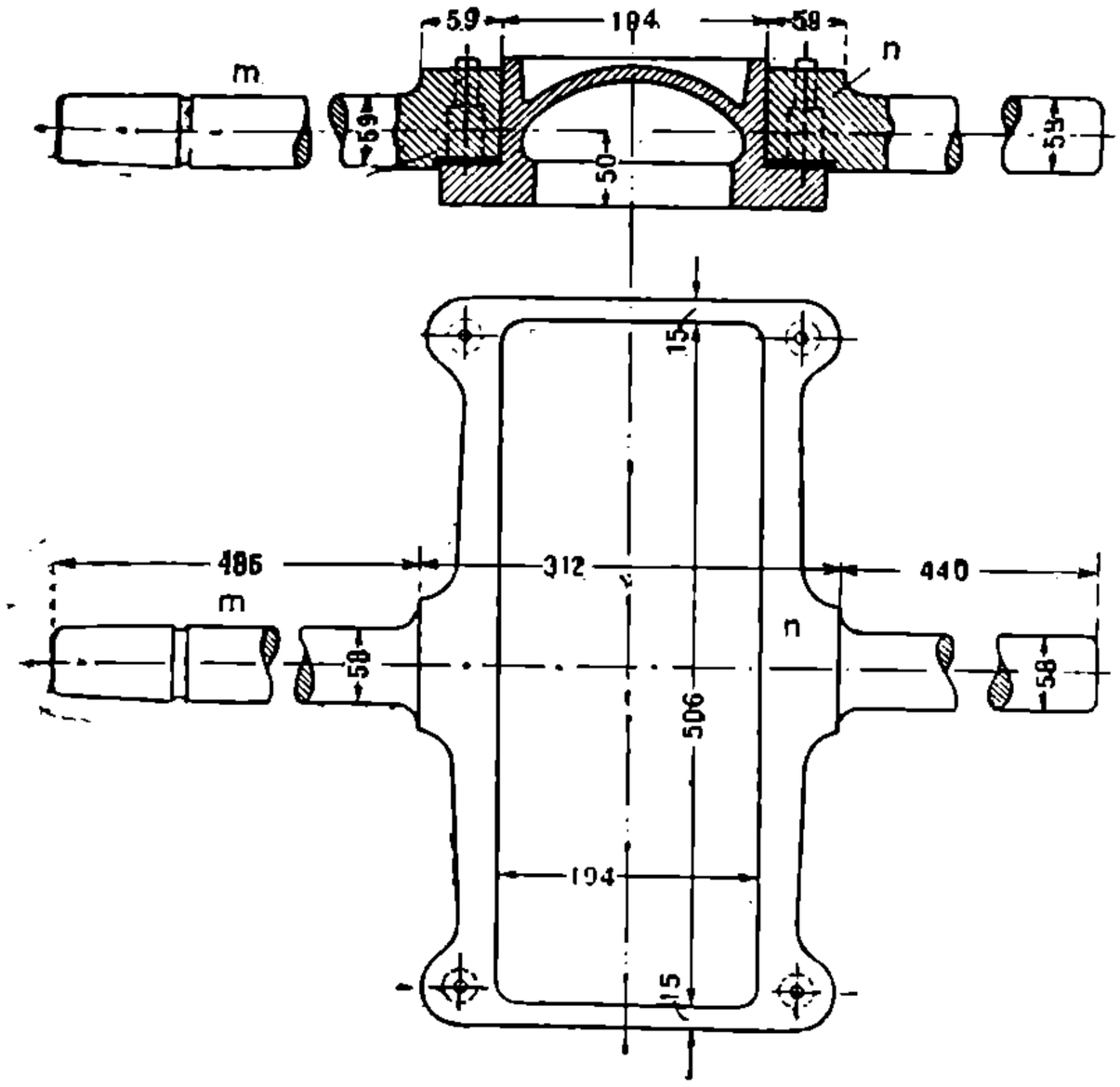
Вообще, чем лучшего качества масло, тем оно лучше и скорее проникает в поры трущихся поверхностей и тем больше можно брать Q. Очевидно, здесь влияет и средняя скорость золотника, и Хедер для постоянных машин находит, что произведение q в $кг/см^2$ на скорость v $м/сек$ не должно превосходить величин:

При посредственном цилиндровом масле . . . . . $qv = 3$
При хорошем цилиндровом масле . . . . . $qv = 5$

При очень хорошем масле или хорошо разгруженных золотниках эти цифры могут быть и увеличены.

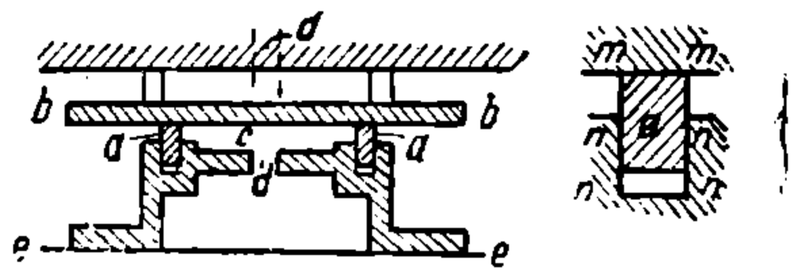
НБ УДУНТ (ДІІТ)

помощи так называемых компенсаторов некоторую часть и подвергая ее давлению пара меньшей упругости или соединяя ее с атмосферою, благодаря чему общее давление, прижимающее золотник к зеркалу, уменьшается.

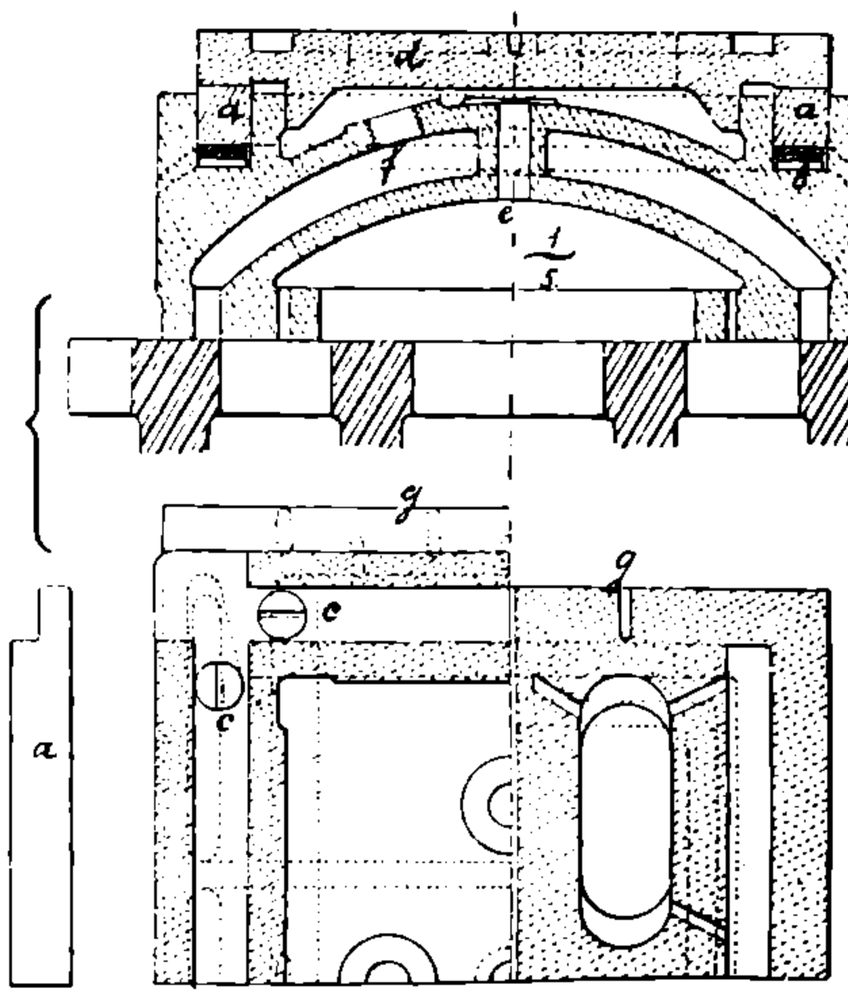


Фиг. 148.

Необходимая принадлежность подобных устройств—второе разгрузочное зеркало, прикрепленное к внутренней поверхности золотниковой крышки, по которому и скользит компенсатор. В первых системах, например Ричардсона, компенсаторы были прямоугольные (фиг. 149); идея их следующая: в спинке золотника прострогивались канавки, в которые закладывались точно пригнанные бруски *a*, накрывающие по углам друг друга на половину своей высоты и таким образом образующие рамку (компенсатор). Подложенными под бруски плоскими пружинами рамка прижимается к разгрузочному зеркалу *bb*, и таким образом получается замкнутое пространство (в которое не имеет доступа свежий пар), соединяющееся через отверстие *d* или d_1 с пароотводной трубой или с атмосферой. На фиг. 150 представлен уравновешенный золотник Ричардсона, примененный к нормальным товарным паровозам правительственного заказа 1893 г. В них бруски *a* прижимаются к плоской доске *d*, которая уже и скользит по верхнему зеркалу.



Фиг. 149.



Фиг. 150.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Очевидно необходимым условием здесь являются: 1) безусловная параллельность обоих зеркал *bb* и *ee* и 2) отсутствие протоков пара из золотниковой коробки в пространство *c*. Оба эти условия редко соблюдаются: достигнуть параллельности зеркал в закрытом пространстве трудно, особенно при их износе; несмотря на точную первоначальную пригонку, бруски *a* быстро срабатываются и слабеют в своих пазах, почему являются протоки по плоскостям *nn* (фиг. 149), бруски перекашиваются, что вызывает протоки пара и по плоскостям *mm*; утечка при этом бывает настолько велика, что не оправдывает экономии от разгрузки, почему машинисты часто заделывают отверстие *d*, уничтожая тем идею этих золотников. Главнейший их недостаток—плоские пружины, легко ломающиеся (так же, как и планки); при поломке куски их попадают под золотник и в цилиндр, производя глубокое их задирание и даже вышибание крышек. Ремонт золотников сложен и дорог, вызывая частый простой паровозов в текущем ремонте; осмотр труден и т. д., почему эта система была в России совершенно оставлена.

Золотники Ричардсона были первыми урановешенными золотниками, поставленными в нормальных русских товарных паровозах в большом количестве. Их крупные недостатки поселили сразу недоверие к уравновешенным золотникам вообще, так что некоторые железные дороги, например Юго-западные, перешли обратно на обыкновенные золотники, и потребовалось много времени для возвращения снова к их усовершенствованным системам. Здесь мы имеем яркий пример вреда недостаточной продуманности деталей при конструировании паровоза.

Указанные недостатки прямоугольных компенсаторов заставили обратиться к компенсаторам круглым, изготовление, точная пригонка и ремонт которых значительно легче, почему они и вытеснили первые. Существует много конструкций подобных золотников[1], но распространение получили только очень немногие, и ниже приведены описания наиболее распространенных. Главная цель (редко достижимая) конструкторов заключалась в образовании настолько плотного соединения, чтобы пар из золотниковой коробки не проникал во внутреннее пространство компенсатора, особенно при износе его частей и непараллельности зеркал.

1. В Германии и в СССР пользуются большим распространением золотники с разгрузочным кольцом фон-Боррриса (v. Borries), которое состоит из двух частей (фиг. 151); внутреннее кольцо разрезное (с зазором в $1—1^1/_2$ *мм*); оно, не заклиниваясь, плотно прижимается к выступу золотника, обточенному по шару (что позволяет золотнику свободно изменять свой наклон при непараллельности зеркал), наружным цельным кольцом. Наружное кольцо прижимается к внутреннему четырьмя пружинами, вставленными в стаканы.

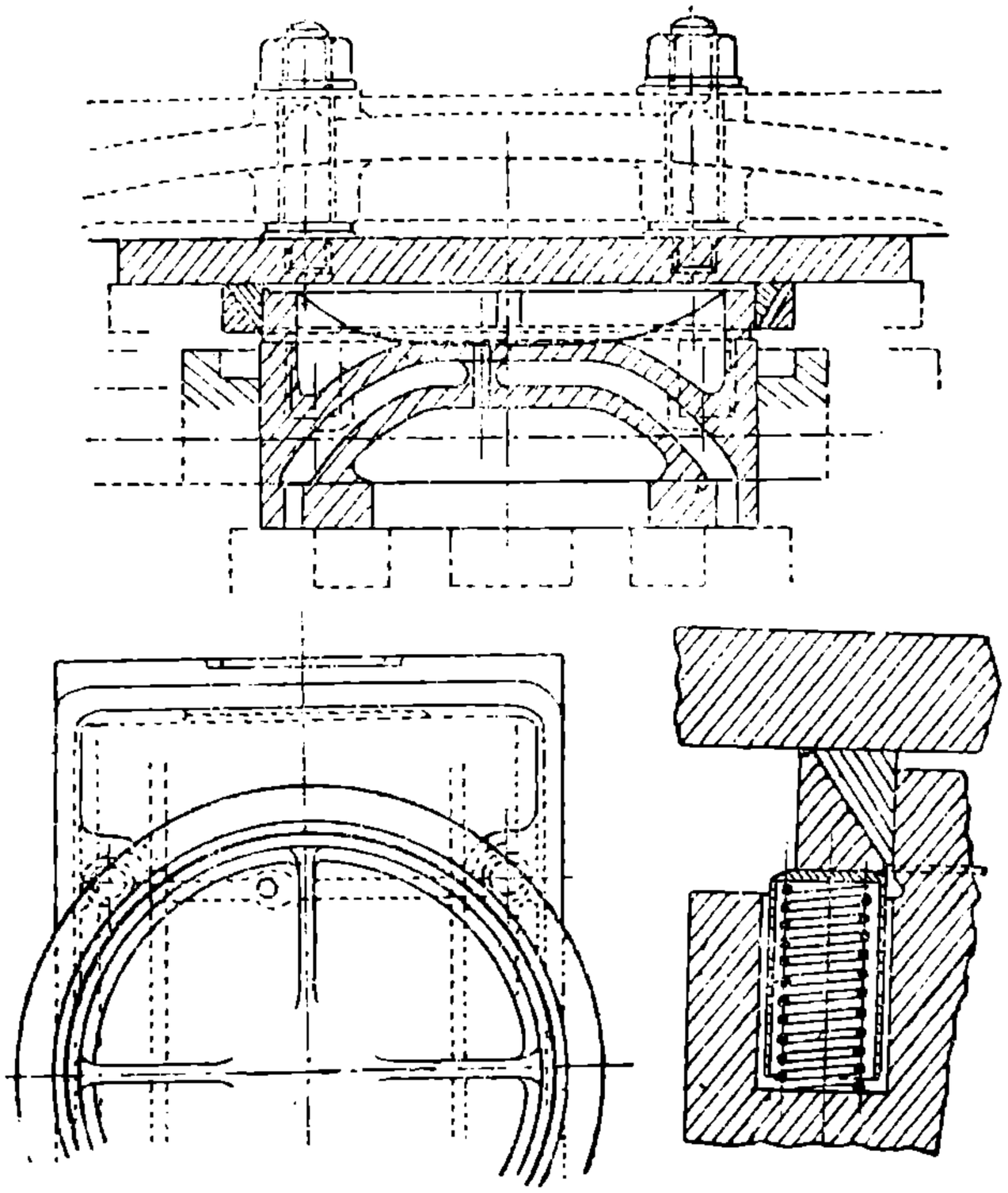
---

[1] См., например, мой альбом „Конструкции паровозов“. Отдел I „Детали машин“, 1904 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На практике эти золотники обладают теми же недостатками, как и золотники Ричардсона: кольца срабатываются, и появляется пропуск пара, пружины и кольца лопаются.

2. В Америке на многих дорогах (например Южной—Тихоокеанской, Чикаго—Сев.-зап. и др.) пользовались исключительным применением золотники „Balance Valve". Здесь кольцо (фиг. 152) представляет одновременно и скользящий орган и непроницаемое для пара соединение. Оно изготовляется так же, как пружины, и внутри заточено на конус одного угла с конусом доски *3*, прикрепляемой к золотнику *1*. Под влиянием собственного пружинения и давления пара кольцо (разрез которого закрывается особою планкою) всегда прижимается к верхнему зеркалу и образует плотное соединение даже тогда, когда плоскости зеркал не параллельны. Сильное пружинение не позволяет золотнику подниматься во время хода паровоза с закрытым регулятором. Если золотник очень длинен, то таких компенсаторов ставят два.



Фиг. 151.

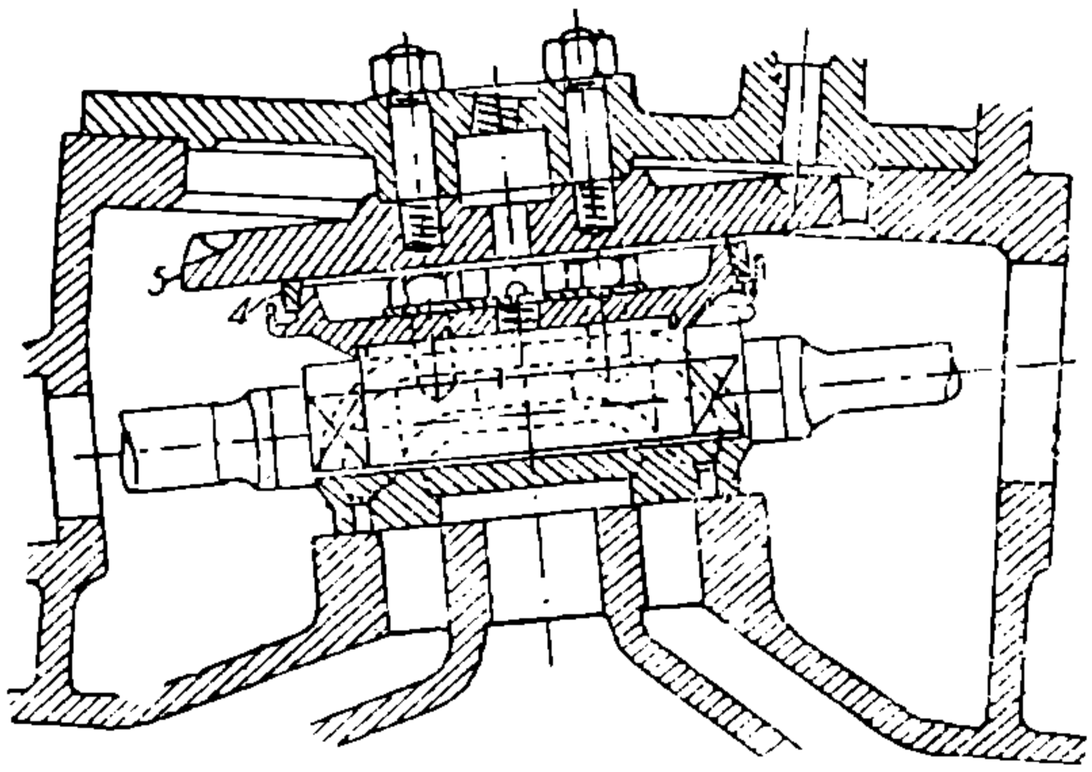
На выставке в Чикаго был представлен такой золотник паровоза ж. д. Южной—Тихоокеанской, который после пробега 124 000 *км* не имел на трущихся поверхностях ни малейшего износа. Эти золотники вообще считаются в Америке вполне удовлетворительными [1].

[1] До 1904 г. на баварских казенных ж. д. золотники Balance Valve были применены на 268 паровозах разных типов, и так как работа их оказалась удовлетворительной, то было решено на всех новых паровозах ставить исключительно золотники этого типа (в видоизмененной конструкции Maffei Wilson).

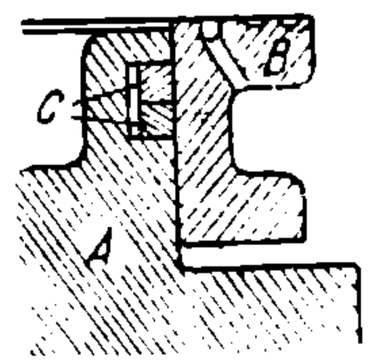
Случаи применения этих золотников в России очень немногочисленны. В виде опыта их ставили на паровозах нормального типа на Рязанско-Уральской и Юго-западных ж- д., но без особого успеха, что, вероятно, надо объяснить неточною пригонкою частей или недостаточною продолжительностью опыта (чертежи см. протоколы XVIII и XXV съездов сл. тяги).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

3. Золотник Адамса (Adams). На фиг. 153 представлен тип, примененный на Рязанско-Уральской ж. д. Кольцо *B* прижимается к разгрузочному зеркалу такими же 4 спиральными пружинами, как у золотника фон-Борриссa. Непроницаемость для пара достигается двумя пружинами *C*, помещенными в теле золотника *A* и имеющими поперечное сечение 8×8 *мм*, и канавками на верхней части кольца *B*. Эти золотники были поставлены на 216 товарных паровозах Рязанско-Уральской ж. д. и найдены настолько хорошими сравнительно с остальными системами, что при капитальном ремонте паровозов все существующие на дороге системы уравновешивания золотников переделывались исключительно по типу Адамса. Эти золотники работают продолжительное время без всякого



Фиг. 152.



Фиг. 153.

ремонта, пропуска пара не дают, и кольца их никогда не ломаются. Пригонка их не представляет затруднений.

Золотники других систем, например Рожерса и др., пользуются значительно меньшим распространением и по большей части практикой не одобрены.

Заключение. Обыкновенно плоские золотники поглощают на свое движение 2-3% всей работы, развиваемой паровозом, и следовательно, вопрос об уменьшении этой величины имеет большое значение. Применяя плоские, разгруженные золотники, можно уменьшить силу трения на 50% и до 75%, но опыты в университете в Purdue, на французских Восточных ж. д., Глеб-Кошанского на Коломенском заводе и др. показали:

1) как бы хорошо ни были пригнаны компенсаторы золотника, существует утечка пара через их неплотности прямо в пароотводный канал. Она ничтожна при новых золотниках, но велика при разработанных, повышаясь до 4—6% всего расхода пара и даже до 8% (опыт на б. Харьк.-Н. ж. д.). Столь значительные утечки могут не только уничтожить выгоды применения подобных золотников, но могут даже дать отрицательные результаты, что и было на французских Восточных ж. д.;

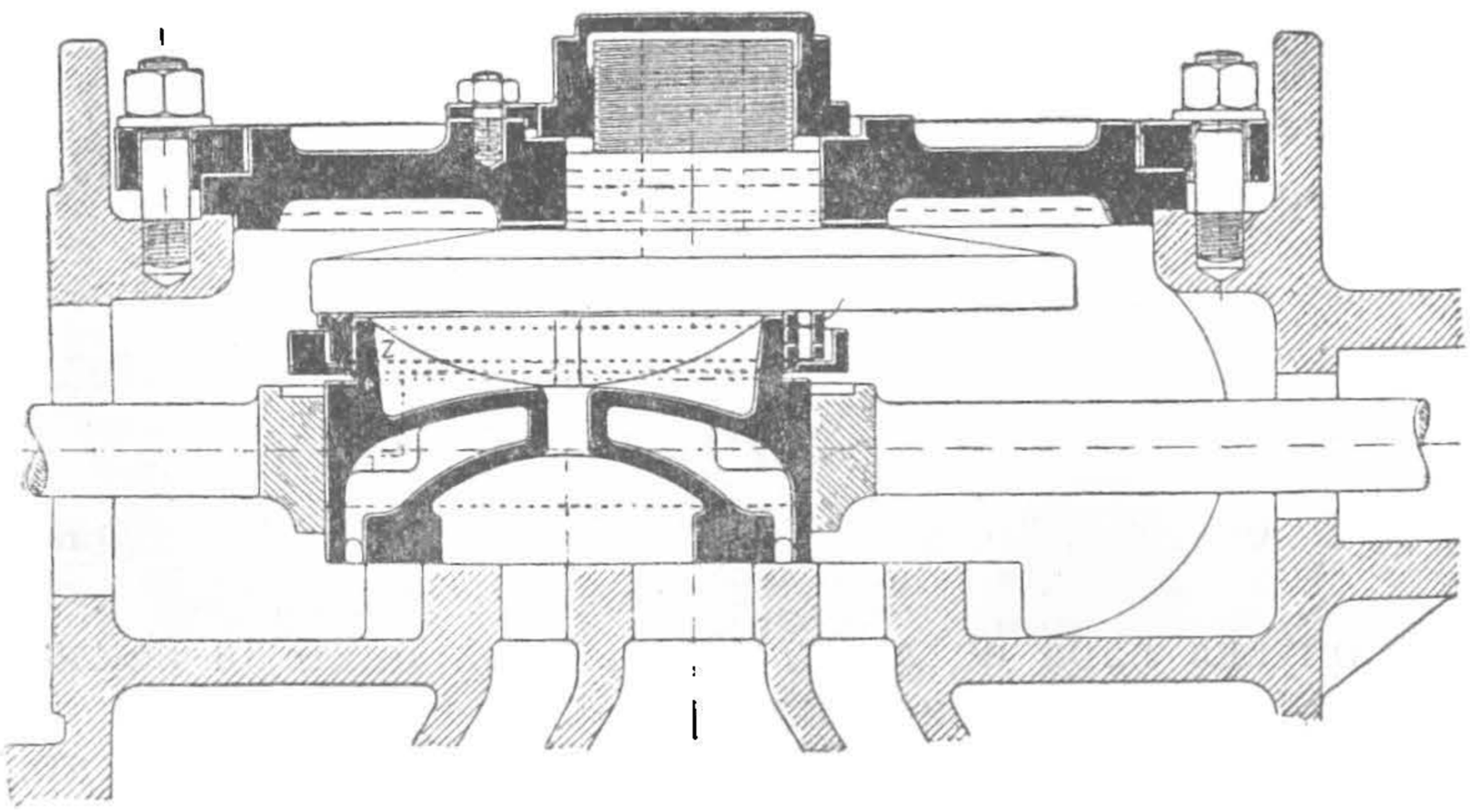
2) разгруженные золотники изнашиваются вдвое, втрое медленнее обыкновенных;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

3) расход смазки для разгруженных золотников больше (на французских Восточных ж. д. на 4%).

Таким образом приносимая польза не всегда уравновешивает недостатки этих золотников, и поэтому далеко не везде держатся о плоских разгруженных золотниках одинакового мнения.

При этом обращаю вниманне на важную деталь, употребляемую на Орлеанской ж. д. с целью сохранить постоянную параллельность золотников и разгрузочных зеркал, отсутствие которой служит, вероятно, одной из главных причин быстрого расстройства компенсаторов. Замечено, что на ходу верхняя крышка золотниковой коробки слегка выпучивается под влиянием изменения давления пара. Максимальное выпучивание замечается в центре, но оно



Фиг. 154.

зависит отчасти от расположения отверстия паровпускной трубы, так как, входя толчками, пар вызывает то выпучивание, то вгибание крышки. Поэтому нельзя допустить, чтобы разгрузочное зеркало составляло с крышкой одно целое. Оно должно быть отъемное, и его необходимо укрепить только в одной точке золотниковой крышки (но не в нескольких, как это обыкновенно делается, например см. фиг. 151), так, чтобы оно, подымаясь и опускаясь, оставалось все время параллельным основному зеркалу. На Орлеанской ж. д., саксонских государственных и др. это осуществлено посредством толстого болта, которым разгрузочное зеркало и прикреплено к средине крышки (фиг. 154). При этом условии даже золотники Ричардсона дали хорошие результаты как по отношению к их срабатыванию, так и их непроницаемости. При большом ремонте паровозов на это обстоятельство следует обратить внимание и, оставляя имеющиеся плоские разгруженные золотники при цилиндрах высокого давления, следует ввести указанное при-

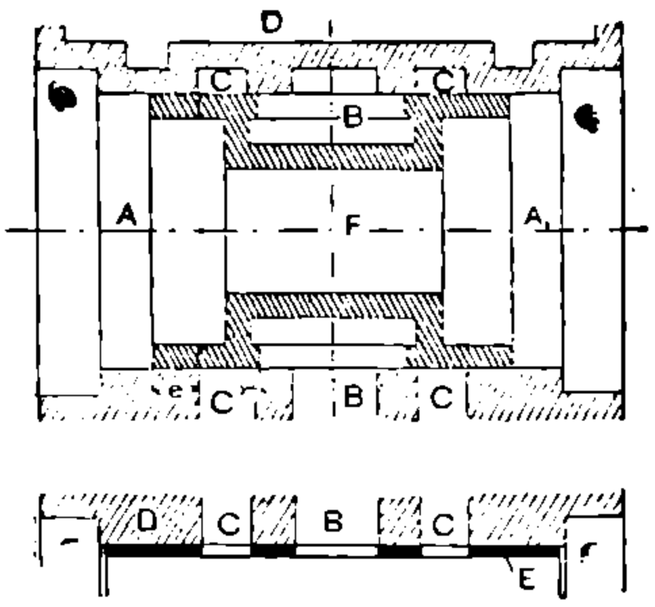
НБ УДУНТ (ДІІТ)

способление, сменивши золотниковые крышки, чем можно достигнуть уменьшения ремонта золотников и протока пара[1].

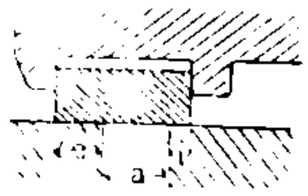
Соблюдая эти условия и упомянутые выше (при описании золотников фон-Боррисса), следует признать некоторые из конструкций (например одобренные практикой Адамса и др.) удовлетворительными.

Б. Цилиндрические (круглые) золотники

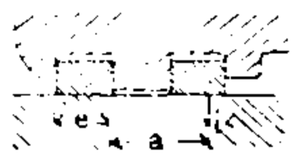
§ 27. Общее описание цилиндрических золотников. Цилиндр, подверженный внешнему или внутреннему давлению, вполне уравновешен, и поэтому естественна идея придать золотниковому зеркалу и золотнику цилиндрическую форму.



Фиг. 155.



Фиг. 156.



Фиг. 157.

Простейшее осуществление этой идеи изображено на фиг. 155: продольное сечение этого цилиндрического золотника одинаково с сечением плоского коробчатого, от которого он не отличается ни действием, ни расчетом. Поэтому все те выводы, которые были сделаны относительно плоских золотников, целиком применимы и здесь. Свежий пар может поступать в *A* и мятый выпускаться в *B* (внешний впуск) или при надлежащем изменении золотника наоборот (внутренний впуск).

Плоский золотник всегда плотно прижимается к зеркалу давлением пара, что значительно препятствует утечке последнего, но здесь золотник уравновешен, поэтому даже при незначительном износе трущихся поверхностей происходит просачивание пара.

Ввиду этого: 1) для предохранения от истирания стенок самой золотниковой коробки в цилиндр *D* вставляется труба *E*—золотниковая втулка с отверстиями, соответствующими паровым каналам, которая после износа может быть сменена; 2) сам золотник снабжается пружинными кольцами, подобными поршневым, которые могут быть прямоугольного или фасонного сечения, по одному (очень редко) или по нескольку штук с каждой стороны. Схемы лап золотника в среднем положении и при внешнем впуске с 1 и 2 пружинными кольцами (фиг. 156 и 157).

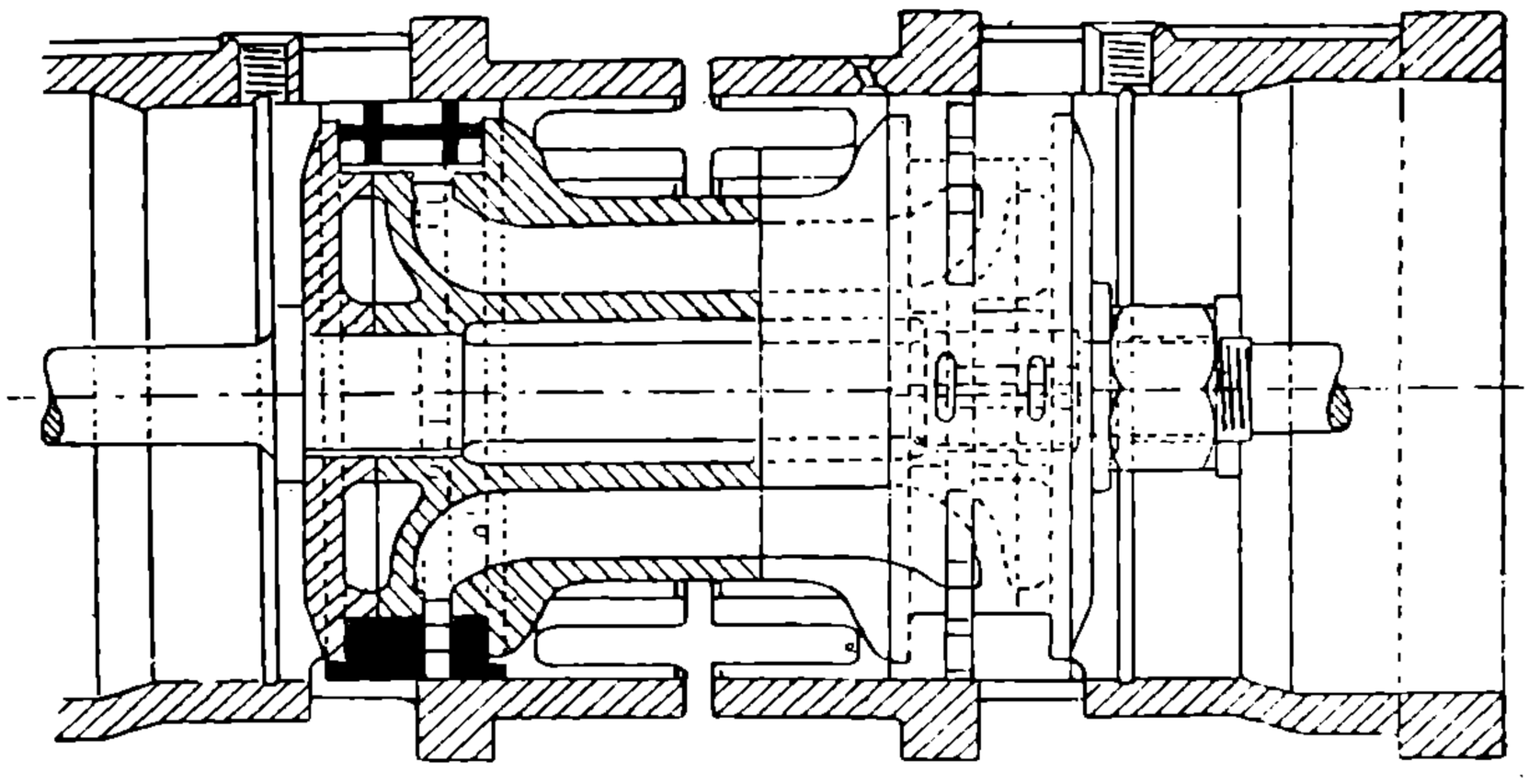
Цилиндрические золотники могут быть и с каналом Трика, но в паровозах они употребляются очень редко. На фиг. 158 пред-

[1] В крайнем случае, если употребление одного указанного центрального болта будет найдено неудобным, следует болты, укрепляющие разгрузочное зеркало, ставить возможно ближе друг к другу и к центру золотниковой крышки, как например показано на фиг. 152.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ставлен, например, такой золотник системы Фестера паровоза 1—3—0 итальянских государственных ж. д.

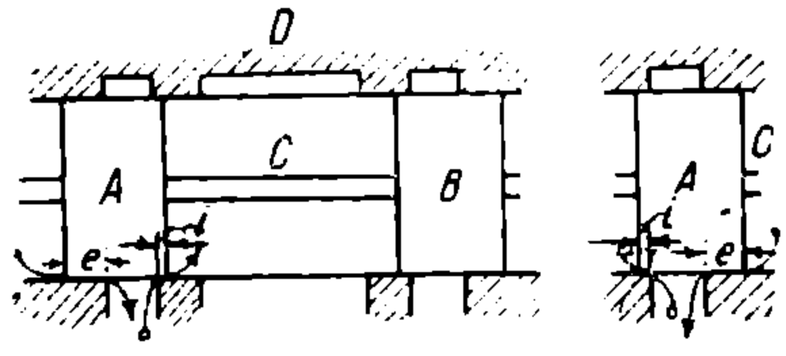
Кроме цилиндрических, есть еще золотники поршневые, у которых роль правой и левой частей золотника исполняется



Фиг. 158.

двумя небольшими поршнями *A* и *B* (фиг. 159), насаженными на один шток. Здесь также может быть внешний или внутренний впуск, но чаще последний.

Желая сделать паропроводные каналы возможно более короткими, обыкновенно насаживают золотниковые поршни очень далеко один от другого, и каналы *cc* получаются почти прямыми; но тогда вставная золотниковая втулка будет очень длинной, и поэтому ее часто разбивают на две части. Подобное расположение представлено на фиг. 160 и 161 (золотники системы Рикура на французских казенных ж. д.).



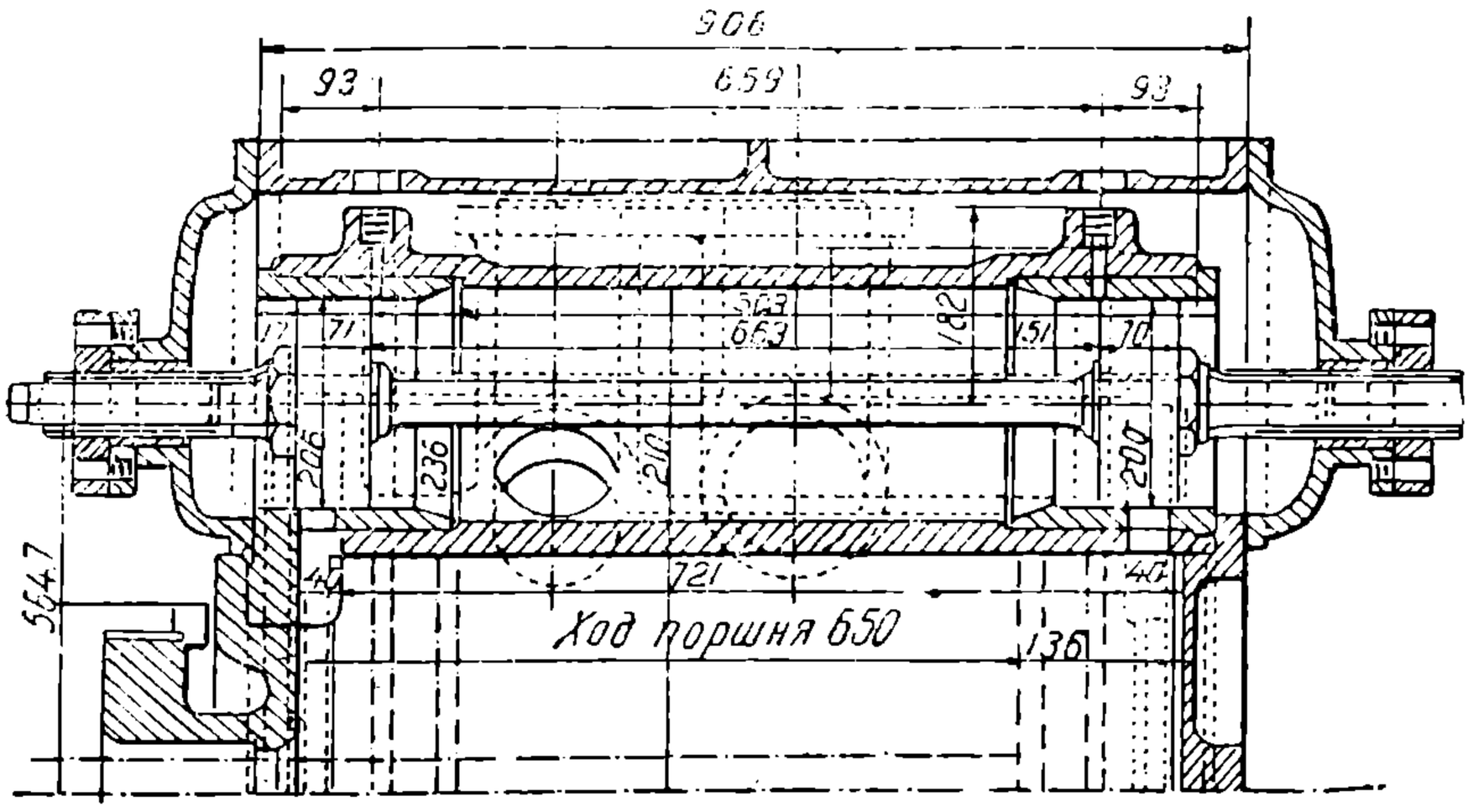
Фиг. 159.

Характерное внешнее отличие цилиндрических золотников заключается еще в следующем: эти золотники могут иметь трубу *F* („американский тип“—фиг. 162), посредстом которой левая часть золотниковой коробки соединяется с правой (трубчатые золотники), что позволяет значительно упростить ее конструкцию; при этом подвод свежего пара при внешнем или отвод мятого при внутреннем впуске может быть производен посредством одной трубы. При поршневых же золотниках одна часть золотниковой коробки не соединяется с другой, что заставляет тот цилиндр („золотниковый“), в котором движется золотник, окружать еще снаружи соединительным кожухом (фиг. 160), или каналом (фиг. 39),

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

или придется подвод свежего пара при внешнем или отвод мятого при внутреннем впуске производить двумя трубами (фиг. 163)[1].

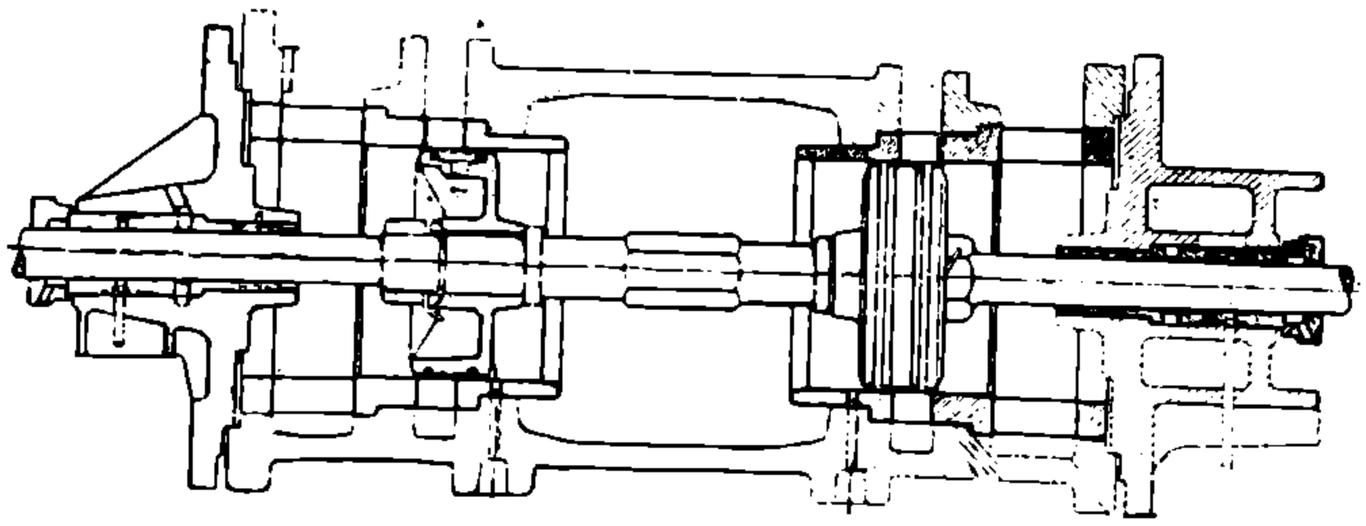
Для упрощения дальше оба главных типа этих золотников будем называть цилиндрическими.



Фиг. 160.

§ 28. Достоинства и недостатки цилиндрических золотников. *Достоинства* их следующие.

1. Сопротивление от трения ничтожно, так как золотники вполне уравновешены, почему на их передвижение тратится очень мало энергии (почти в 5—6 раз меньше, чем для плоских обыкновенных золотников) и при применении цилиндрических золотников

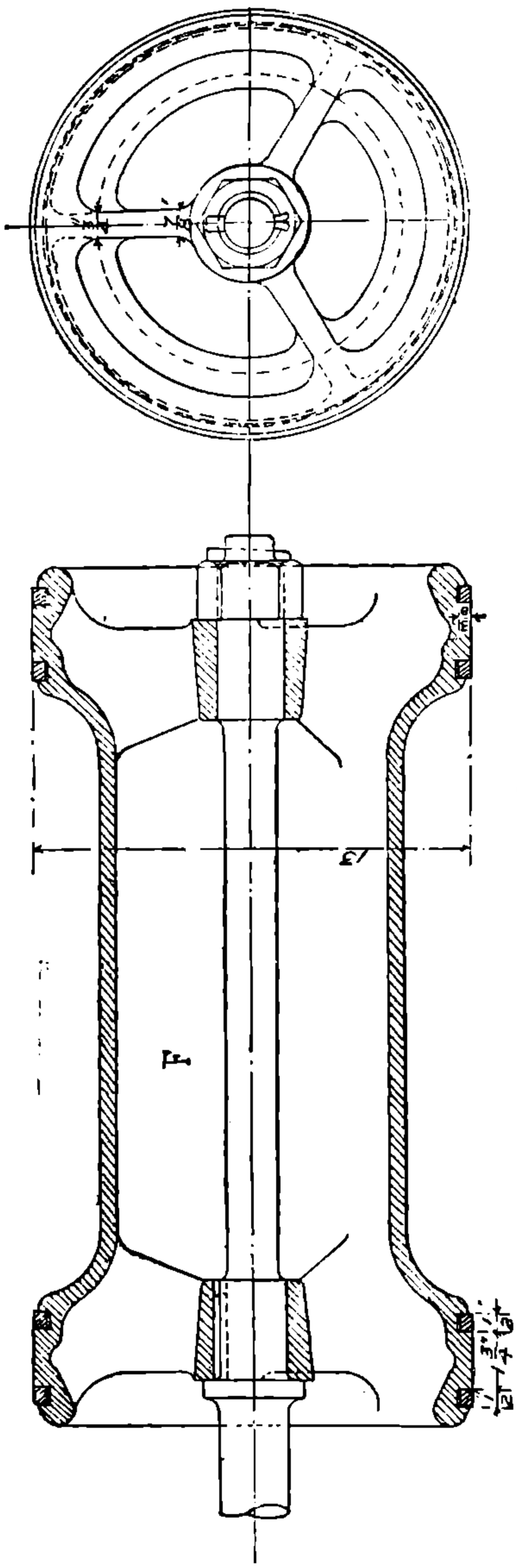


Фиг. 161.

получается экономия в топливе в 2—3%. С другой стороны, это оказывает влияние и на весь пароораспределительный механизм, износ и ремонт которого значительно уменьшаются и сам механизм получается более легким.

[1] На фиг. 163 показан цилиндр курьерского паровоза, который во избежание чрезмерного повышения давления при сжатии при езде с малыми отсечками снабжен паровыми предохранительными клапанами (фиг. 56).

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 162.

2. Перестановка парораспределительного механизма легко производится одною рукою и поэтому не утомляет машиниста. Это при современных больших давлениях пара — важное обстоятельство. Раньше же для плоских золотников иногда приходилось на паровозах даже ставить особые паровые механизмы для передвижения реверса (сервомоторы).

3. Уменьшение работы на передвижение золотника соответственно увеличивает полезную работу паровоза. Но, кроме того, можно выгодно расположить паровые каналы, сделав их очень короткими[1] (что влечет за собою повышение давления впуска). Выпуск пара через короткие каналы большого поперечного сечения происходит ровнее и поэтому: a) при трогании с места (и вообще при максимальной отсечке) сила тяги больше процентов на 10 сравнительно с паровозами, оборудованными плоскими золотниками (паровоз берет „легче“); b) наибольшую отсечку можно применять дольше; c) уход за топкой легче.

4. Золотники требуют мало ремонта, так как износ их ничтожен.

5. Эти золотники очень удобны для применения внутреннего впуска, имеющего серьезные выгоды, особенно для цилиндра высокого давления паровозов компаунд; свежий пар подвергается меньшей конденсации от внешнего охлаждения, и, с другой стороны, в зо-

---

[1] Короткие каналы уменьшают вредное пространство, которое здесь бывает иногда только в 2%; поэтому конденсация входящего пара меньше; указанное обстоятельство благоприятно для паровозов, работающих с большими отсечками (товарных), у которых следовательно сжатие невелико. Но для быстроходных паровозов, работающих с малыми отсечками и при больших сжатиях, величину вредного пространства во избежание слишком большого повышения давления в конце сжатия желательно увеличить, так как при этом конечное давление сжатия уменьшается (см. § 3). Поэтому, например, на французских казенных ж. д. устраняют этот недостаток тем, что при плоских цилиндровых крышках употребляют поршни шведской конструкции (фиг. 163), почему объем вредных пространств увеличивается до 8,5%.

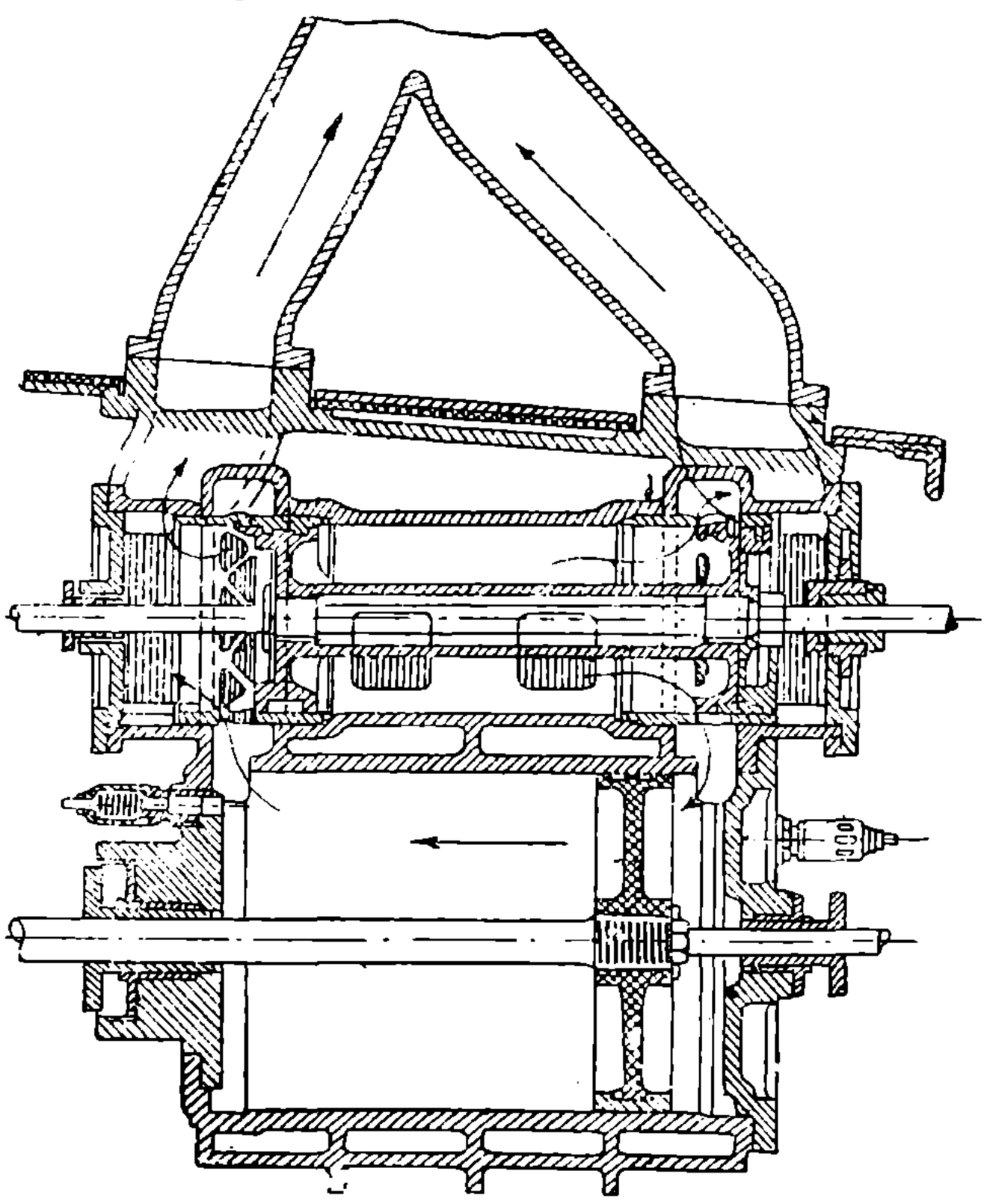
НБ УДУНТ (ДІТ)

лотниковой внешней коробке находится мятый пар незначительного давления, просачивание которого через сальники настолько ничтожно, что является полная возможность (несмотря на высокое давление пара в котле) совсем избежать их постановки, заменяя их достаточно длинными грунд-буксами (фиг. 177).

6. Хотя и цилиндрические золотники не чужды заеданию, подобно плоским, но оно здесь несравненно слабее.

7. Очень удобен отвод мятого пара.

8. Очень ценна возможность увеличить площадь сечения паровпускных каналов. Тогда как длину каналов при плоских золотниках редко можно взять более 0,9 диаметра цилиндра, взявши надлежащий диаметр цилиндрического золотника, можно длину канала значительно увеличить, что облегчает впуск пара и повышает его давление, уменьшая мятие. При этом, понятно, кругом паровпускного окна должен итти канал, подводящий пар к цилиндру и отводящий его в конус (фиг. 163), и при этом длина окна увеличивается более, чем на 50% сравнительно с окнами при плоских золотниках.



Фиг. 163.

Указанное преимущество особенно важно для быстроходных паровозов, у которых, несмотря на большой диаметр колес, число оборотов велико (например при диаметре колес 2000 *мм* и скорости в 113 *км/час* число оборотов в минуту равно 300), почему сильно мнется пар при впуске.

9. Благодаря применению пружин (колец) утечка пара через золотники меньше (по опытам на 25%) сравнительно с плоскими золотниками.

Недостатки цилиндрических золотников. 1. При сильном контрпаре возможен разрыв золотниковых коробок, почему надо при-

НБ УДУНТ (ДІТ)

нять соответственные меры (например ставить предохранительные клапаны).

2. Эти золотники не могут приподниматься от своего зеркала подобно плоским, и при сильной конденсации пара в цилиндрах вода не имеет выхода в золотниковую коробку, почему происходят гидравлические удары, могущие серьезно повредить цилиндры. Поэтому при этих золотниках желательно всегда ставить на цилиндры предохранительные клапаны, но так они работают не постоянно, а периодически и поэтому ненадежно, то, вообще говоря, повреждения цилиндров от гидравлических ударов здесь более часты, чем при плоских золотниках. Но, понятно, подобные случаи исключительны.

3. Замечено, что при внезапной выкладке кулисы случаются при цилиндрических золотниках большого веса поломки движущих частей внешнего парораспределительного механизма, что объясняется резким увеличением в них напряжения. Поэтому на некоторых железных дорогах в инструкциях машинистов рекомендуется не выкладывать сразу кулису (т. е. не давать наибольшую отсечку) после закрытия впуска пара. Но это, понятно, должно иметь место и при тяжелых плоских золотниках.

Между прочим обнаружены подобные поломки (поводков кулисных маятников) и даже изгибы золотниковых дисков на Октябрьской ж. д., что вызывалось большою массою поступательно движущихся частей. Поэтому XXXV съезд инженеров подвижного состава и тяги (1927 г.) постановил произвести изыскания к изготовлению золотниковых дисков и других частей из более легкого металла (см. § 10).

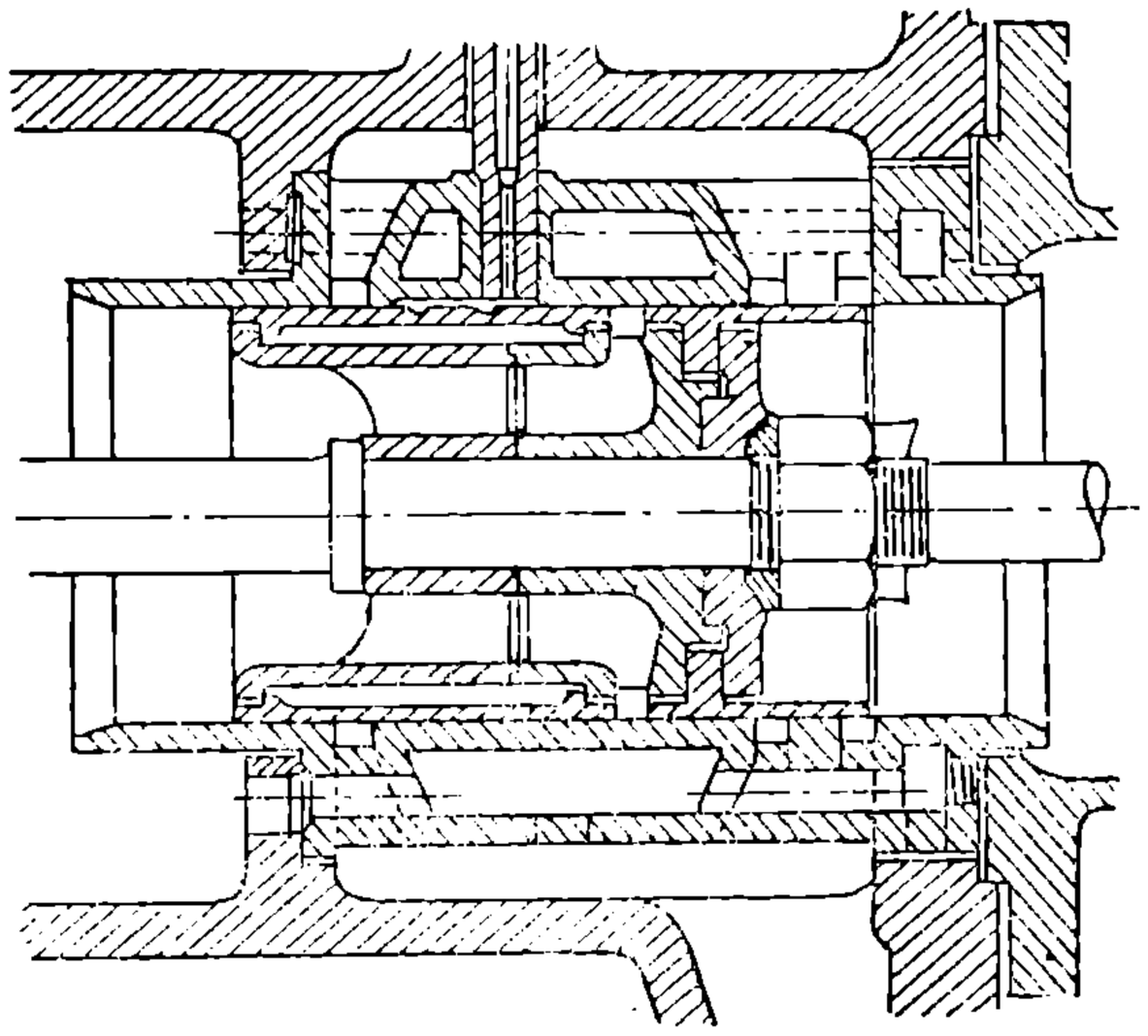
§ 29. Конструкции цилиндрических золотников для паровозов однократного расширения[1]. Разновидности аналогичны таковым же плоским золотникам: имеем простые поршневые золотники с каналом Трика, с двойным впуском и с двойным впуском и выпуском. Но предварительно рассмотрим очень важный вопрос, бывший предметом споров более четверти века,—вопрос о золотниковых кольцах.

Ввиду текучести перегретого пара и его сухости малейший износ цилиндрических золотников и втулок вызывает такую утечку пара, что уничтожались выгоды перегрева. Кроме того, кольца золотников отжимались при проходе через окна от втулок. Поэтому сначала склонялись к очень широким неразрезным кольцам (фиг. 164). Так как они не пружинили, то требовалась точная (по калибрам) пришлифовка к втулке на специальных станках. Чтобы не было заедания, пришлось прибегать к прогреванию втулок, которые делались полыми, через особые каналы, видные на фиг. 164. Несмотря на благоприятные результаты, на прусских ж. д. они оставлены, так как малейшая неточность пригонки и износ давали

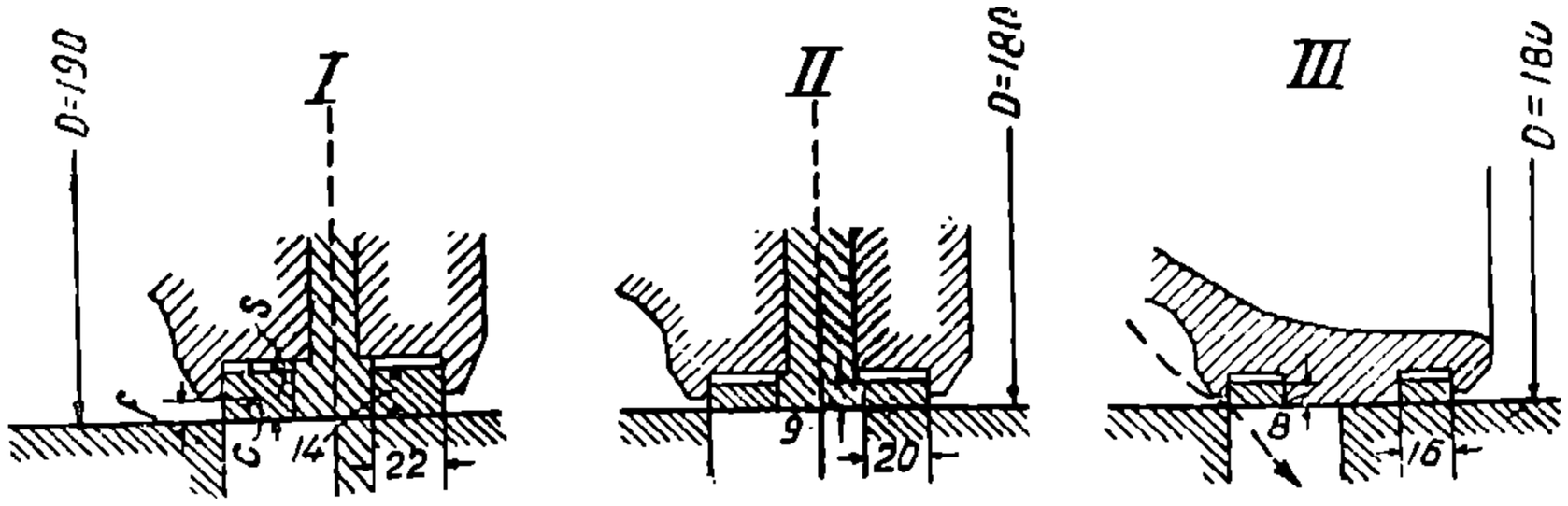
[1] Специальные золотники и видоизменения кулисного механизма для машин компаунд разобраны в § 68.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

недопустимую утечку и необходимо было иметь специальное оборудование мастерских. Поэтому перешли к разрезным пружинящим кольцам, причем сначала брались широкие кольца[1], а затем их размеры стали непрерывно уменьшать. Например, на фиг. 165 (*I—III*) показаны старые кольца курьерских паровозов прусских казенных ж. д., откуда видно последовательное уменьшение их размеров, и на фиг. 166 (*IV*)—кольца, поставленные заводом Краусса (Krausse) в Линце на Дунае. Найдено, что благодаря большой эластичности малых колец они плотнее прилегают к втулкам, и, с другой стороны, по расчету оказывается, что давление пружин на втулки равно: для *I*—2 150, для *II*—720, *III*—430 и *IV*—105 *кг* и в соответствующей пропорции уменьшается трение, а следовательно, и износ колец и втулок. Благодаря эластичности малых колец и утечка пара, по опытам, оказалась отнюдь не большей, чем при кольцах с большим поперечным сечением, почему теперь они начинают входить во всеобщее употребление. С другой стороны, их



Фиг. 164.



Фиг. 165.

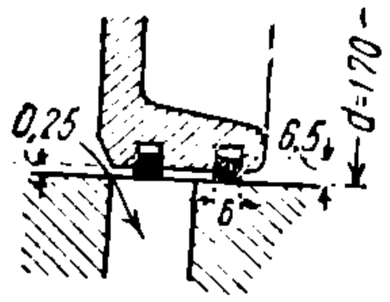
смена легче. При диаметре золотника в 220 *мм* размеры колец 6×8 *мм*.

Заметим, что в случае *I* (фиг. 165) отсечка „резкая“ и производится ребром кольца (при достаточной величине *f*). Необходима

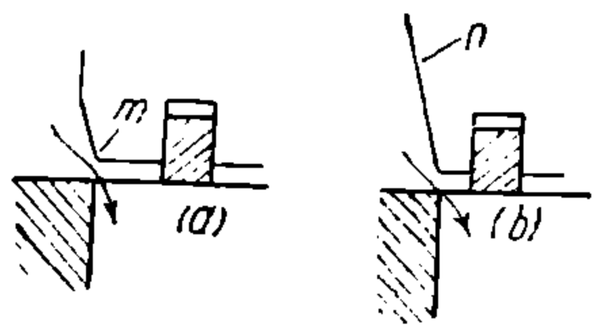
[1] Их конструкция будет указана при описании соответствующих золотников.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

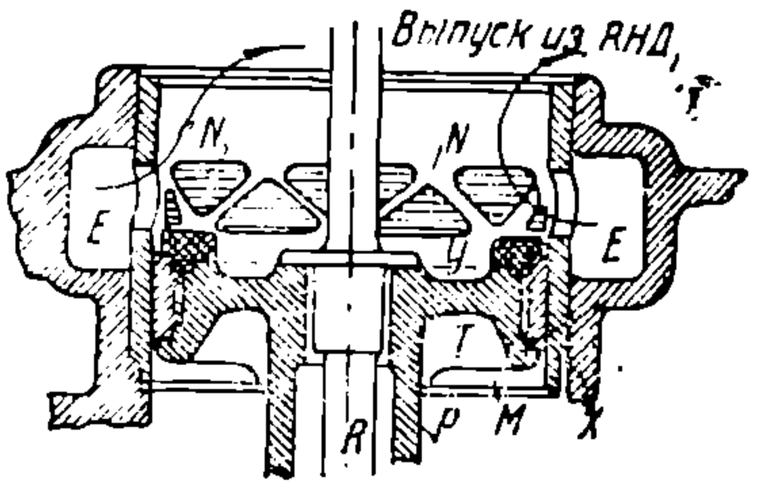
достаточная величина размера *c* во избежание быстрого износа и перекоса пружины. При *III* отсечка уже не так резка, при *IV* же— при больших скоростях, малом зазоре между телом золотника и втулкой (до 0,25—0,5 *мм*) и значительном расстоянии кольца от края отсечка производится скорее краем *m* (фиг. 167 (a)), почему желательно делать большой скос *n* (фиг. 167 (b)). Ввиду сказанного для более точного пораспределения до сих пор многие считают необходимым употреблять широкие рабочие поверхности золотника, что достигается часто применением широкого неразрезного кольца *x* (фиг. 168) между пружинами, которое вместе с пружинами и образует одну широкую рабочую поверхность



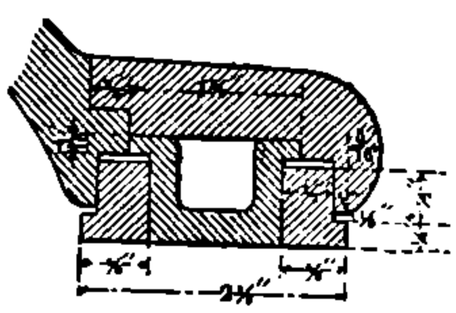
Фиг. 166.



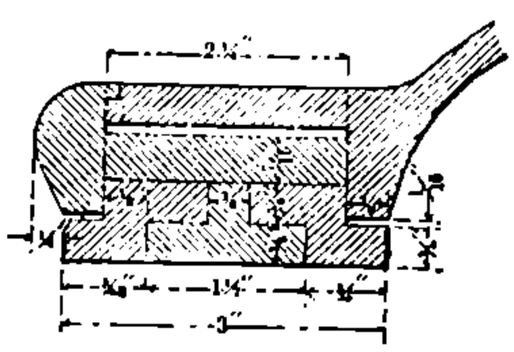
Фиг. 167.



Фиг. 168.



Фиг. 169.



Фиг. 170.

(фиг. 168—171). При этом часто пружины получают *Z*-образное сечение (фиг. 170—171)[1]. Для лучшего нажатия таких колец применяют еще внутренние плоские стальные пружины (фиг. 170). Чтобы легче было сменять всю систему пружин с внутренним кольцом, употребляется отъемная крышка или кольцо *y* (фиг. 168).

В настоящее время подобные *Z*-образные кольца, а также все патентованные кольца фасонных систем совершенно выходят из употребления (кроме Сев. Америки) и заменяются, как сказано, несколькими узкими пружинами.

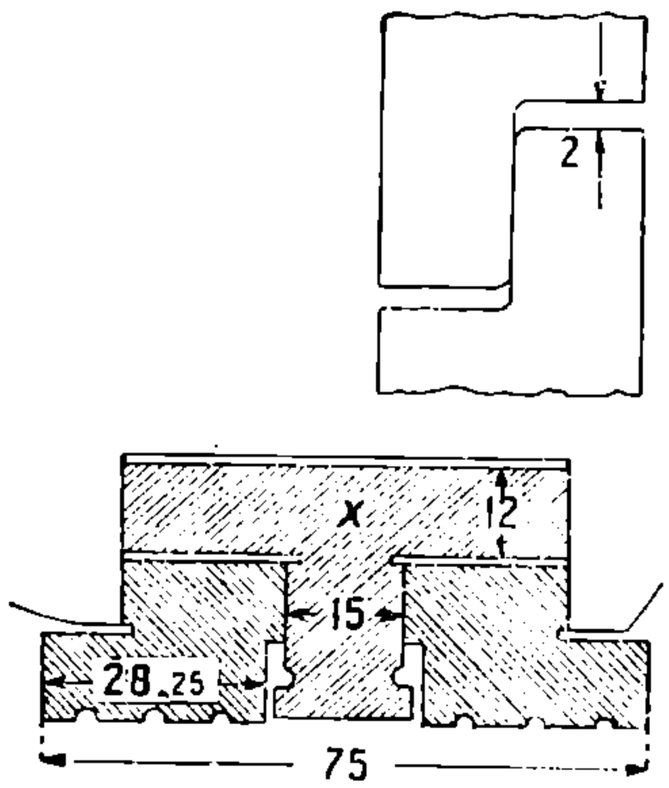
I. Простые поршневые золотники. В исторической последовательности: фиг. 172 и 173—золотник Шмидта с одним широким разрезным кольцом. Особенности: поршень золотника состоит из двух дисков, один из которых (более тонкий) эластичный и, прижимаясь к кольцу, дает известную боковую плотность; с другой стороны, получается возможность свободного расширение кольца при нагревании и отсутствие защемления[2]; для устра-

[1] Считается, что при этом в случае излома кольца куски кольца не могут попасть в цилиндры через короткие и прямые каналы. Практика показала, что такие изломы крайне редки и куски пружин удерживаются на месте частыми перегородками в окнах каналов.

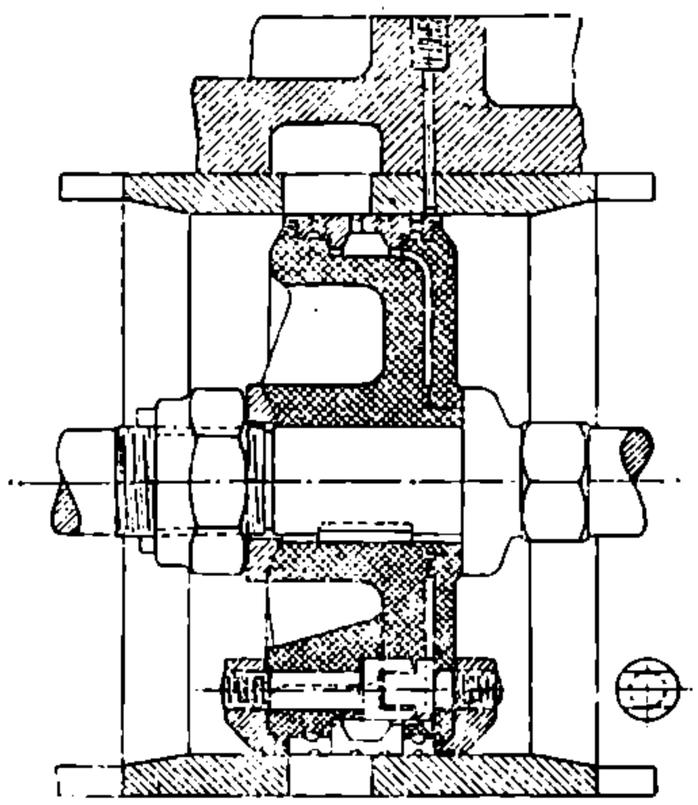
[2] Эта „эластичность", впрочем, оказалась ничтожной.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

нения сжатия широких колец они сделаны „самоуравновешивающимися", для чего за кольцом имеются три камеры, сообщающиеся с паровпускной трубой посредством нескольких дыр в кольце диаметром в 5 *мм*. Таким образом по обеим сторонам кольца всегда действует пар одинакового давления.



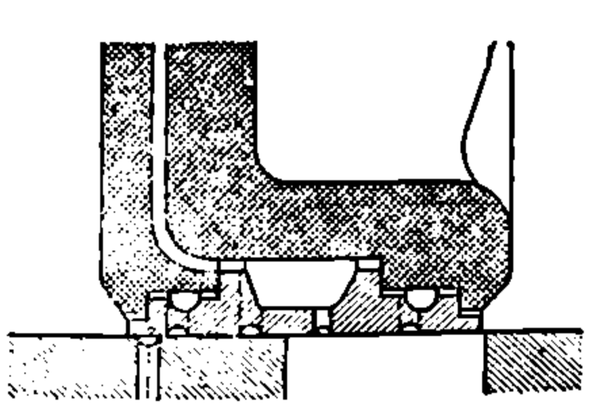
Фиг. 171.



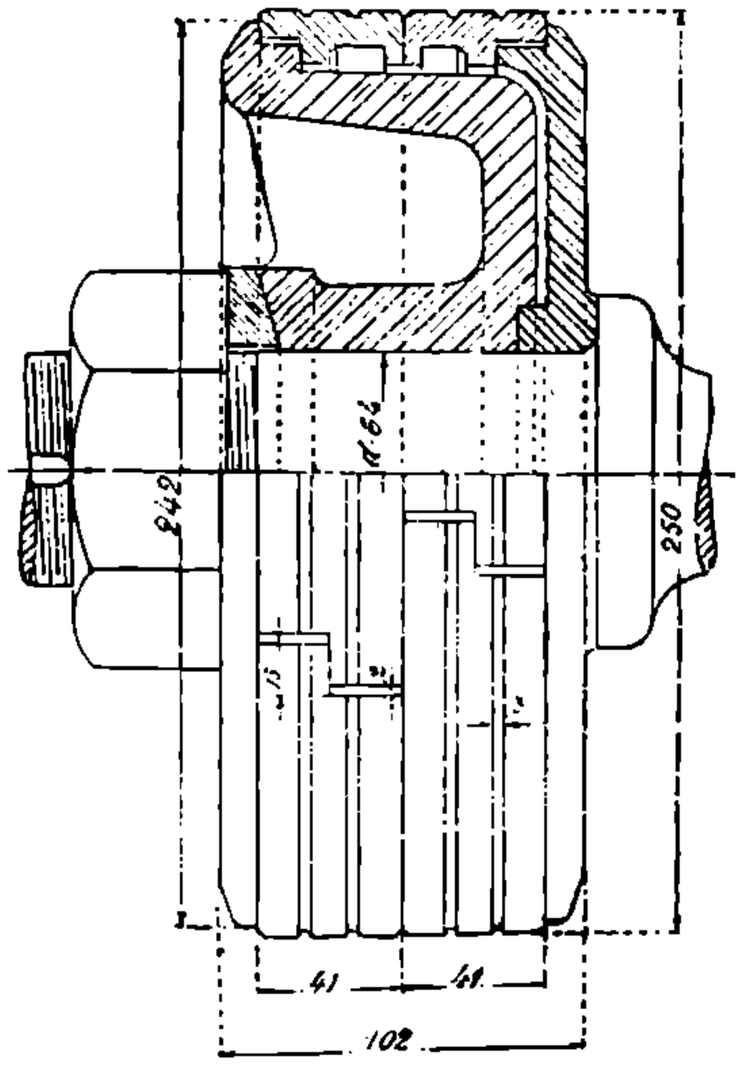
Фиг. 172.

Этот золотник сравнительно с золотником Шмидта с неразрезными кольцами дал экономию в топливе в 10% вследствие меньшей утечки, но на практике кольца оказались жесткими, плохо прирабатывались к втулкам, коробились при высоких температурах и давали все-таки значительную утечку, т. е. оказались неудовлетворительными.

На Екатерининской ж. д. широкое кольцо Шмидта заменили двумя узкими (фиг. 174). Результат благоприятный—кольца получились более эластичными, пропуск меньше.



Фиг. 173.

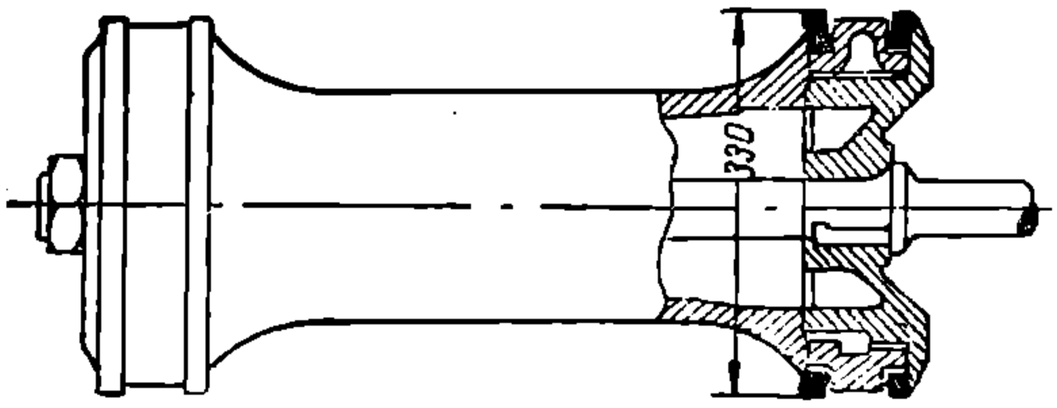


Фиг. 174.

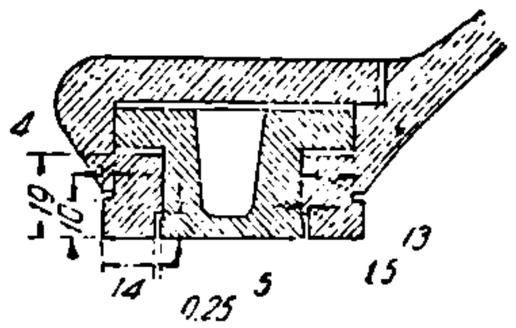
Фиг. 175 представляет американский золотник с Z-образными пружинами и с центральным *U*-образным неразрезным кольцом типа Воклен (Vauclain); на фиг. 176 и на фиг. 169 предсталены

позднейшие изменения. Золотники соединены промежуточною трубою (фиг. 180—Пенсильванской ж. д.).

Фиг. 177 дает тип бельгийских ж. д. Золотники, состоящие из тела *c* и крышки *b*, насажены на сквозной шток. Разрезных пружин две—углового сечения, удерживаемых от вращения стержнями, проходящими через *c* и *b*, и кольцом *f*, которое помещается

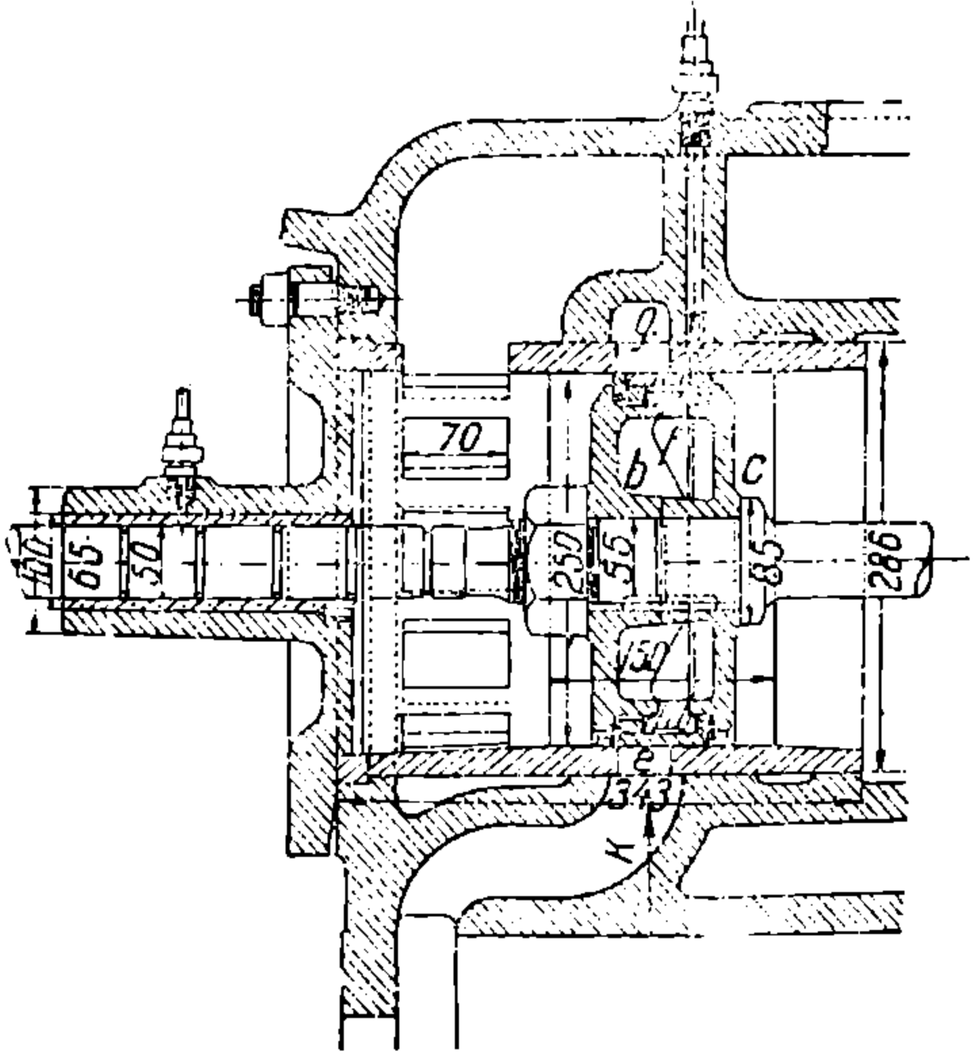


Фиг. 175.

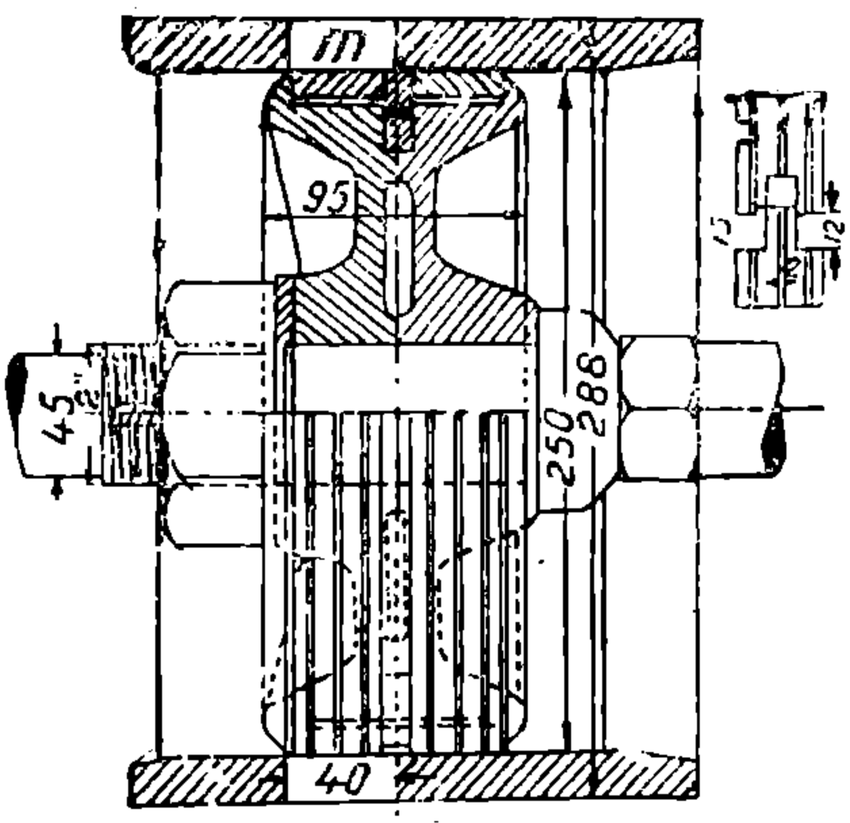


Фиг. 176.

между телом *c* и крышкой *b*. Кольцо *f* на наружной поверхности имеет желобок, так что между ним и пружиной *e* образуется камера, которая (как в описанном выше золотнике Шмидта и с тою же целью) через 6 отверстий диаметром в 3 *мм* соединяется с впускной трубой.



Фиг. 177.



Фиг. 178.

В дореволюционное время был распространен у нас золотник Брундзеля (фиг. 178), состоящий из двух дисков с зажатыми между ними цельным кольцом *m* и с двумя разрезными пружинами. Прост и удобен на практике.

На фиг. 179—старый золотник паровоза 0—5—0Э. Устройство понятно. Теперь такие золотники уже не встречаются.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

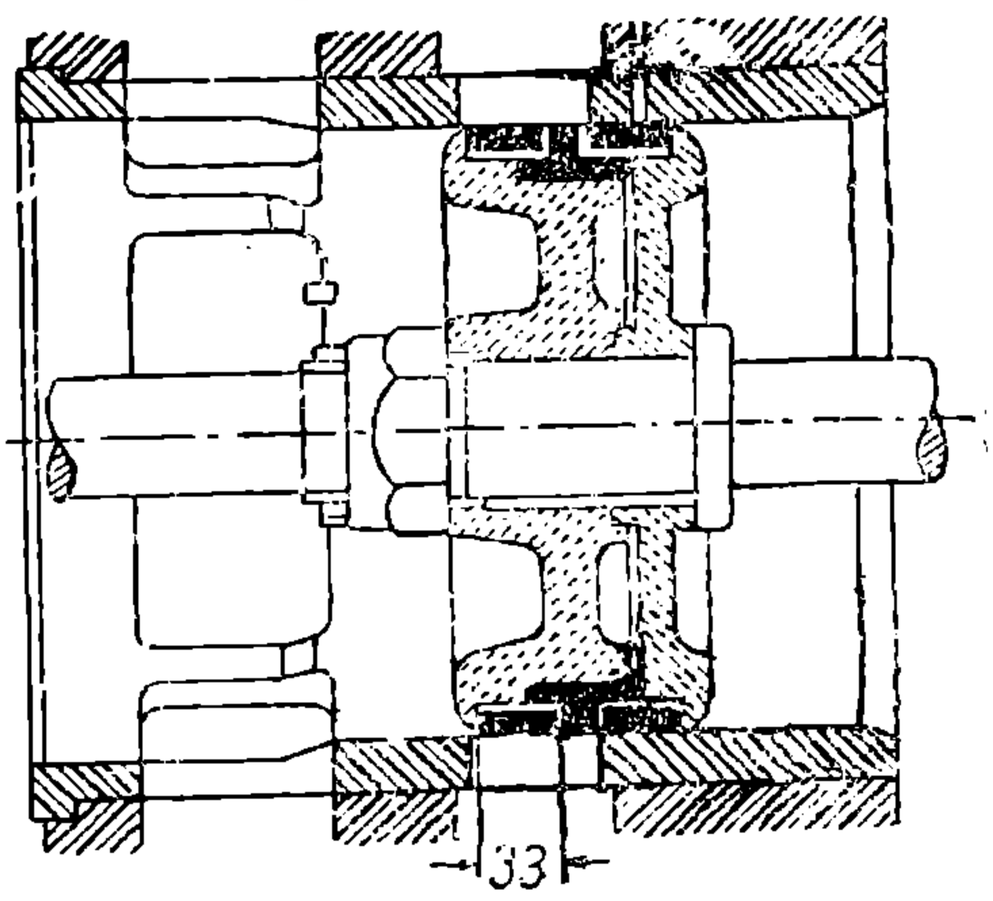
Фиг. 181 изображает новейший золотник системы Шихау-Вольф (Schichiau-Volf) германского типа с четырьмя узкими кольцами.

Таким образом конструкции золотников весьма разнообразны.

Все золотники с внутренним впуском пара, что теперь исключительно и делается при перегретом паре.

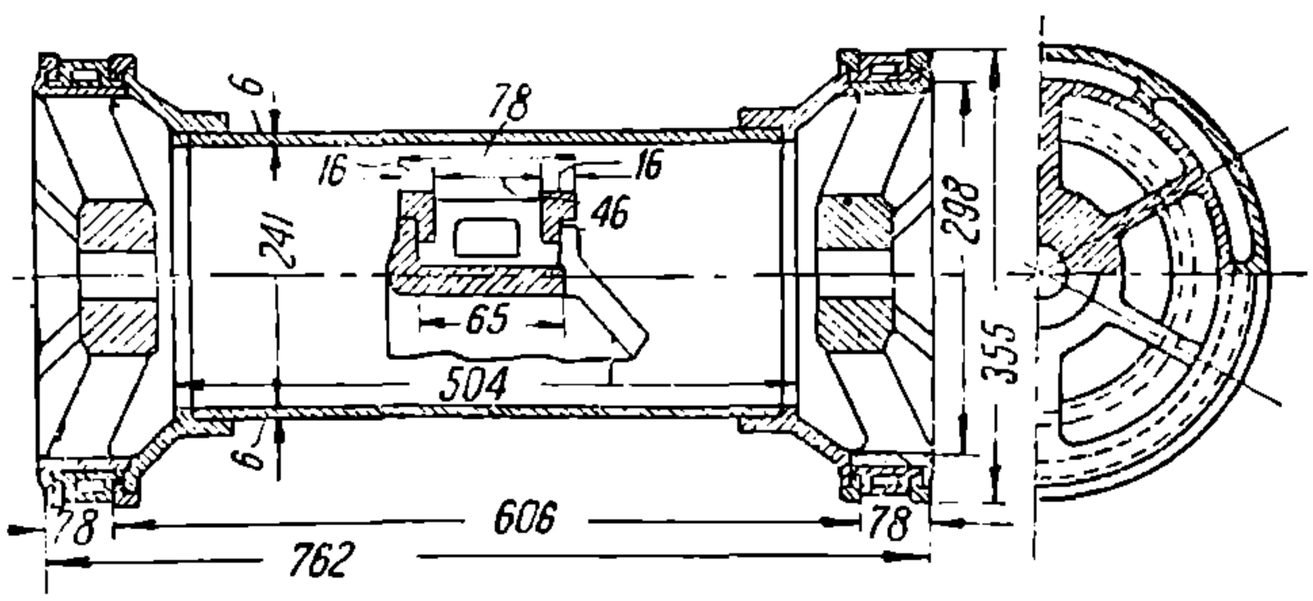
II. Золотники с каналом Трика. В чистом виде встречаются редко. Как образцы—на фиг. 158 системы Фестера итальянских ж. д. и на фиг. 182 шведских казенных ж. д.

У нас цилиндрические золотники с каналом Трика поставлены на паровозах 2—3—0 К^{У}, и опыты проф. Ломоносова вполне подтвердили выгодность их применения при перегретом паре и на пассажирских паровозах.



Фиг. 179.

Поставленные на паровозах 1—3—1 С^{У} первоначально в виде фиг. 183 они дали отрицательные результаты, и расход пара увеличился в среднем на 10% сравнительно с простыми золотниками, что было приписано значительной утечке через узкую часть наружного кольца между отверстием Трика и наружной кромкой золотника. Поэтому золотник был переконструирован (фиг. 184): вместо двух широких колец поставлены четыре, и каналы Трика проходят не через кольца, а в теле самого золотника[1].



Фиг. 180.

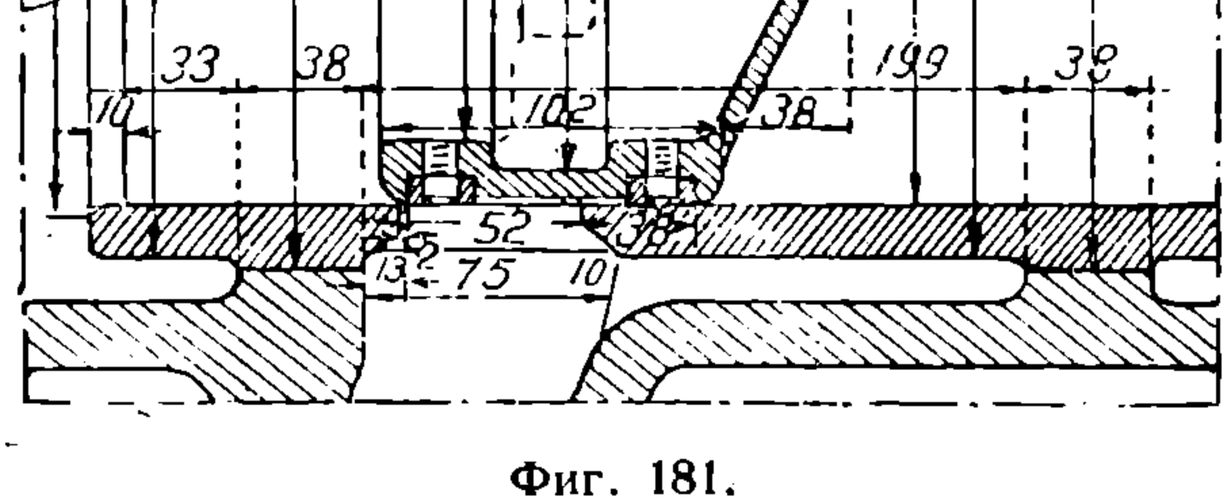
Недостатки те же, что и в плоских золотниках: мятие пара в канале и непрерывное изменение направления течения в нем пара, что при больших скоростях почти уничтожает результаты действия канала.

[1] Труды XXXVI съезда инженеров путей сообщения и тяги, доклад Исаакяна

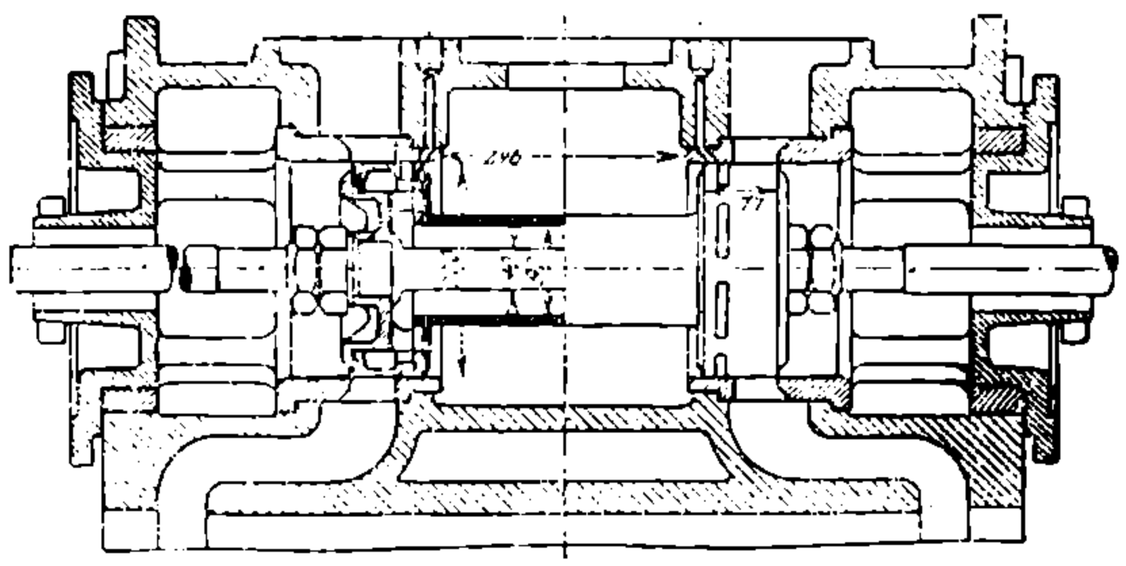
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Поэтому новейшие золотники Трика делаются с очень широкими каналами, образующими „камеру“ (фиг. 185).

Сюда же можно отнести камерные золотники системы Хохвальда (Hochwald). Это золотники с каналом Трика увеличенного размера (фиг. 186) (до объема и даже больше вредного пространства соответствующего цилиндра). Они состоят из трех частей: двух головок B и „раковины“ D, между которыми образуется камера K. Отсечка впуска происходит двумя лапами с перекрышами e_1 и e, причем $e_1 < e$. В момент отсечки, так как $e_1 < e$, цилиндр еще некоторое время находится в сообщении с камерой заметного объема, и потому расширение происходит так, как бы оно происходило при увеличенном объеме вредного пространства (фиг. 7), т. е. кривая расширения повышается до момента отсечки камеры, только после которой расширение продолжается обычным путем (в объеме цилиндра плюс вредное пространство нормальной величины). Также за отсечкой выпуска сжатие происходит сперва в нормальных условиях, а затем к объему цилиндра присоединяется объем камеры, что опять равносильно значительному увеличению вредного пространства, а потому кривая сжатия понижается (до момента предварения впуска), чем избегается чрезмерное увеличение давления в цилиндре при малых отсечках—главная цель, преследуемая золотниками. Увеличивается и площадь индикаторной диаграммы.



Фиг. 181.



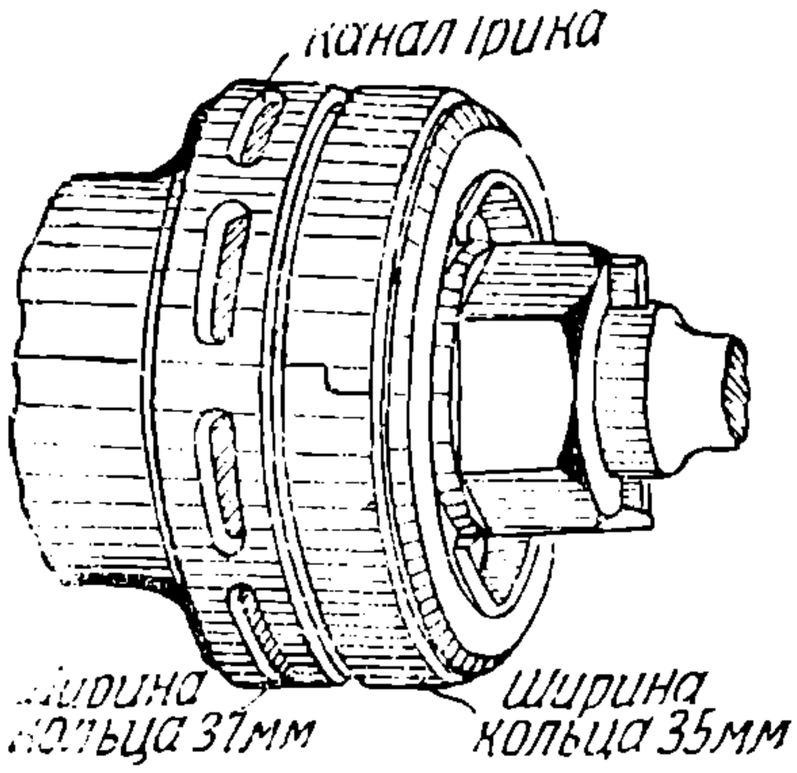
Фиг. 182.

Рассмотренный золотник и его изменение для паровозов компаунд на практике себя не оправдали, несмотря на усиленную рекламу. По опытам Гаммера[1] золотник не дал ни уменьшенного

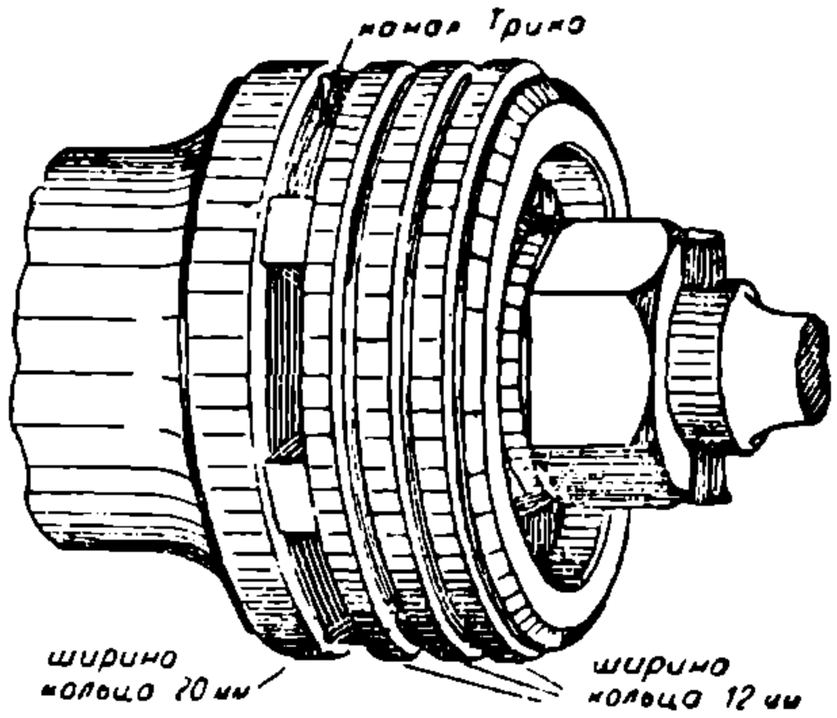
[1] „Glaser's Ann“. № 9, 1917 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

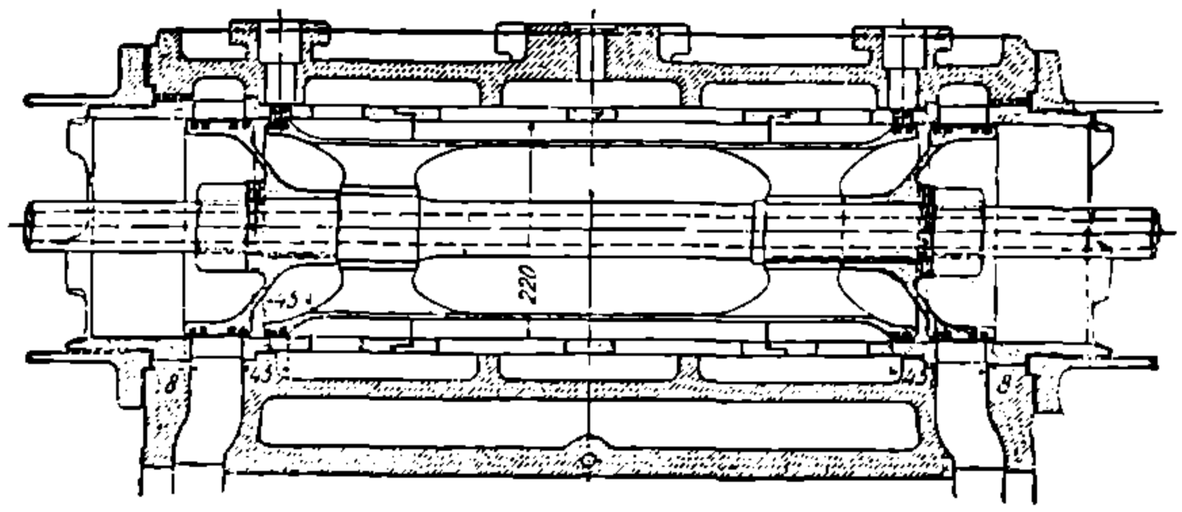
расхода пара, ни заметного улучшения индикаторных дидграмм[1]; при этом он сложен, дорог, неудобен при ремонте и дает большой перерасход из-за быстрого пригорания внутренних колец, неохлаждаемых выпускаемым паром.



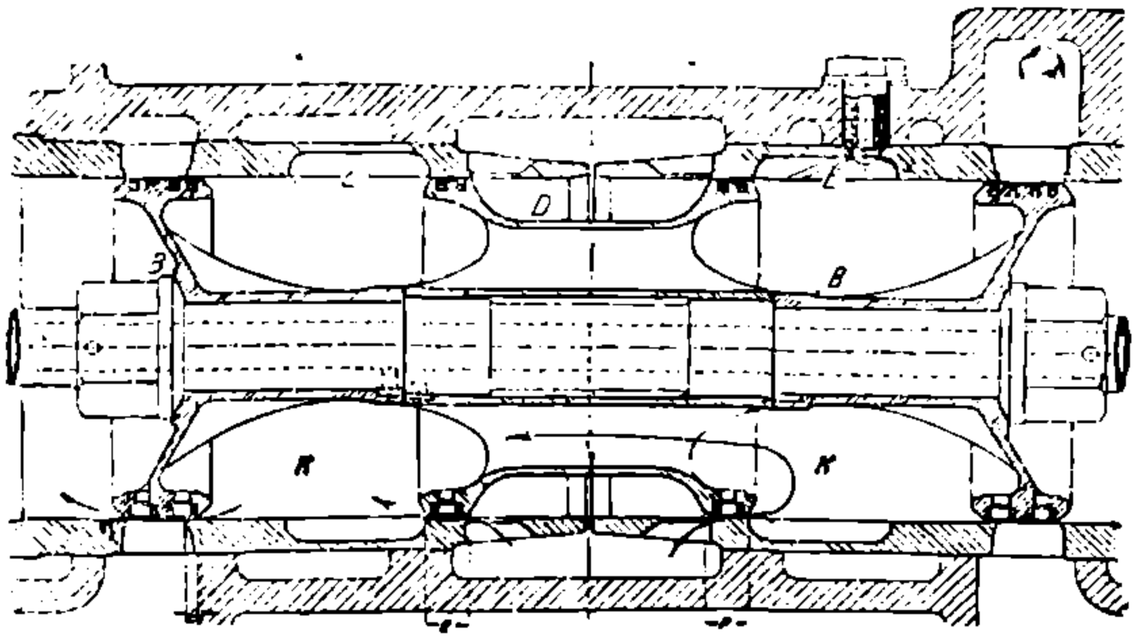
Фиг. 183.



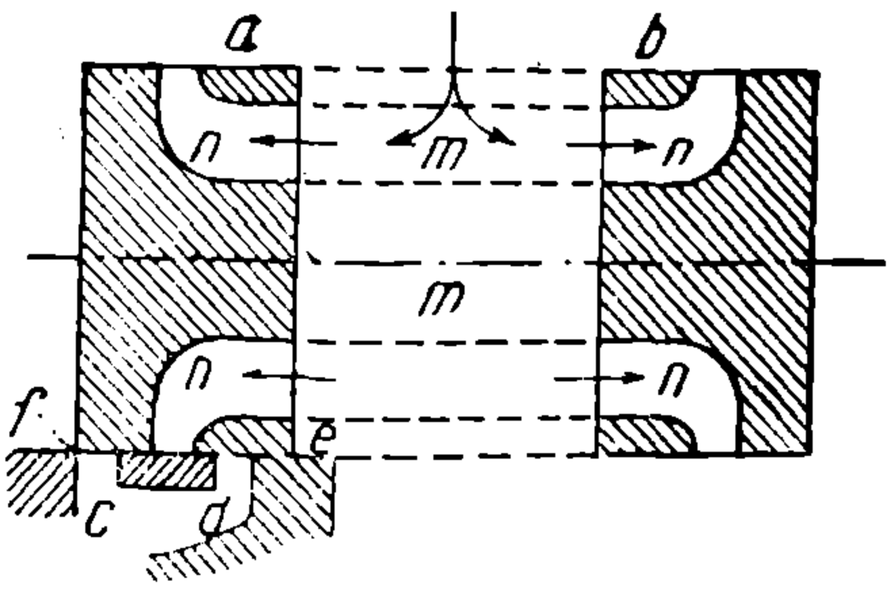
Фиг. 184.



Фиг. 185.



Фиг. 186.



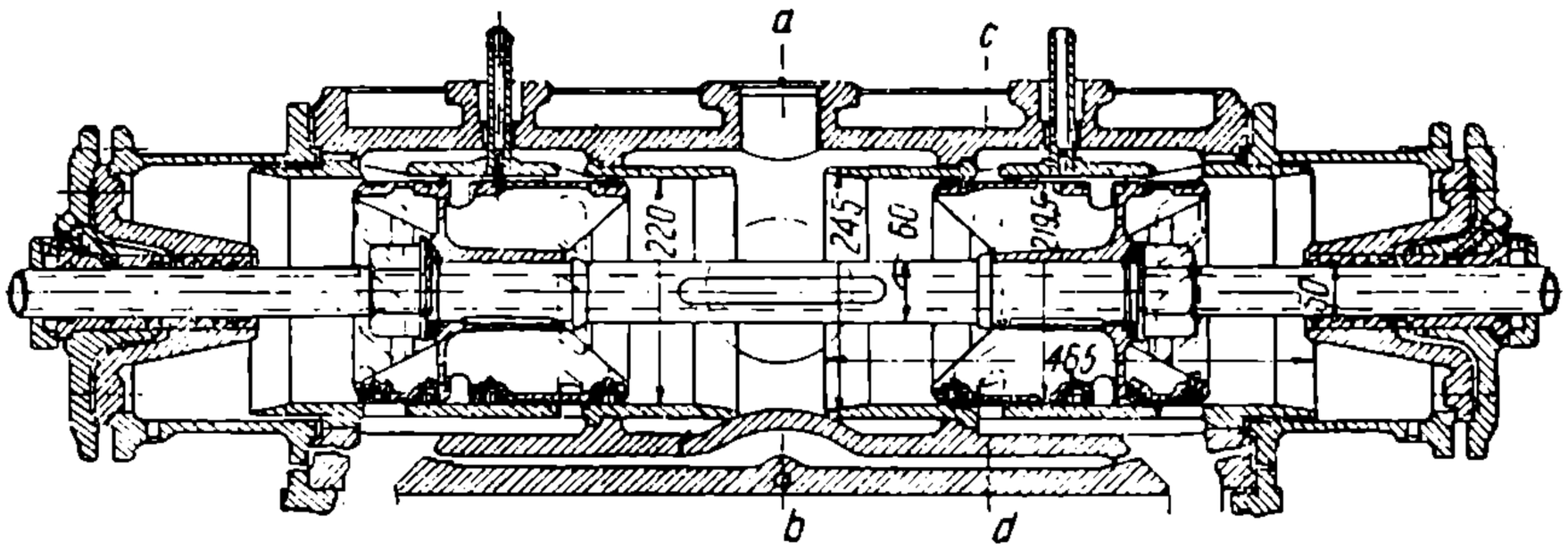
Фиг. 187.

III. Золотники с двойным впуском и ординарным выпуском. Если мы возьмем цилиндрический золотник с каналом Трика (фиг. 187)

[1] Это естественно, так как при большом числе ходов в секунду трудно предполагать. чтобы камера *K*, отделенная узким каналом, через узкую щель могла принять заметное участие в процессе в цилиндре. Все рассуждения здесь „кабинетные".

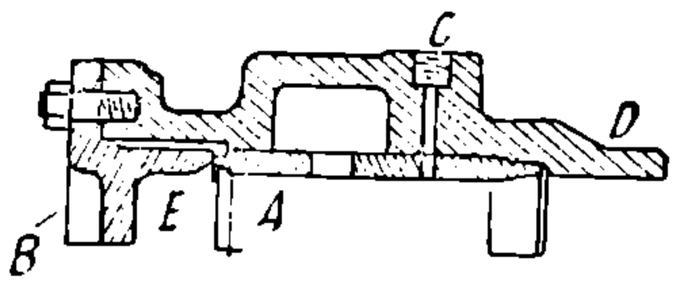
НБ УДУНТ (ДІІТ)

и отбросим его среднюю часть *m*, то останутся поршневые золотники *a* и *b* с частью канала *n*, по которым будет итти свежий пар. Получаем двойной впуск: по каналу *n* и *c* и через ребро *e* и канал *d*. Выгоды: каналы *n* коротки, мятия пара (как в канале Грика) нет, пар всегда идет по одному направлению, так как выпуск ординарный и происходит через ребро *f*. Давление впуска повышается. Золотники с двойным впуском особенно полезны при малых диаметрах золотников, когда площадь паровпускных окон невелика, и при больших скоростях движения (пассажирские и курьерские паровозы), когда приходится работать с малыми отсечками и получаегся значительное мятие пара при впуске и резкое уменьшение площади индикаторных диаграмм.



Фиг. 188.

Образцы подобных золотников—старинной системы Шмидта—на фиг. 164, новейшей системы Шихау-Вольф—на фиг. 188). Выгода их бесспорна, но они более сложны.



Фиг. 189.

Что касается золотников с двойным впуском и двойным выпуском, то, состоя из нескольких частей, они отличаются очень большою сложностью, не давая особых преимуществ над указанными золотниками, и встречаются в единичных экземплярах.

§ 30. Золотниковые втулки. Как сказано выше, эти втулки делаются цельными или разделяются на две части. Без особой необходимости последнего надо избегать, так как при постановке золотника на место или вынутии его для осмотра и ремонта золотниковые пружины распружиниваются в промежутках между втулками, затем часто не попадают на место и ломаются[1].

[1] Впрочем, многими считается более легким приготовление и пригонка отдельных втулок, и для устранения указанного недостатка их скашивают к внутренней стороне, чтобы уступа не было. Тогда вынимать золотник легко; например, в цилиндрическом золотнике французской.—Восточной ж. д. (фиг. 189): *A*—втулка, *B*—крышка золотниковой коробки, *C*—отверстие для масленки, *D*—тело золотниковой коробки. Между втулкой *A* и соответствующими заплечиками в золотниковой коробке *D* должны быть промежутки на случай расширения втулки.

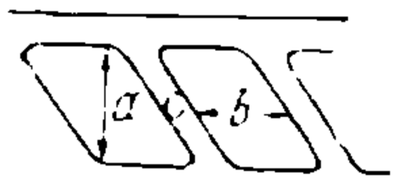
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отверстия во втулках, понятно, делаются не сплошными, но разделяются простенками, которые обыкновенно делают наклонными во избежание заскакивания в них узких пружин.

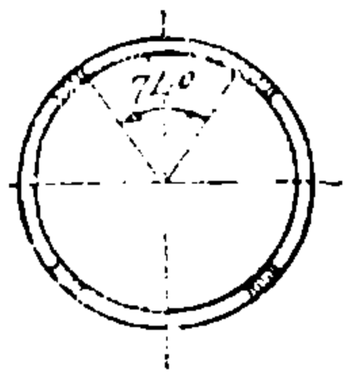
Ширина простенка c (фиг. 190) обыкновенно равна 0,4—0,5 длины каждого окна b. Пусть необходимая площадь паровпускного окна равна f, число простенков n, тогда

$$f = n \cdot b \cdot a,$$

где a—ширина окна.



Фиг. 190.



Фиг. 191.

Если диаметр золотника равен d, то

$$\pi d = n(c + b),$$

и, следовательно, например, при $c = 0{,}45 \cdot b$, находим:

$$\pi d = n(0{,}45b + b) = 1{,}45\, nb = 1{,}45\, \frac{f}{a},$$

$$d = \frac{1{,}45}{\pi} \cdot \frac{f}{a}.$$

Если f и a даны, то находим диаметр золотника d или, наоборот, задаваясь величиною d, при данной f, находим a. Число промежутков n зависит от формы пружин и, следовательно, их упругости.

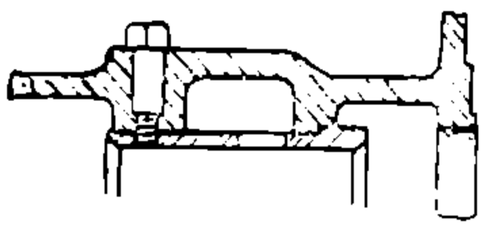
При пружинах углового или Z-образного сечения, достаточно жестких, число n можно значительно уменьшать, и, например, на заводе Балдвина их делают только 4 (фиг. 191), так что окна занимают по окружности до 75°, но при очень эластичных пружинах малого сечения этого допустить нельзя; при проходе через окна кольца распружиниваются, и так как они уже ширины окна, то при дальнейшем движении задевают своими острыми краями за края окон, почему и могут происходить поломки и колец и втулок даже при правильном положении замков. Поэтому при таких кольцах число промежутков должно быть возможно больше и длина окна по кругу не должна быть более 25°. Чтобы при этом не уменьшилась значительно площадь впускных окон, необходимо увеличить диаметр золотника. Два или три промежутка (смотря по числу колец) надо сделать шириною до 40 *мм* для расположения против них замков пружин.

Необходимо озаботиться неподвижностью втулок (т. е. чтобы они не передвигались по оси вследствие трения золотников и не-

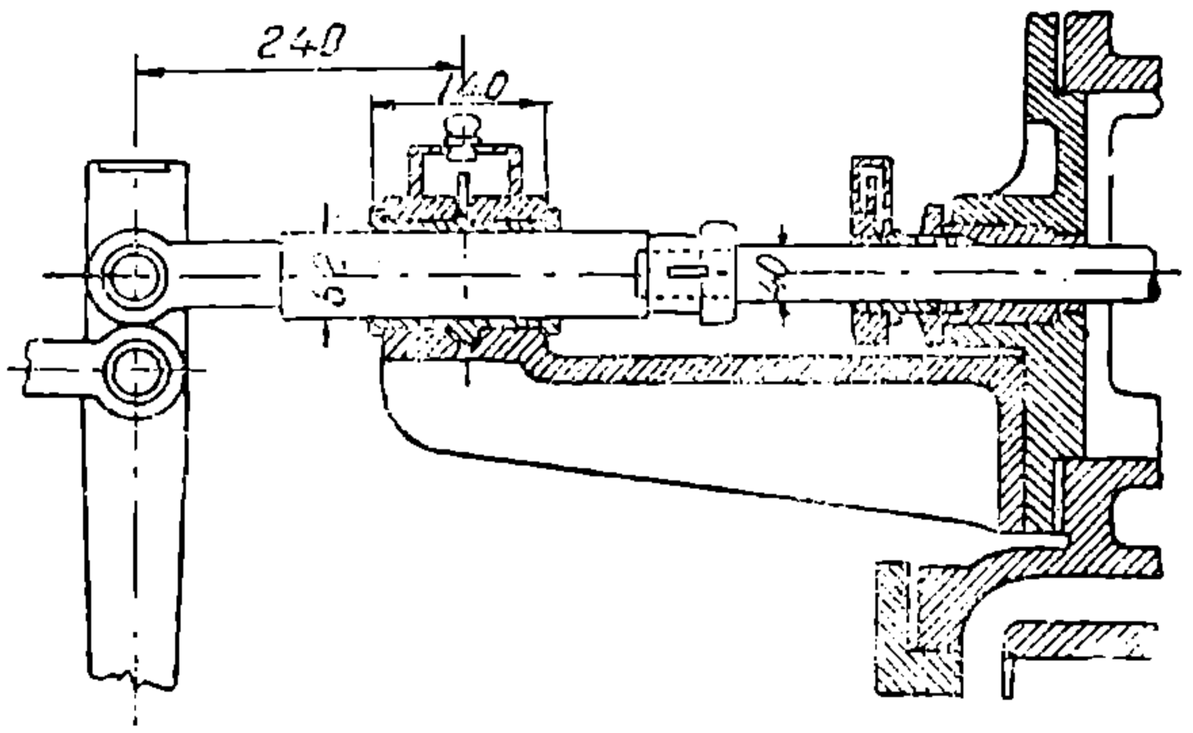
НБ УДУНТ (ДІІТ)

поворачивались), для чего: 1) они снабжаются обыкновенно выступами, входящими в соответствующие выемки в теле золотниковой коробки (фиг. 160 и 177); 2) делают выступы *E* в крышках золотниковых коробок, упирающиеся во втулки (фиг. 189); 3) втулки удерживаются на месте болтами (фиг. 192) и пр.

Это особенно важно для очень коротких втулок, так как длинные (т. е. цельные для всего золотника) держатся трением, расширяясь при нагревании.

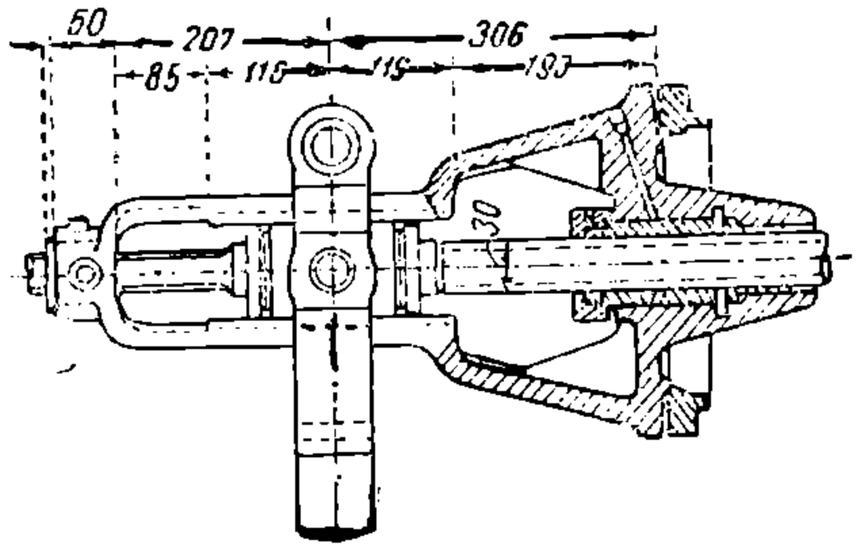


Фиг. 192.



Фиг. 193.

§ 31. Крышки золотниковых коробок и направляющие. Так как при перегретом паре всегда впуск внутренний, то со стороны крышек происходит выпуск пара, давление которого редко более 1,5—1,8 *атм*, почему в употреблении сложных сальников нет необходимости, и их теперь часто заменяют простыми грунд-буксами (фиг. 177), снабженными канавками („гидравлический запор“)[1].



Фиг. 194.

Крышки—или простые (фиг. 189) или двойные (фиг. 188) для получения лучшего направления штока.

Чтобы не было перекоса золотникового штока, обыкновенно употребляются еще специальные направляющие, например на фиг. 193—в виде особого кронштейна с подшипником, прикрепляемого к крышке; на фиг. 194 и 195—в виде ползуна, скользящего в направляющих, составляющих одно целое с крышкой; на фиг. 68—в виде качающейся серьги (*4*), причем вводится еще серьга (*5*) и т. д.

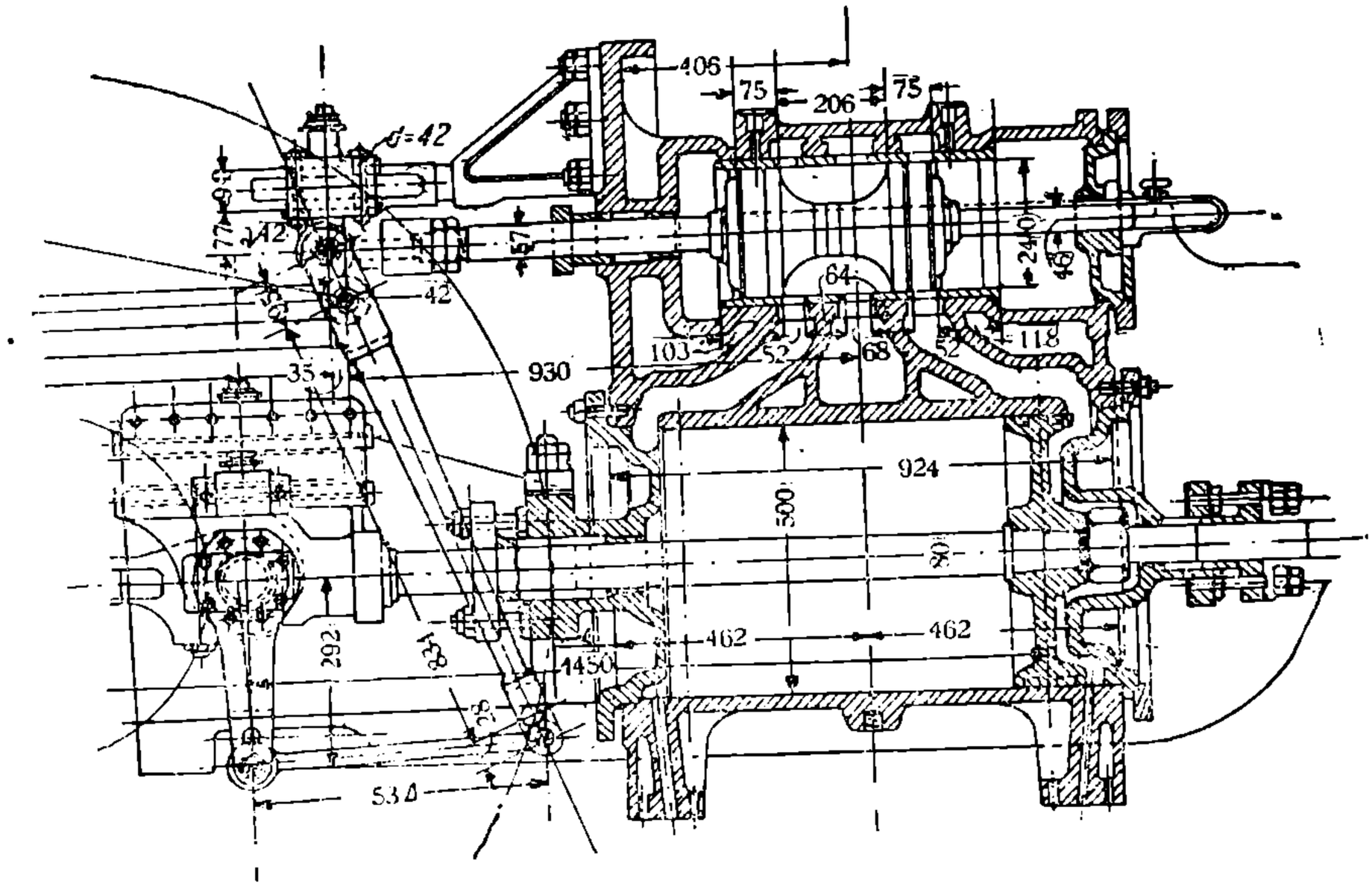
§ 32. Определение размеров цилиндрических золотников и зеркала. Во вновь строящихся паровозах в настоящее время плоских золотников уже не ставят, применяя даже при насыщенном паре цилиндрические золотники ввиду их исключительных достоинств, почему определение размеров плоских золотников опускаем[2].

[1] Иногда канавками снабжается золотниковый шток.

[2] Определение размеров плоских золотников см. Карташов „Паровозные парораспределительные механизмы“, стр. 46, 1914 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Диаметр цилиндрических золотников раньше брался небольшим, чтобы уменьшить утечку пара при старых, несовершенных конструкциях, доводя его даже до 150 *мм*. Но, несмотря на текучесть перегретого пара, получалось его мятие, и в настоящее время его берут от 0,4 до 0,5 диаметра цилиндра, в зависимости от получаемого мятия пара; например, для паровоза 2—4—0 *M* взят при диаметре цилиндра $d = 540$ *мм*, диаметр золотника $d_з = 250$ *мм*, т. е. $d_з : d = 0{,}46$. На практике $d_з$ меняется в пределах 200—330 *мм*.



Фиг. 195.

Инж. И. И. Николаев предлагает такую формулу для определения диаметра золотника[1].

Обозначим через:

F — площадь поршня в $см^2$;

v' — среднюю скорость поршня в $м/сек^2$;

---

[1] „Жел.-дор. дело", № 3, 1931 г.

[2] Если h—ход поршня в *м*, n—число оборотов ведущей оси в минуту, D—диаметр ведущего колдса в *м* и v — скорость поезда в *км/час*, то $n = \frac{V \cdot 1000}{\pi D \cdot 60}$ и среднюю скорость поршня v' в *м/сек*. находим из уравнения:

$$60 \cdot v' = 2h \cdot n,$$

откуда $v' = \frac{h \cdot n}{30}$. Здесь при расчетах надо взять число n по заданной средней скорости v, но иногда задают n_{max} — наибольшее допускаемое число оборотов колес в минуту, и для нахождения v' берут число оборотов $n = 0{,}7 - 0{,}75\ n_{max}$, т. е. берут $v' = \frac{h \cdot n'}{30}$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

E — преимущественную отсечку в долях хода поршня;
w — среднюю скорость пара в *м/сек*, равную в среднем для перегретого пара 45 — 55 *м/сек*;
β' — коэфициент сужения канала, производимого его ребрами (простенками), равный 0,7 — 0,72, т. е. длина живого сечения канала $= \beta \cdot \pi d_s = b$;
a' — открытие окна в сантиметрах для взятой отсечки E.
Находим объем входящего в цилиндр пара:

$$b \cdot a' \cdot w = \beta' \cdot \pi d_s \cdot a' \cdot w,$$

который занимает в цилиндре соответственно открываемый поршнем объем $F \cdot v' \cdot E$; поэтому

$$\beta' \cdot \pi d_s \cdot a' \cdot w = F \cdot v' \cdot E,$$

откуда

$$d_s = \frac{F \cdot v' \cdot E}{\beta' \cdot \pi \cdot a' \cdot w}. \qquad (32)$$

Например, для паровоза 0—5—0 Э имеем:
$F = \pi \cdot 65^2$; v' берут при 0,75 максимального числа оборотов (для товарного паровоза—225 в минуту), т. е.

$$v' = \frac{0{,}75 \cdot 225}{30} \cdot 0{,}7 = 3{,}94 \ м/сек,$$

где 0,7 *м*—ход поршня;
E возьмем равным 0,4 и $a' = 13$ *мм*, тогда

$$d_s = \frac{\pi \cdot 65^2 \cdot 3{,}94 \cdot 0{,}4}{0{,}7 \cdot \pi \cdot 13 \cdot 45} = 360 \ мм$$

вместо 250 *мм*.

Отношение d_s к диаметру цилиндров d в настоящее время берется около 0,5, но иногда оно бывает равно 0,46 и даже меньше.

Заметим, что преувеличивать размеры d_s не следует, так как помимо возможности большого пропуска пара увеличивается вес золотника, а потому при применяемом теперь большом его ходе развиваются значительные инерционные силы, требующие усиления внешнего парораспределительного механизма.

По новейшим данным Грассмана берут:

Паровпускной канал—его длина (по окружности) $b = \beta \cdot \pi d_s$, где β — коэфициент суживания, производимого ребрами, равный от 0.7 до 0,75.

Ширина канала a (по направлению хода золотника) определяется по формуле:

$$a = \frac{F \cdot v'}{w \cdot b} \ мм. \qquad (33)$$

Обыкновенно a меняется в пределах 35—55 *мм*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Внешняя перекрыша у паровоза с одиночным и двойным впуском и одиночным выпуском (со стороны впуска) e находится из уравнения:

$$e = \frac{F \cdot v'}{y \cdot b}. \tag{34}$$

В приведенных формулах все величины имеют обозначения по предыдущему, и y и w—опытные величины, которые берутся из табл. 12.

Таблица 12

Значение y и w для цилиндрических золотников

	Однократное расширение		Двойное расширение			
			Цилиндровое высокое давление		Цилиндровое низкое давление	
	y	w	y	w	y	w
	Насыщенный пар					
Простой впуск	44—55	38—45	40—45	30—36	50—58	36—42
Двойной »	50—60	38—45	—	—	—	—
	Перегретый пар					
Простой впуск	50—60	45—52	50—55	36—42	55—65	42—48
Двойной »	55—65	45—52	55—65	—	—	—

Обыкновенно e колеблется в пределах от 30 до 40 *мм*, в новейших мощных паровозах—до 60 *мм*.

У нас часто употребляются формулы Нольтейна, дающие результаты, мало отличающиеся от получаемых по формулам Грассмана:

$$e = (0{,}67 + 0{,}01\,v')d, \tag{35}$$

$$a = 0{,}075d + 0{,}001\,v', \tag{36}$$

где a — ширина окна и d — диаметр цилиндра в *м*.

Перекрыша выпускная i при круглых золотниках по большей части отрицательная (от 2 до 6 *мм*), иногда $i = 0$.

По мере увеличения скорости движения поезда, когда приходится ехать с малыми отсечками, что при золотниковом парораспределении сопровождается большим сжатием пара, необходимо i уменьшать, иначе на индикаторных диаграммах получатся петли. В товарных же паровозах допускается $i > 0$,[1] но редко больше 4 *мм*.

[1] Грассман рекомендует брать i от 0 до 0,1 r_e, где r_e—идеальный эксцентрик для наиболее употребительной отсечки. При проектировании машины однократного расширения Грассман предлагает брать проектную отсечку в 35%, угол опережения при простом впуске—от 15 до 16° и при двойном впуске от 11 до 12°, что определяет и линейное опережение впуска; r_e необходимо определить построением для данного кулисного механизма, о чем см. ниже.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Как увидим в § 33, большое значение имеет величина линейного опережения впуска v (*мм*), которою задаются, и тогда, зная e и v, можно для любой заданной отсечки (например, при однократном расширении для проектной отсечки в 35%) найти ход золотника r, равный эксцентриситету эксцентрика, и угол опережения δ. Построение ведется таким образом (фиг. 196): описываем из O круг радиусом, равным главному кривошипу (в каком-нибудь масштабе). Берем $A_0\,C = E$ процент хода поршня A_0A (заданная отсечка) и проводим $CII \perp A_0A$ (пренебрегая наклоном главного шатуна). Угол $IIOA_0$ будет „угол отсечки". Откладываем $On = Oq = e$ и mn равное линейному опережению впуска v. Золотниковый круг Цейнера должен пройти через точки m, O и q, следовательно, его центр O_1 должен лежать на прямых KO_1 и lO_1, перпендикулярных к средним mO и Oq. Их пересечение даст O_1. Соединяя O_1 и O, находим:

$$r = 2 \cdot \overline{OO_1} = OD \text{ и } \angle \delta = O_1OY.$$

Проведя окружность aa на расстоянии ширины окна a от окружности e, находим:

$$r = OD = Ob + ba + aD = e + a + \beta.$$

Так как e и a известны, то находим β — величину, на которую золотник переходит через канал. Она не должна быть велика (не больше 5 *мм*) и часто задается, чтобы при средней расчетной отсечке β равнялась нулю. Задаваясь β, приходится соответствующим образом менять a или e.

Заметим, что в настоящее время стремятся к значительному увеличению хода золотника r и соответственно с этим e и a (см. § 46).

Величину i часто определяют из условия, чтобы величина сжатия при употребительных малых отсечках (например $E = 20\%$) не давала давления во вредном пространстве большего, чем в золотниковой коробке. Обыкновенно это удовлетворяется при отсечке сжатия в 4—5% (при $E = 20$) хода поршня. Это дает возможность определить точку IV (начало сжатия) и пересечение IVO со второю окружностью Цейнера, что даст $i = OS$. Так как точку S часто определить точно трудно вследствие острого угла, под которым OIV пересекает окружность, то лучше из точки D' опустить перпендикуляр $D'S$ на OIV.

Но лучше брать опытные величины для i и проверить их путем построения диаграммы Цейнера и ожидаемых индикаторных диаграмм для наиболее употребительных отсечек, чтобы сжатие не было чрезмерным.

Это особенно относится к машинам компаунд, для которых заранее определить i очень затруднительно: для них указанная проверка необходима.

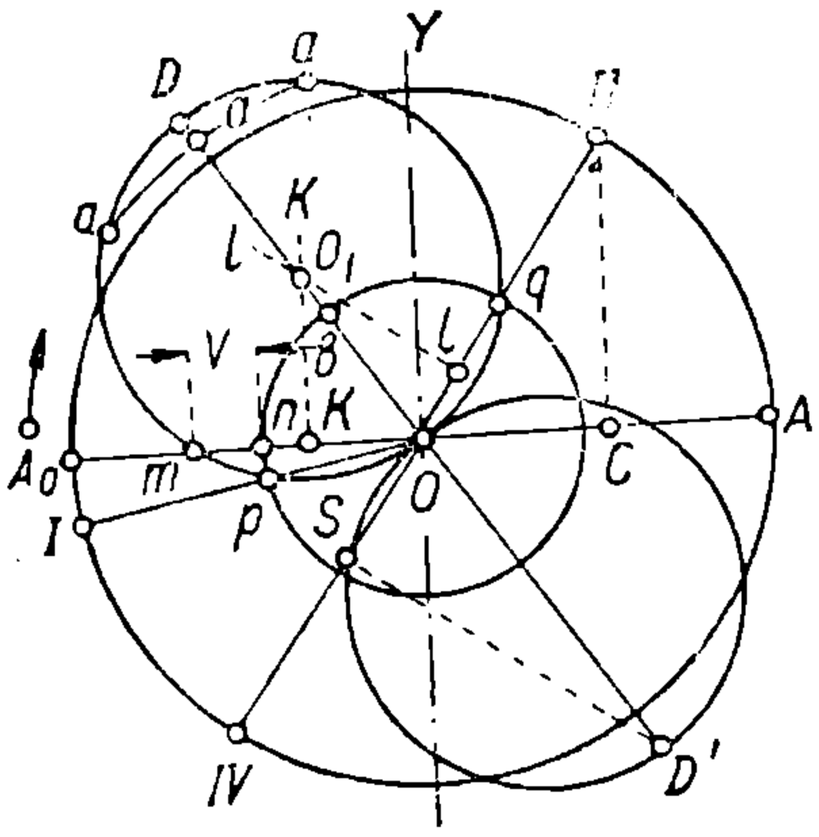
На практике часто величины открытия окна a, линейное опережение впуска v и наибольшая допускаемая отсечка (т. е. соот-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

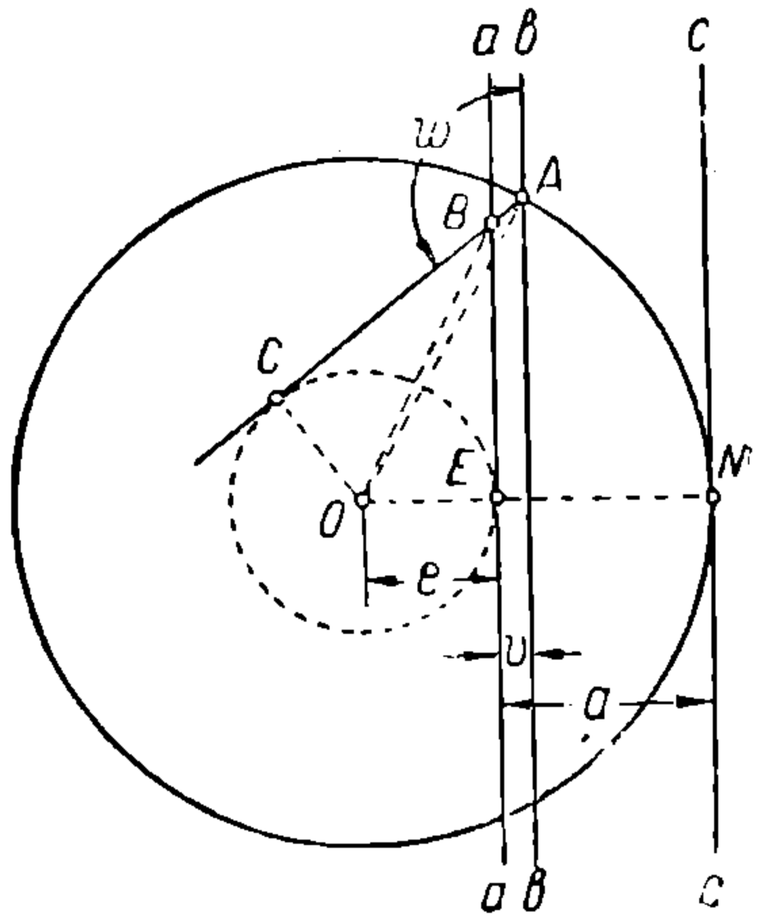
ветствующая направлению кривошипа *OII* или углу отсечки $A_0OII = \omega$—фиг. 196) задаются, и надо найти внешнюю перекрышу *e*.

Этот вопрос легко разрешается графически, исходя из свойств диаграммы Мюллера (фиг. 197): проводим линии $aa \parallel bb$ на расстоянии *v* и *cc* на расстоянии *a* от *aa*. Строим в точке *A* угол $bAC = \omega$ и в точке *B* делим угол *CBE* пополам; на биссектрисе *BO* находим центр *O* окружности так, чтобы $AO = ON$. Тогда *OE* будет равно *e*.

Из предыдущего вообще видно, что не только диаметр золотника d_s, но и все его размеры (*e* и *i*) должны быть сообразованы с размерами машины, ее скоростью и допускаемыми величинами *v* и *a*.



Фиг. 196.



Фиг. 197.

§ 33. Линейное опережение впуска и его значение. Раньше считалось полезным значительное линейное опережение впуска, особенно при большом вредном пространстве или большом сжатии, так как: 1) заполнение вредного пространства свежим паром требует известного времени, что особенно важно при быстроходных машинах, и 2) при этом сокращается период сжатия, что полезно и в термическом отношении, так как при сжатии пар часто перегревается и, приближаясь тогда к постоянным газом по своим свойствам, обладает очень малою теплопроводностью, почему плохо нагревает стенки вредного пространства и при впуске происходит значительная конденсация свежего пара.

Этого взгляда теперь не придерживаются. Обнаружено, что при больших скоростях движения происходят в цилиндрах гидравлические удары, так как поршень идет против струи пара, и удары тем сильнее, чем больше скорость движения паровоза и линейное опережение впуска.

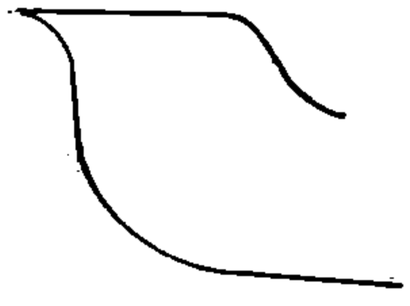
При малых скоростях такого удара нет, но индикаторная диаграмма при больших опережениях впуска имеет вид, показанный на фиг. 198, и, следовательно, все-таки получается потеря работы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

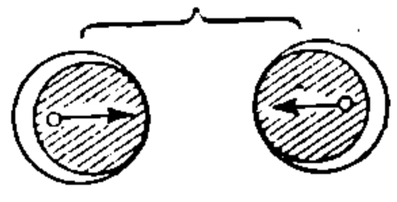
Поэтому в настоящее время величину линейного предварения впуска делают незначительною.

В общем в Европе v делают не больше 6 *мм*, но в Америке иногда эта величина повышается до 10 *мм*. Обратим здесь еще внимание на следующее обстоятельство: при движении поршня к ведущей оси O (фиг. 1) пар давит на правую часть поршня, и шатун E сжимается. При обратном ходе, наоборот, все силы изменяют свое направление, и шатун растягивается, причем во всех цапфах вследствие неизбежных зазоров происходят перемещения частей из одной стороны в другую (фиг. 199). При этом удара не будет только тогда, когда смена направления сил происходит при мертвом положении поршня, когда его скорость равна 0.

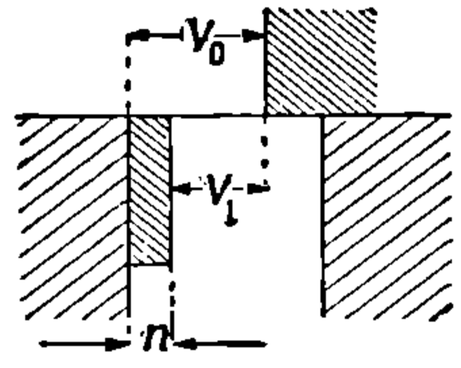
Если предварительный впуск очень велик, то смена давления происходит рано, и полное давление часто устанавливается значительно раньше, чем поршень придет в мертвую точку, почему:



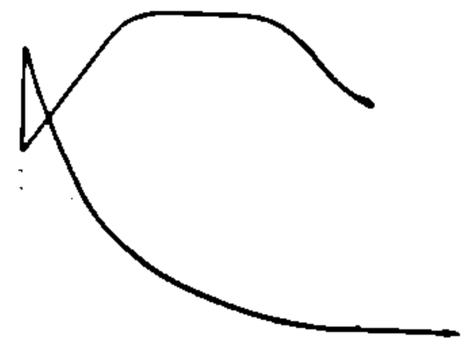
Фиг. 198.



Фиг. 199.



Фиг. 200.



Фиг. 201.

1) происходят указанные удары во всем механизме, быстро его расшатывающие; 2) так как трение в механизме пропорционально давлению, то происходит заметное увеличение работы трения в конце хода поршня, т. е. увеличение опережения впуска повышает работу внутреннего трения, и, следовательно, общая сумма работы трения увеличивается сравнительно с полезной работой паровоза, который и приобретает т я ж е л ы й х о д[1].

Наоборот, при незначительном опережении впуска паровоз имет л е г к и й х о д, но при большой скорости движения при этом не успевает установиться в начале хода поршня требуемое давление пара и происходит потеря работы (фиг. 201).

Таким образом роль предварительного впуска весьма велика: значительная его величина может быть вредна, и на надлежащие его размеры необходимо обратить тщательное внимание, но точные указания может дать только опыт, т. е. исследование уже построенного паровоза, и указанные выше величины можно брать только как предварительные. Поэтому-то и считают часто желательным, чтобы опережение впуска не изменялось при изменении

[1] Поэтому, если машинисты жалуются на т я ж е л ы й х о д паровоза, то необходимо обратить внимание на величину линейного опережения впуска. При этом иногда и сами машинисты ставят в паровпускных каналах наделки n (фиг. 200), уменьшая тем линейное опережение с v_0 до v_1. Это, понятно, не должно быть допускаемо, так как можно уменьшить таким образом опережение до недопустимого размера и, кроме того, уменьшается площадь открытия окна.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

отсечки, оставаясь всегда равным заданной величине, так как тогда его влияние лучше контролировать. Этому требованию и удовлетворяют кулисные механизмы Гейзингера и Джоя.

VI. ВНЕШНИЙ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ (КУЛИСНЫЙ) МЕХАНИЗМ

§. 34. Общие принципы и классификация кулисных механизмов.

Кулисные механизмы (называемые также „кулисными приводами", или просто „кулисами") представляют наиболее сложную и ответственную часть паровой паровозной машины, и поэтому всестороннее изучение их безусловно необходимо для железнодорожного инженера.

Аналитическое исследование этих механизмов ввиду их сложности является крайне затруднительным, но, введя некоторые допущения, упрощающие исследования, проф. Цейнер вывел свою знаменитую теорию кулисных механизмов и открыл так называемый идеальный результирующий эксцентрик; сущность его заключается в том, что, какой бы сложный кулисный механизм мы ни имели, он с известною точностью приводит золотник в такое же движение, как обыкновенный эксцентрик с некоторыми определенными эксцентриситетом и углом опережения, предполагая длину его шатуна бесконечной. Таким образом подобная теория позволяет решить, хотя и приближенно, вопрос об отыскании результирующего эксцентрика, а тогда, применяя диаграмму Цейнера (или другую), можно найти и все фазы пароораспределения для данного случая.

Существует еще синтетический метод исследования[1], представителем которого является проф. А. В. Гречанинов, который справедливо указывает на следующий существенный недостаток аналитического метода: имея лишь представление о результате действия данного механизма по окончательной формуле, выводимой при аналитическом исследовании, мы утрачиваем возможность дать себе отчет о роли каждого отдельного члена рассматриваемой кинематической цепи и о его назначении, и не всегда можем уразуметь смысл и необходимость его существования. Синтетический метод дает возможность, разбирая логичность существования отдельных членов механизмов, сравнить механизмы между собою и обобщить их, почему он и применяется нами ниже.

Кулисные механизмы должны быть устроены таким образом, чтобы было возможно через них: 1) менять направление хода машины; 2) изменять величину работы паровоза, меняя отсечку пара в цилиндрах, т. е. ход золотника.

Как мы видели выше (§ 18, формулы 18 и 19), перемещение золотника из среднего положения при всевозможных кулисных

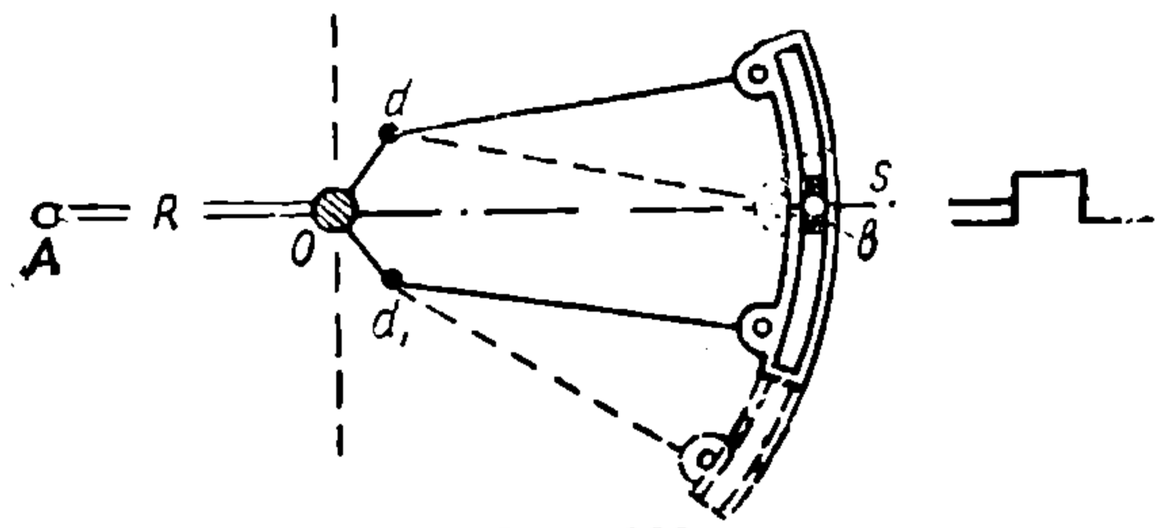
[1] Синтез—восхождение от частного и простого к общему и сложному.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

механизмах и для любой отсечки может быть (с точностью первого приближения) выражено формулою:

$$\xi = A\cos\alpha + B\sin\alpha,$$

где α — угол поворота кривошипа от начального мертвого положения. Подобное движение может быть воспроизведено эксцентриком, эксцентриситет которого $r = \sqrt{A^2 + B^2}$ и тангенс угла опережения $\operatorname{tg}\delta = \frac{A}{B}$. Следовательно, раз только найдено указанное выражение для перемещения ξ, то мы немедленно находим и самый эксцентрик (r, δ), который и будет искомым—идеальным результирующим эксцентриком. Таким образом наша задача и заключается в нахождении для каждого механизма и отсечки выражения для ξ, что, в свою очередь, сводится к нахождению коэфициентов A и B.



Фиг. 202.

Как видим, ξ состоит из суммы двух перемещений: а) $A\cos\alpha$, т. е. пропорционального косинусу угла поворота кривошипа („движение по закону косинусов“) и б) $B\sin\alpha$—пропорционального синусу угла поворота („движение, по закону синусов“). В способах образования этих составных движений; в способах их сложений и передачи этих движений золотнику и заключается различие кулисных механизмов между собою.

Для получения переднего и заднего хода можно на ведущей оси насадить по два эксцентрика od и od_1 с острыми углами опережений δ для каждого цилиндра (фиг. 102). Механизмы, основанные на этом принципе, образуют первую группу, называемую старою (механизмы Стефенсона, Гуча, Аллана), Первоначальная конструкция показана на фиг. 103. Этот механизм давал только передний и задний ход, но работал, понятно, с постоянным расширением, так как ход золотника оставался без изменения.

В 1842 г. Хов (*W*. Hove) первый предложил соединить концы эксцентриковых тяг бруском с прорезом (кулисою), в котором двигался бы вверх и вниз конец золотникового штока. Прибор был очень несовершенен, пока в 1843 г. его не усовершенствовал Стефенсон. У него на прорезе кулисы (фиг. 202) двигается брусок b, называемый кулисным камнем, который и обхватывает вилкообразная золотниковая штанга S. Опуская кулису вниз, золотник получает движение от эксцентрика переднего хода; поднимая же кулису вверх, золотник получает движение от эксцентрика заднего хода. При каком-нибудь промежуточном положении ход золотника будет короче и отсечки меньше, т. е. можно таким образом регулировать работу машины.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

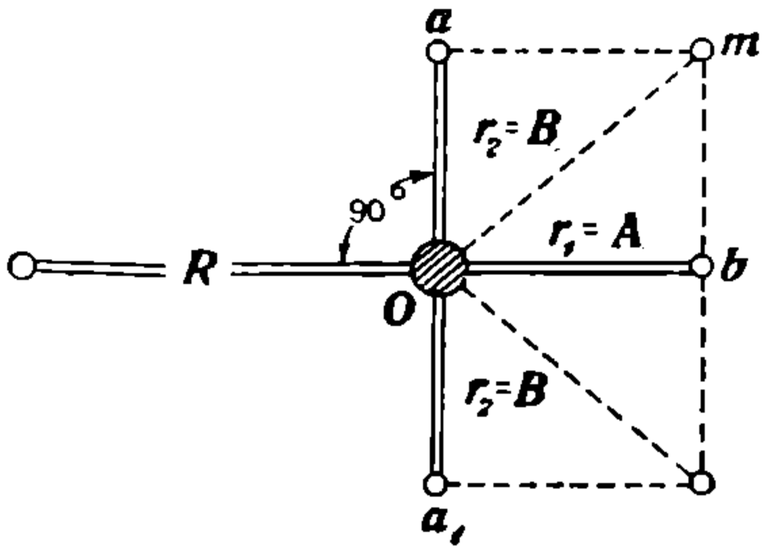
Кулисные механизмы этого типа различаются между собою формою самой кулисы. При кулисе, обращенной выпуклостью к золотнику, получаем „кулису Стефенсона", в механизме Гуча—кулиса, обратно, обращена выпуклостью к ведущей оси O, и в механизме Аллана—кулиса прямая. Таким образом характерной частью кулис первой группы являются два эксцентрика с некотрыми острыми углами опережения δ.

В основу кулисных механизмов второй группы положены следующие соображения: передвижения золотника

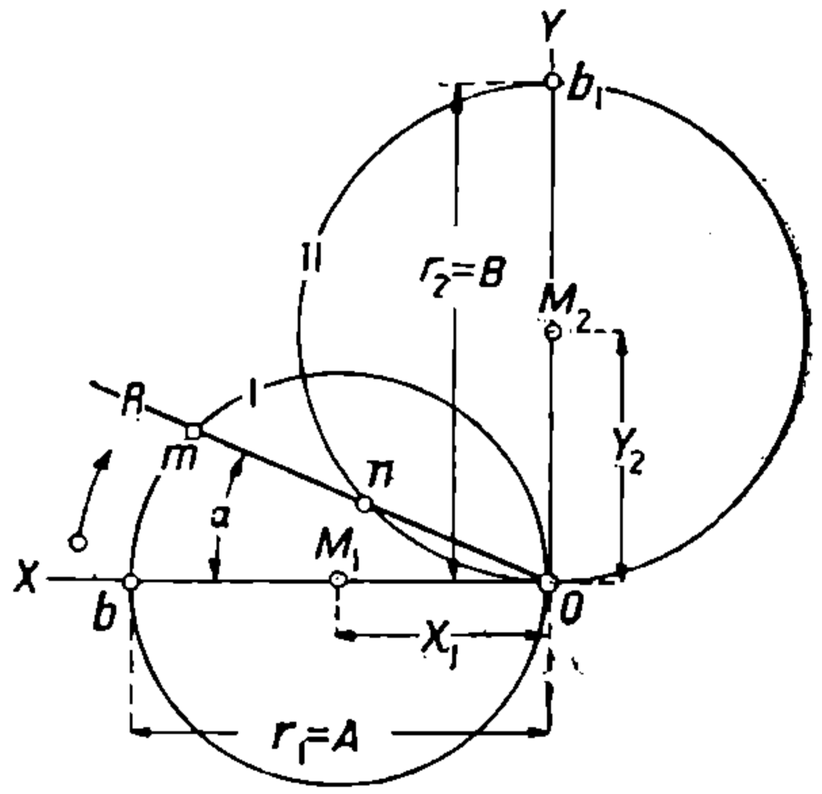
$$\xi = A\cos\alpha + B\sin\alpha,$$

получаемые раньше от одного эксцентрика (r, δ), можно представить в виде двух передвижений.

$$\xi = \xi_1 + \xi_2, \text{ где } \xi_1 = A\cdot\cos\alpha \text{ и } \xi_2 = B\sin\alpha.$$



Фиг. 203.



Фиг. 204.

Но передвижение ξ_1 может быть исполнено эксцентриком, угол опережения которого равен 90°, т. е. идущим по направлению кривошипа R (фиг. 203), и эксцентриситет которого $r_1 = A$; передвижение же ξ_2—эксцентриком с углом опережения $= 0°$ (т. е. перпендикулярным к кривошипу) и эксцентриситетом $r_2 = B$.

Диаграмма Цейнера для них изображена на фиг. 204.

Для положения кривошипа R под углом α находим:

$$\xi_1 = Om = Ob\cdot\cos\alpha = A\cos\alpha$$

и

$$\xi_2 = On = Ob_1\cdot\sin\alpha = B\sin\alpha.$$

Но центры M_1 и M_2 кругов I и II имеют координаты:

$$x_1 = \frac{A}{2} \text{ и } y_1 = 0;\ x_2 = 0 \text{ и } y_2 = \frac{B}{2},$$

тогда как раньше при эксцентрике (r, δ) координаты центра были $\frac{A}{2}$ и $\frac{B}{2}$ (фиг. 111); следовательно, восставив в M_1 и M_2 перпендику-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ляры (фиг. 205), мы найдем центр круга эксцентрика (r, δ), который пройдет через точки b, b_1 и O. Перемещение ξ от этого эксцентрика равно $OE = Om + Em$, но, проведя bG под углом α и описавши на Db полуокружность, находим:

$$Em = bn_1 = On = B \sin \alpha = \xi_2$$

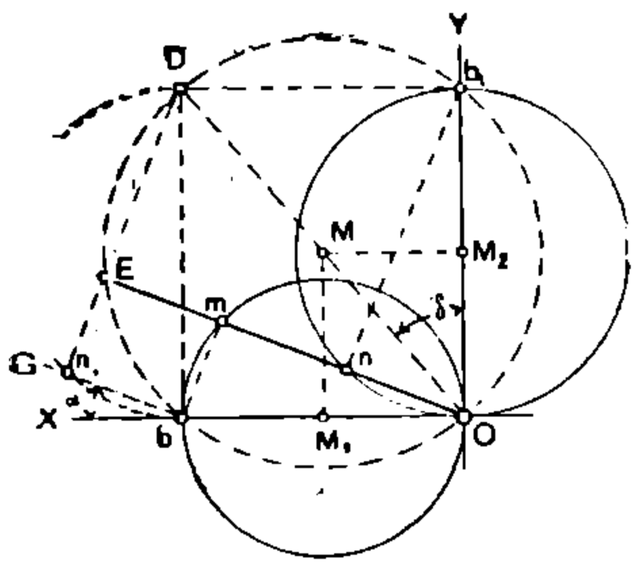
и

$$Om = A \cos \alpha = \xi_1;$$

следовательно,

$$\xi = \xi_1 + \xi_2,$$

т. е. обратно: золотнику можно сообщить требуемое передвижение ξ от такого кулисного механизма, который состоит из двух взаимно перпендикулярных эксцентриков (r_1, $\delta = 90°$) и ($r_2, \delta = 0°$), причем отдельные передвижения, получаемые от этих эксцентриков, слагаясь, дают упомянутое сложное составное передвижение ξ.



Фиг. 205.

При мертвых положениях кривошипа передвижение золотника определяется только по кругу I (фиг. 204), так как тогда $\xi_2 = 0$. Например, для левого мертвого положения $\xi_1 = Ob = A$ и линейное опережение впуска $\nu = A - e$ зависит, очевидно, только от круга I.

Так как часто желательно, чтобы линейное опережение впуска не менялось, то эксцентрик ($r_1 = A$, $\delta = 90°$), насаженный противоположно кривошипу, должен быть неизменным (постоянным). Его можно назвать эксцентриком опережения. Он, следовательно, должен давать золотнику перемещения, пропорциональные косинусу угла α отклонения кривошипа от линии мертвых точек.

Так как для изменения отсечки пара (или работы машины) необходимо менять ход золотника ξ, то здесь остается менять только перемещение от второго эксцентрика ($r_2 = B$, $\delta = 0°$), или, вернее, его эксцентриситет. Ввиду этого он должен быть переменным, и его можно назвать эксцентриком отсечки. Из условия, что машина должна иметь и обратный ход, следует, что этот эксцентрик должен иметь возможность быть перемещенным, и по другую сторону оси OX. Перемещения, даваемые им золотнику, должны быть пропорциональны синусу угла α.

Все кулисные механизмы, которые устроены на изложенном основании, составляют вторую группу. Таким образом их характерное отличие: два эксцентрика, заклиненные под углом 90° один к другому.

Ко второй группе относятся кулисные механизмы Гейзингера (Heusinger von Waldegg) или Вальсхарта (Walschaert), Джоя (joy) и многие другие.

ГНБ УДУНТ (ДІІТ)

Из первой группы механизмы Гуча и Аллана совершенно вышли из употребления и представляют только исторический интерес, кулисы же Стефенсона изредка ставятся в Сев. Америке и Англии на курьерских паровозах, но совершенно исчезли в Европе и у нас. Заметим, что механизм Стефенсона представляет некоторые удобства при внутренних золотниковых коробках, но наличие в нем дисковых эксцентриков заставляет в настоящее время и в этом случае прибегать к механизмам 2-й группы. Поэтому исследование их опускается [1]. Из механизмов второй группы пользовался повсеместным распространением механизм Джоя, поставленный на тысячах паровозах в конце XIX в.; однако, обнаруженные на практике крупные его недостатки заставили не только от него отказаться, но даже иногда заменять его другими механизмами. Единственным механизмом, пользующимся теперь мировым распространением, является механизм Гейзингера (Вальсхарта), который почти исключительно и ставится на паровозах. Целый ряд предложенных других механизмов (Гакворта, Броуна, Депре, Фидлера, Маршалла, Дугласа, Пиус-Финка, Бекера, Редингтона и многих др.) у нас вовсе не применяется, за границею встречаются в единичных экземплярах, и только некоторые (например Беккера в Сев. Америке) ставятся чаще. Поэтому ниже рассмотрены подробно телько кулисный механизм Гейзингера и идея кулисного механизма Джоя, еще встречающегося на старых паровозах 0—4—0 серии $О^{Д}$.

§ 35. Основные понятия. Всякий механизм (например кулисный) представляет известную кинематическую цепь, отдельные члены которой образуют ту или другую пару.

Кинематической парой называется совокупность двух твердых тел, входящих, например, в состав какого-нибудь механизма, из которых каждое ограничивает передвижение другого. Пары могут быть следующие:

1) поступательная пара — совокупность двух тел, из которых одно тело скользит по другому по известному прямолинейному направлению (например крейцкопф и параллели);

2) вращательная пара—когда одно из тел пары вращается относительно другого (например тело и его неподвижная ось вращения).

Шатунной парой называется такая вращательная пара, когда ось вращения также движется по какой-нибудь прямой или кривой [такова, например, пара из шатуна E и его оси в крейцкопфе D (фиг. 1); шатун вращается относительно этой оси, сама же ось двигается по линии OC].

---

[1] Интересующихся отсылаю к книге Карташова Н. И., „Паровозные парораспределительные механизмы", где проведено подробное аналитическое и синтетическое исследование кулисных механизмов первой группы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При изучении механизма необходимо знать влияние на конечный результат той или другой пары, входящей в состав данной кинематической цепи.

Мы видели, что простейшим образом движение золотнику от ведущей оси передается посредством действительного эксцентрика (фиг. 102), который определяется его „элементами“: эксцентриситетом r—линейный элемент и углом опережения δ—угловой элемент. Но этими же элементами определяется и движение золотника по формуле:

$$\xi = r \sin(\alpha + \delta);$$

поэтому r и δ являются также и элементами движения золотника.

При присоединении к реальному эксцентрику какой-нибудь кинематической пары изменяются его элементы (один или оба), т. е. вместо элементов (r, δ) будем иметь измененные результирующие элементы (r_1, δ_1). При присоединении еще одной пары уже (r_1, δ_1) изменятся в (r_2, δ_2) и т. д. В результате присоединения кинематической цепи из n пар получим результирующие элементы (r_n, δ_n), которые и будут характеризовать результирующий эксцентрик, т. е. движение золотника, которому передается движение цепи, будет таково, как будто бы оно получилось от простого эксцентрика (r_n, δ_n) и по выведенным выше для него законам.

Действительное передвижение золотника тогда будет:

$$\xi_n = r_n \sin(\alpha + \delta_n).$$

Могут быть две кинематические цепи, осуществляющие два передвижения, которые, слагаясь, дают передвижение золотнику. Таким образом, например, в кулисных механизмах 2-й группы золотник получает движение от двух реальных эксцентриков Oa и Ob (фиг. 203), от ведущих точек которых a и b идут две цепи. Каждая из них дает результирующие эксцентрики (r_n', δ_n') и (r_n'', δ_n''), осуществляющие упомянутые выше передвижения ξ_1 и ξ_2 (§ 34), каковые и надо сложить.

Таким образом перед нами две задачи: 1) определить закон сложения идеальных эксцентриков и 2) определить влияние на элементы (r, δ) различных кинематических пар [1].

§ 35. Сложение и разложение реальных эксцентриков (закон параллелограма). Пусть даны два идеальных эксцентрика (r_1, δ_1 и r_2, δ_2) (фиг. 206), и от них золотник получает движение (посредством какой-нибудь цепи) по одной золотниковой линии OX. Эти частные передвижения будут:

[1] Из таковых нам необходимо знать влияние поступательных и вращательных пар.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$\xi_1 = r_1 \sin(\delta_1 + a)$$

и

$$\xi_2 = r_2 \sin(\delta_2 + a),$$

и сложное движение в общем равно геометрической их сумме:

$$\xi_1 = r_1 \sin(\delta_1 + a) \pm r_2 \sin(\delta_2 + a) =$$

$$= r_1(\cos a \sin \delta_1 + \sin a \cos \delta_1) \pm r_2(\sin \delta_2 \cos a + \delta_2 \sin a) =$$

$$= \cos a(r_1 \sin \delta_1 \pm r_2 \sin \delta_2) + \sin a(r_1 \cos \delta_1 \pm r_2 \cos \delta_2).$$

Но проекция диагонали OC (по закону проекций):

$$R \sin \delta_r = r_1 \sin \delta_1 \pm r_2 \sin \delta_2$$

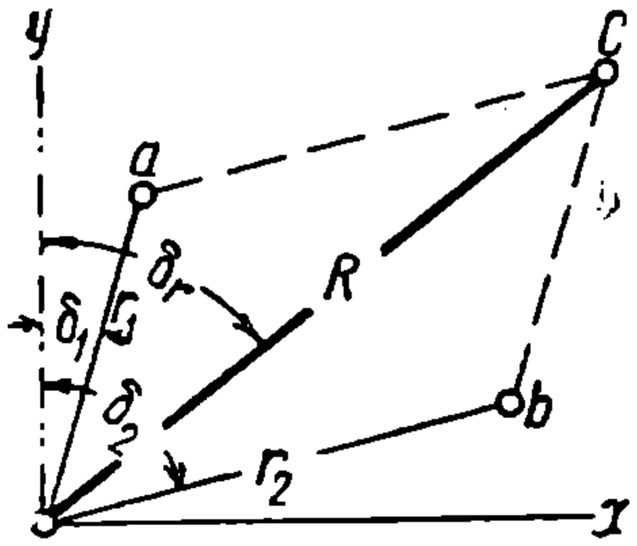
и

$$R \cos \delta_r = r_1 \cos \delta_1 \pm r_2 \cos \delta_2;$$

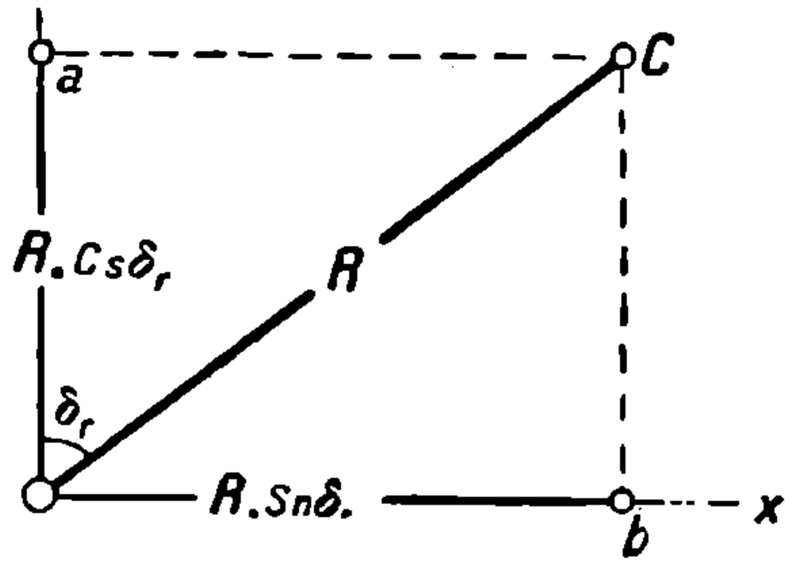
следовательно,

$$\xi = \cos a \cdot R \sin \delta_r + \sin a \cdot R \cos \delta_r = R \sin(\delta_r + a);$$

таким образом сложное движение получается таковым, как будто бы оно производилось одним результирующим эксцентриком (R, δ_r),



Фиг. 206.



Фиг. 207.

построенным на данных эксцентриках (r_1, δ_1) и (r_2, δ_2) по закону параллелограма. Обратно, если дан один результирующий эксцентрик, то по закону параллелограма его можно разложить на слагаемые независимые идеальные эксцентрики, приводящие в движение золотник по той же золотниковой линии.

Частный случай: результирующий эксцентрик (R, δ_r) (фиг. 206) можно заменить двумя независимыми, взаимно перпендикулярными идеальными эксцентриками (фиг. 207):

$$(R \cos \delta_r, \quad \delta = 0°)$$

и

$$(R \sin \delta_r, \quad \delta = 90°).$$

Таким образом мы находим свясь между 1-й и 2-й группами кулисных механизмов (фиг. 203); сложивши эксцентрики Oa и Ob 2-й группы, получим эксцентрик первой группы Om; следовательно

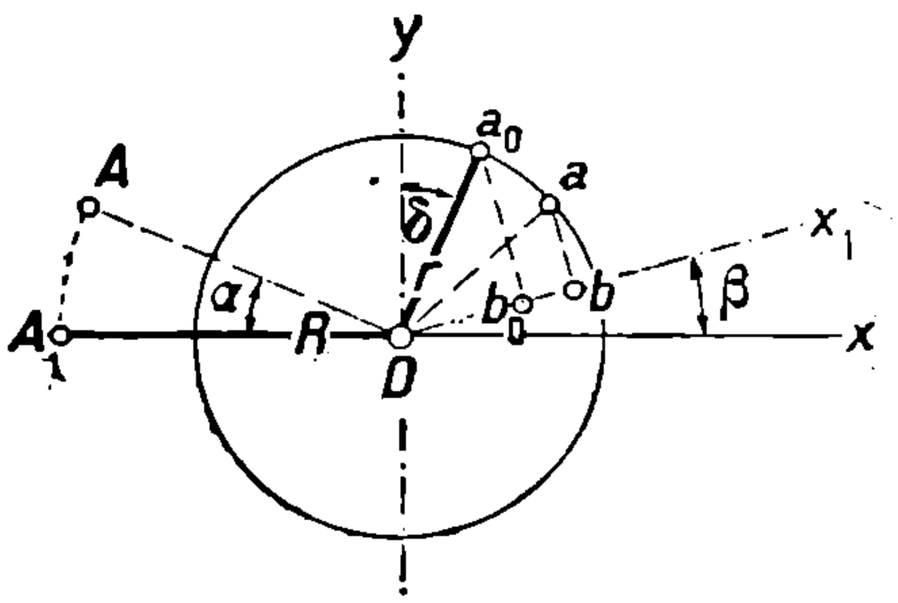
НБ УДУНТ (ДІІТ)

в исходном принципе обе группы одинаковы и дают то же передвижение ξ.

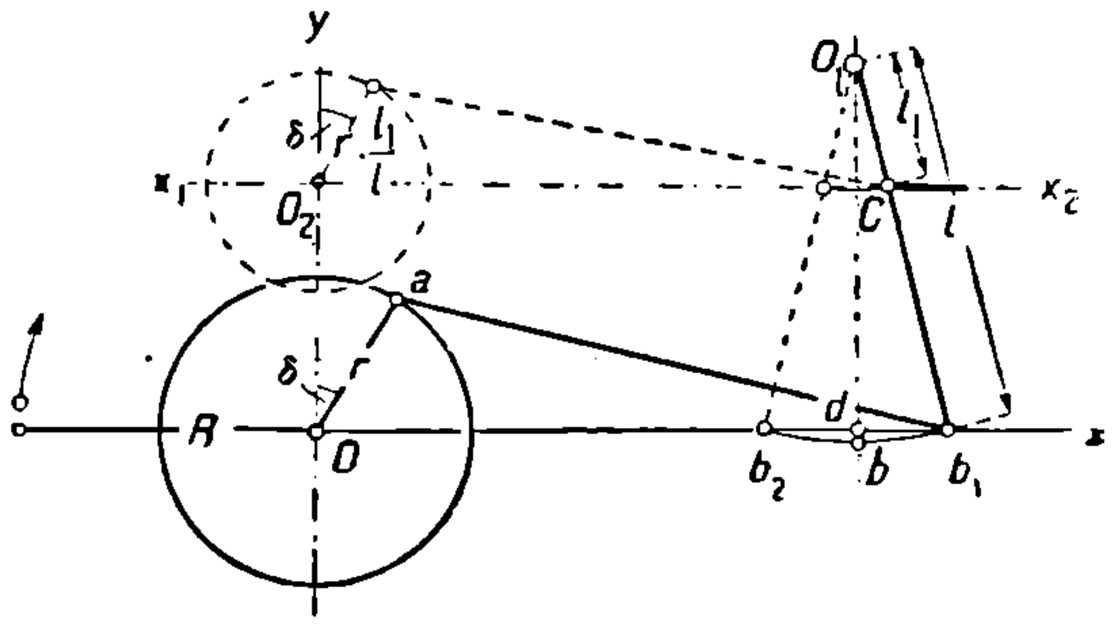
§ 37. Влияние положения золотниковой линии на элементы эксцентрика. Условимся называть о с ь ю ц и л и н д р а линию мертвых точек поршня, которая совпадает с этой осью, и з о л о т н и к о в о й л и н и е й—линию мертвых точек золотника (совпадающую с осью золотникового штока).

Когда золотниковая линия совпадает с осью цилиндра (фиг. 102),[1] то элементы эксцентрика будут r и δ.

Предположим, что золотниковая линия Ox_1, проходя через ось O, наклонена под углом β к оси цилиндра (фиг. 208), т. е. посредством того же эксцентрика (r, δ) мы желаем производить движение золотника по линии Ox_1. Каковы будут новые элементы этого движения? При угле поворота кривошипа α перемещение золотника



Фиг. 208.



Фиг. 209.

по линии Ox_1 равно Ob. Очевидно, оно как бы производится идеальным эксцентриком (r, $\delta_1 = \delta + \beta$) по линии Ox_1. Если бы угол β был отложен в противоположном направлении от оси цилиндра, то δ_1 равнялось бы $\delta - \beta$.

Следовательно, п р и н а к л о н е з о л о т н и к о в о й л и н и и и з м е н я е т с я н а с о о т в е т с т в у ю щ и й у г о л β т о л ь к о у г л о в о й э л е м е н т.

Новые элементы будут:

$$(r,\ \delta \pm \beta).$$

Если, обратно, дается движение по линии Ox_1 с элементами r и δ_1, то находим элементы действительного золотника, производящего это движение.

$$r \text{ и } \delta = \delta_1 \mp \beta.$$

§ 38. Передача движения золотнику от шатунной эксцентриковой пары посредством промежуточных пар. *I. Вращательная пара.*

1. Пусть шатун ab_1 (фиг. 209) соединен со стержнем b_1O_1, который вращается относительно неподвижной оси O_1 и золотник

[1]. Т. е. золотниковая линия находится в плоскости, проходящей через ведущую ось O и ось цилиндра. Это, например, бывает при вертикальных золотниках в паровозах.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

получает движение по линии x_1x_2 от какой-нибудь точки C этого стержня. Стержень $b_1 O_1$ представляет со своею осью, очевидно, вращательную пару. Перемещение точки C будет:

$$\xi_1 = \xi \cdot \frac{O_1C}{O_1b_1} = \xi \frac{l_1}{l},$$

где ξ—перемещение точки b_1, равное

$$r \sin (a + \delta),$$

т. е.

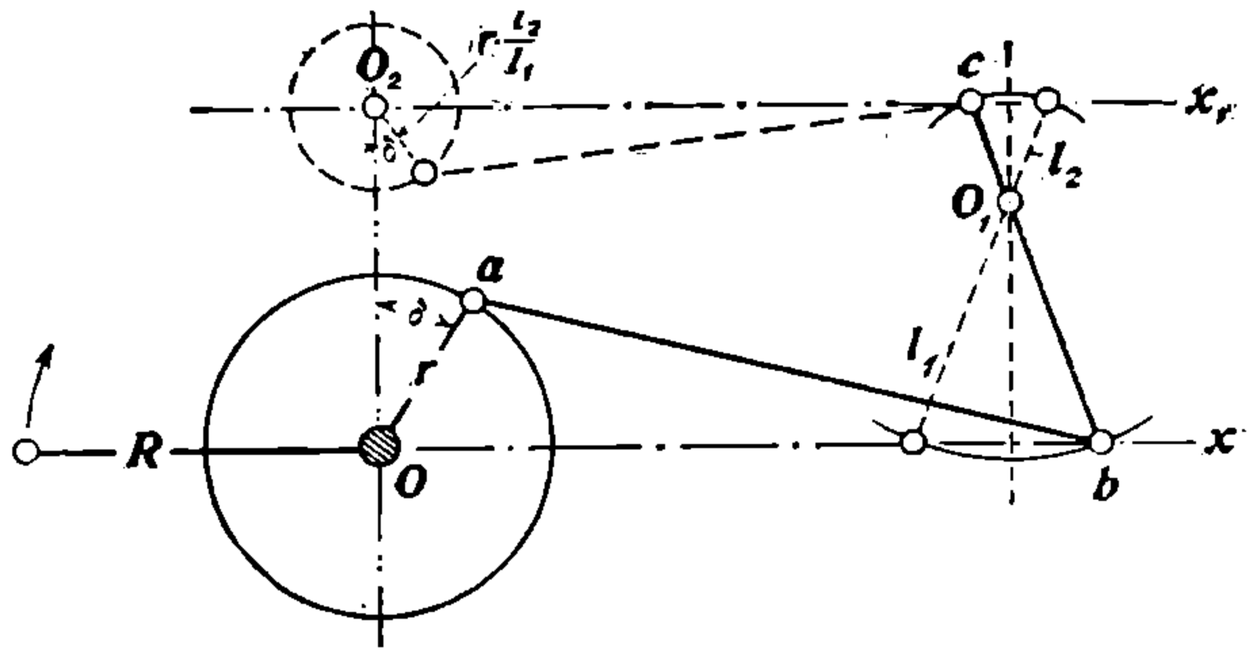
$$\xi_1 = r \cdot \frac{l_1}{l} \sin (a + \delta).$$

Таким образом точка C (а следовательно, и золотник) движется так, как будто бы он приводится в движение идеальным эксцентриком

$$\left(r \frac{l_1}{l}, \delta\right),$$

ось вращения которого перенесена в O_2.

2. Если промежуточный стержень („маятник“) будет представлять двуплечий рычаг Cb (фиг. 210), вращающийся около неподвижной промежуточной оси O_1, и золотник получает движение от точки C, то по аналогии с предыдущим найдем, что золотник здесь будет двигаться так, как будто он приводится в движение идеальным эксцентриком



Фиг. 210.

$$\left(r \cdot \frac{l_2}{l_1}, -\delta\right),$$

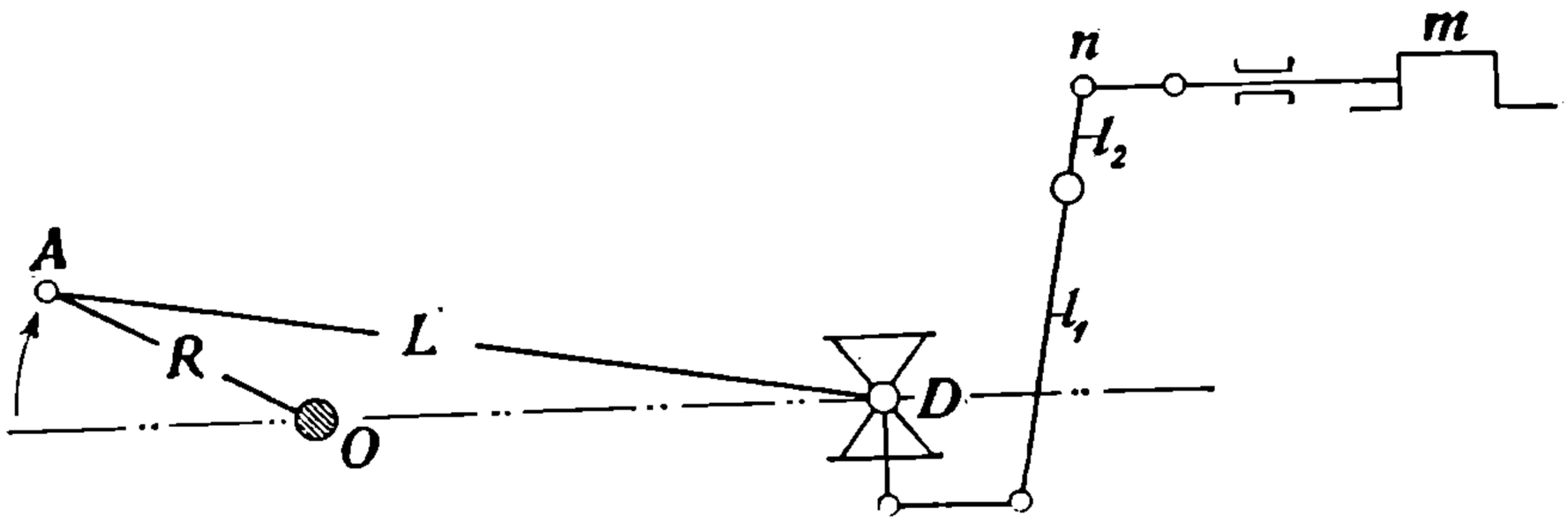
заклиненным на оси O_2.

Чтобы отклонение конца шатуна от линии Ox (фиг. 209) было наименьшее (т. е. чтобы bd было минимум), надо располагать среднее положение конца (т. е. b) на одном перпендикуляре с осью вращения стержня Cb_1 к оси Ox.

Таким образом, вообще при употреблении только одних промежуточных вращательных пар для передачи движения от действительного эксцентрика к золотнику, угловые элементы этого эксцентрика не изменяются по величине, но могут изменить знак, изменяются же только линейные элементы по величине.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

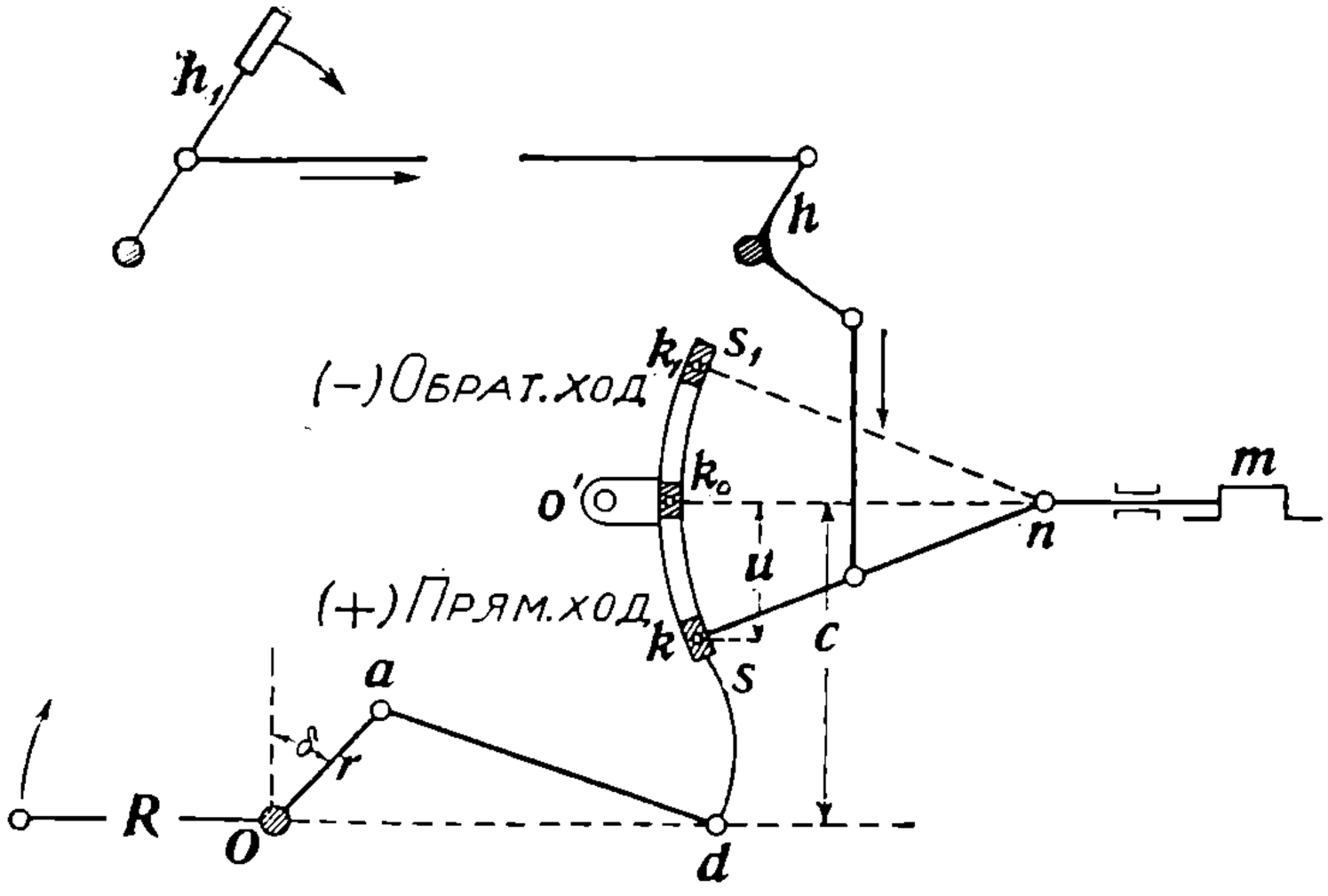
Подобные вращательные пары особенно часто находят себе применение в тех случаях, когда в состав кинематической цепи, передающей движение золотнику от вала машины, входит главный шатун L с главным кривошипом R (так называемая основная



Фиг. 211.

шатунная пара); здесь является необходимость уменьшить масштаб соответствующего поступательного и вращательного эксцентрика этой пары, что и достигается применением промежуточной вращательной пары (фиг. 211).

Возможностью изменения величины линейного элемента, а, следовательно, хода золотника и отсечки при помощи вращательных

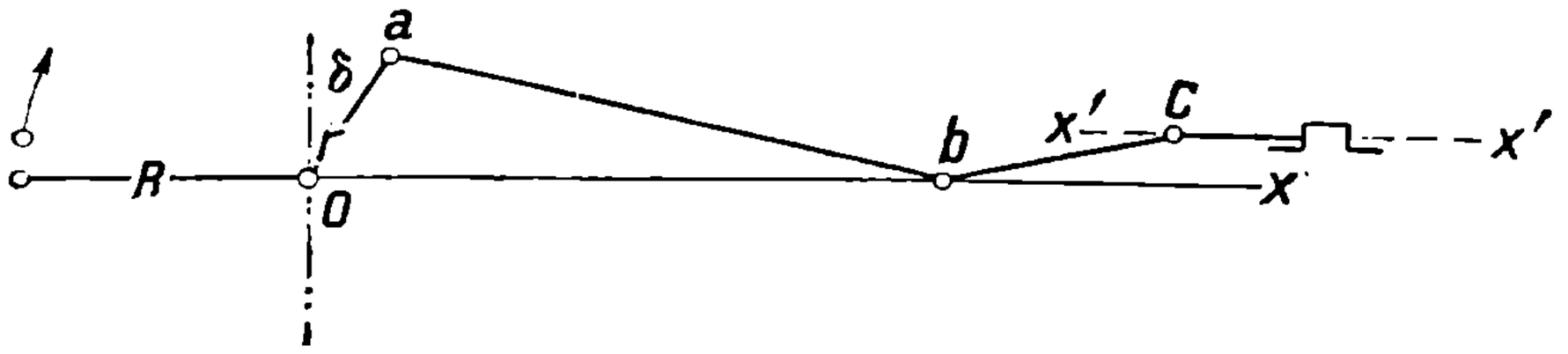


Фиг. 212.

пара часто пользуются в кулисных механизмах. Подобный механизм представлен на фиг. 212: относительно оси O' качается вращательная пара, состоящая из кулисы ss_1, в которой двигается камень k, соединенный с ведущей точкой золотникового стержня n; камень можно поднимать и опускать посредством реверса, состоящего, например, из двуплечего рычага h и „перекидного рычага“ h_1, изме-

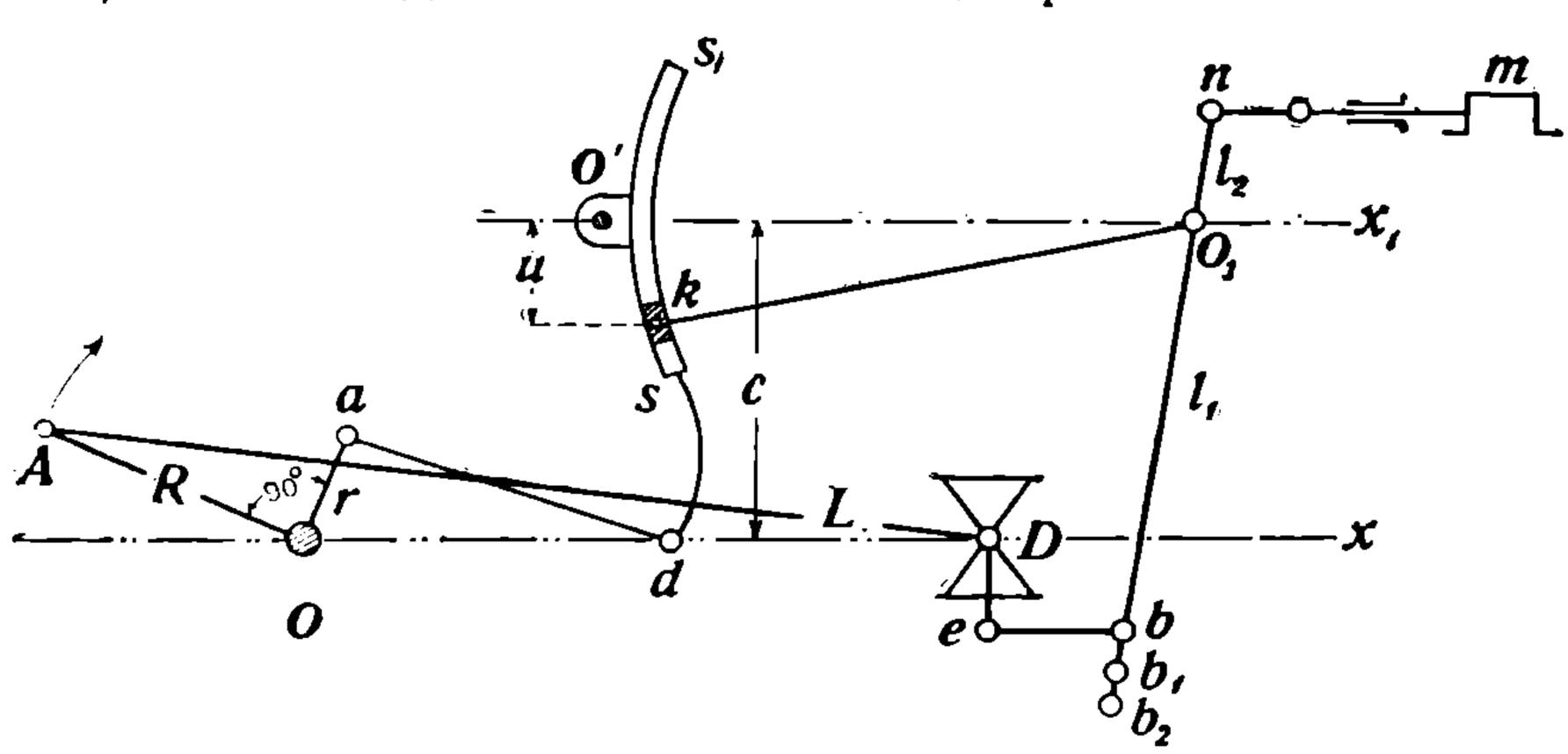
НБ УДУНТ (ДІІТ)

няя величину u. Чтобы при перестановке реверса не двигался золотник, кулиса описывается радиусом, равным длине тяги kn. При положении камня в k золотник будет двигаться вправо (прямой ход), в k_1—влево (задний ход); отсечка пропорциональна u, и при положении камня в k_0 имеем $u = 0$ (отсечка $= 0$).



Фиг. 213.

11. Поступательная пара. Золотник никогда не приводится в движение непосредственно концом золотникового шатуна, но между ними вставляется еще золотниковый стержень, который при своем движении направляется сальниками или особыми направляющими. т. е. вставляется промежуточная поступательная пара. При этом, понятно, элементы действительного эксцентрика не изменяются. И



Фиг. 214.

вообще поступательные промежуточные пары элементов не меняют, хотя иногда переносят их с одной золотниковой линии на другую, ей параллельную. Например (фиг. 213), нам надо привести золотник в движение по линии $x'x'$, параллельной Ox, с сохранением элементов эксцентрика (r, δ). Тогда употребляем промежуточный стержень bC, который и заменяет собою промежуточную поступательную пару. Золотник будет при этом двигаться по линии $x'x'$ одинаково с точкой b.

§ 39. Кулисный механизм Гейзингера. Общее устройство видно из фиг. 68 и схема представлена на фиг. 214.

Как мы видим сразу, он состоит из комбинации двух механизмов, представленных на фиг. 211—212. Мы имеем таким образом здесь

НБ УДУНТ (ДІІТ)

две кинематических цепи, дающих, следовательно, два составных движения ведущей точке n. Для определения последних надо их рассмотреть отдельно и затем сложить.

1. Предположим, что механизм разобщен от эксцентрика Oa; тогда ось O_1 маятник nb будет неподвижна, маятник же получает движение от крейцкопфа.

Элементы главного шатуна будут (R, $\delta = -90°$). Под влиянием вращательной пары nO_1b эти элементы изменяются в

$$\left(R \cdot \frac{l_2}{l_1},\ \delta = +90°\right).$$

Очевидно, эта кинематическая цепь реализирует составной эксцентрик Ob (фиг. 203) и здесь

$$r_1 = A = R \cdot \frac{l_2}{l_1}.$$

2. Для разбора второго движения предположим, что выброшен главный шатунный механизм, и, следовательно, точка b неподвижна, а ось O_1 начинает передвигаться тягою kO_1.

Эксцентрик Oa имеет элементы (r, $\delta = 0°$), которыми определяется движение точки d. Камень k получает передвижение результирующим эксцентриком $\left(r \cdot \frac{u}{c},\ \delta = 0°\right)$. Тяга kO_1 передвигается поступательно, и передвижение оси O_1 можно считать равным передвижению камня k, но перенесенным на линию $O'x_1$. Это передвижение передается на золотниковую линию в отношении $\frac{l}{l_1}$, где $l = l_1 + l_2$, т. е. его элементы будут:

$$\left(r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{l}{l_1},\ \delta = 0°\right).$$

Очевидно, вторая кинематическая цепь реализирует составной эксцентрик Oa фиг. 203, и здесь

$$r_2 = B = r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{l}{l_1}.$$

Так как оба эти эксцентрика действуют по одной линии nm, то их можно сложить по закону параллелограма (фиг. 215), и тогда найдем результирующий эксцентрик, равный Oc, элементы которого (r_i δ_i).

Отсюда найдем:

а) Эксцентрик r_1 постоянен. При мертвом положении главного кривошипа OA_0 (фиг. 216) передвижение золотника равняется Oa, и следовательно, линейное опережение впуска $v = \xi - e$ будет здесь равным

$$R \frac{l_2}{l_1} - e,$$

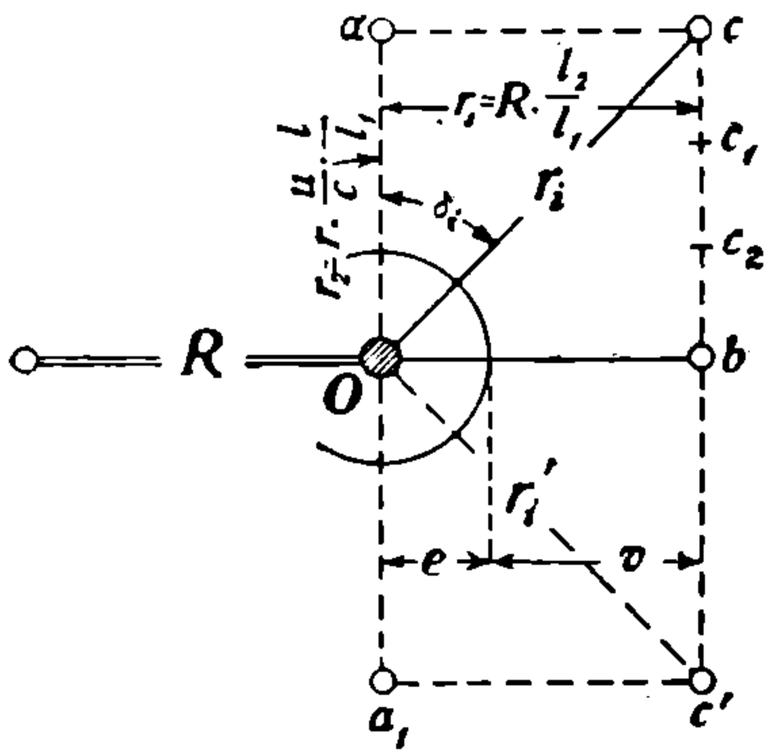
т. е. величина постоянная.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

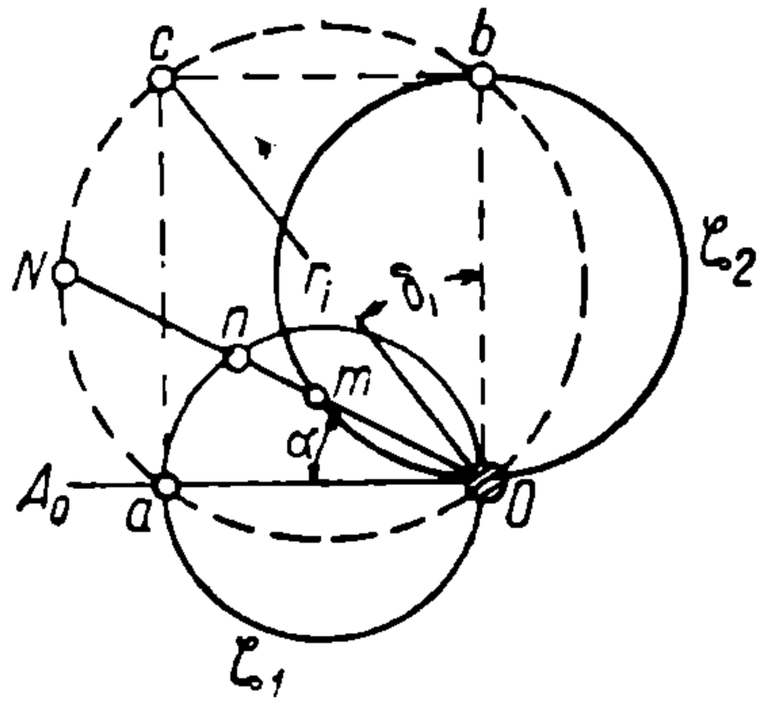
Таким образом этот эксцентрик определяет величину опережения впуска, почему и называется эксцентриком опережения. Для изменения ν надо изменить длину l_1, соединяя e с точкою b, b_1 или b_2 (фиг. 214) по указаниям практики.

b) Эксцентрик r_2—переменный, так как зависит от переменной величины u; следовательно, он влияет на отсечкv, почему называется эксцентриком отсечки. Изменяя u, находим точки C_1, C_2.... для разных положений камня, лежащий на вертикали bC (фиг. 215).

Для положения камня в другой части кулисы находим u с другим знаком и результирующий эксцентрик r'_i.



Фиг. 215.



Фиг. 216.

Зная r_i и δ_i, строим диаграмму Цейнера и исследуем пораспределение по общим правилам.

Фиг. 216 представляет диаграмму Цейнера для составных передвижений золотника ξ_1 и ξ_2. Для положения кривошипа углом α передвижение $\xi_1 = On$, и передвижение $\xi_2 = Om$; при мертвом положении (угол $\alpha = 0$) передвижение $\xi_2 = 0$ и ξ_1 равно диаметру окружности $= A = R \cdot \frac{l_2}{l_1}$. Очевидно, результирующий эксцентрик $Oc = r$ дает окружность Цейнера, описанную на Oc как на диаметре, и полное передвижение золотника будет равно:

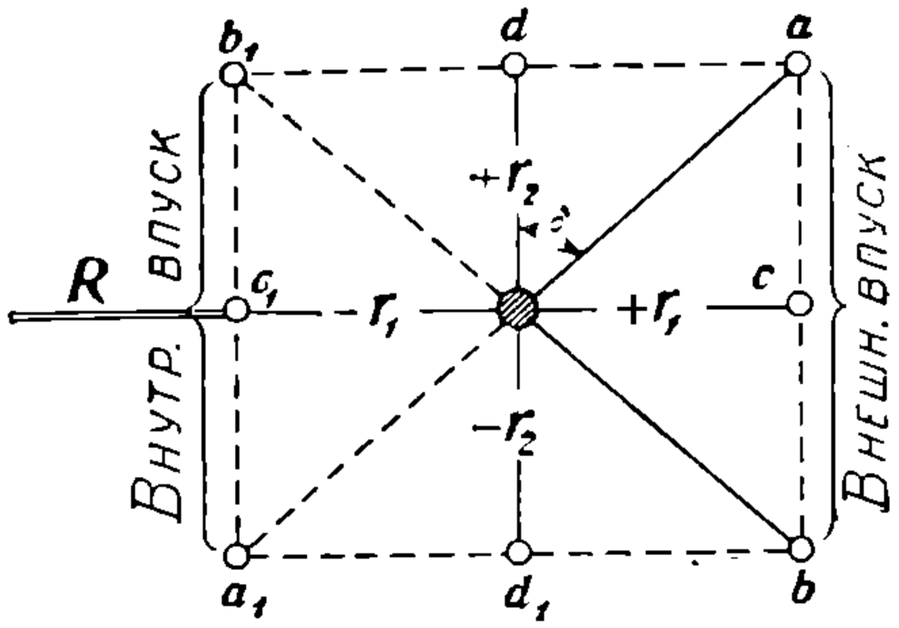
$$ON = \xi = On + Om = \xi_1 + \xi_2.$$

Видоизменения кулисного механизма Гейзингера. 1. На фиг. 214 показана обычная схема кулисы Гейзингера для внешнего впуска. Для внутреннего же впуска (для цилиндрических золотников), как видно из фиг. 217, вместо эксцентрика опережения ($+ r_1$) мы должны получить прямо противоположный ($- r_1$), которого угол опережения равен — 90°. Но этот эксцентрик мы получили от главного шатунного механизма, и для изменения угла надо по-предыдущему взять второго типа вращательную пару (фиг. 218) с внешней осью вращения O_1.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

2. Могут быть два варианта кулисного механизма, показанные на фиг. 219—220, для внешнего пуска с изменением угла заклинения эксцентрика Oa с $(+90°)$ на $(-90°)$.

Тогда, при том же положении кулисного камня k в нижней части кулисы, в первом случае движения поршня и золотника совпадают,



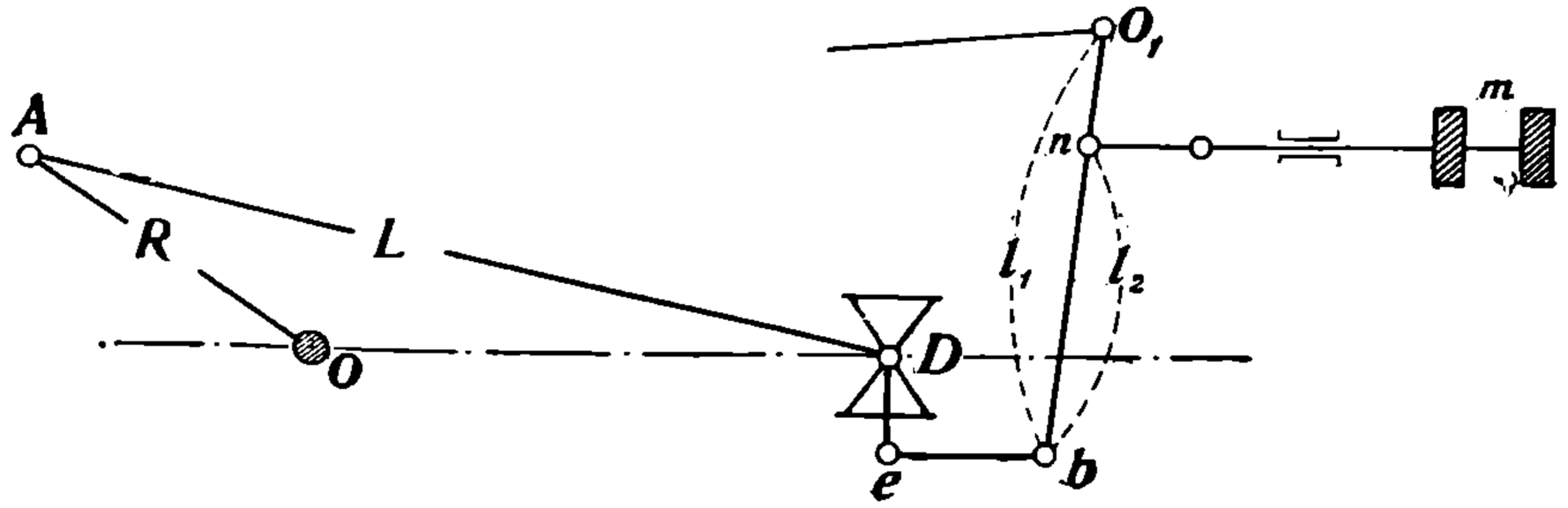
Фиг. 217.

т. е. нижняя часть кулисы работает на прямой ход, а во втором—они противоположны, т. е. нижняя часть кулисы работает на обратный ход.

Так как желательно, чтобы при кладке реверса вперед (или вращении винта по часовой стрелке) паровоз шел также вперед, то переводные механизмы h сообразно с этим также должны быть расположены, как указано. Но так как на практике всегда заставляют работать при переднем (наиболее употребительном) ходе паровоза нижнюю часть кулисы, независимо от того—внешний или внутренний впуск пара, так как при этом не так заметно влияние игры камня, то из двух указанных вариантов употребляется обыкновенно первый (фиг. 219), т. е. при левом мертвом положении поршня (и кровошипа OA) эксцентрик располагают наверху.

Таким же образом найдем, что при внутреннем впуске надо брать вариант, представленный на фиг. 221 (так как ход поршня и золотника должны быть обратные), т. е. при левом мертвом положении поршня и кривошипа эксцентрик располагается внизу.

3. Наконец еще обратим внимание на следующее: точка d эксцентрикового шатуна двигается по цилиндровой линии Ox (фиг. 222),

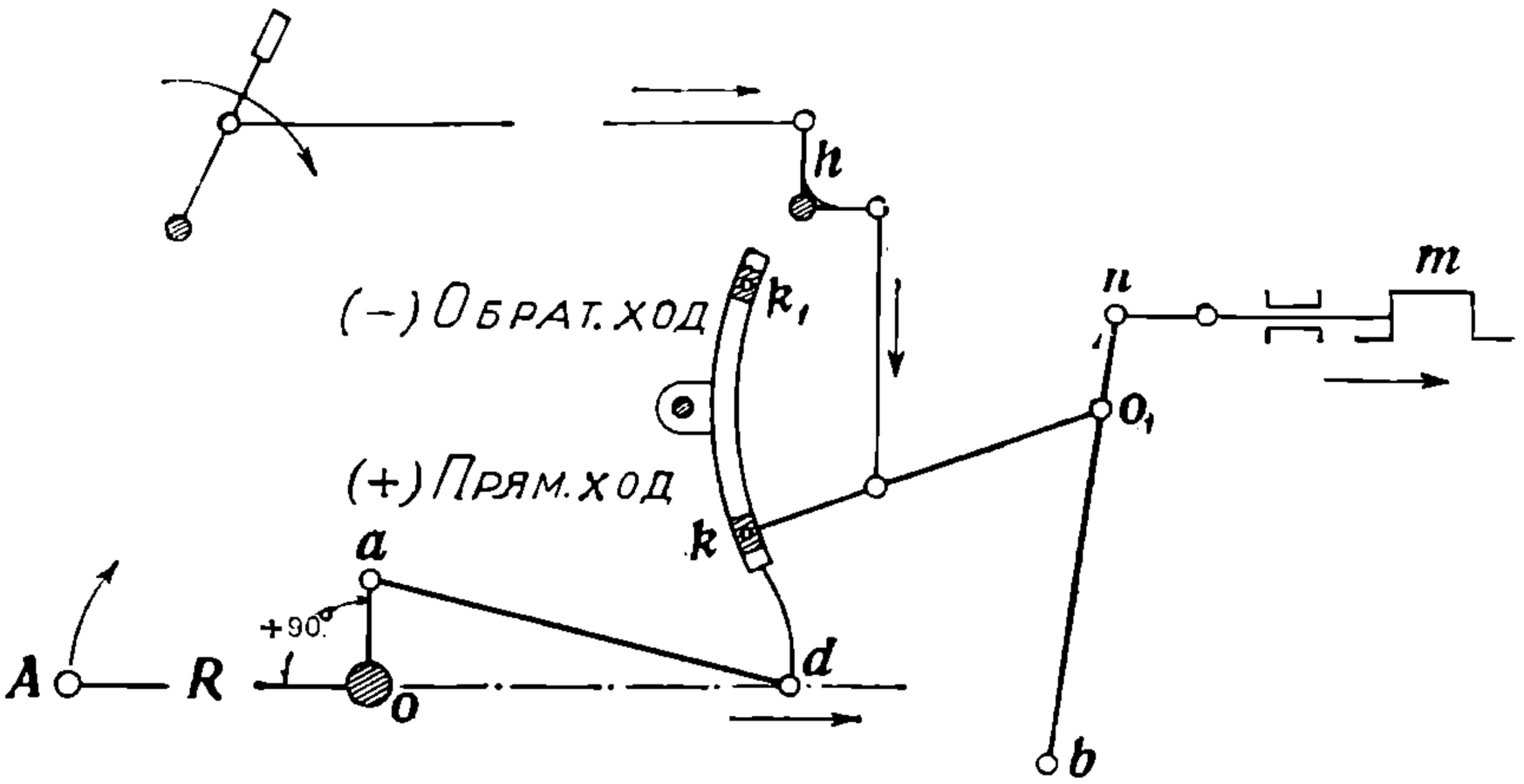


Фиг. 218.

но при этом иногда получается очень длинный конец кулисы Sd, почему очень часто его укорачивают до Sd_1, соединяя a с d_1 и заставляя точку d_1 двигаться таким образом по линии Ox'. Какие изменения должны быть в механизме? Если оставить без изменения величину $r = Oa$, то (фиг. 223) при повороте на угол α путь по Ox равен $OC = r \sin \alpha$, по Ox' равен $OC' = r \cos [90° - (\alpha + \beta)]$ и, очевидно,

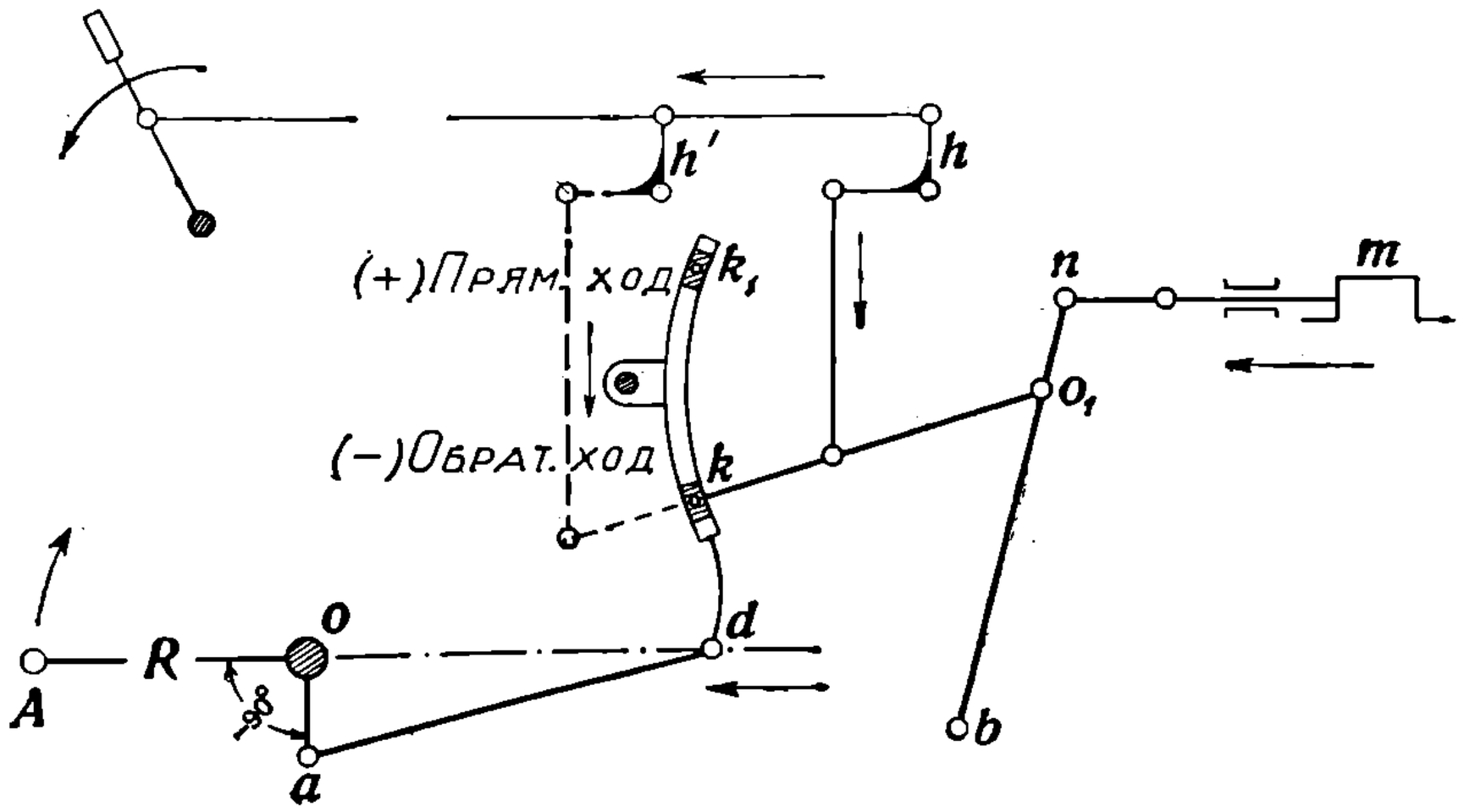
НБ УДУНТ (ДІІТ)

$OC' > OC$. Чтобы закон передвижения был тот же, очевидно, надо изменить угол заклинения эксцентрика Oa, уменьшив его на угол β, и тогда передвижение от этого эксцентрика (элементы которого будут r, $\delta = -\beta°$) останется то же, как и от эксцентрика (r, $\delta = 0°$).



Фиг. 219.

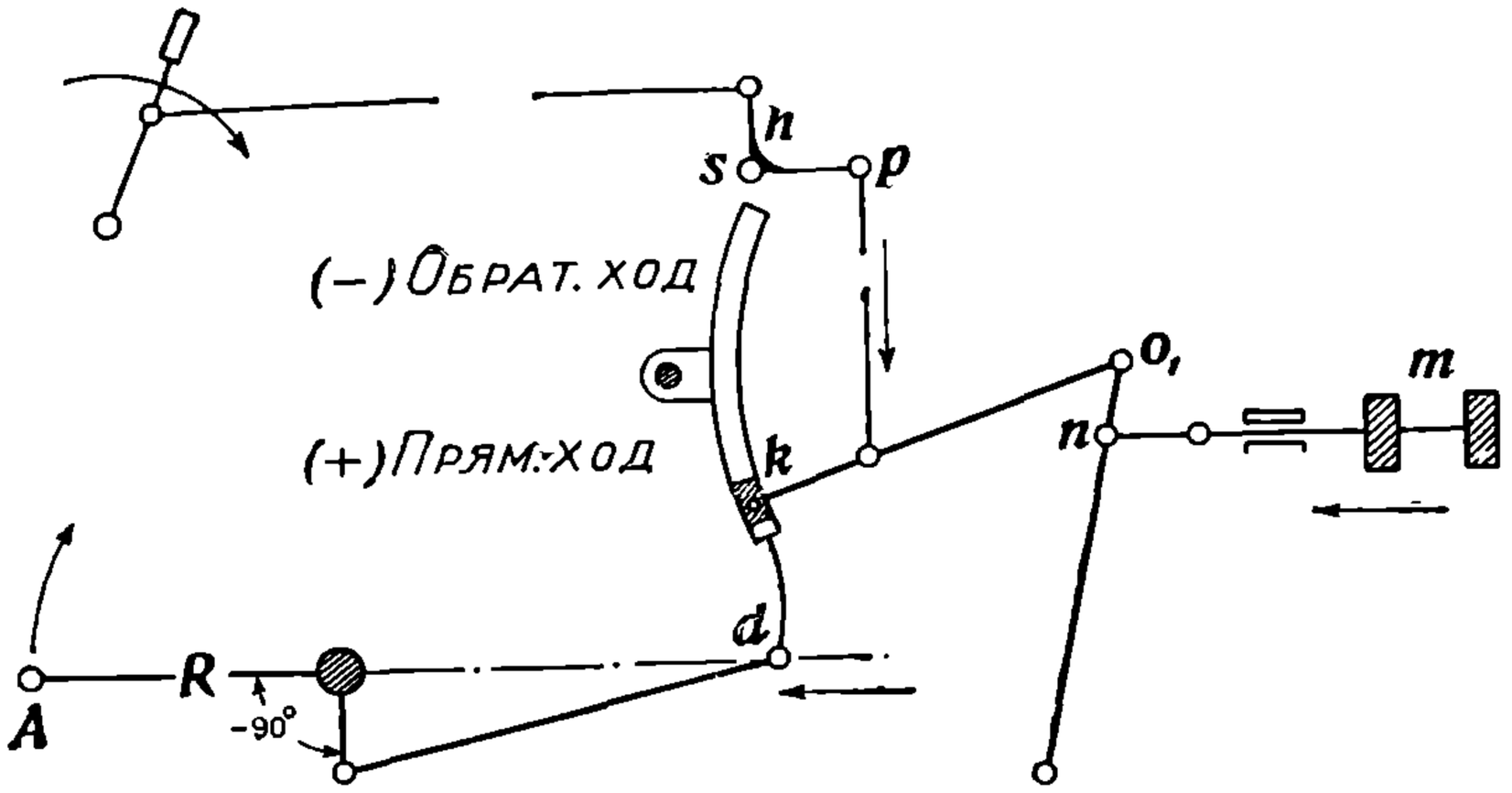
Таким образом, другими словами, надо заклинивать эксцентрики под прямыми углами (фиг. 222) к новой линии движения Ox', т. е. для внешнего впуска получим эксцентрик Oa_1 и для внутреннего— Oa_2 и затем точку a_1 или a_2 соединяем с точкой d_1.



Фиг. 220.

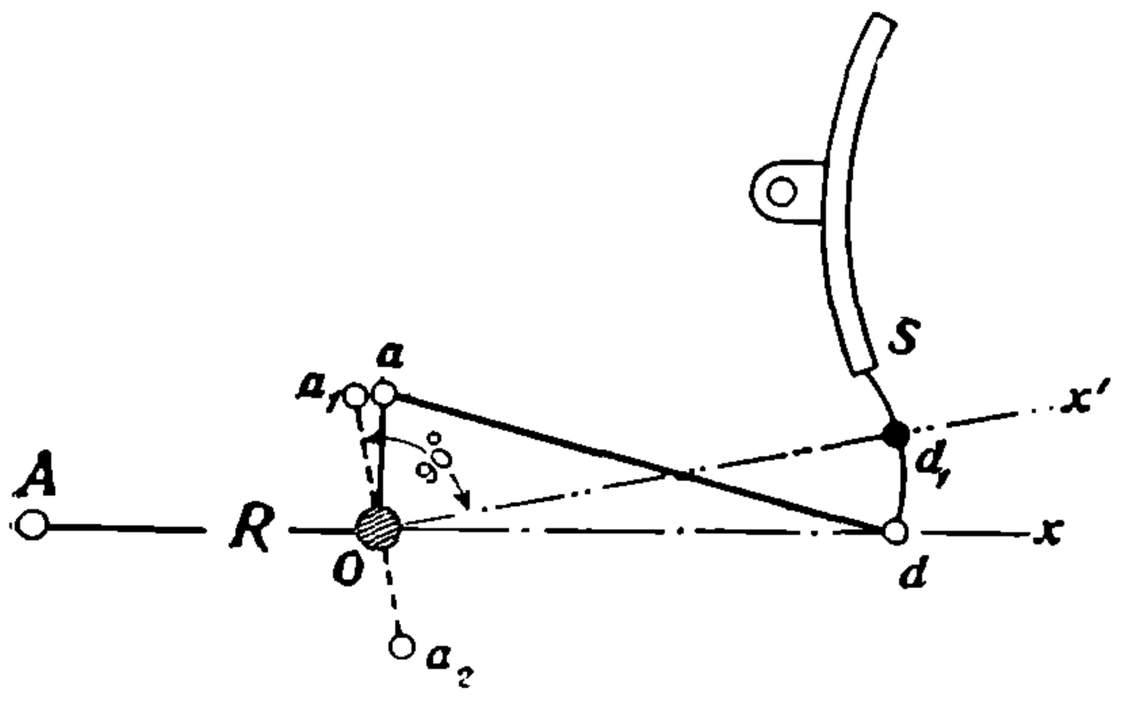
Как сказано выше, контркривошип заклинивается на ведущей оси. На фиг. 224 показан интересный вариант, спроектированный заводом Борзига в 1922 г. (паровоз 1—4—1 P_{10} прусских ж. д.), в котором контркривошип заклинен не на ведущей, а на следующей спа-

НБ УДУНТ (ДІІТ)



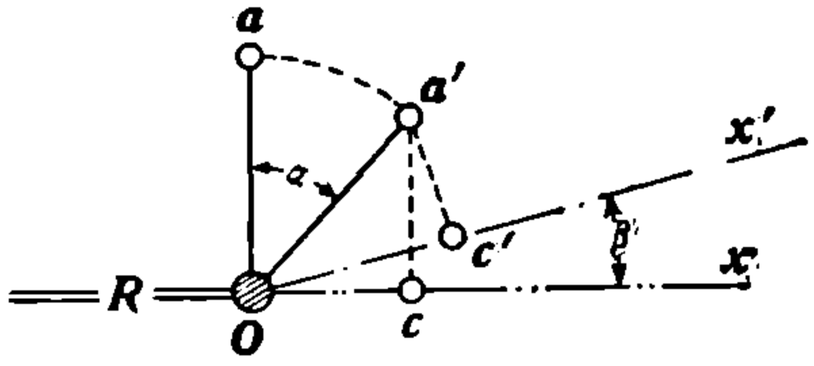
Фиг. 221.

ренной оси, почему получается более длинная ведущая кулисная тяга *ad* (фиг. 222), что благоприятно для парораспределения.



Фиг. 222.

§ 40. Кулисный механизм Джоя. Действие его, как принадлежащего ко второй группе, основано на том же принципе, как и механизма Гейзингера, т. е.



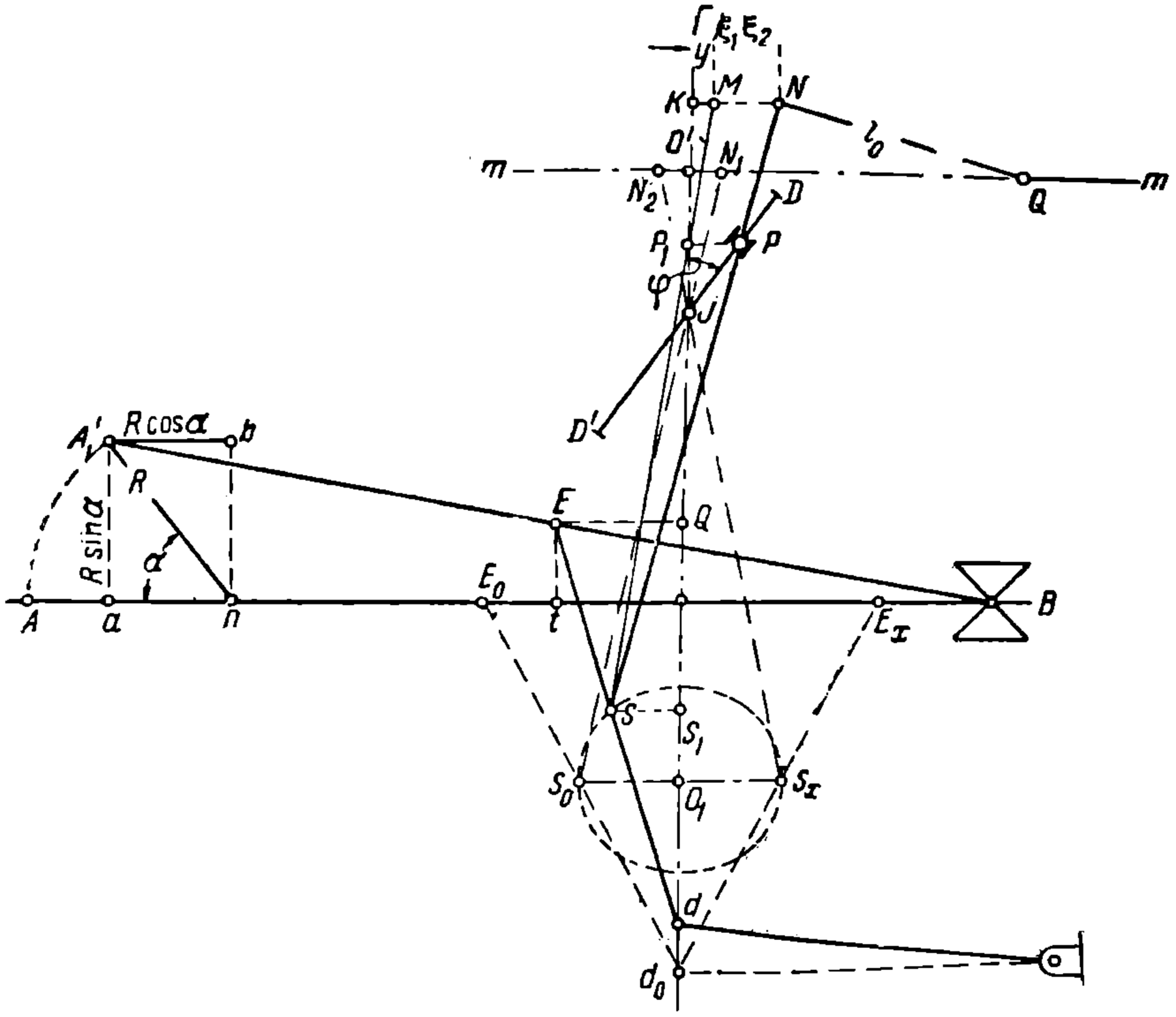
Фиг. 223.

на сложении двух независимых передвижений ξ_1 и ξ_2 от эксцентриков „отсечки“ (r_2, $\delta = 0°$) и „опережения“ (r_1 $\delta = 90°$).

Фиг. 224.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Перемещение ξ_1 здесь, подобно механизму Гейзингера, берется от главного шатунного механизма (фиг. 225), т. е. передвижение проекции a цапфы кривошипа, равное $R\cos\alpha$, переносится в уменьшенном виде на линию движения золотника mm. С целью его уменьшения употребляется следующее приспособление: от некоторой



Фиг. 225.

точки E шатуна идет тяга Ed, конец d которой заставляют приблизительно двигаться по вертикальной линии yy посредством длинного отводного радиуса. Тогда, предполагая, что точка E имеет горизонтальное передвижение EQ, равное

$$A'b = R\cos\alpha,$$

находим, что некоторая точка S тяги Ed будет иметь перемещение, уже равное

$$SS_1 = EQ\cdot\frac{Sd}{Ed} = R\cos\alpha\cdot\frac{b}{a},$$

если $Sd = b$ и $Ed = a$.

Это перемещение передают на линию золотника mm, уменьшая его еще раз при помощи рычага SN, который вращается относи-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

тельно оси P. Эта ось при мертвом положении кулисы лежит на оси yy в P_1.

Отбрасывая остальные части механизма, находим перемещение ξ_1 точки N, которое, очевидно, равно:

$$\xi_1 = SS_1 \cdot \frac{P_1M}{P_1S} = SS_1 \cdot \frac{l_2}{l_1} = R\cos\alpha \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{b}{a} = A\cos\alpha,$$

где $A = R \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{l_2}{l_1}$ = постоянной величине.

Беря $\frac{b}{a}$ и $\frac{l_2}{l_1}$ желаемой величины, можно горизонтальное перемещение цапфы кривошипа при передаче его на линию mm уменьшить до требуемого размера [1]. В разобранной части механизма Джоя, по идее, имеем значительное сходство с механизмом Гейзингера.

Для получения добавочного переменного передвижения ξ_2 заставляют отклоняться ось вращения P (подобно предыдущему механизму), для чего ее снабжают кулисным камнем, который двигается в прорезе кулисы DD', вращающейся относительно оси J. Поворачивая эту кулису на больший или меньший угол φ и закрепляя ее в данном положении, мы дадим, очевидно, камню P большее или меньшее отклонение, т. е. будем изменять добавочное передвижение ξ_2 конца рычага N. Таким образом здесь изменение отсечки достигается поворотом кулисы на различные углы φ. Находим:

$$\xi_2 = MN = PP_1 \cdot \frac{NS}{PS} = PP_1 \cdot \frac{l}{l_1}.$$

Но

$$PP_1 = P_1J \cdot \operatorname{tg}\varphi;$$

следовательно,

$$\xi_2 = P_1J \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \frac{l}{l_1}.$$

Так как ведущая точка S рычага SN описывает постоянный путь S_0SS_x, то ось P (следовательно, и кулисный камень) постоянно двигается сверху вниз кулисы и обратно, причем при положении ведущей точки S в S_0 и S_x камень P совпадает с центром вращения кулисы J, и конец рычага N будет находиться в точках N_1 и N_2, ведущая точка шатуна E будет находиться в E_0 и E_x, и тяга Ed будет занимать положения E_0d_0 и E_xd_0. Все эти положения соответствуют мертвым положениям поршня. Поэтому находим $P_1J = O_1S_1$ или, пренебрегая наклоном сравнительно длинной тяги Ed, имеем:

$$P_1J = Et.$$

---

[1] Вместе с тем с уменьшением $\frac{b}{a}$ уменьшается и отклонение рычага SN от вертикальной оси yy, что крайне важно.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Но

$$Et = \frac{EB}{A'B} \cdot A'a = \frac{L'}{L} R \sin a,$$

где $L' = EB$ и $L = A'B$; следовательно,

$$\xi_2 = \frac{L'}{L} \cdot R \cdot \frac{l}{l_1} \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin a = B \sin a,$$

и таким образом полное перемещение золотника равно:

$$KN = \xi = \xi_1 + \xi_2 = A \cos a + B \sin a,$$

где $A = R \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{l_2}{l_1}$ и $B = \frac{L'}{L} \cdot \frac{l}{l_1} \cdot R \operatorname{tg} \varphi$. Так как величина A постоянна, то, следовательно, и эта кулиса дает постоянное линейное опережение впуска. Изменение отсечки зависит от переменной величины B, т. е. от изменения угла φ. Так как здесь отношения $\frac{l}{l_1}$ и $\frac{L^1}{L}$ можно менять в широких пределах, то изменение угла φ можно значительно ограничить, что очень желательно, так как значительные величины угла φ влекут за собою быстрое изнашивание кулисы и камня.

Обыкновенно в этом кулисном механизме устраивают кулису криволинейную, описанную радиусом, равным соединительному золотниковому шатуну l_0, и обращенную своею выпуклостью к ведущей оси O. Замена прямолинейной кулисы криволинейной не влияет на величину коэфициентов A и B и употребляется для уменьшения дополнительных членов, которые являются результатом некоторых упомянутых выше допущений.

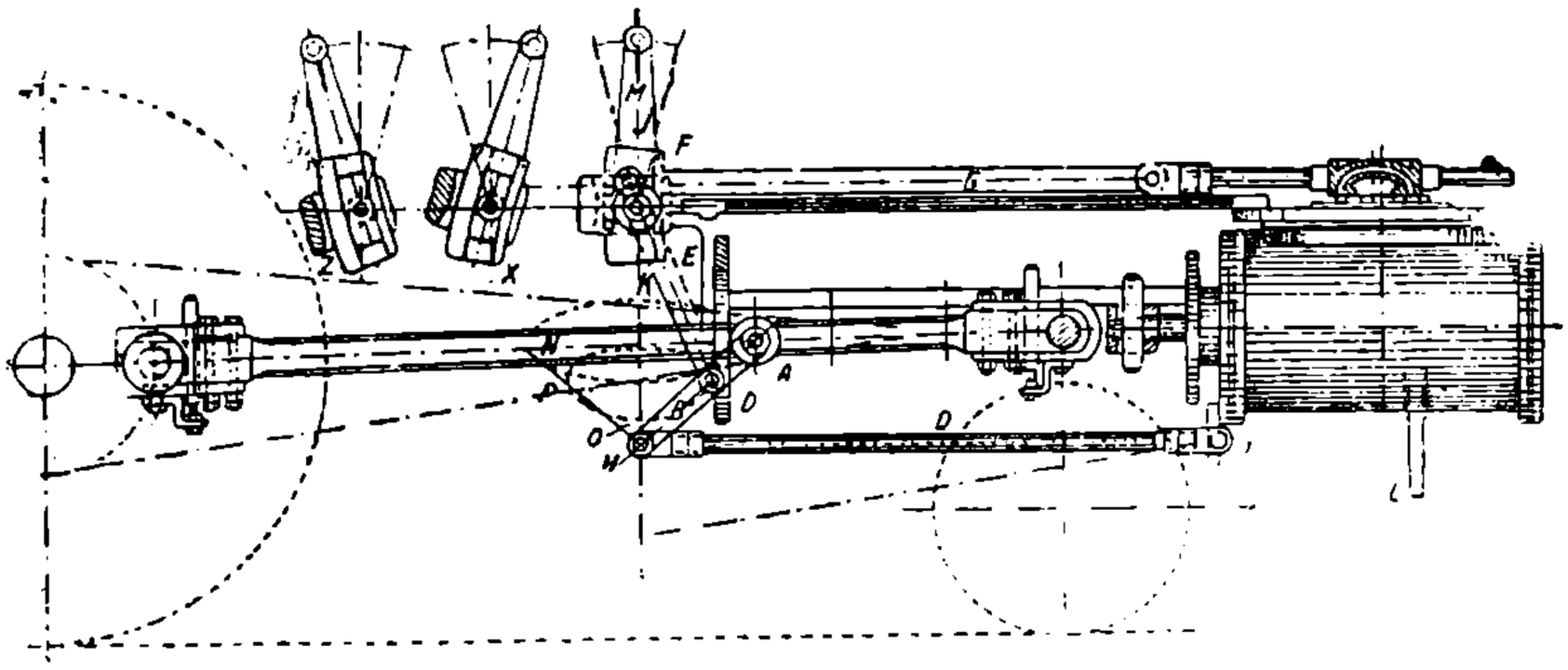
Отводный радиус практически оказался неудобным, и его в позднейших конструкциях отбросили, причем получился механизм, ничем теоретически от предыдущего не отличающийся, но более простой.

§ 41. Сравнение кулисных механизмов Гейзингера и Джоя. Достоинства обоих кулисных механизмов следующие: 1) при них золотниковое зеркало обыкновенно располагается снаружи рамы над цилиндром (параллельно его оси), вследствие чего выверка золотников и осмотр их очень удобен; 2) обыкновенно весь механизм располагается также снаружи, почему доступ ко всем его частям очень легок; 3) отсутствие эксцентриков удешевляет ремонт и уменьшает трение в частях механизма; 4) механизмы, особенно системы Джоя, очень компактны; 5) оба механизма дают одинаковое линейное опережение впуска при всех отсечках.

Но между механизмами существует резкое различие; в механизме Гейзингера устанавливается камень в определенном месте кулисы (на расстоянии u от ее средины), которая непрерывно качается, будучи через кривошип r и тягу связана с вращением ведущей оси O. Поэтому здесь скольжение камня в кулисе невелико, почему кулиса и камень срабатываются очень мало. Игра рессор также оказывает на действие механизма незначительное влияние.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В кулисном же механизме Джоя мы замечаем обратное явление: здесь для данной отсечки неподвижно устанавливается кулиса, и, наоборот, кулисный камень при одном обороте колеса дважды перемещается на всю длину кулисы, почему и он и кулиса быстро срабатываются, появляется зазор, начинают неправильно истираться вилки, и весь механизм быстро изнашивается и дает тогда совершенно неправильное парораспределение. Этот недостаток особенно важен в паровозах, так как механизму приходится работать при исключительно неблагоприятных условиях. С другой стороны, здесь кулисный камень получает движение от частей машины, связанных с вращением колес, кулиса же связана с рамою, и потому при игре рессор получаются их значительные взаимные перемещения, что часто совершенно искажет парораспределение. По свидетельству некоторых исследований, при опытах отсечка от игры рессор (при



Фиг. 226.

нормальных условиях работы) менялась почти на 20% в обе стороны. Наконец, при быстрой езде, инерция шатунного маханизма действует также вредно на кулисный механизм и может даже вызвать его поломки.

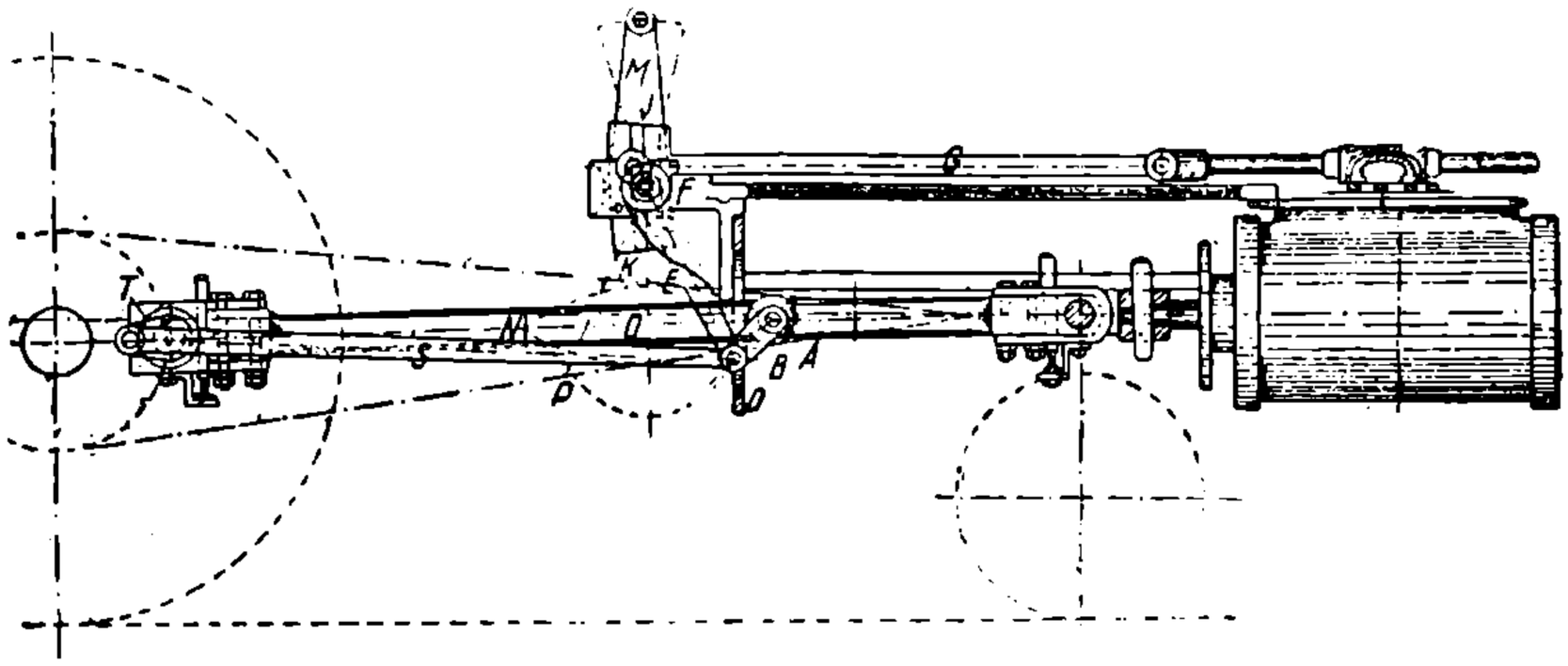
Поэтому кулисный механизм Джоя, несмотря на его простоту и удобство и теоретически почти идеальное парораспределение, пришлось ввиду особых условий работы паровозной машины оставить, хотя при других условиях, например на пароходных машинах, он может с успехом применяться. Но пока не убедились в его непригодности на основании практических данных, этот механизм был поставлен на нескольких тысячах паровозов; в настоящее же время он повсеместно вытесняется кулисным механизмом Гейзингера, и у нас в СССР его запрещено ставить на паровозы.

Общий вид внешнего кулисного механизма Гейзингера дан на фиг. 68, Джоя—с отводною тягою—на фиг. 226 и без нее—на фиг. 227.

Как видно из фиг. 228, постоянный эксцентрик (r, $\delta = 0°$) на практике заменяется контркривошипом A, насаженным на цапфу главного кривошипа таким образом, что расстояние между центрами

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ведущей оси O и цапфы контркривошипа A равняется r; B—эксцентриковая тяга; E—главный шатун.



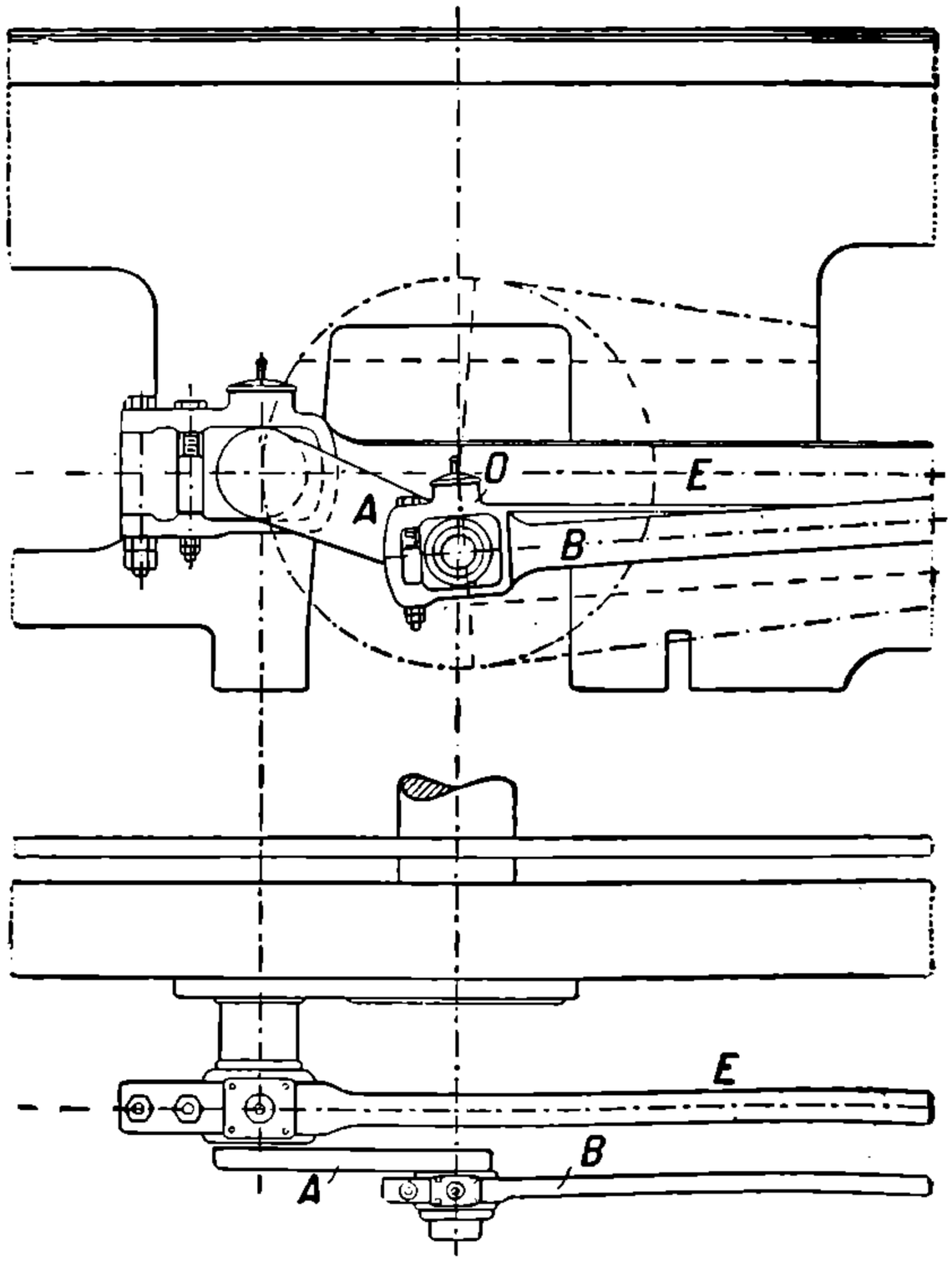
Фиг. 227.

§ 42. Построение кулисного механизма Гейзингера. Как видно (фиг. 229), ведущий шатун S_1M_1 колеблется относительно своей оси P, и крайние положения его конца будут S_1 и S_2, соответствующие мертвым положениям главного кривошипа. Положение точки S_2 выбирают таким образом, чтобы ведущий шатун в крайнем своем положении M_2S_2 не задевал своим нижним концом за заднюю крышку цилиндра. Этим соображением и определяется положение вертикали p_2S_2. Так как движение нижнего конца шатуна S_1M_1 одинаково с движением крейцкопфа, то, отложивши

$$p_2p_1 = S_2S_1 = 2R,$$

находим крайнее левое положение линии p_2S_2 в p_1S_1. Средина хода будет O_1O_2, т.е

$$p_1q = qp_2 = R.$$



Фиг. 228.

Золотник движется по данной линии mm, так как расстояние O_2q золотниковой линии от оси цилиндра дается заранее. При мертвых положениях кривошипа передвижения золотника равны

$$O_2M_1 = O_2M_2,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и, как известно, равны

$$A = v + e,$$

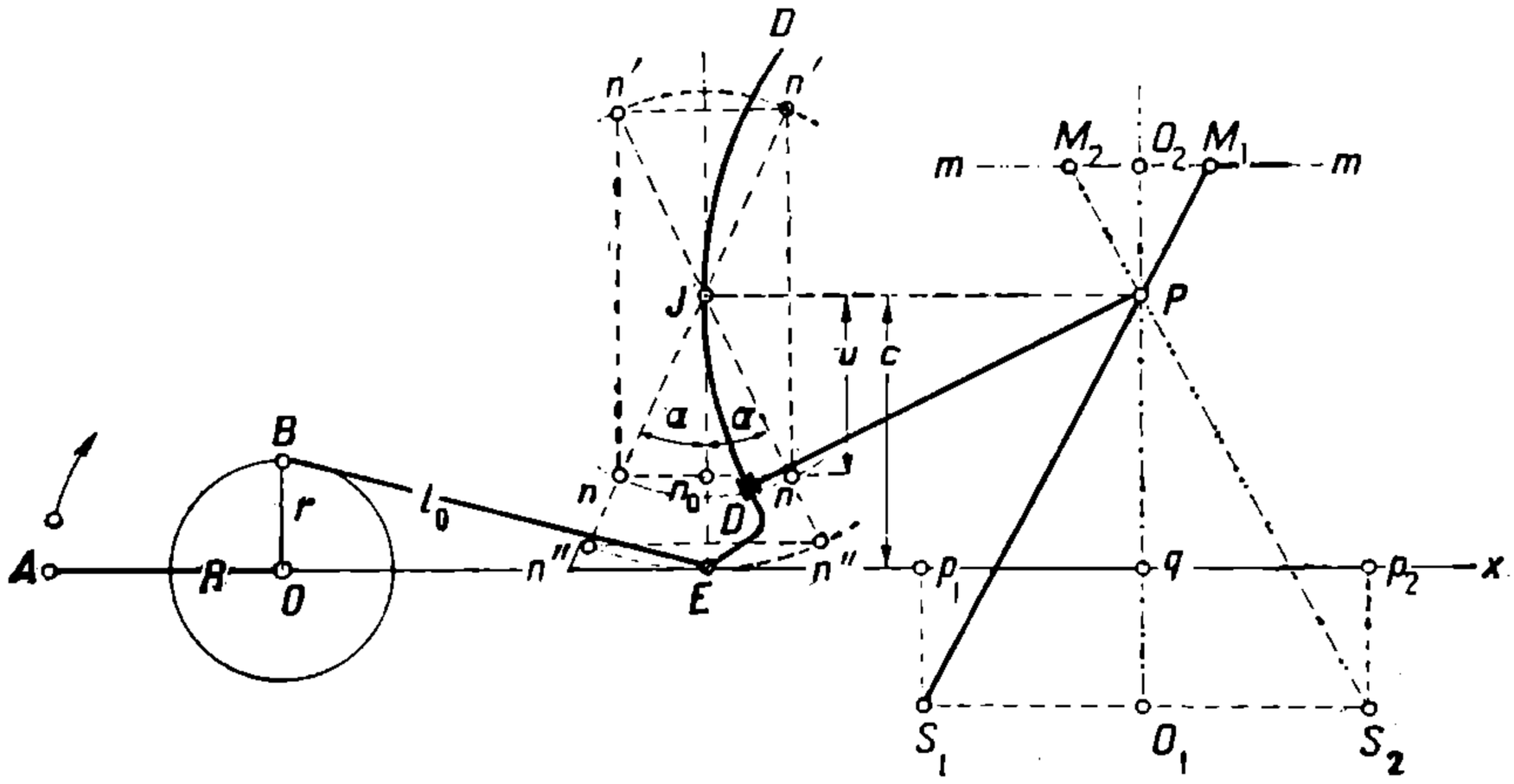
где e — внешняя перекрыша золотника (известна), а v — линейное опережение впуска (которое здесь постоянно) обыкновенно задается. Имеем:

$$A = R \cdot \frac{l_2}{l_1} = v + e.$$

Если задано v, то отсюда находим:

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{v + e}{R},$$

равное отношению плеч ведущего шатуна $\frac{PM_1}{S_1P}$ и, наоборот, если по конструктивным соображениям выбирают отношение $\frac{l_2}{l_1}$, то находим величину v, которая не должна превосходить известных пределов.



Фиг. 229.

Далее от точки O_2 отложим

$$O_2M_1 = O_2M_2 = v + e$$

и затем находим крайнее положение ведущего шатуна S_1M_1 таким образом, чтобы

$$\frac{PM_1}{S_1P} = \frac{l_2}{l_1};$$

если v задано или наоборот, выбирают точку P по конструктивным соображениям и, проведя через M_1 и P прямую, находят точку S_1 и, следовательно, отношение $\frac{l_2}{l_1}$. При этом желательно, чтобы отклонения шатуна M_1S_1 от вертикали не превосходили 30°, иначе

НБ УДУНТ (ДІІТ)

пути, описываемые точками M_1 и S_1, будут значительно отличаться от горизонтальных прямых. Точка J кулисы DD берется так, чтобы линия JP была параллельна оси цилиндра OX и чаще всего на средине расстояния Oq, но от этого приходится часто отступать из-за конструктивных соображений. Основное требование, предъявляемое к механизму Гейзингера, заключается в том, чтобы среднее положение золотника было неизменно при всех отсечках. Для этого необходимо, чтобы точка P оставалась неизменной с изменением отсечки, т. е. при пересечении камня по кулисе DD. Для этого кулиса описывается из центра P радиусом, равным длине тяги JP, причем при среднем положении кулисного камня тяга JP должна быть параллельна OX. Тогда при перемещении камня точка P останется в покое.

Для неизменности линейного опережения впуска и вообще для симметричности золотника и, следовательно, парораспределения необходимо, чтобы при мертвых положениях кривошипа точка P находилась в вертикали O_2O_1 и качания ведущего шатуна S_1M_1 (который называют „маятником“) были симметричны относительно этой вертикали. Но симметричность этих движений страдает от: 1) влияния наклона (конечной длины) главного шатуна, 2) влияния наклона (конечной длины) эксцентриковой и 3) влияния способа подвешивания, которое заключается в надлежащем выборе места расположения переводного вала S и длины Sp (фиг. 221).[1]

В этом механизме все эти влияния оказываются меньшими, чем в других механизмах, — и в этом его крупное преимущество. Задача конструктора и заключается в доведении этих вредных влияний до минимума.

§ 43. Подвешивание кулисного механизма Гейзингера и данные для его проектирования. В § 42 приведены некоторые данные для проектирования кулисного механизма Гейзингера, в дополнение к которым сделаем еще ряд указаний.

Как сказано, симметричность движения маятника S_1M_1 (фиг. 229) страдает от:

1) влияния наклона (конечной длины) главного шатуна;

2 влияния наклона (конечной длины) эксцентриковой штанги BE;

3) влияния способа подвешивания.

Задача конструктора заключается в доведении этих вредных влияний до минимума.

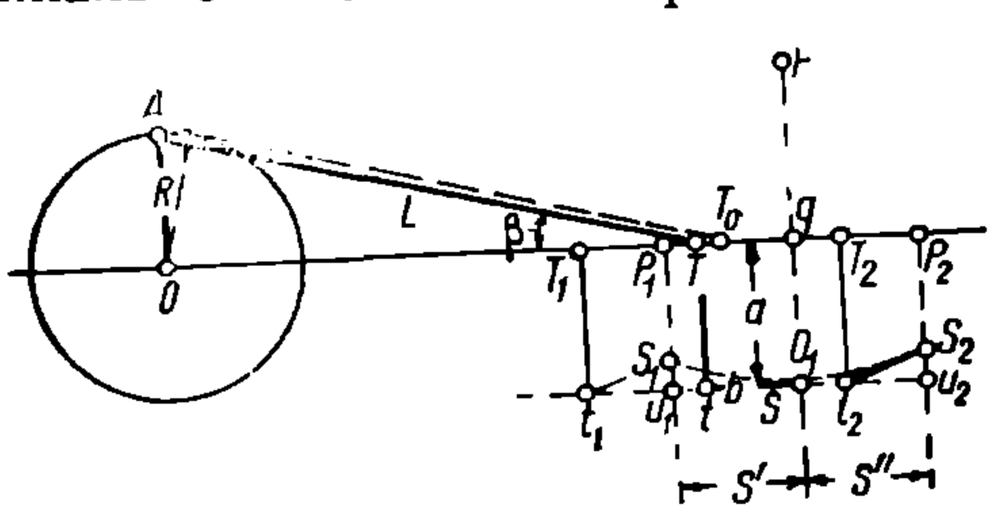
Разберем сначала влияние наклона главного шатуна, благодаря которому движение крейцкопфа, а следовательно, и точки S_1 не одинаково в разных половинах его хода. Отчасти это неравенство можно уравнять при помощи вертикальных качаний серьги tS (фиг. 230). Пусть точка P неподвижна, т. е. разобщим кулису от

---

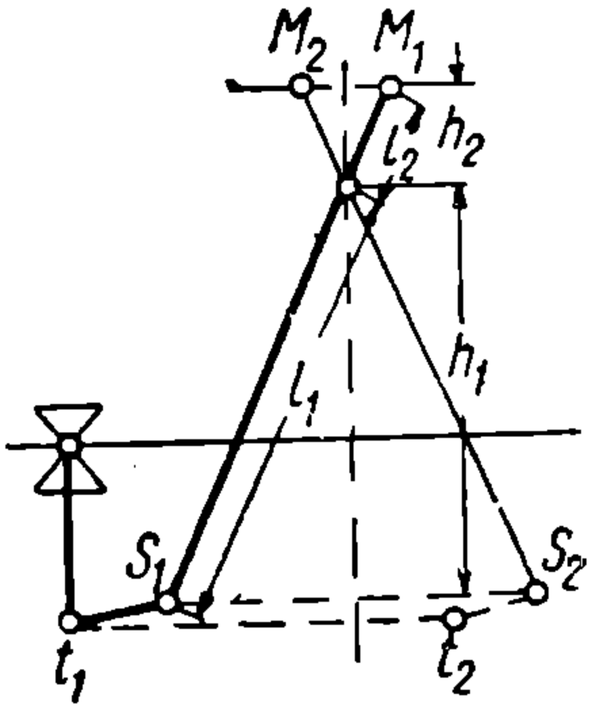
[1] Довольно сложные графические построения, здесь применяемые, служат предметом специальных исследований, напр.: Карташов Н. И., „Паровозные парораспределительные механизмы“, §§ 71—73. Его же, „Паровозостроение“, вып. II, Томск, 1929 г., Вестрен-Долл, „Вестник общества техников“, № 4, 1919; Монич, „Известия Южно-русского общества техников“ 1915 г. и др.

УДУНТ (ДІІТ) НБ

эксцентрика; тогда точка S описывает дугу S_1SS_2 радиуса, равного PS. Крайние положения крейцкопфа будут T_1 и T_2, и, как известно, среднее его положение T_0 не совпадает с положением T, соответствующим вертикальному положению кривошипа OA. Чтобы точки S_1 и S_2 были симметричны относительно оси O_1P и при вертикальном положении кривошипа нижняя точка маятника находилась на оси O_1P, берут длину серьги tS такой, чтобы: а) при вертикальном положении кривошипа она была



Фиг. 230.



Фиг. 231.

горизонтальна (параллельна Oq), и b) чтобы разность между ее длиною, равной b, и длиною ее проекции в крайних положениях, т. е.

$$t_1S_1 - t_1u_1 \quad \text{и} \quad t_2S_2 - t_2u_2$$

равнялась $L(1-\cos\beta)$, т. е. чтобы

$$t_1u_1 = t_2u_2 = b - L(1-\cos\beta).$$

Тогда размахи маятника по обе стороны будут равными, так как размах в левую сторону от O_1P равен:

$$S' = L\cos\beta + b - (L-R) - [b - L(1-\cos\beta)] = R,$$

в правую же сторону:

$$S'' = L + R - \cos\beta - b + [b - L(1-\cos\beta)] = R.$$

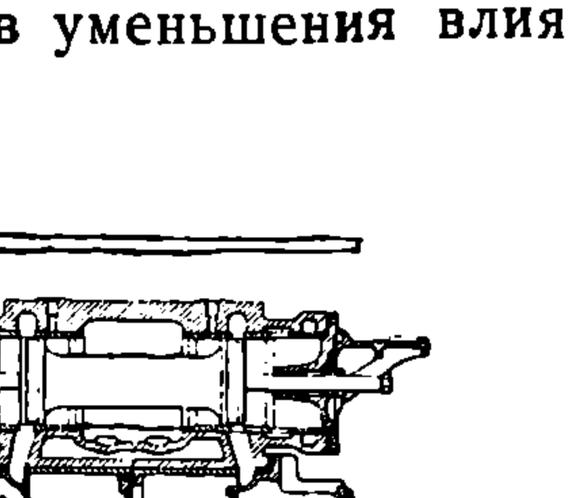
Но в действительности точка P не неподвижна, и поэтому нижняя точка маятника описывает не дугу круга, а некоторую кривую; поэтому указанный способ хоть немного уменьшает, но не устраняет влияния наклона главного шатуна, и на практике как размеры, так и положения серьги tS меняются в очень широких пределах, и иногда даже, наоборот, стараются, чтобы точка S_1 возможно точнее копировала движения точки t_1 (фиг. 231). для чего берут длину серьги t_1S_1 по возможности больше и точку S_1 берут выше линии t_1t_2 на расстоянии

$$\frac{1}{2}(l_1 + l_2 - h_1 - h_2).$$

Тогда отклонения серьги S_1t_1 будут незначительны.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На симметрию качаний маятника вообще оказывают влияние уклоны нижней серьги. Поэтому предлагали заменить ее трубкой m (фиг. 232), которая соединяется шарниром n с отростком крейцкопфа a. Через трубки пропускается свободно нижний конец маятника. Тогда качания маятника относительно неподвижного центра P будут вполне симметричны, и, следовательно, составное движение золотника, по закону косинусов, будет точно поршневое.

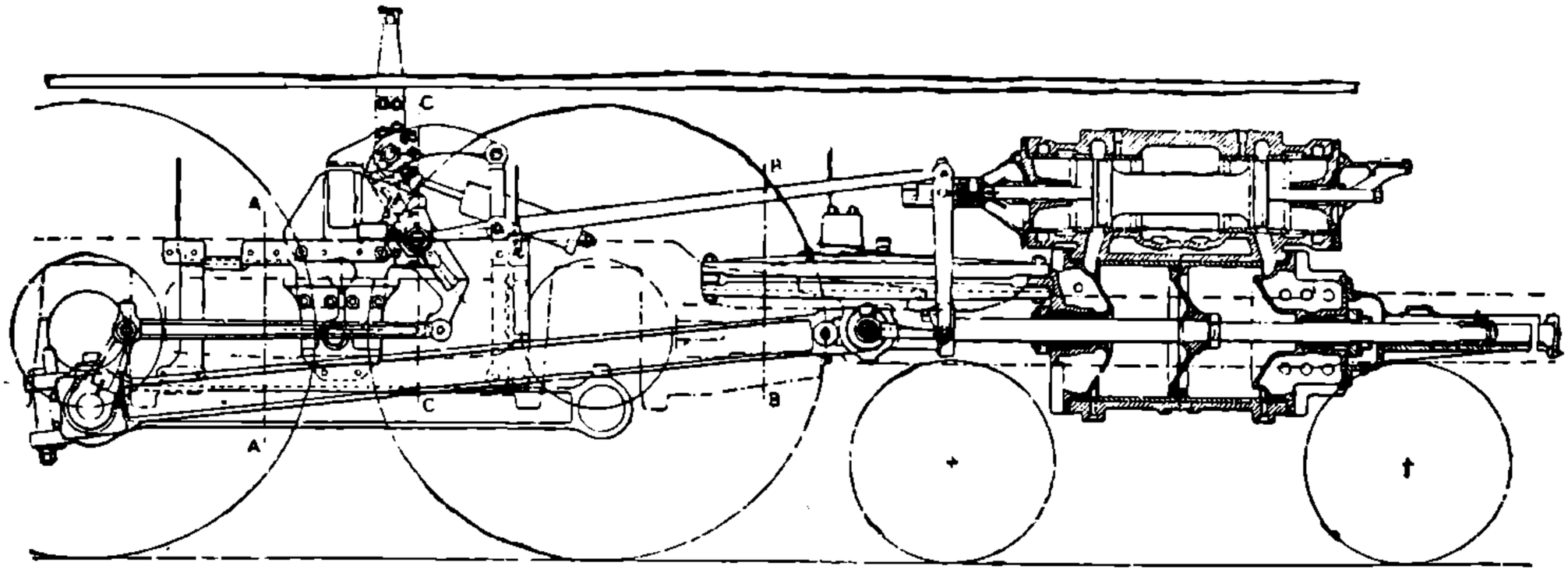


Фиг. 232.

Но так как применение такой трубки практически неудобно, а влияние уклонов серьги дает величины третьего порядка (по аналитическим исследованиям), которыми всегда пренебрегают, то на практике подобных трубок не ставят, оставляя упомянутые выше серьги.

Заслуживает еще внимание механизм Гейзингера типа Пенсильванской ж. д., у которого движение маятника получается от валика крейцкопфа без вертикального поводка (фиг. 233). Такая система поставлена и на паровозах ЕФ 1—5—0.

Перейдем теперь к рассмотрению способов уменьшения влияния эксцентриковой тяги.



Фиг. 233.

Предварительно надо определить положение точки захвата E кулисы и величину r эксцентриситета эксцентрика. На практике часто точку захвата E берут на оси OX в пересечении с нею перпендикуляра JE (фиг. 229); тогда

$$c = JE.$$

Желательно, чтобы кулиса незначительно отклонялась от своего среднего положения, например не больше 20—22,5° (для меньшего различия дуг, описываемых точками кулисы от соответствующих хорд). Поэтому, проведя линии nn' и $n'n'$ под углом $\alpha = 20 - 22{,}5°$ к JE, находим крайние положения касательной JE. Точка E опи-

УДУНТ НБ (ДІІТ)

сывает при качании кулисы дугу радиуса JE, и путь ее рав н $n''En''$. Если тяга BE получается при этом сравнительно длинной, то эксцентриситет r эксцентрика может быть принят приблизительно равным половине хорды $n''n''$. Перемещение камня равно:

$$r \cdot \frac{u}{c} = \frac{nn}{2}.$$

Если наибольшее требуемое перемещение золотника $2r$ (при наибольшей отсечке) известно, то, по фиг. 215, зная

$$r_1 = R \cdot \frac{l_2}{l_1},$$

находим:

$$r_2 = r\frac{u}{c} \cdot \frac{l}{l_1}.$$

Но $\frac{l}{l_1}$ нами уже найдено, а следовательно, имеем и

$$r\frac{u}{l} = r_2 \cdot \frac{l_1}{l}.$$

Величину $OB = r_2$ можно найти еще таким образом (фиг. 234): проводим $Ay' \parallel Oy$ на расстоянии $OA = R \cdot \frac{l_2}{l_1}$ и окружность радиусом, равным перекрыше впуска e. Для наибольшей отсечки (60—70—75%) пусть направление кривошипа будет ON. Находим точку пересечения E; через точки E, O и A проводим окружность, пересечение которой с Oy даст точку B. Тогда OB и будет равно:

$$r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{l}{l_1}.$$

Так как

$$\frac{l_2}{l} = \frac{v+e}{R},$$

то второй множитель известен; c находим по конструктивным соображениям, величиною u задаемся и тогда определяем r, или, наоборот, задаемся величиною r и тогда получаем $\frac{u}{c}$; зная c, находим u.

Проведя теперь (фиг. 229) две вертикальные линии nn' (или параллельно JE) на расстоянии

$$r\frac{u}{c},$$

находим в пересечении их с прямыми nn и $n'n'$ точки n и n', которые и определяют наибольшие размахи камня (они будут происходить по дугам nn и $n'n'$). Пересечения этих дуг с кулисою DD определяют наибольшие величины опускания и поднятия камня в кулисе, т. е. дают $(u)_{max}$ для наибольшей отсечки переднего и

НБ УДУНТ (ДІІТ)

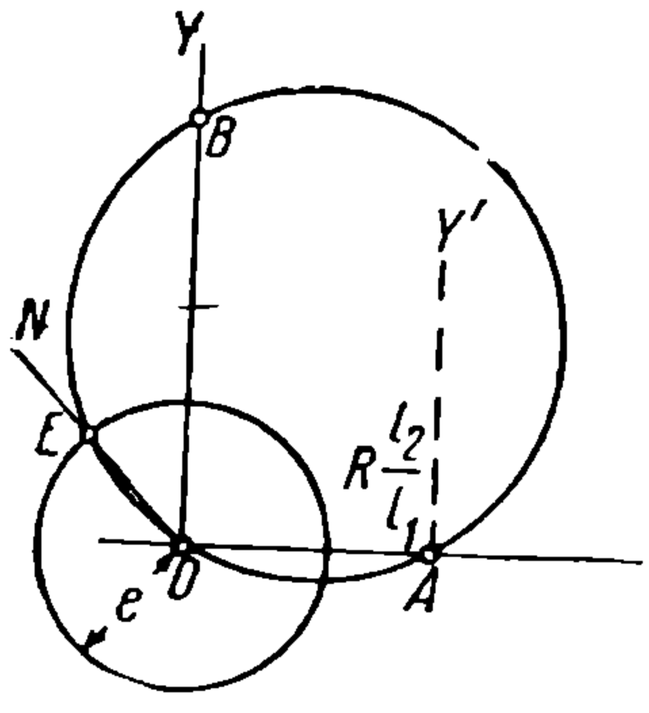
заднего хода, что необходимо для проектирования переводного механизма.

Но очень часто тяга BE оказывается короткой, и влиянием ее наклона пренебречь нельзя, так как движение кулисы получается очень несимметричным. Действительно (фиг. 229):

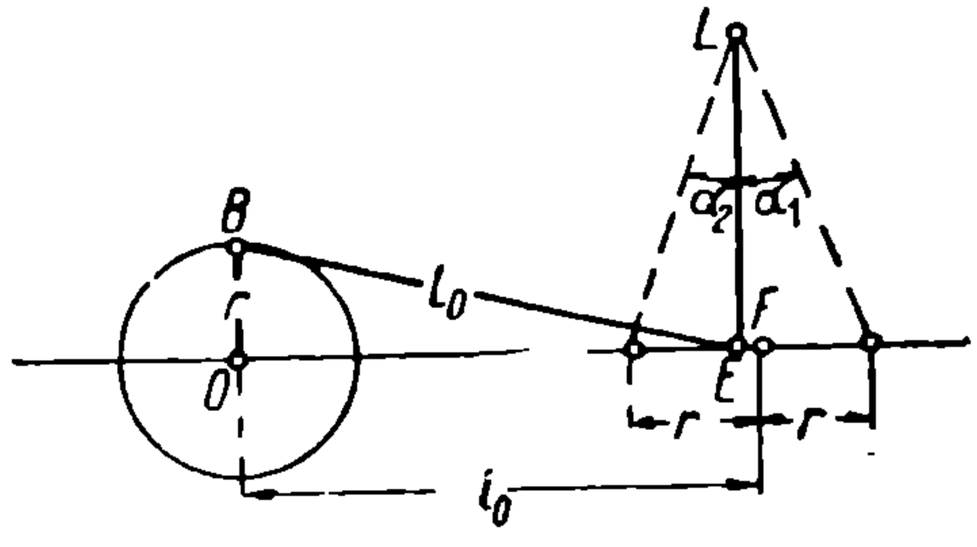
$$OE = \sqrt{l_0^2 - r^2};$$

следовательно,

$$OE < l_0.$$



Фиг. 234.



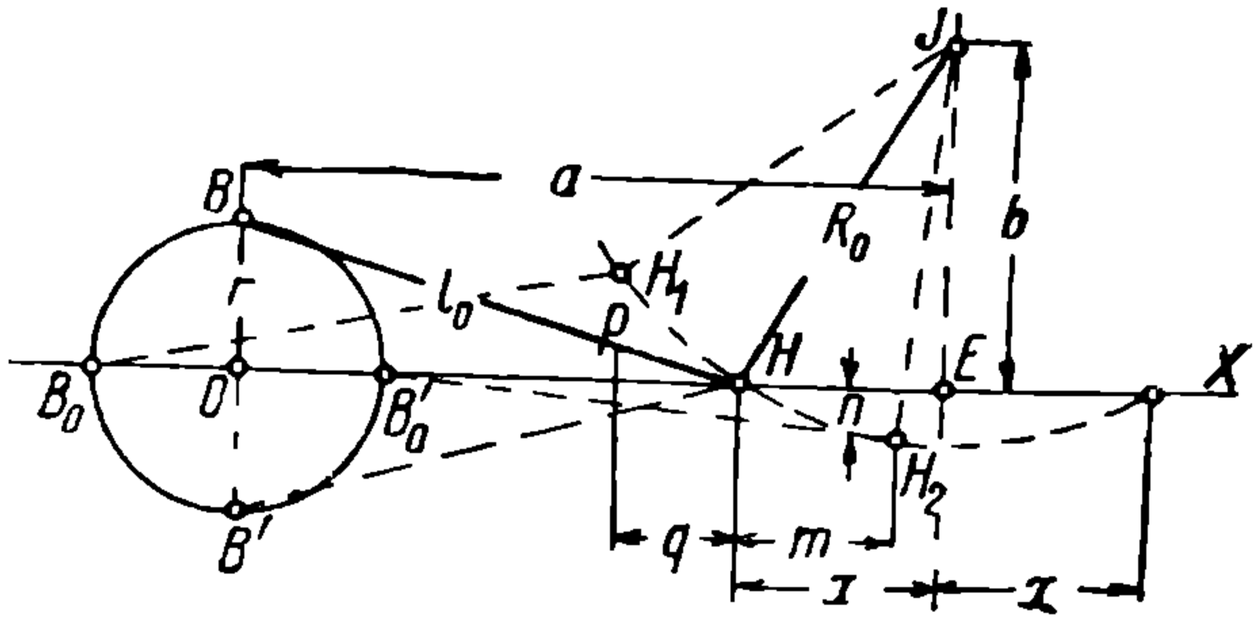
Фиг. 235.

Так как наибольшее отклонение точки E равняется

$$l_0 + r,$$

а наименьшее равно $l_0 - r$, то размах кулисы вправо от E будет больше, чем влево, а угол α_1 будет больше угла α_2 (фиг. 235).

Для уравнения этих размахов поступают таким образом: уменьшают еще более тягу BE, выбирая точку захвата левее вертикали JE, например в H (фиг. 236), так, чтобы она лежала для мертвых положений кривошипа на оси OX, т. е. HJ должно быть среднее положение кулисы.



Фиг. 236.

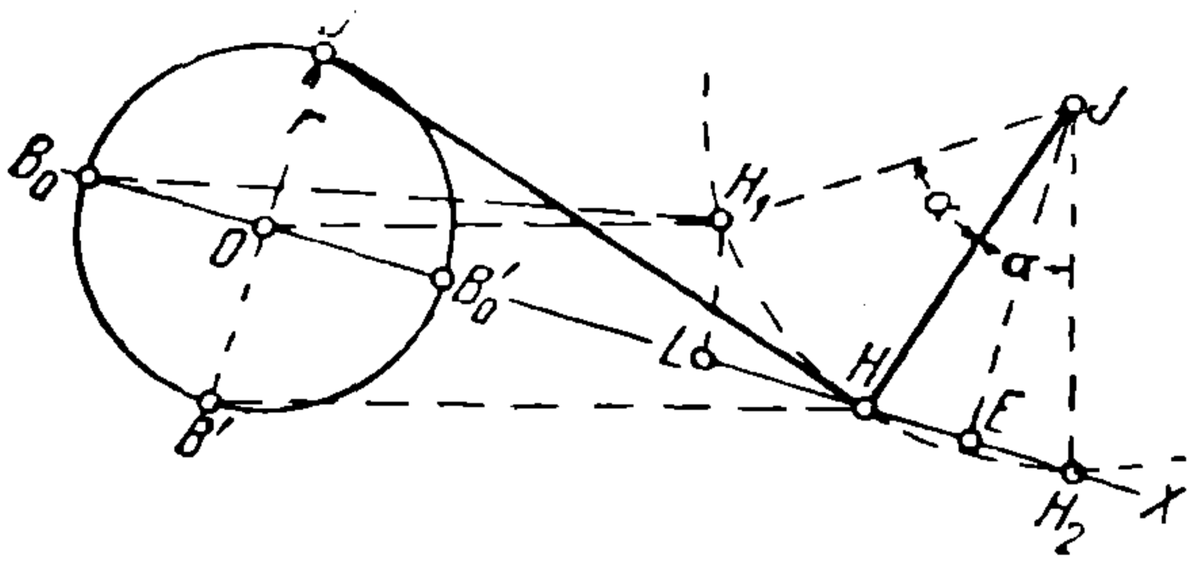
Для этого приходится изменять и эксцентриситет r таким образом: описываем дугу H_1HH_2 (фиг. 237) радиусом, равным HJ, так, чтобы отклонения кулисы из ее нового среднего положения HJ были попрежнему равны a. Соединим H_1 и H_2 с O и отложим на OH_2 расстояние

$$OL = OH_1.$$

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Тогда новая величина экцентриситета будет равна приблизительно половине отрезка LH_2.

Приводим еще способ нахождения точки захвата кулисы, который употребляется на заводе Крауссса. Нам по-предыдущему на Ox (фиг. 237) надо н йти точку H таким образом, чтобы на окружности, описанной из J радиусом, равным JH, дуги, проведенные из B_0 и B_0' радиусами, равными l_0, отсекли равные части



Фиг. 237.

$$H_1H = H_2H.$$

Положение ведущей оси и центр кулисы считаются данными. При обозначениях, поставленных на фиг. 236, находим следующие зависимости:

$$p^2 + q^2 = m^2 + n^2;$$
$$x^2 + b^2 = R_0^2;$$
$$(a - x)^2 = l_0^2 - r^2;$$
$$(b - p)^2 + (x + q)^2 = R_0^2;$$
$$(b + n)^2 + (x - m)^2 = R_0^2;$$
$$(a + r - x - q)^2 + p^2 = l_0^2;$$
$$(a - r - x + m)^2 + n^2 = l_0^2;$$
$$\frac{p}{n} = \frac{2x + q}{2x - m}.$$

Исключая из этих уравнений p, q, m, n, l_0 и R_0, находим:

$$a^2x^3 - a^3x^2 - b^2r^2x - b^4x + ab^4 - ab^2r^2 = 0. \quad (37)$$

Здесь a и b известны, и, следовательно, можно найти искомую величину x. Уравнение (37) можно представить в таком виде:

$$x = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2 \cdot \frac{a + x}{a - x}}. \quad (38)$$

Величину x приходится находить только приближенным способом, подбирая для нее такие значения, для которых уравнение (38) обращается в тождество.

Положим $r = 0$, находим первое приближенное решение:

$$x_1 = \frac{b^2}{a}. \quad (39)$$

Полагая

$$\frac{a + x}{a - x} = 1,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

находим второе приближенное решение:

$$x_2 = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2}. \qquad (40)$$

Наконец, положим в первой части уравнения (38)

$$x = \frac{b^2}{a},$$

находим третье приближенное решение:

$$x_3 = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2 \cdot \frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2}}. \qquad (41)$$

Предположим теперь, что требуется построить парораспределительный механизм, пользуясь первым приближением. Поступаем таким образом (фиг. 238): пусть R_0—выбранная длина плеча кулисы. Проводим

$$JP \perp OJ$$

(O — ведущая ось); тогда H — искомая точка захвата, так как

$$\triangle JPN \backsim \triangle OJN,$$

если

$$JN \perp OP.$$

Следовательно,

$$\frac{NP}{JN} = \frac{JN}{ON},$$

или

$$NP = \frac{\overline{JN^2}}{ON},$$

т. е.

$$x = \frac{b^2}{a}.$$

При постройке механизма со вторым приближением поступаем таким образом (фиг. 239). Здесь задается еще величина эксцентрика r.

Проводим

$$OL \perp OJ,$$

берем

$$Ql = R_0$$

и находим таким образом точку l. На lJ, как на диаметре, описываем полуокружность и тогда находим точки P. Соединяя P с O, находим искомую точку захвата H. Действительно окружность JPl пройдет через центр O; следовательно,

$$\triangle JPN \backsim \triangle Jl0;$$

поэтому

$$\frac{NP}{NJ} = \frac{Ol}{OJ},$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

или

$$x = \frac{b\sqrt{R_0^2 - r^2}}{\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Но так как

$$R_0^2 = x^2 + b^2,$$

то, следовательно,

$$x = \frac{b}{a}\sqrt{b^2 - r^2}.$$

Степень точности, достигаемая подобными построениями, видна из следующих примеров.

1. Пусть

$$a = 1000, \quad b = 250 \quad \text{и} \quad r = 100.$$

Решая уравнения (37) и (38), получаем точную величину:

$$x = 56{,}6.$$

С указанными приближениями находим:

$$x_1 = 62{,}5; \quad x_2 = 57{,}2; \quad x_3 = 56{,}5.$$

2. Пусть

$$a = 500; \quad b = 250 \quad \text{и} \quad r = 100.$$

Находим:

$$x = 108{,}35; \quad x_1 = 125; \quad x_2 = 114{,}4; \quad x_3 = 107.$$

Таким образом при многочисленных случаях, очень часто встречающихся на практике, когда a значительно больше b (как в 1-м примере), построение со вторым приближением дает результаты, вполне годные к употреблению. И только в тех редких случаях, когда a немного превосходит b, т. е. когда эксцентриковая тяга очень коротка (как во втором примере), следует делать дополнительную поправку по уравнению (41).

Иногда рекомендуют брать $x = 0$, и тогда из уравнения (38) имеем $b = r$. Только при таком соотношении кулиса в этом случае будет работать симметрично, но оно на практике не встречается.

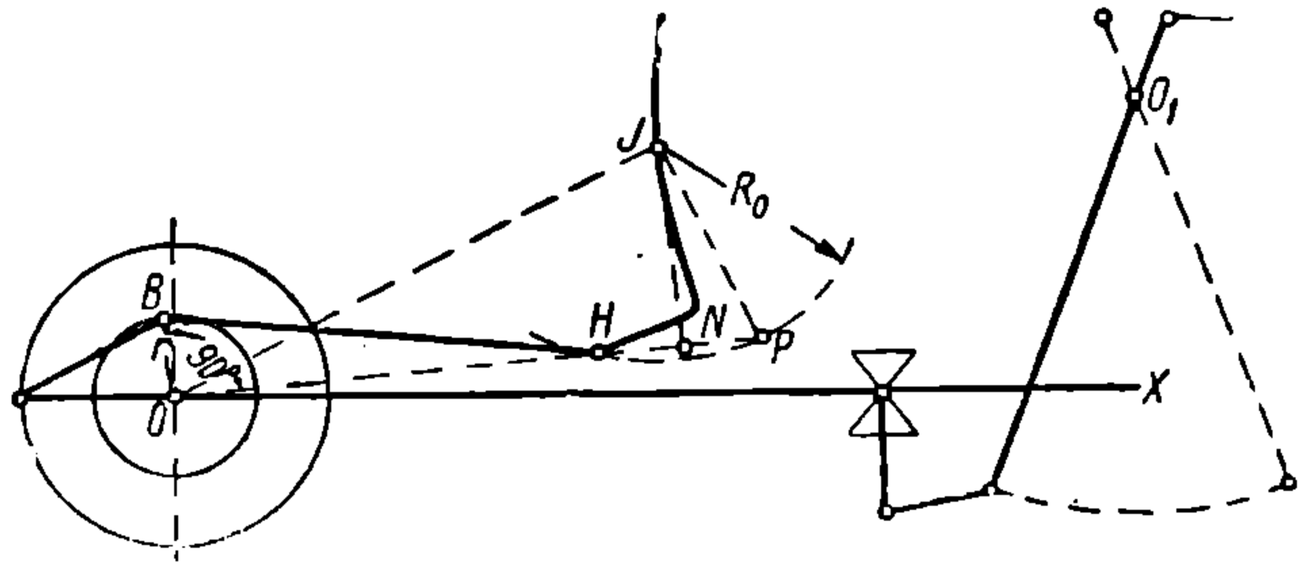
Как видим, точка захвата кулисы может лежать на оси цилиндра (фиг. 229) или вне ее (фиг. 238), но в обоих случаях при мертвых положениях главного кривошипа, когда точка захвата занимает свое среднее положение:

1) эксцентрик должен быть перпендикулярен к линии, соединяющей центр ведущей оси O с точкою захвата (т. е. в 1-м случае $OB \perp OE$, и, следовательно, $OB \perp OA$; во 2-м $OB \perp OH$ и, следовательно, угол $AOB < 90°$);

2) прямая, идущая от оси качания кулисы к оси качания маятника, берется параллельно той же линии, соединяющей O с точкою захвата (т. е. в 1-м случае $JP \parallel OE$ или $JP \parallel OX$; во 2-м — $JO_1 = OH$).

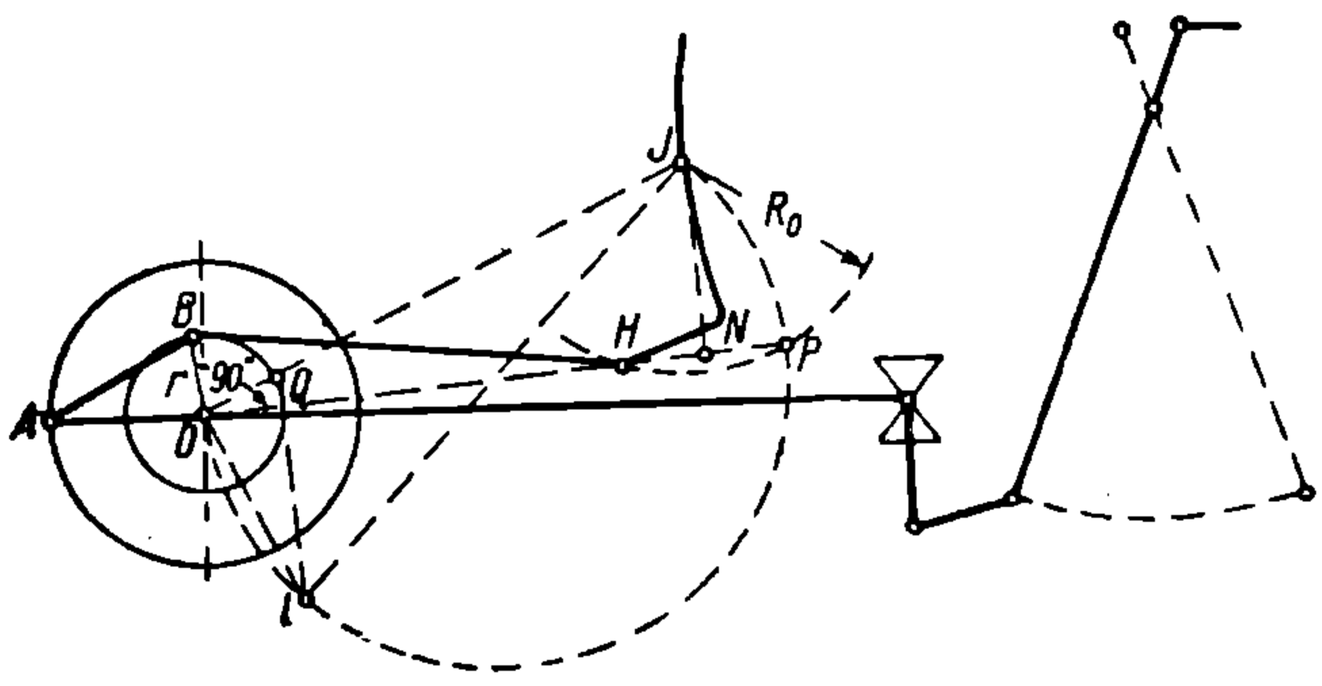
НВ УРУНТ (ДІІТ)

Если поступать по указанному, то влияние эксцентриковой тяги оказывается очень малым, и можно не требовать ее длину очень значительной. Точка захвата часто берется, как сказано, в пересечении вертикали JE с осью OX (фиг. 229), и тогда проекции путей, пройденных камнем, по обе стороны от своего среднего положения на горизонталь можно считать равными[1], т. е. при наибольшем удалении камня $nn_0 = n_0n$.

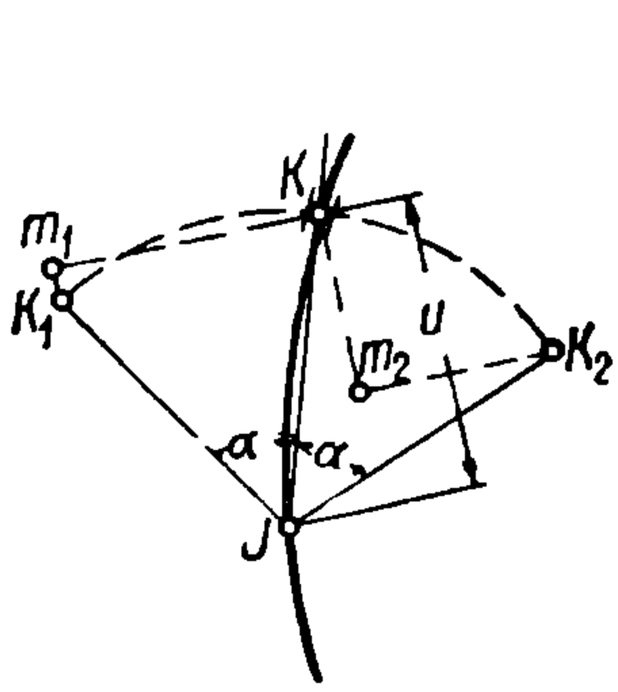


Фиг. 238.

Но если точка захвата кулисы находится в стороне от вертикали (фиг. 236), то колебания происходят около некоторой средней JK (фиг. 240), и проекции пройденных путей KK_1 и KK_2 на горизонталь, т. е. Km_1 и K_2m_2, уже не равны, что



Фиг. 239.



Фиг. 240.

влияет на правильность движения центра маятника P. Эта неправильность возрастает:

1) с увеличением угла α, почему выгодно угол α уменьшать (как сказано, его уменьшают до 20°);

2) с уменьшением радиуса кривизны кулисы, почему его стараются делать возможно большим, так как важно иметь возможно длинной и эксцентриковую тягу, то их стараются брать приблизительно равным $\frac{Oq}{2}$ (фиг. 229), но это не всегда возможно по конструктивным соображениям;

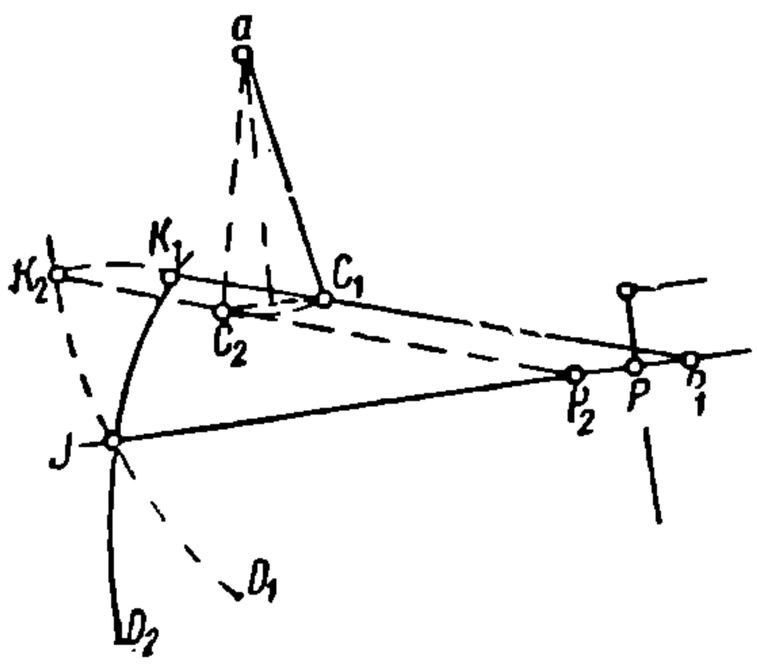
3) с удалением камня K от центра кулисы J; поэтому стараются делать наибольшее уклонение камня (или рабочую длину кулисы) возможно малым.

[1] Равенство в действительности будет только при прямой кулисе.

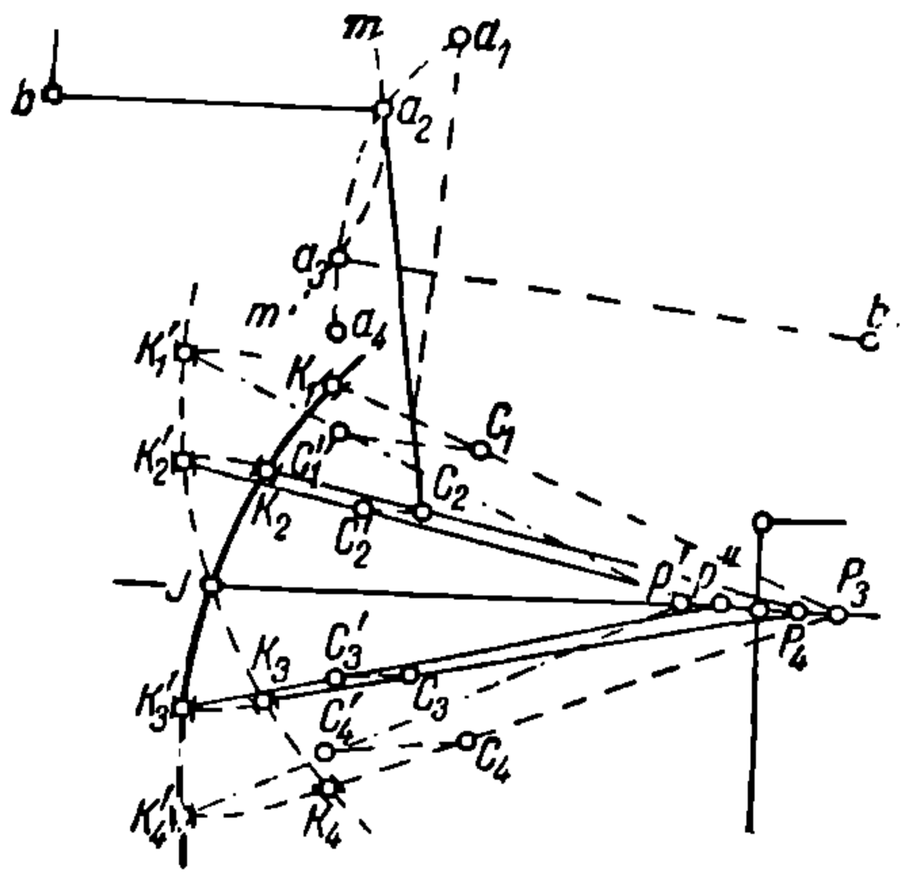
НБ УДУНТ (ДІІТ)

При надлежащем выборе размеров механизма с соблюдением указанных условий можно считать, что камень K при всех обстоятельствах движется эксцентриком, эксцентриситет которого равен $r\frac{u}{c}$.

Подвешивание кулисного механизма Гейзингера. Изменение отсечки достигается перемещением камня K по кулисе JD при помощи тяги aC_1 двуплечего рычага ab и тяги, идущей к машинисту. Точка C может лежать по ту или другую сторону от кулисы, и ось b двуплечего рычага может быть расположена выше или ниже оси ци-



Фиг. 241.



Фиг. 242.

линдра. Все это находится в зависимости от конструктивных соображений, причем точка C берется возможно ближе к камню K и тяги ac—возможно более длинной. Длины $CK = l'$ и $aC = l''$ можно считать данными.

При проектировании часто ставят условием, чтобы при крайних положениях кулисы D_1 и D_2 (фиг. 241) камень занимал то же положение в прорезе, т. е. $JK_1 = JK_2$.

При этом „игра камня“ будет наименьшая. Соответствующие положения точек подвеса кулисной тяги будут в C_1 и C_2, причем

$$K_1C_1 = K_2C_2 = l'.$$

Чтобы указанное условие было соблюдено, очевидно необходимо, чтобы центр колебания точки C лежал на прямой перпендикулярно к средине хорды $C_1\ C_2$, т., е. в a причем

$$aC_1 = aC_2 = l''.$$

НВ УДУНТ (ДІІТ)

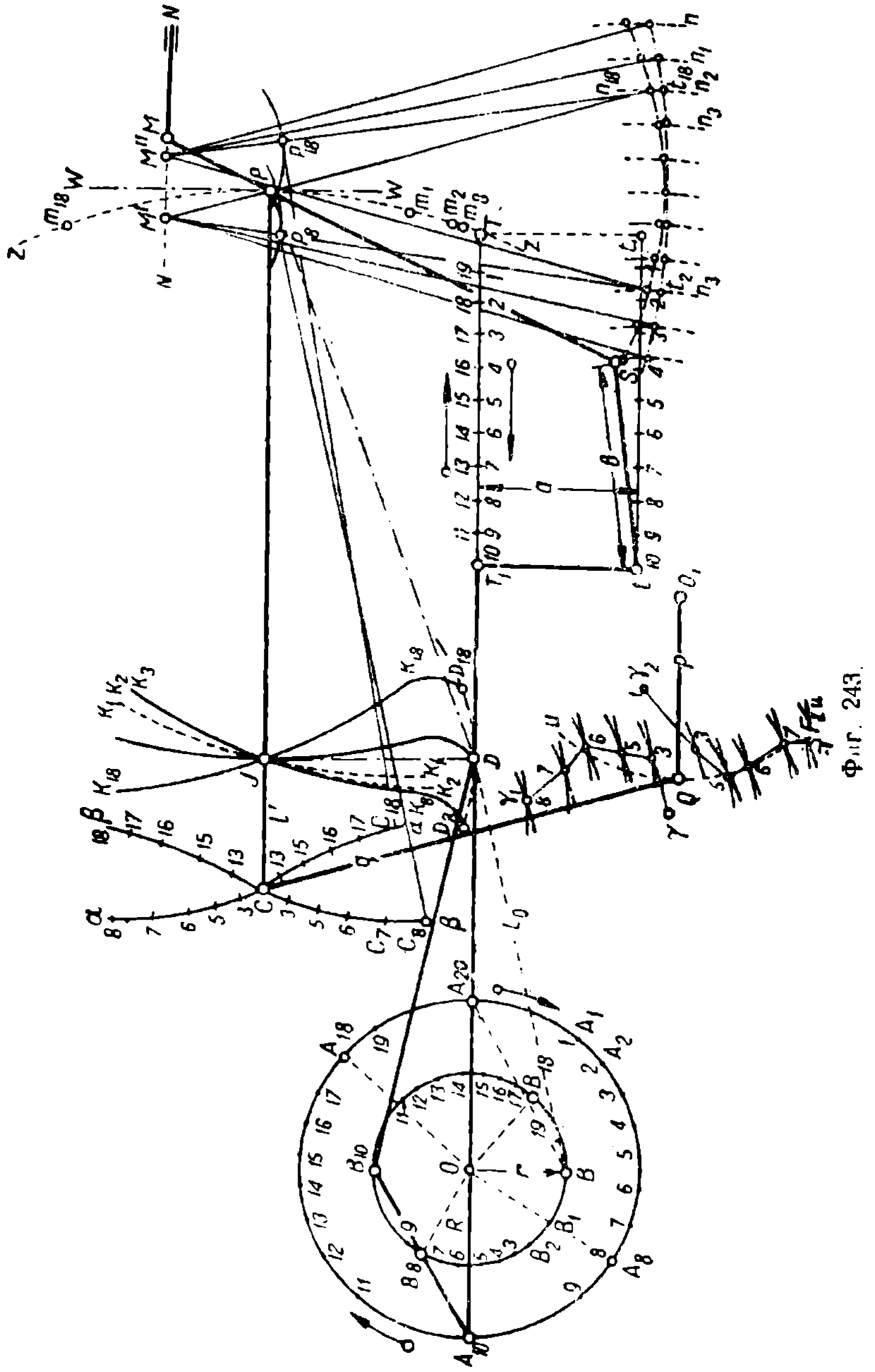
Если сделать такие построения для главнейших положений камня при переднем и заднем ходе (например на фиг. 242 для двух положений переднего и двух заднего хода), то получим ряд точек a_1, a_2..., a_4 определяющих кривую a_1a_4, по которой желательно перемещение точки a. Заменяя эту кривую приблизительно дугою круга центра b_1, находим вершину двуплечего рычага. Но по конструктивным соображениям помещение таким образом переводного механизма крайне редко допускается в паровозах, и центр вращения приходится переносить обыкновенно по другую сторону в b, причем как положение оси b, так и длину плеча ba_2 выбирают таким образом, чтобы дуга mm, описываемая концом плеча, проходила через точки a_2 и a_3, соответствующие наиболее употребительным отсечкам для переднего и заднего хода. Подобные построения делаются и при других упомянутых выше расположениях переводного механизма.

При указанном построении предполагалось, что центр кривизны кулисы P движется по прямой PJ, но на самом деле он описывает некоторую растянутую петлю, что вызывает игру камня. Это оказывает влияние и на правильность парораспределения, потому что при этом расстояние камня от оси J не остается постоянным, а непрерывно меняется, и, кроме того, игра вызывает срабатывание камня и кулисы, но при указанном способе подвешивания эти вредные влияния значительно уменьшаются.

Но главнейшее свойство совершенного парораспределения—давать равные отсечки по обе стороны поршня при всех обстоятельствах переднего и заднего хода, и исследования показывают, что правильный выбор центра переводного вала имеет в этом вопросе существеннейшее значение. Поэтому ход проектирования должен быть таков: на основании предыдущего определяют все элементы кулисного механизма (его схему), потом строят геометрическое место (кривые) положений, занимаемых верхней точкой подвесной тяги при условии соблюдения указанного равенства отсечек, затем выбирают центр переводного вала таким образом, чтобы указанная точка подвесной тяги действительно описывала найденные кривые точно или приблизительно. При этом может оказаться, что при взятой схеме кулисного механизма этого сделать нельзя, а следовательно, нельзя достигнуть и правильного парораспределения, и схему надо будет заново переработать. Построением, аналогичным с приведенным на фиг. 242, можно найти указанную кривую a_1a_4, но на основании многих построений, произведенных на Харьковском паровозостроительном заводе, инж. Шур заявлял, что получаемое геометрическое место никогда не есть дуга круга (как утверждал Pfitzner), но состоит из двух непересекающихся ветвей, из которых одна соответствует переднему, а другая—заднему ходу паровоза.

Ввиду крайней важности трактуемого вопроса приводим полностью способ построения указанных кривых, применяемый на Харьковском паровозостроительном заводе, данный инж. Шуром.

НБ УДУНТ (ДІТ)

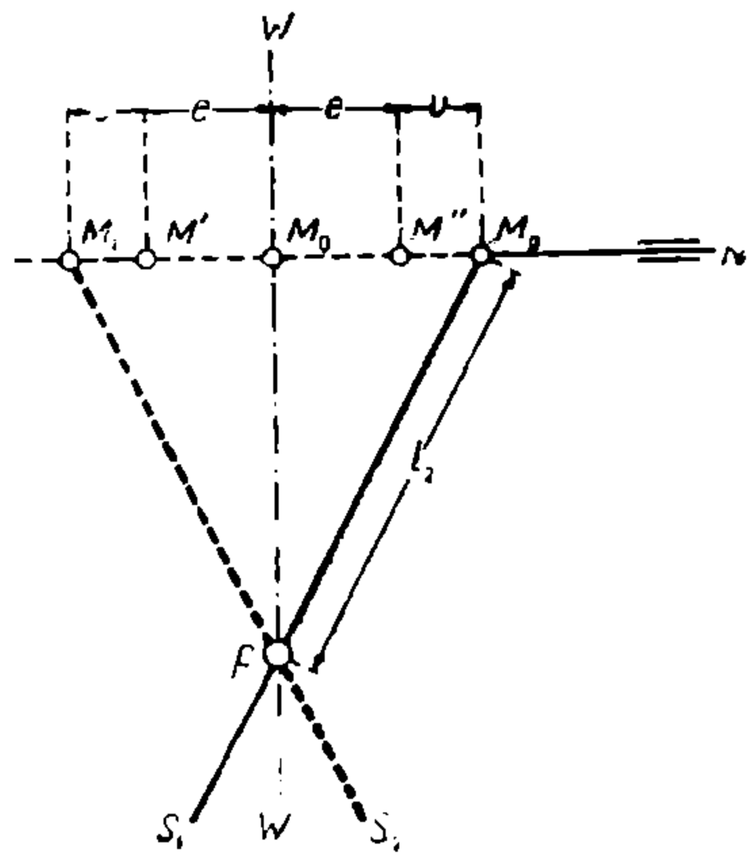


Фиг. 243.

Этот способ представляет удачное применение метода Ошинкло с а (Auchincloss) к механизму Гейзингера[1].

Ход крейцкопфа TT_1 (фиг. 243), а также и tt_1 делим на 10 частей и находим для каждого положения крейцкопфа соответствующие положениям кривошипа OA, OA_1,... и т. д. и эксцентрика OB, OB_1.... и т. д. Так как кулиса качается относительно неподвижной оси J и ее точка захвата D движется по дуге круга радиуса JD, то, зная длину тяги $BD = l_0$, находим (путем засечек) все соответствующие точки $D(D_1, D_2, \ldots)$.

Центр кулисы при всех ее положениях остается на дуге zz, описанной из J радиусом, равным $JP = l_3$, причем $\triangle JDP$ остается неизменным, и, следовательно, зная положение точки захвата D и делая из D_1, D_2,... на дуге zz засечки радиусом, равным DP, находим соответствующие положения центра кулисы $(m_1, m_2, \ldots)$, а потому можем вычертить и положения самой кулисы $K_1, K_2, \ldots$ При мертвых положениях поршня центр кулисы совпадает с осью качания маятника P.



Фиг. 244.

Далее имеем: в моменты отсечек золотник, а следовательно, и соединенная с ним тяга MN и точка M должны быть сдвинуты из своего среднего положения на величину внешней перекрыши (e), при мертвых же положениях поршня — на величину внешней перекрыши (e) + линейное опережение впуска (v). Поэтому, зная положения маятника M_1S_2 и $M_{11}S_1$ (фиг. 244) для мертвых положений поршня (или крейцкопфа T и T_1) и величину v, находим точки M' и M'', в которых всегда находится верхний конец маятника в моменты отсечек и при ходе поршня вперед и назад. Найдя эти точки, ищем положение маятника в моменты различных отсечек таким образом: один его конец при этом всегда совпадает с M' или M'' (сообразно прямому или обратному ходу поршня), другой же лежит

---

[1] Мы берем для изложения указанного способа один частный вид кулисного механизма Гейзингера: с нижним расположением точки подвеса и при внешнем впуске. Переводный вал при этом помещается ниже механизма. Подобное расположение было применено на пассажирском полутанк-паровозе 2—3—1 с 4-цилиндровой машиной компаунд Рязанско-Уральской ж. д.

Все рассуждения, проводимые ниже, понятно, одинаковы и для всякой другой схемы, и разница будет только в виде окончательно получаемых кривых, но ввиду встречающихся затруднений при подвешивании механизма с внутренним впуском приводится построение и такового.

Заметим опять, что размеры, взятые на фиг. 243, для ясности чертежа изменены сравнительно с действительными размерами на практике.

Очень хороший чертеж указанного построения для другого случая приведен при статье Вестрен-Долла в „Вестнике Общества техников", № 4, 1910 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

на соответствующих окружностях n_1, n_2, n_3, ..., описанных из точек t_1, t_2, t_3, ... радиусом, равным длине серьги $tS_1 = b$, и следовательно, легко определяется. Отложив теперь от точек M' (или M'') длину верхнего плеча маятника t_3, находим и положения оси его вращения P, которые лежат таким образом на дугах, описанных из M' и M'' радиусом, равным l_2, т. е. эти дуги будут геометрическим местом положений оси P (фиг. 243).

Очень удобно это делается так: на линейке закрепляют три острия, соответственно точкам M, S и P (концам и оси маятника). Ставим линейку одним острием в M' (или M''), другим же—на соответствующую окружность n_1, n_2, ... Третьим острием отмечаем искомое положение оси P вращения маятника. Таким же образом находим и положение тяги PJC в моменты отсечек, зная положение ее конца P (только что найденное) и имея в виду, что ее точка J (с которой на линии CP совпадает камень) лежит на соответствующих (также найденных) положениях кулисы K_1, K_2, ... Третье острие линейки дает положение точки C (C_1, C_2, ...). Соединивши полученные таким образом точки, соответствующие ходу поршня вперед и назад для переднего и заднего хода паровоза, получим Х-образную линию $\alpha\alpha\beta\beta$, представляющую геометрическое место конца C тяги PJC в моменты отсечек.

В момент какой-нибудь отсечки, например 0,8, в обеих частях цилиндра находим положение точек: t в t_8 и t_{18}, P в P_8 и P_{18}; конец тяги C должен находиться при ходе поршня вперед в C_8, при ходе назад—в C_{18}. Задаемся теперь длиною q подвески CQ и, описав из C_8 и C_{18} дуги радиусом, равным q, пересечением их определяем ту точку, в которой должен находиться в момент отсечки конец подвески Q (и следовательно, рычага QO_1), чтобы отсечки (при выбранной схеме механизма) по ту и другую сторону поршня были равны. Такие же точки находим и для других отсечек и для хода паровоза вперед и назад и, соединивши их, получим две непересекающиеся ветви (их приблизительная форма—$\gamma\gamma_1$ для хода паровоза назад и $\gamma_2\gamma_2$—вперед).

Идеальное пароораспределение (в смысле равенства отсечек) было бы только тогда, если бы точка Q двигалась по найденным ветвям, но на практике это недостижимо, и точка Q может двигаться только по окружности; поэтому надо выбрать плечо рычага O_1Q и центр переводного вала O_1 таким образом, чтобы эта окружность возможно ближе подходила к обеим ветвям. Тогда в точках пересечения этой окружности uu с ветвями будем иметь равенство отсечек, в остальных же—только большее или меньшее приближение.

Если удачно выбрать центр вала O_1 и длины рычага $QO_1 = p$ и подвески $CQ = q$ нельзя, то если дуга uu слишком резко будет уклоняться от ветвей $\gamma\gamma_1$ и $\gamma_2\gamma_2$ и, следовательно, пароораспределение будет резко несимметрично, придется изменять всю схему кулисного механизма и повторить все построения снова.

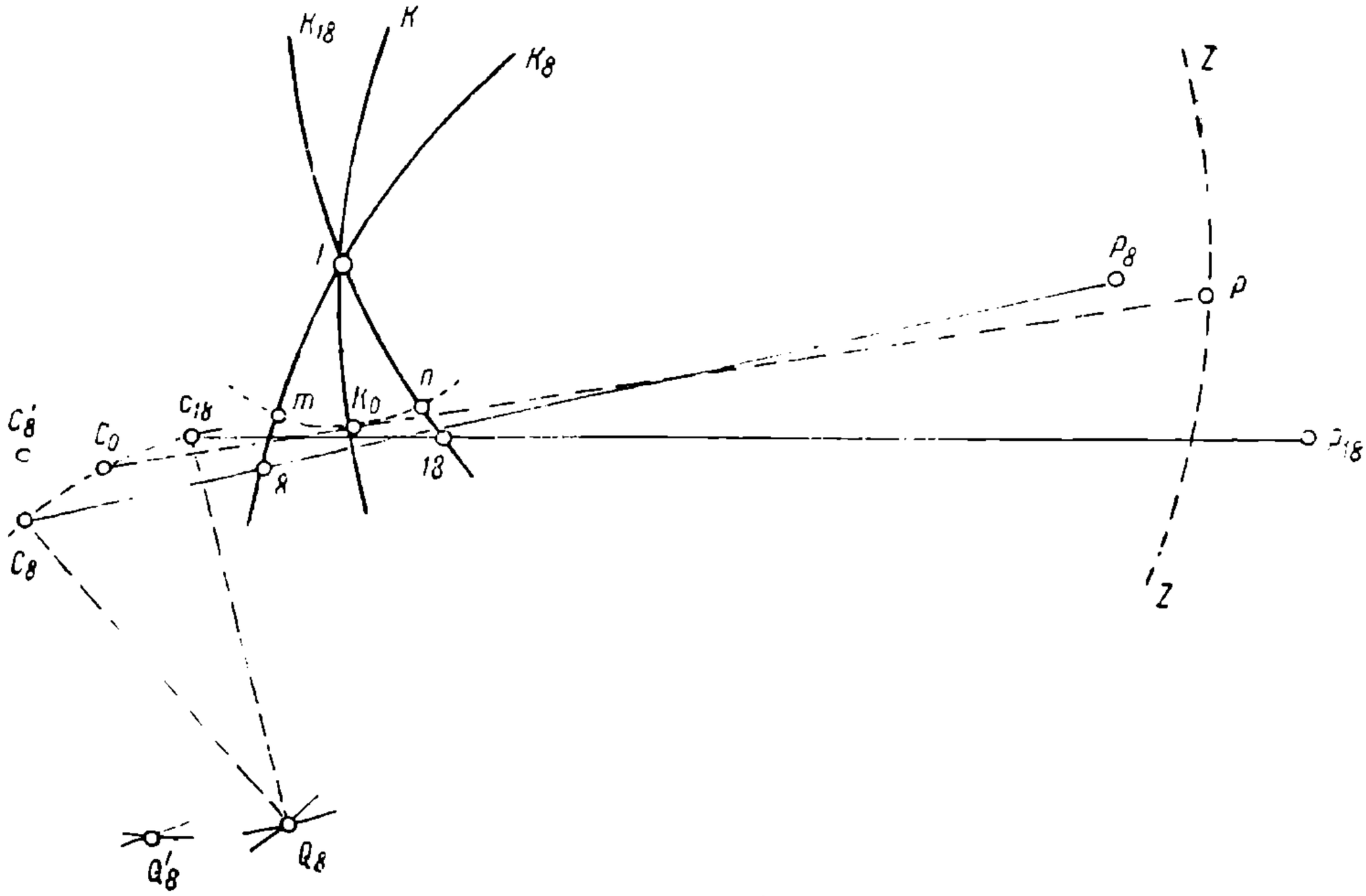
В результате можно выбрать схему и центр переводного вала,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при которых достигается достаточно точное для практики равенство отсечек.

При указанном способе подвески мы получаем равные отсечки при переднем и заднем ходе поршня.

Иногда еще предъявляется требование спроектировать механизм при котором будет возможно меньшая игра камня в кулисе, так как значительная игра не только искажает пароораспределение, но вызывает быстрый износ как кулисы, так и камня и, как следствие расстройство всего механизма.



Фиг. 245.

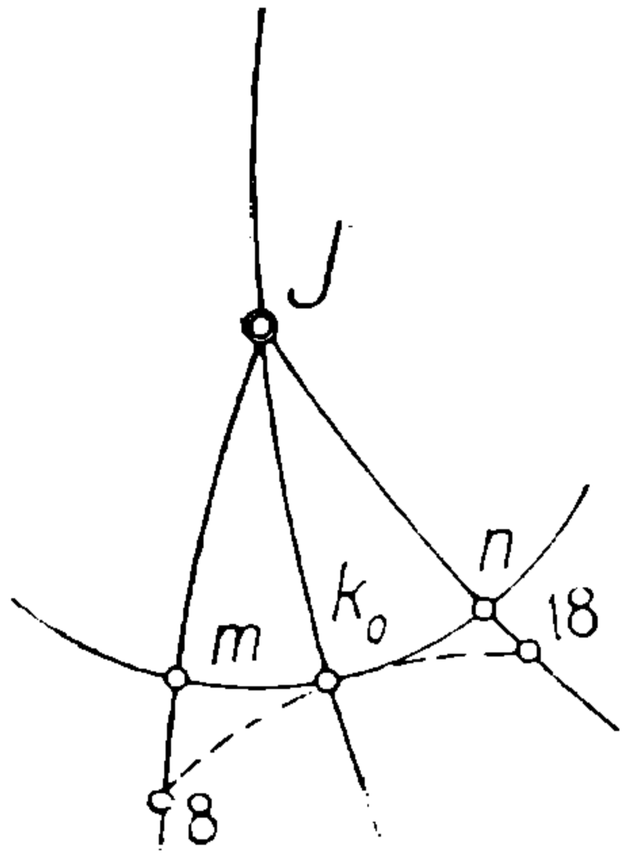
Для выяснения этого вопроса возьмем те же, разобранные выше, отсечки 0,8. Найденные положения кулисы K_8 и K_{18} вынесены на фиг. 245. Положения $P_8\,C_8$ и $P_{18}\,C_{18}$ дают положения кулисного камня в кулисе *8* и *18*, как пересечения $P_8\,C_8$ с K_8 и $P_{18}\,C_{18}$ с K_{18}. K—положение кулисы при мертвых положениях поршня и P—ее центр. Чтобы найти соответствующее положение кулисного камня K_0, берем упомянутую линейку, одно острие ее ставим в P, второе—на дугу C_8C_{18}, и тогда третье острие даст искомую точку K_0.

Таким образом кулисный камень описывает кривую $8-K_0-18$ (фиг. 246), вернее—некоторую вытянутую петлеобразную кривую, проходящую через точки *8*, K_0 и *18*. Чтобы не было игры камня, он должен был бы описать дугу mK_0n (из центра вращения J), следовательно, $m8$ и $n18$ представляют величины игры камня. Уни-

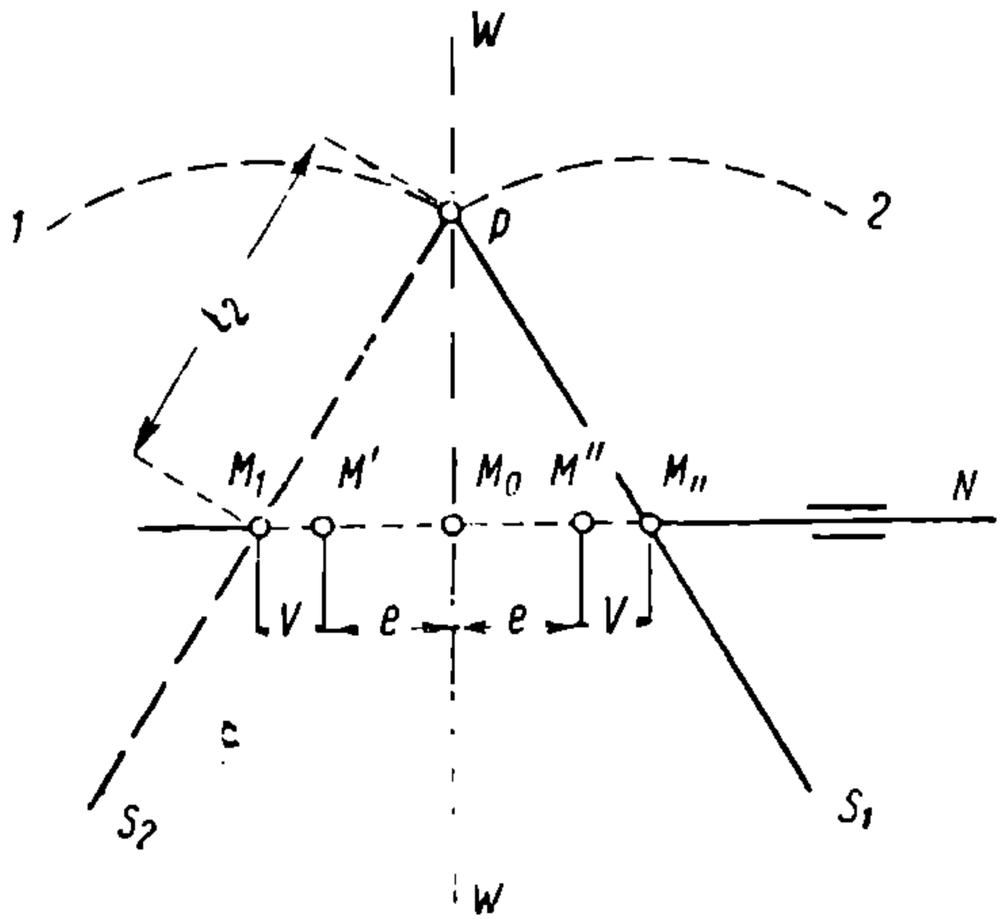
НБ УДУНТ (ДІІТ)

чтожить вполне эту игру невозможно, но можно поставить задачу ее уменьшить, например, уничтожить игру между средним положением камня K_0 и каким-нибудь другим, например наибольшим *8*; тогда произойдет смещение и остальных точек, и игра сделается вообще меньше.

Для этого надо, чтобы тяга P_8C_8 проходила не через точку *8*, а через точку *m*, и тогда точка C_8 переместится в C_8' (фиг. 245). Делая теперь засечки из точек C_8' и C_{18} длиною *q* подвески *CQ*, находим вместо точки Q_8 точку Q_8' и ряд таких точек для других отсечек, соединяя которые, получим новое геометрическое место отсутствия игры камня (или, вернее, уменьшения игры камня). Но, очевидно, если мы достигнем желательного уменьше-



Фиг. 246.



Фиг. 247.

ния игры, то только ценою нарушения правильности отсечек, так как найденные геометрические места равенства отсечек и уменьшения игры не совпадают. Поэтому, вычертивши оба геометрические места, берут среднюю и подбирают длины *q* и *p* и положение оси O_1 таким образом, чтобы дуга *ии* (фиг. 243) возможно ближе к ним подходила, но, понятно, большее предпочтение отдается равенству отсечек, почему, как сказано, обыкновенно и ограничиваются построением первых кривых.

Заметим, что в случае, если ось переводного вала O_1 лежит выше механизма (например по схеме фиг. 220), что обыкновенно и бывает, то таким же образом засечки для получения кривых $\gamma\gamma_1$ и $\gamma_2\gamma_2$ надо делать не внизу, а вверху, и тогда получим подобные же кривые, но только расположенные над механизмом.

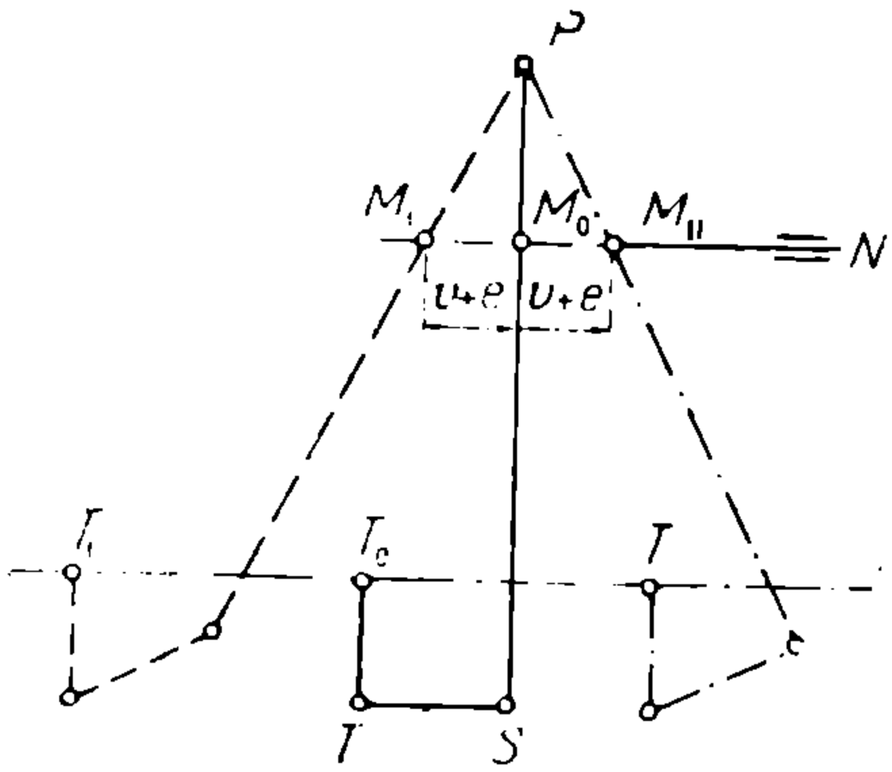
При внутреннем впуске имеем тот же механизм, но золотник получает передвижение от средней точки *n* (фиг. 221), и ось вращения маятника O_1 будет внешняя, почему вместо фиг. 244 будем иметь схему—фиг. 247. Рассуждаем по-предыдущему: при мертвых положениях поршня золотник, а следовательно, и ведущая его

УДУНТ НБ (ДІІТ)

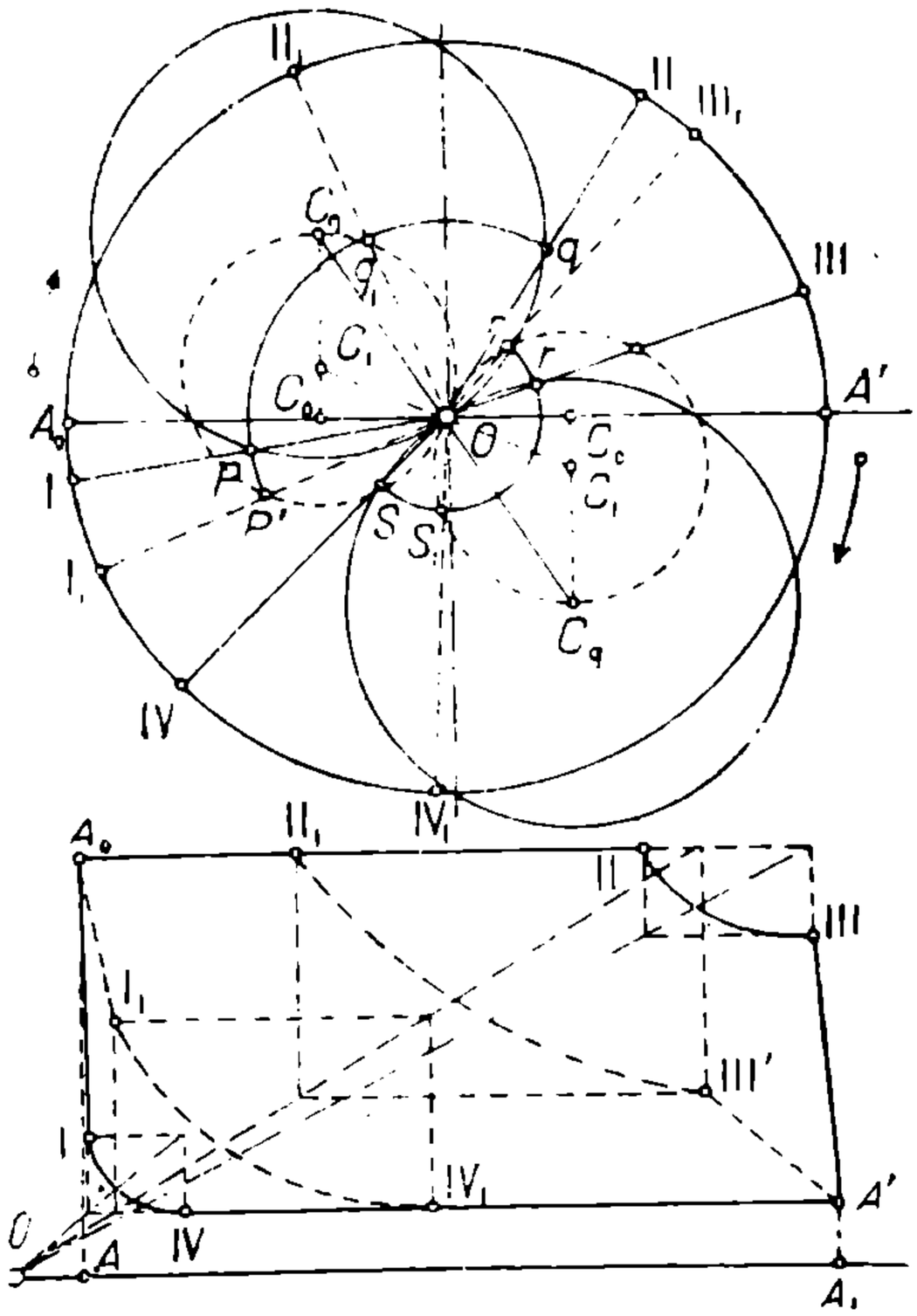
точка M должны быть сдвинуты на величину $e + v$ (что наглядно видно из фиг. 248, где T_1 и T—заднее и переднее положения поршня и T_0—среднее) и в моменты отсечек на величину e от его среднего положения WW; поэтому, зная положения маятника PM_1S_2 и $PM_{11}S_1$ для мертвых положений поршня и отложивши от точек M_1 и M_{11} величину v, находим точки M' и M'', в которых и находится всегда ведущая точка маятника M в моменты отсечек.

Попрежнему геометрическое место положений P будут дуги *1* и *2*, описанные из M' и M'' радиусом, равным l_2, сообразно прямому и обратному ходу поршня. Остальные построения ничем не отличаются от предыдущих.

Существует еще способ исследования кулисного механизма Гейзингера по методу круговых шаблонов, позволяющий исполнить все построения в значительно большем масштабе, а следовательно и более точно[1].



Фиг. 248.



Фиг. 249.

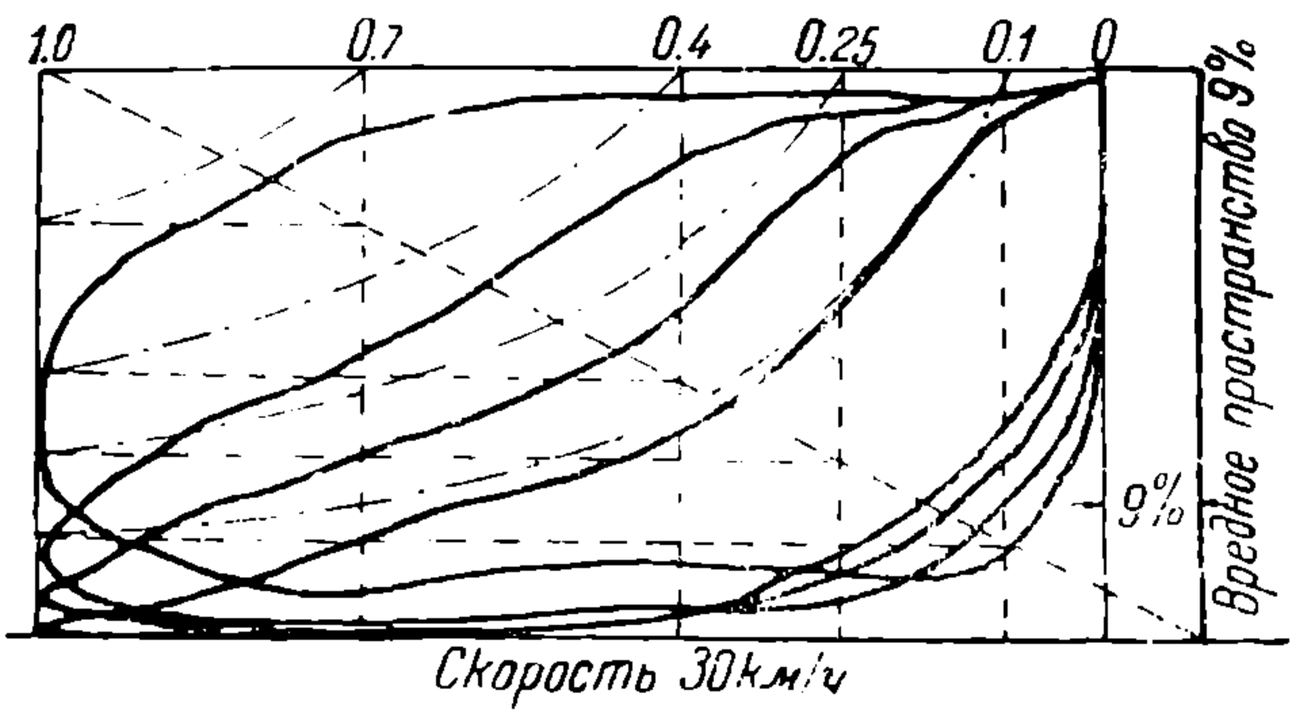
§ 44. Общее заключение о пораспределении при помощи кулисных механизмов. Влияние игры рессор. При измененни отсечки с помощью кулисных механизмов, как известно, изменяются элементы результирующих идеальных эксцентриков, т. е. r и угол δ.

Пусть например $C_0\,C_q$ представляют (фиг. 249) центральную прямую кулисы Гейзингера, т. е. геометрическое место центров кругов Цейнера, и точки $C_1\,C_q$ соответствуют 4-му и 1-му градусам кулисы, для которых внизу построены соответст-

[1] Его описание см. Н. И. Карташов, „Паровозостроение", вып. II, 1929 г., „Кулисный механизм Гейзингера".

НБ УДУНТ (ДІІТ)

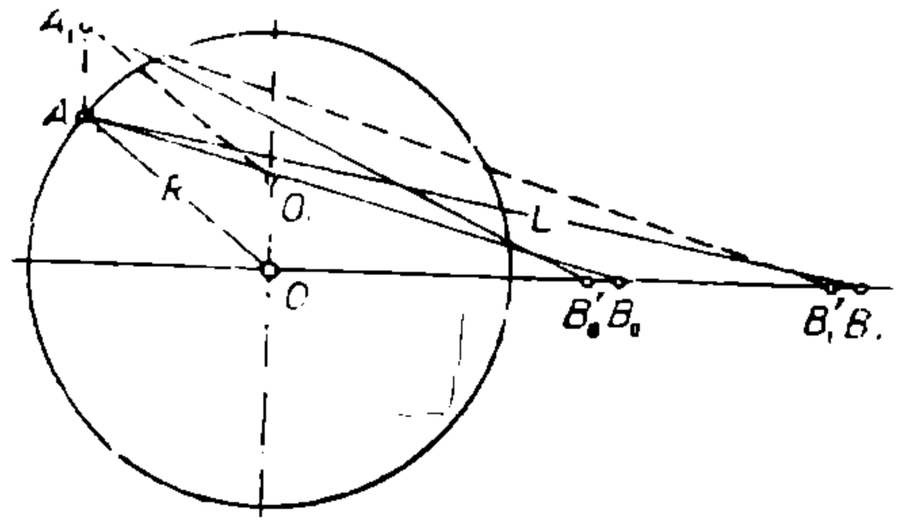
вующие индикаторные идеальные диаграммы (пренебрегая наклоном главного шатуна). Отсюда мы находим, что с приближением камня к средине кулисы: 1) значительно уменьшается ход золотника, а следовательно, и величина открытия окон каналов; 2) продолжительность наполнения (или отсечка) уменьшается (с A_0II до A_0II$_1$); 3) расширение увеличивается (с II III до II$_1$ III$_1$); 4) продолжительность предварительного выпуска увеличивается (с IIIA' до III$'A'$); 5) продолжительность выпуска при обратном ходе поршня уменьшается (с A'IV до A'IV$_1$); 6) сжатие значительно возрастает (крупный недостаток кулисных механизмов) (с IV I до IV$_1$ I$_1$); 7) продолжительность предварительного впуска увеличивается (с IA_0 до I$_1A_0$).



Фиг. 250.

Наглядно это видно на построенных идеальных диаграммах. Для примера из практики на фиг. 250 показаны действительные диаграммы, снятые Управлением Эрфуртских ж. д. на товарном паровозе при скорости 30 *км/час* и при отсечках 10, 25, 40 и 70 %.

В общем можно сказать, что парораспределение, даваемое различными кулисными механизмами, почти одинаково, и надлежащим подбором размеров их частей можно добиться вполне удовлетворительных результатов.



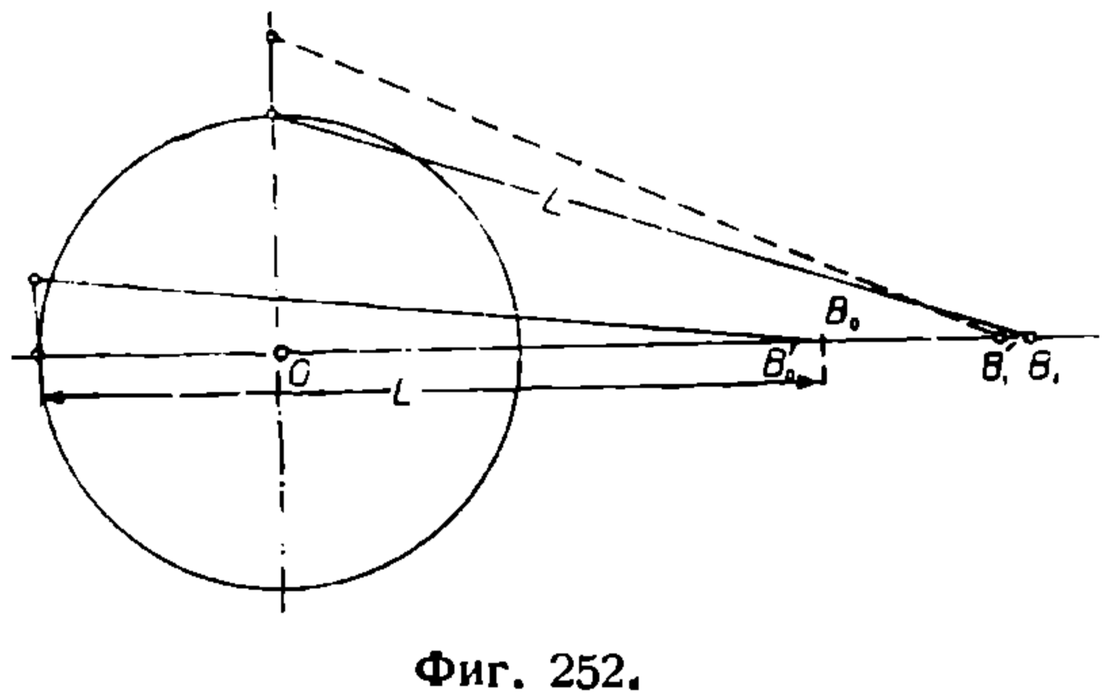
Фиг. 251.

Но на парораспределение может оказать влияние колебание („игра“) рессор, и здесь система кулисного механизма имеет большое значение. Пусть, например, ведущая ось O (фиг. 251) относительно рамы паровоза переместились в O_1 вследствие толчка снизу; тогда главный кривошип AO займет положение A_1O_1 и шатун AB_1— положение $A_1B'_1$, т. е. точка B_1 (а следовательно, и поршень) передвинется в B_1'. Это передвижение тем значительнее, чем короче шатун ($B_0B'_0 > B_1B_1'$), но особенного значения оно не имеет, так как оно становится небольшим при приближении поршня к мертвым точкам, когда есть опасность удара его о крышку цилиндра (фиг. 252; B_1B_1' значительно $> B_0B'_0$) [1].

[1] Если ось цилиндра горизонтальна. При наклонной оси влияние значительнее.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

То же относится и к эксцентрику с эксцентриковой тягой, но здесь уже может быть при значительном колебании рессор полное расстройство парораспределения в ледствие передвижения золотника. При больших скоростях и малых отсечках, когда окна открываются на очень малую величину, может быть полное искажение индикаторной диаграммы. Мы видим, что здесь горизонтальные передвижения составляют только незначительную часть вертикальных, а потому, чем длинее тяги в кулисном механизме и чем они ближе к горизонтальному положению, тем больше устраняется вредное влияние игры рессор. В этом отношении очень хороши механизмы Стефенсона и Гейзингера: на них почти совершенно не влияет игра рессор, и обратно, очень плох механизм Джоя, в котором кулиса связана с рамой, а камень через маятник—с осью, и при взаимном их перемещении изменяется и путь, проходимый камнем. По опытам инж. Ватерлея при перемещении оси на 20 *мм* вниз открытие переднего окна в нормальном паровозе правительственного заказа 0—4—0 уменьшается почти вдвое, что способствует мятию пара и уменьшению площади диаграмм. Поэтому подобные механизмы при малых отсечках (следовательно, для быстроходных паровозов) не дают удовлетворительного пароразпределения и совершенно не годятся для железных дорог с рельсами легкого, легко гнущегося, типа и с плохим состоянием железнодорожного полотна.



Фиг. 252.

§ 45. Шарнирные пароразпределительные механизмы. Практические затруднения с изготовлением и ремонтом криволинейных кулис и быстрый их износ благодаря наличию скользящего трения уже давно дали повод к изобретению шарнирных, или рычажных, пароразпределительных механизмов,—бескулисных, каковых и появилось значительное число, например, Маршаля, Гельсдорфа, Броуна, Бекера и др., которые применялись обыкновенно только в единичных экземплярах, и только механизм Бекера (Baker) получил известное распространение в США. Он был изобретен в 1903 г. для тракторных машин и впервые был применен к паровозам в 1908 г. под названием механизма Бекера—Пильод и после усовершенствований по патенту 1911 г. стал применяться более широко; в настоящее время им оборудованы более 10 000 паровозов всех видов, причем некоторыми ж.-д. компаниями он принят как стандартный.

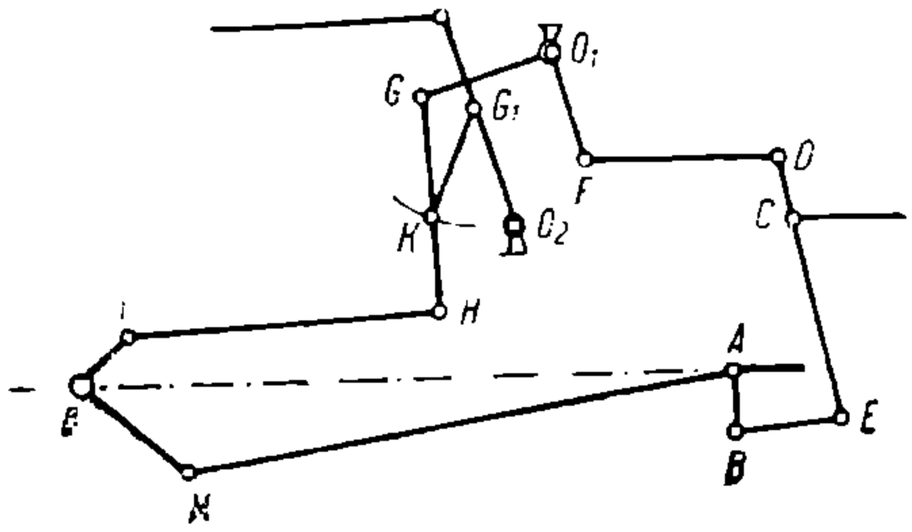
Механизм Бекера (фиг. 253)—радиальный, и, так же как в механизме Гейзингера, здесь имеются две кинематические цепи.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

дающие два составные эксцентрика (опережения и отсечки). В полной аналогии с механизмом Гейзингера имеем:

1) эксцентрик опережения, получаемый от главного крейцкопфа A через серьгу BE и маятник ECD, и

2) эксцентрик отсечки, получаемый от контркривошипа OJ.

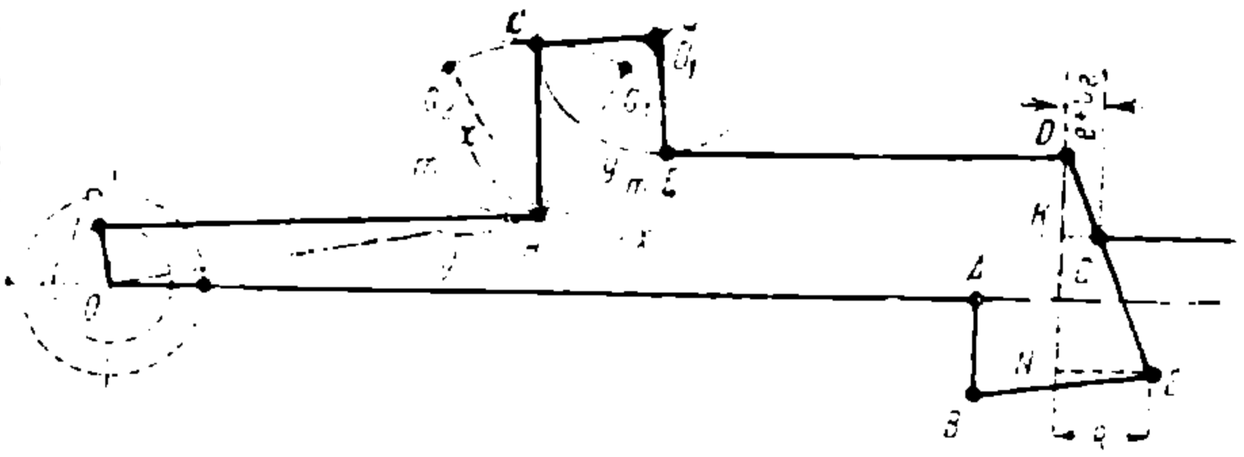


Фиг. 253.

Контркривошип через тягу JH и HG действует на двуплечий рычаг GO_1F, вращающийся около неподвижной точки O_1 и передающий через плечо O_1F и тягу FD движение маятнику DCE, который таким образом имеет два составных передвижения: от крейцкопфа и от контркривошипа. Оба эти передвижения слагаются и через шарнир C передаются золотнику.

Около средины тяги GH от шарнира K идет штанга KG_1, соединенная шарнирно в точке G_1 с рычагом G_1O_2, вращающимся относительно неподвижной точки O_2. Положение этого рычага, передвигаемого реверсом из будки машиниста, определяет величину отсечки и направление движения.

Механизм Бекера довольно сложен конструктивно, и большое число его шарниров требует внимания и надзора, так как их разработка может дать значительный мертвый ход, в связи с чем получается искажение пораспределения, но ремонт прост (по крайней мере в условиях эксплоатации ж. д. США) и заключается в смене бронзовых втулочек, которые запрессовываются в отдельные части механизма.



Фиг. 254.

Ввиду сказанного механизм Бекера был немного упрощен Луганским паровозостроительным заводом (ЛПЗ[1]).

Ниже помещается анализ и метод проектирования механизма ЛПЗ, предложенный доцентом ТЭМИИТа *В. В. Ивановым.*

Обозначим через: e — перекрышу впуска, i — перекрышу выпуска, v_e — линейное предварение впуска, r — радиус кулисного кривошипа и R — радиус главного кривошипа.

Роль эксцентрика опережения в механизме Луганского завода (фиг. 254) играет часть пароораспредилительного механизма $ABECD$, осуществляющая открытие паровпускного окна на величину линейного предварения впуска при мертвых положениях кривошипа. В этой части механизм Луганского завода имеет те же элементы, как

[1] См. „Подвижной состав“ № 6, 1933 г., ст. Вендвода.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и кулиса Гейзингера. Если представить себе точку D неподвижной, что отвечает среднему положению реверсирующего рычага GH, то при мертвых положениях кривошипа золотник будет открывать паровпускные окна на величину v_e, перемещаясь вперед и назад на величину $e + v_e$. Таким образом радиус эксцентрика будет равен $r_1 = e + v_e$.

Эксцентрик отсечки осуществляется кинематической цепью, состоящей из кулисного кривошипа OJ, эксцентриковой тяги JH, промежуточной тяги HG, двуплечего рычага GO_1F, имеющего центром вращения точку O_1, и золотниковой тяги FD. Для осуществления переднего и заднего хода центр колебаний точки H перемещается при помощи реверсирующего рычага, находящегося сзади промежуточной тяги HG, по дуге круга, описанного радиусом HG из точки H. Для переднего хода реверсирующий рычаг занимает положение HG_1 и для заднего хода положение HG_2.

При переднем ходе точка H перемещается по дуге xx и при заднем ходе по дуге yy. Изменение отсечки осуществляется изменением положения реверсирующего рычага: чем больше угол его наклона, тем больше будет отсечка. При среднем положении реверсирующего рычага, совпадающем с положением промежуточной тяги, изображенной на фиг. 254, точка G при вращении кулисного кривошипа остается неподвижной, так как точка H колеблется по дуге mm, описанной радиусом GH из центра G. Для того чтобы при крайних положениях кривошипа двуплечий рычаг GO_1F занимал одно и то же положение и не влиял на перемещение золотника от средины золотникового зеркала, угол между OH и кулисным кривошипом OJ должен быть прямым.

Выяснив назначение отдельных звеньев механизма, определим длины элементов, осуществляющих необходимые перемещения золотника.

Наибольшее перемещение золотника определяется помощью диаграммы Цейнера для заданной наибольшей отсечки и заданным элементам золотника e, i и v_e.

Для уменьшения мятия пара при прохождении его через паровпускные окна и повышения среднего индикаторного давления в современных паровозах увеличивают ход и диаметр золотника, что позволяет в значительной мере ограничивать наибольшую отсечку.

У паровозов ФД наибольшая отсечка при проектировании была принята равной 0,6, при перекрыше впуска $e = 60$ *мм*, перекрыше выпуска $i = 3$ *мм* и линейном предварении впуска $v_e = 5$ *мм*. На фиг. 255 построена диаграмма Цейнера для указанных элементов. Наибольшее перемещение золотника от средины золотникового зеркала определяется радиусом результирующего эксцентрика $OC = r_1$. Это перемещение золотника в кулисных механизмах второго рода, к числу которых нужно отнести и механизм Луганского завода, в действительности осуществляется двумя взаимно перпендикулярными эксцентриками: эксцентриком опережения $OA = e + v_e$ и эксцентриком отсечки $OE = B$.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

При внутреннем впуске пара угол первого эксцентрика $\delta_1 = 90°$ и угол опережения второго $\delta_2 = 0°$.

Как уже было сказано, эксцентрик опережения *OA* осуществляется кинематической цепью *ABECD* (фиг. 254), а эксцентрик отсечки цепью *OJHGO*$_1$*FD*. Установим теперь связь между элементами механизма и найденными эксцентриками. Точка *E* парораспределительного маятника получает свое движение от точки *B*, неподвижно скрепленной с крейцкопфом *A* и совершающей то же движение, что и точка *A* (фиг. 254). Горизонтальное перемещение точки *E* от своего среднего положения вперед и назад равно *R*. При перемещении точки *E* от среднего положения на величину *R* золотник перемещается от средины зеркала на величину $e + v_e$. Сравнивая подобные треугольники *DKC* и *DNE*, находим, обозначая *DC* через l_1 и *CE* через l_2:

$$\frac{KC}{NE} = \frac{DC}{DE} = \frac{l_1}{l_1 + l_2},$$

или

$$\frac{e + v_e}{R} = \frac{l_1}{l_1 + l_2}. \qquad (41a)$$

На практике часто для упрощения конструкции крейцкопфа избегают вертикального поводка *AB*, и точка *E* приводится в движение непосредственно точкой *A*. Подобная конструкция применена в кулисных механизмах у паровозов ФД, ИС, Т^{А}, Т^{Б}, Е^{Ф} и Е^{Л}. В этом случае, при известном расстоянии по вертикали между осями золотника и цилиндра, определяется не только отношение $\frac{l_1}{l_1 + l_2}$, но и величина плеч l_1 и l_2.

При поршневом парораспределении перемещения золотника должны быть симметричны по отношению к перемещениям поршня; поэтому при среднем положении поршня и среднем положении переводного механизма золотник должен также быть в среднем положении. Большинство механизмов наших паровозов выполнено с указанным принципом. Если ось цилиндра горизонтальна, то среднему положению золотника отвечает вертикальное положение маятника.

На фиг. 256 изображены три положения маятника, отвечающие переднему крайнему, среднему и заднему крайнему положениям. Так как золотниковый кулачок обыкновенно перемещается по прямой параллельной оси цилиндра, то при среднем положении маятника нижний его конец будет находиться ниже оси цилиндров на величину *x*, занимая положение *C'E'*.

При крайних положениях маятника точка *E* находится выше оси цилиндра на величину *x*, что следует из равенства прямоугольных треугольников *EAG* и *FA'E'*, которые имеют равными стороны $A'E' = AE$ и $FA' = GA$, так как

$$FA' = K + R \text{ и } GA = K + R.$$

НТБ УДУНТ (ДИТ)

Приняв это во внимание, можно написать:

$$l_2^2 = [R - (e + v_e)]^2 + (h - x)^2. \qquad (41б)$$

Но так как $l_2 = h + x$ (см. среднее положение маятника), то имеем:

$$(h + x)^2 = [R - (e + v_e)]^2 + (h - x)^2,$$

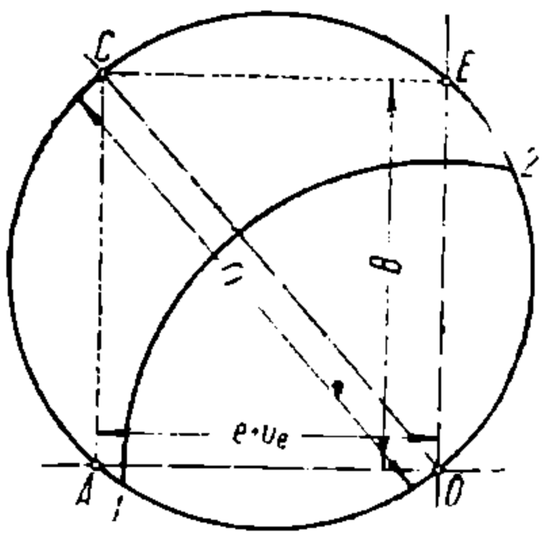
что после приведения подобных членов и решения уравнения относительно x дает:

$$x = \frac{[R - (e + v_e)]^2}{4\,h}, \qquad (41в)$$

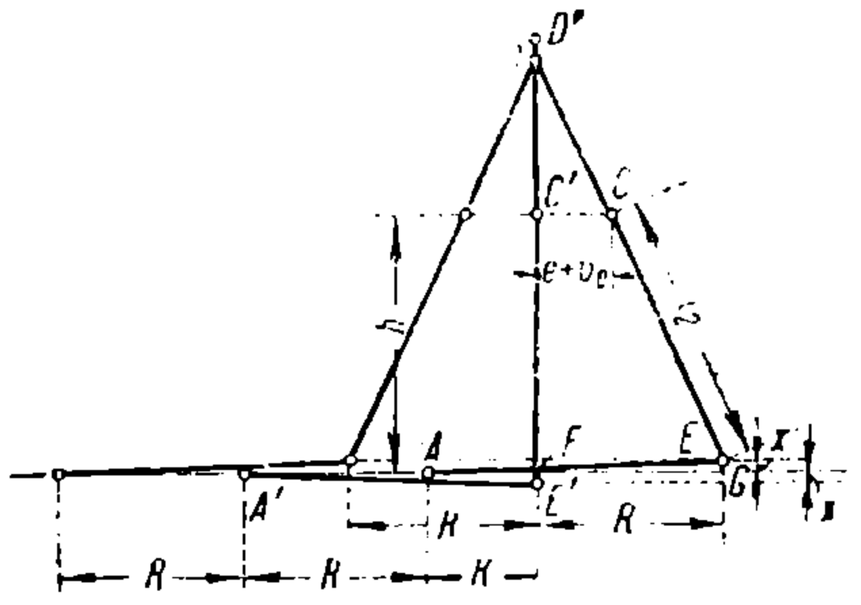
и, следовательно,

$$l_2 = h + \frac{[R - (e + v_e)]^2}{4h}. \qquad (41г)$$

Перейдем теперь ко второй части механизма. Для выяснения связи этой части с эксцентриком отсечки представим себе, что крейц-



Фиг. 255.



Фиг. 256.

копф неподвижен, и определим наибольшее передвижение золотника под влиянием второй части механизма, вращая кривошип по часовой стрелке (фиг. 257).

Назовем длину плеча $O_1F = l_3$, длину плеча $O_1G = l_4$, длину промежуточной тяги l_5 и длину эксцентриковой тяги l_6. Наибольшее отклонение точки H от своего среднего положения найдем засечкой точки H' из центра O радиусом, равным $l_6 + r$. Практически, с достаточной степенью точности, отклонение точки H от своего среднего положения отвечает повороту главного кривошипа на угол 90°. Соответственно повороту главного кривошипа на 90° изображено положение остальных звеньев механизма при неподвижном крейцкопфе A.

Желаемое перемещение золотника под действием эксцентрика отсечки должно быть равно B (см. фиг. 255). Перемещение точки D, равное DD', очевидно, будет:

$$DD' = B \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_2}$$

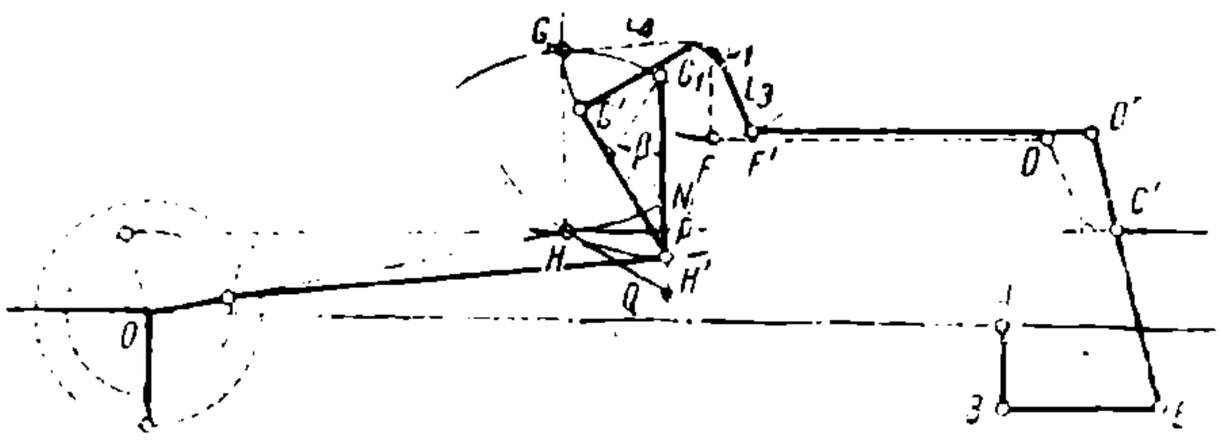
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Перемещение точки F с достаточной степенью точности можно принять равным DD'. Перемещение точки G будет равно:

$$GG' = B \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_2} \cdot \frac{l_4}{l_3}. \qquad (41д)$$

Перемещение точки H можно рассматривать как результат двух перемещений: поворота звена GH относительно точки G как центра в положение GN и поступательного перемещения в положение $G'H'$. С достаточной степенью точности перемещение NH' можно принять равным GG'.

Проведем касательные в точке H к дугам круга, описанным из первоначального центра G и смещенного G'. Касательные пересекают дугу из центра J' в точках P и Q. Отрезок PQ, отсекаемый касательными, с достаточной степенью точности можно принять равным отрезку NH', отсекаемому по той же окружности дугами из центров G и G_1. Пренебрегая конечной длиной эксцентриковой тяги, величину HP можно принять равной r, и тогда:



Фиг. 257.

$$PQ = NH' = GG' = r \ \mathrm{tg}\beta. \qquad (41е)$$

На основании (41д) и (41е) приравниваем;

$$r \ \mathrm{tg}\,\beta = B \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_2} \cdot \frac{l_4}{l_3}. \qquad (41ж)$$

Решая уравнение относительно B, имеем:

$$B = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot r \ \mathrm{tg}\,\beta. \qquad (41з)$$

Уравнение связывает величину эксцентрика отсечки с элементами механизма. Неизвестными здесь являются величины: r, $\mathrm{tg}\,\beta$, l_3 и l_4. Уравнение можно решать относительно любой из них. Как и при проектировании механизма Гейзингера, рядом элементов необходимо задаться.

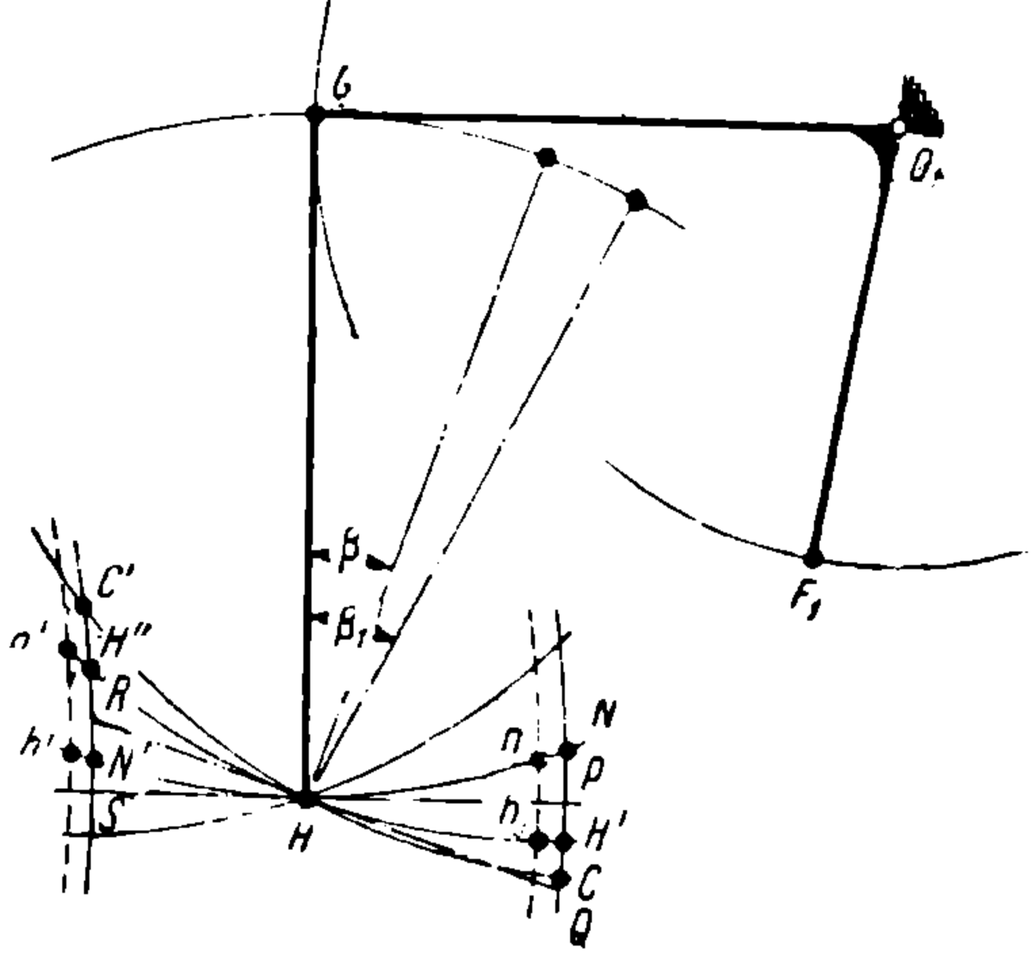
При проектировании необходимо принять во внимание, как влияют отдельные элементы на искажение парораспределения. Уничтожить влияние конечной длины эксцентриковой тяги отнесением точки захвата назад (что делается в других механизмах) здесь нет необходимости, так как в данном случае конечная длина эксцентриковой тяги уменьшит неточность парораспределения при работе

НБ УДУНТ (ДІІТ)

паровоза передним ходом. Это видно из следующего (фиг. 258): в данном механизме нас интересует не равенство дуг $NH = N'H$, а равенство отрезков дуг $NH' = N'H''$. При выправленном влиянии конечной длины эксцентриковой тяги (пунктирные дуги) разница в отрезках nh и $n'h'$ будет больше, и искажение парораспределения будет также большим.

Для обратного хода картина будет обратной, что надо иметь в виду, учитывая назначение паровоза.

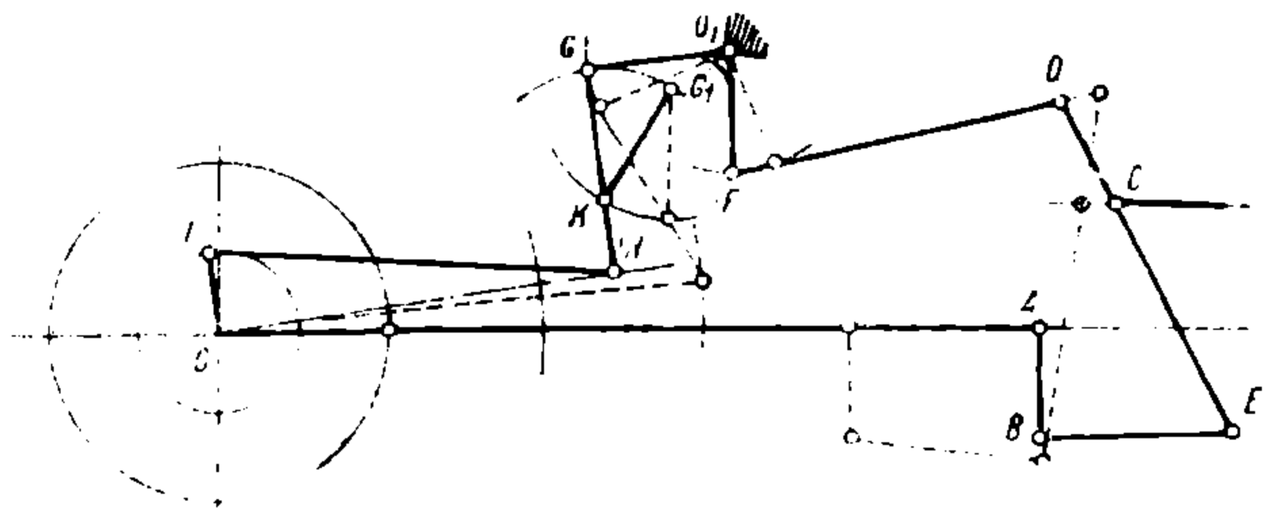
Угол β также нельзя допускать слишком большим. Увеличение угла β до значения β_1 ведет уже к весьма большому искажению, и разница в отрезках $C'N'$ и NC весьма ощутительна. Во всяком случае угол β не должен быть больше 20°. Для меньшего искажения парораспре-деления можно рекомендовать брать плечо GO_1 параллельным OH (фиг. 257) и $GH \perp OH$.



Фиг. 258.

Переходим теперь к анализу механизма Бекера (фиг. 259).

По сравнению с разобранным нами механизмом Луганского завода он отличается только тем, что здесь принудительное движение по дуге круга из центра G_1 (при переднем ходе) получает промежуточная точка K тяги GH. Механизм, осуществляющий величину эксцентрика отсечки, тот же, что и у кулисы Гейзингера.



Фиг. 259.

Уравнение, связывающее величину эксцентрика отсечки с элементами механической цепи $OJHKGO_1FDC$, несколько отличается разобранного выше механизма Луганского завода. Перемещение точки K в положение K' (фиг. 260) рассматриваем как результат двух перемещений:

1) поворот тяги GH относительно точки G как центра на угол γ в положение GH' и

2) поступательного перемещения прямой GH' в положение $G'H_1$.

Перемещение K_0K^1 с достаточной степенью точности можно принять равным GG^1.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Определяя так же, как при разборе луганского механизма, величину $K_o K^1$, найдем:

$$K_o K' = x \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

В то же время

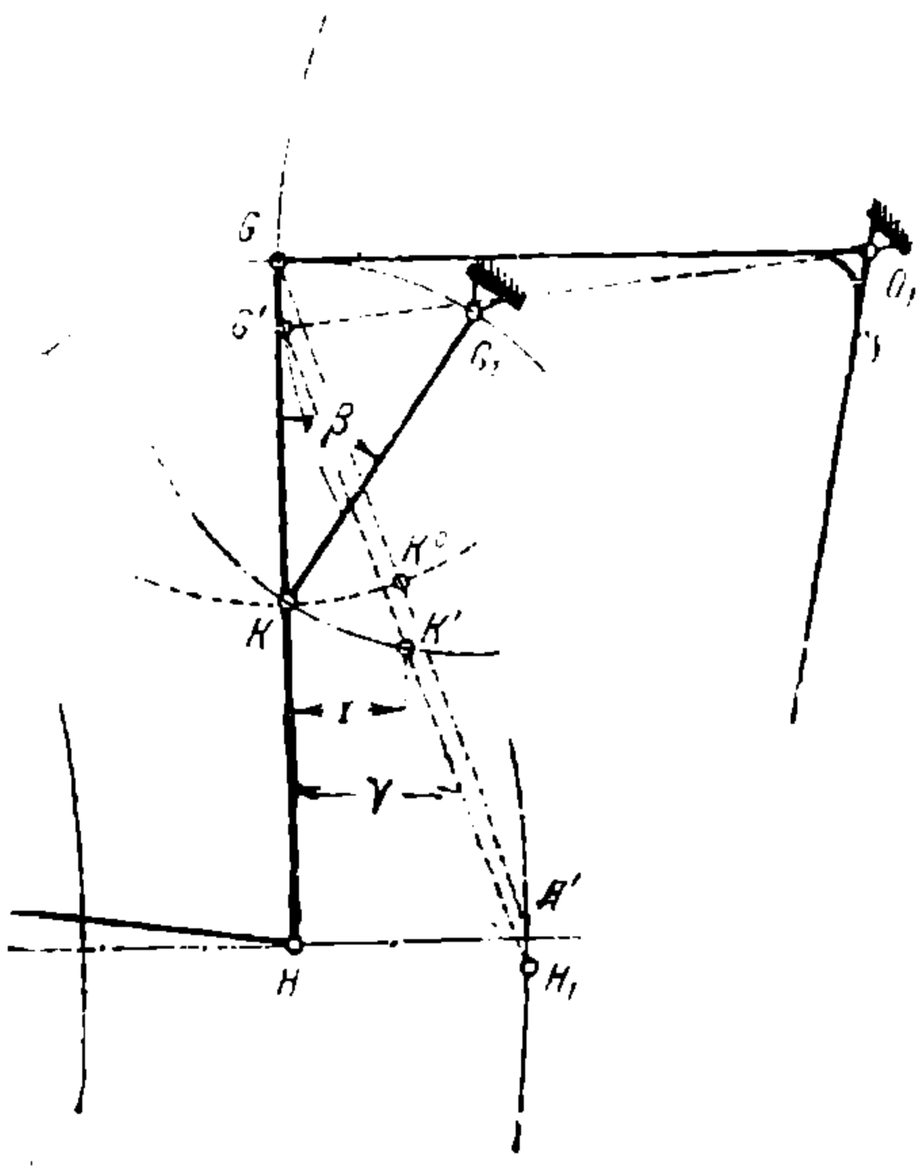
$$\frac{x}{r} = \frac{l_5}{l_5 + l_6},$$

где

$$GK = l_5 \quad \text{и} \quad KH = l_6,$$

а следовательно,

$$K_o K' = GG^1 = \frac{r \cdot l_5}{l_5 + l_6} \cdot \operatorname{tg} \beta. \qquad (41к)$$



Фиг. 260.

Приравнивая правые части уравнений (41 д) и (41 к), находим:

$$B \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_2} \cdot \frac{l_4}{l_3} = \frac{r \cdot l_5}{l_5 + l_6} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (41л)$$

Решая относительно B, найдем:

$$B = r \cdot \frac{l_5}{l_5 + l_6} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot \frac{l_3}{l_4} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (41м)$$

При выборе длин отдельных звеньев механизма необходимо считаться с указаниями, данными относительно механизма Луганского завода.

Разобранные механизмы выгодно отличаются от механизма Гейзингера отсутствием кулисы.

Как показывает подробное исследование этих механизмов способом засечек, отдельные звенья их могут быть подобраны таким образом, что для основных ходовых отсечек можно добиться их равенства, а также равенства небольших открытий. Но отметим, что в практике надо отдать предпочтение механизму Гейзингера перед тем и другим, так как большое число шарниров и сравнительно большие усилия, в них появляющиеся, быстро приводят к слабине в валиках, что сильно отражается на точности парораспределения. На одном из паровозов Томской ж. д. серии Е^{Ф} 1—5—0, построенном в США с механизмом Бекера, благодаря недовольству со стороны бригад и администрации депо при капитальном ремонте паровоза механизм Бекера был заменен кулисой Гейзингера.

§ 43. Ограниченная отсечка, увеличенный ход золотника, дополнительный впуск пара. Ограниченная отсечка имеет назначение достигнуть большей экономии пара, не позволяя машинисту поль-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

зоваться слишком большими отсечками. Так как с малыми отсечками ходят быстроходные паровозы при нормальной своей работе, то у них ограничение может быть более значительно и берется до 0,5, у товарных же ограничение более высокое—от 0,55 до 0,60, и у маневровых от 0,60 до 0,70.

Чтобы при малых отсечках не было значительного мятия пара, отражающегося на полноте индикаторного коэфициента, а следовательно и на мощности паровоза, необходимо увеличить площадь прохода пара, что можно достигнуть двумя путями:

1. Путем увеличения диаметра золотника, величина которого теперь берется до 0,5 диаметра цилиндра и даже выше. При проектировании паровозов 1—4—2 серии ИС этот диаметр взят равным 330 *мм* при диаметре цилиндра 670 *мм*, следовательно отношение 330 : 670 = 0,493.

Заметим, что чрезмерное увеличение диаметра золотника нежелательно, так как:

a) золотники получаются большого веса, почему они развивают значительные инерционные силы, действующие на кулисные механизмы; повышается удельное давление кулисного камня, почему он и кулиса изнашиваются быстрее, и весь кулисный механизм приходится делать более солидным;

b) труднее достигнуть плотности колец и уменьшения утечки пара.

2. Путем увеличения хода золотника, чем достигается большее линейное открытие паровпускных окон.

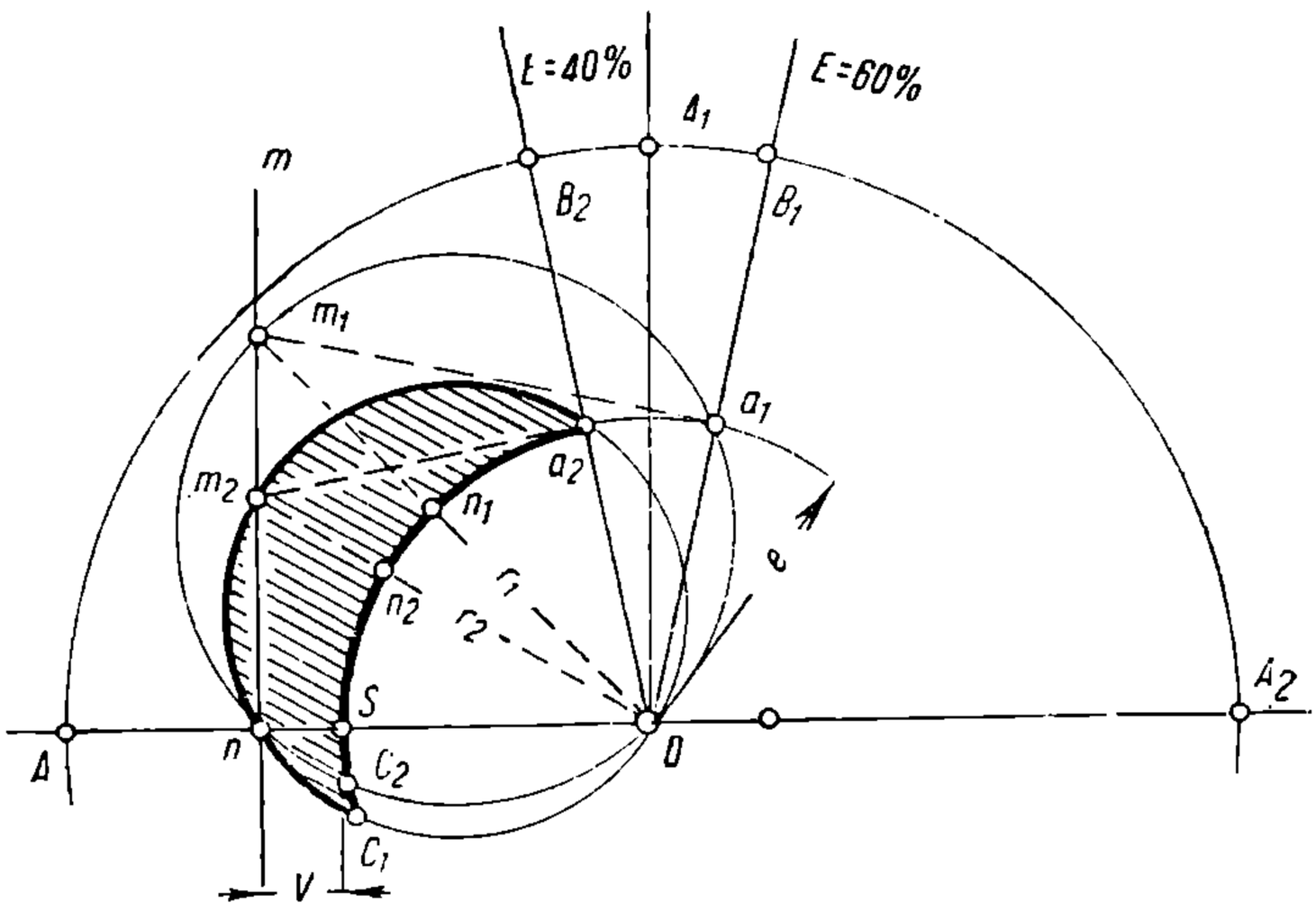
Раньше при плоских золотниках старались, наоборот, уменьшать их ход для уменьшения работы трения и их износа, но с введением уравновешенных круглых золотников эти соображения утратили свое значение.

При увеличении хода золотника необходимо соответствующим образом увеличить величину перекрыши золотника со стороны впуска, что, в свою очередь, потребует увеличения размеров кулисы. Действительно, пусть (фиг. 261) AA_1A_2 представляет путь кривошипа, и B_1B_2—положения кривошипа, соответствующие отсечкам 60 и 40% (пренебрегая для простоты построения наклоном главного шатуна). Если перекрыша впуска золотника равна $OS = e$ и линейное опережение впуска равно $Sn = v$, то линия вершин радиусов результирующих эксцентриков будет nm и, как сказано, проведя через точки пересечения a_1 и a_2 направлений кривошипов OB_1 и OB_2 с окружностью внешней перекрыши перпендикуляры a_1m_1 и a_2m_2, находим концы результирующих эксцентриков m_1 и m_2 и радиусы этих эксцентриков будут: $r_1 = Om_1$ и $r_2 = Om_2$. Для отсечки 40% открытие паровпускного окна измеряется отрезками радиусов векторов в пределах заштрихованной площади $C_2m_2a_2n_2$ и для отсечки 60% площади $C_1m_1a_1n_1$.

Теперь предположим, что мы желаем увеличить ход золотника, что можно сделать, отодвинувши дальше линию nm в положение, например, n_1m_1 (фиг. 262). Если оставить ту же величину линейного

НБ УДУНТ (ДІІТ)

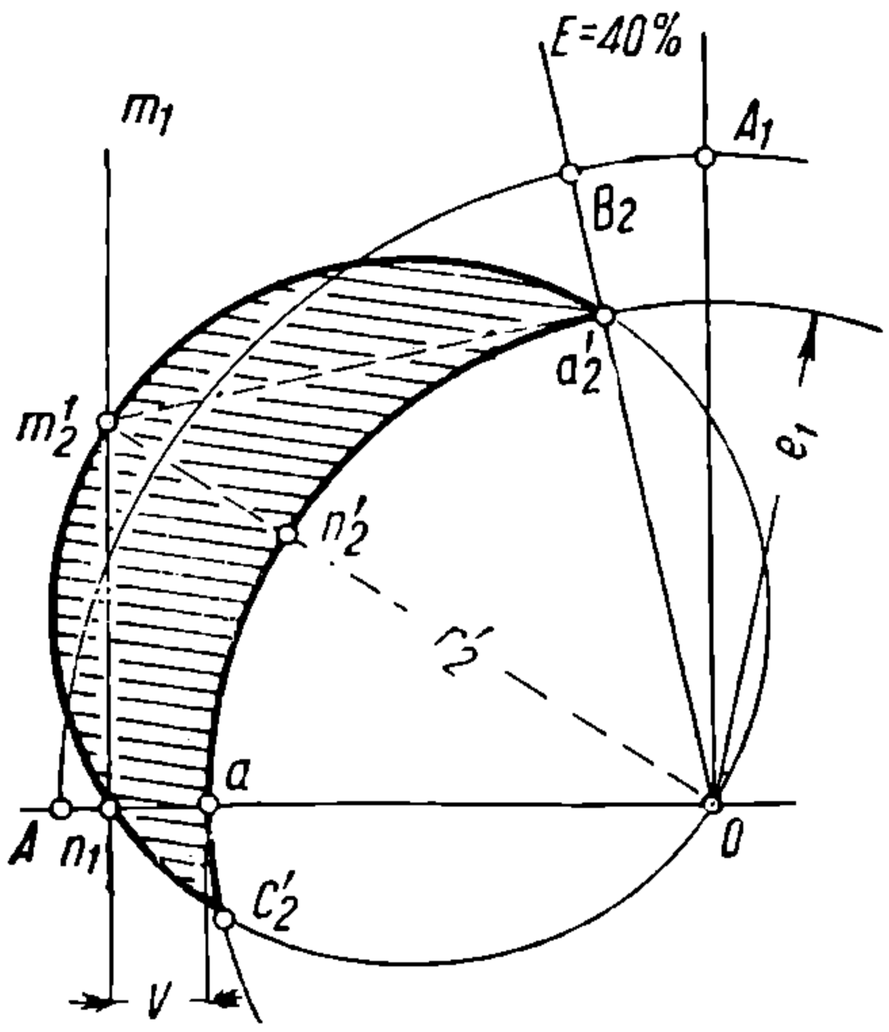
опережения впуска v (которая берется от 4 до 6 *мм*), то это возможно только при увеличении перекрыши впуска с e до e_1. Тогда, на основании предыдущего, находим точку пересечения a_2', вер-



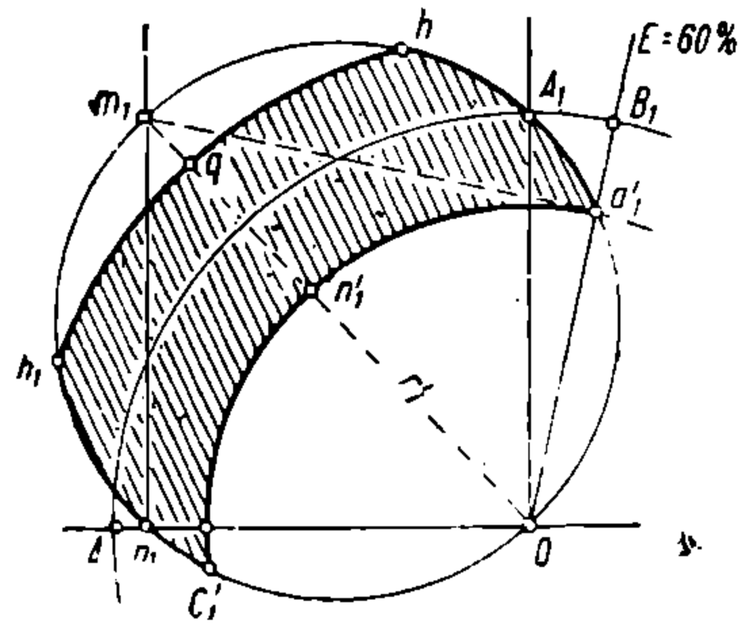
Фиг. 261.

шину m_2' и радиус эксцентрика r_2', причем площадь открытия окна $C_2'm_2'a_2'n_2'$ получается значительно больше, чем раньше. Еще большую разницу получим при больших отсечках, например, при 60% (фиг. 263): на пути от h_1 до h окно вполне открыто, если его ширина равна qn_1'.

Таким образом экономические преимущества увеличенного хода



Фиг. 262.



Фиг. 263.

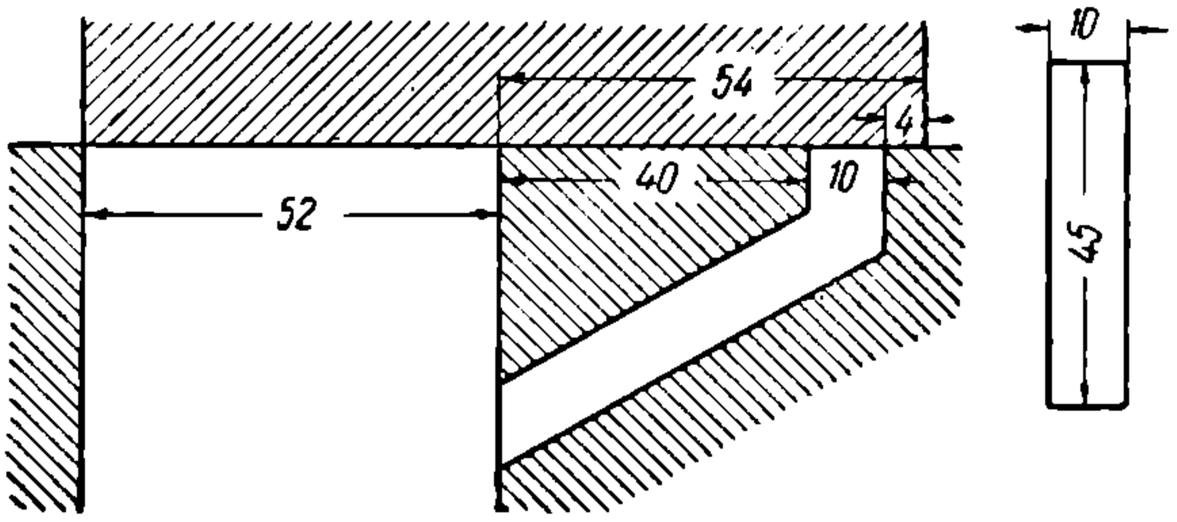
золотника бесспорны. Заметим, что при этом можно делать и окна золотникового зеркала значительно большей ширины, что еще более уменьшит мятие пара.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

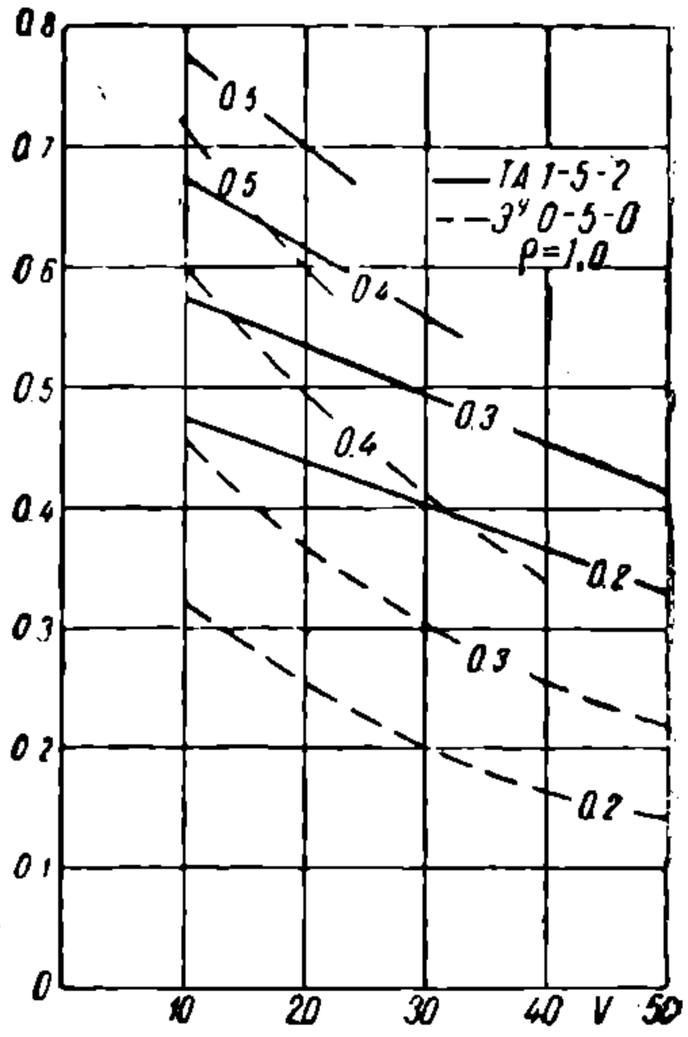
Преимущество еще в том, что при увеличении перекрыши впуска, которая на наших старых паровозах колебалась в пределах 33—38 *мм*, при увеличенном же ходе золотника она достигает 65 *мм* и даже больше, золотник получается шире, что позволяет увеличить число золотниковых колец и тем уменьшить утечку пара, и повысить коэфициент полезного действия машины.

Поэтому желательно увеличение хода золотника не только при построении новых паровозов, но и при модернизации старых, что легко сделать, изменивши соотношение плеч маятника в кулисном механизме Гейзингера соответствующим образом.

В паровозах 1—5—2 $Т^{А}$ ход золотника равен 179,5 *мм*, причем при линейном опережении впуска, равном 5 *мм*, пришлось перекрыши впуска увеличить до 54 *мм*, у паровозов же 1—4—2 серии ИС — до 60 *мм*.



Фиг. 264.



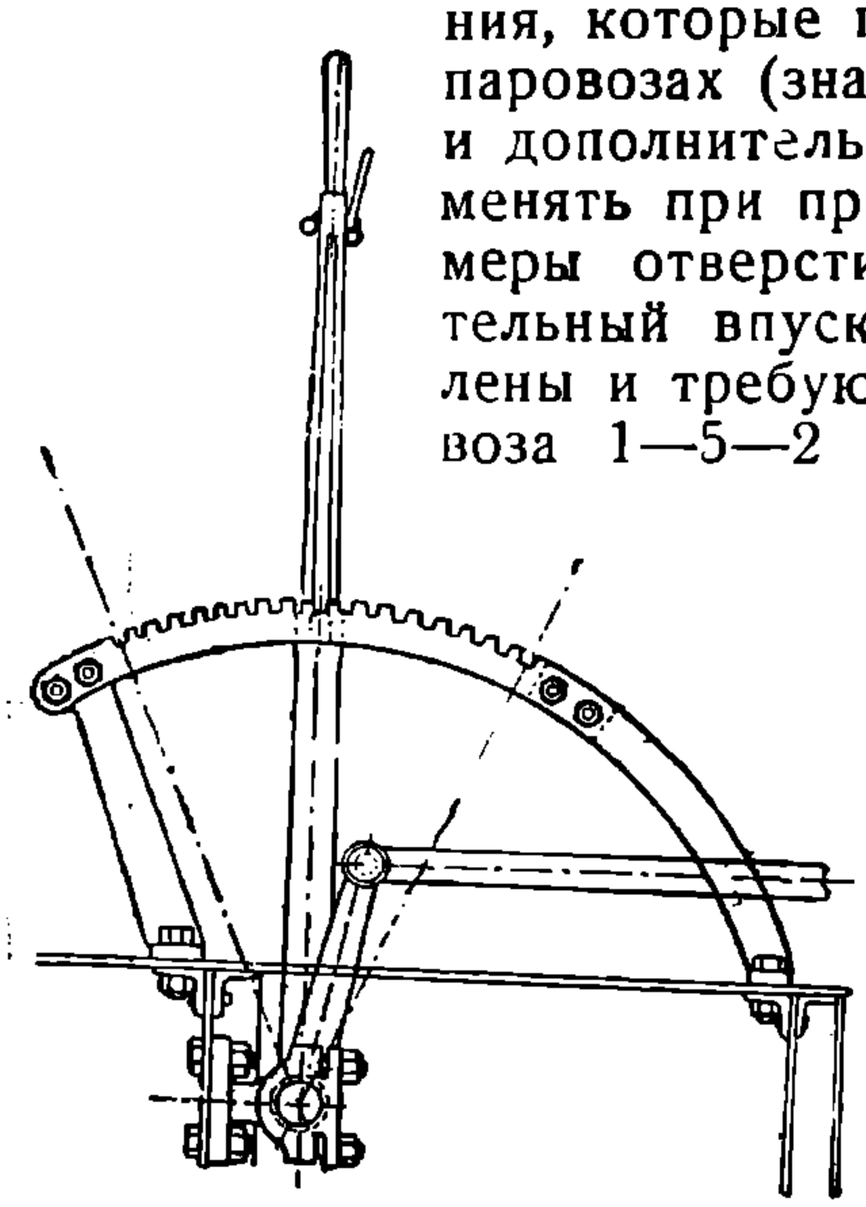
Фиг. 265.

При значительном ограничении отсечки (до 0,60 и ниже) развиваемая сила тяги может быть недостаточной при трогании с места (особенно при неблагоприятном положении кривошипов) и при движении тяжелых товарных составов по большим подъемам. Тогда вводится дополнительный впуск пара через особые каналы (фиг. 264); таковые и сделаны в паровозах 1—5—2 $Т^{А}$, где размеры соответствующего окна равны 10×45 *мм*.

При значительном ходе золотника эти окна могут открываться не только при наибольших допускаемых отсечках, но и при меньших (хотя бы частично); вреда здесь нет, так как при небольших размерах этих каналов происходит небольшое добавление пара в конце периода впуска, компенсируя его мятие, почему поднимается кривая расширения и увеличивается индикаторный коэфициент. На фиг. 265 показаны кривые, дающие зависимость индикаторного коэфициента от скорости для паровозов 0—5—0 $Э^{У}$ (перекрыша впуска 33 *мм*) и 1—5—2 $Т^{А}$ при вполне открытом регуляторе. Как видим, индикаторный коэфициент у $Т^{А}$ выше, что позволяет при высокой величине силы тяги (до 27 500 *кг*) обойтись двумя цилиндрами относительно незначительного диаметра (только 700 *мм*). Получен-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ные индикаторные диаграммы не оставляли желать лучшего, почему впредь до дальнейшего исследования этого вопроса те нововведения, которые приняты на наших новых американских паровозах (значительное увеличение хода золотника и дополнительный впуск пара) следует широко применять при проектировании паровозов. Но пока размеры отверстий канала (влияющих и на предварительный впуск пара) окончательно еще не установлены и требуются соответствующие опыты. У паровоза 1—5—2 T^A отношение поперечного сечения дополнительного канала к сечению паровпускного сечения канала (который при диаметре золотника 305 *мм*, коэфициенте его сужения перегородками, равном 0,7, и ширине 52 *мм* равен 35 000 *мм*²) равно $^1/_{77}$. Вероятно это отношение необходимо увеличить для полной компенсации мятия пара при впуске.



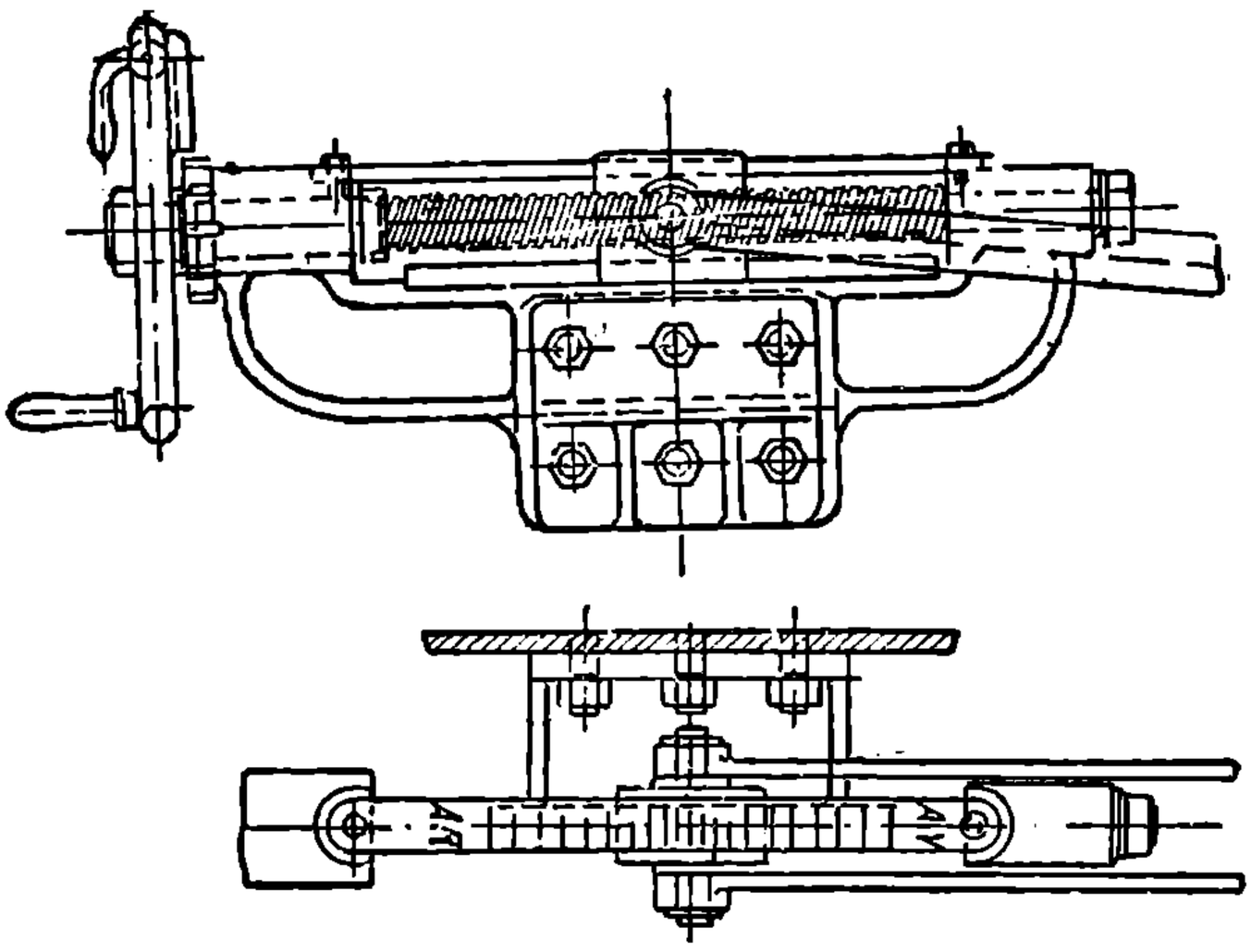
Фиг. 266.

Необходимо также проверить влияние каналов на сжатие пара, в период которого через эти каналы также впускается пар и возможно получение верхних петель в индикаторной диаграмие, почему при этом необходимо уменьшение перекрыши выпуска, которая при этом обыкновенно берется равной 0.

§ 47. Механизмы для перестановки кулис (реверсы). Кулисные механизмы обеих сторон паровоза всегда соединяются общим переводным валом. На нем заклиниваются (или отковываются с ним за одно целое) рычаги, из которых одни соединяются с кулисным механизмом, а другие посредством длинной тяги—с особым прибором, помещенным в будке машиниста и называемым р е в е р с о м. Простейший его вид (который пользовался искючительным распространением в Америке) состоит из вертикального рычага, устанавливаемого в желаемом положении при помощи затвора и зубчатого сектора (фиг. 266). Передвижение рычага требует значительной силы и очень утомляет машиниста, почему в Европе его заменяют винтовым реверсом (фиг. 267) с большим ходом винта, гайка которого и соединяется с тягою, идущей к передовому валу. Его выгоды заключаются в возможности установать парораспределение на какую угодно отсечку и с более легким передвижением, но установка кулисы здесь значительно медленнее, чем при рычажном реверсе, при котором установка может быть произведена очень быстро, почему для маневровых паровозов иногда предпочитают рычажный механизм. С целью соединить преимущества обеих систем их комбинировали различным образом, но эти механизмы (например системы Б е л ь п е р а, Л о б е л я и др.) распространения не получили.

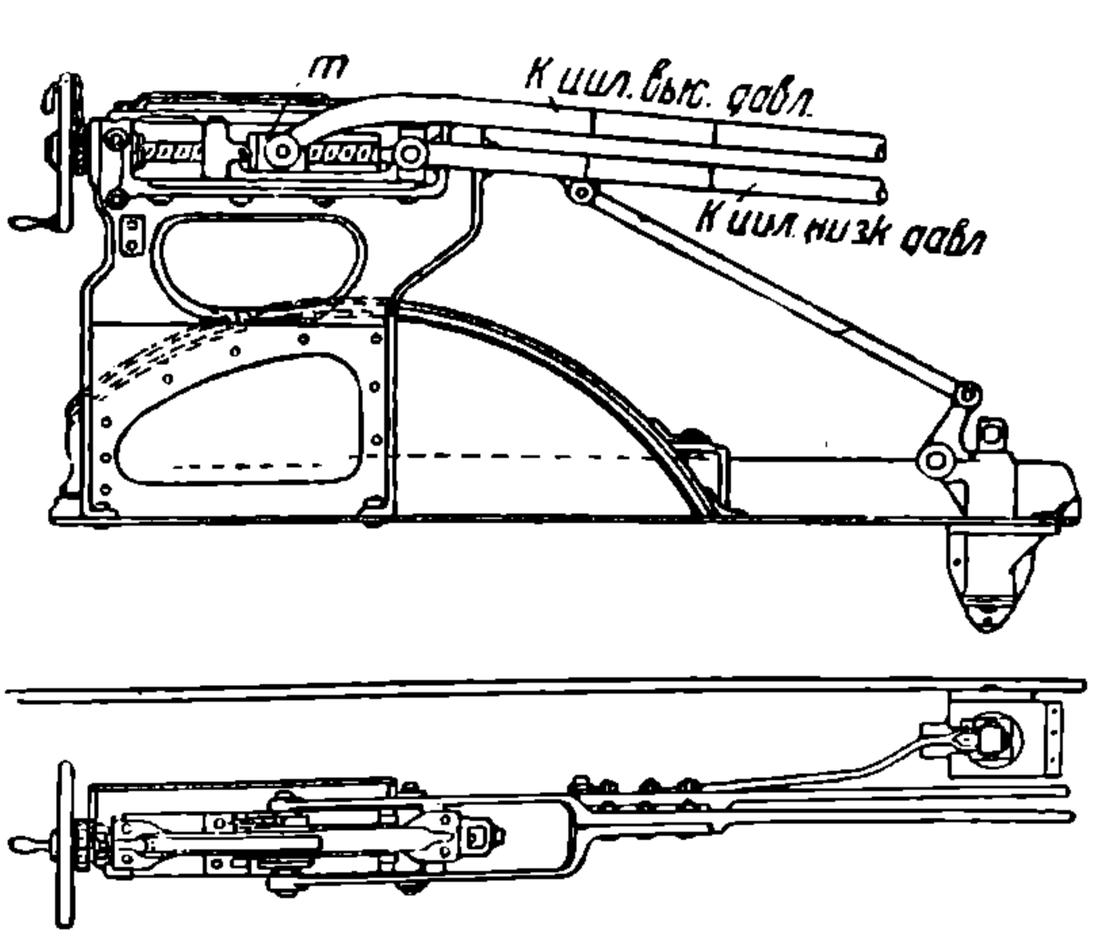
НВ УДУНТ (ДІІТ)

Если на паровозе имеются два переводных вала, например у четырехцилиндровых паровозов системы де-Глэна, то на винте реверса помещают две гайки, из которых одна управляет пароpac-

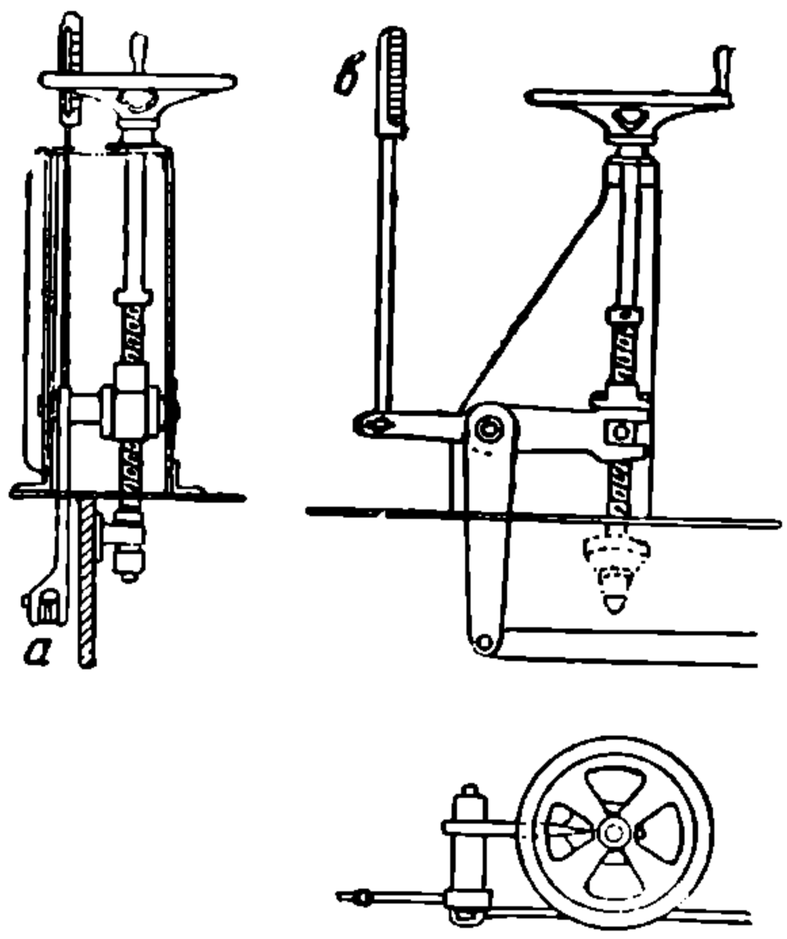


Фиг. 267.

пределением малых цилиндров, а другая—больших (фиг. 268), или же устанавливают два параллельных горизонтальных винта с отдельными гайками, но приводимых в движение одною рукояткою при помощи зубчатой передачи.



Фиг. 268.



Фиг. 269.

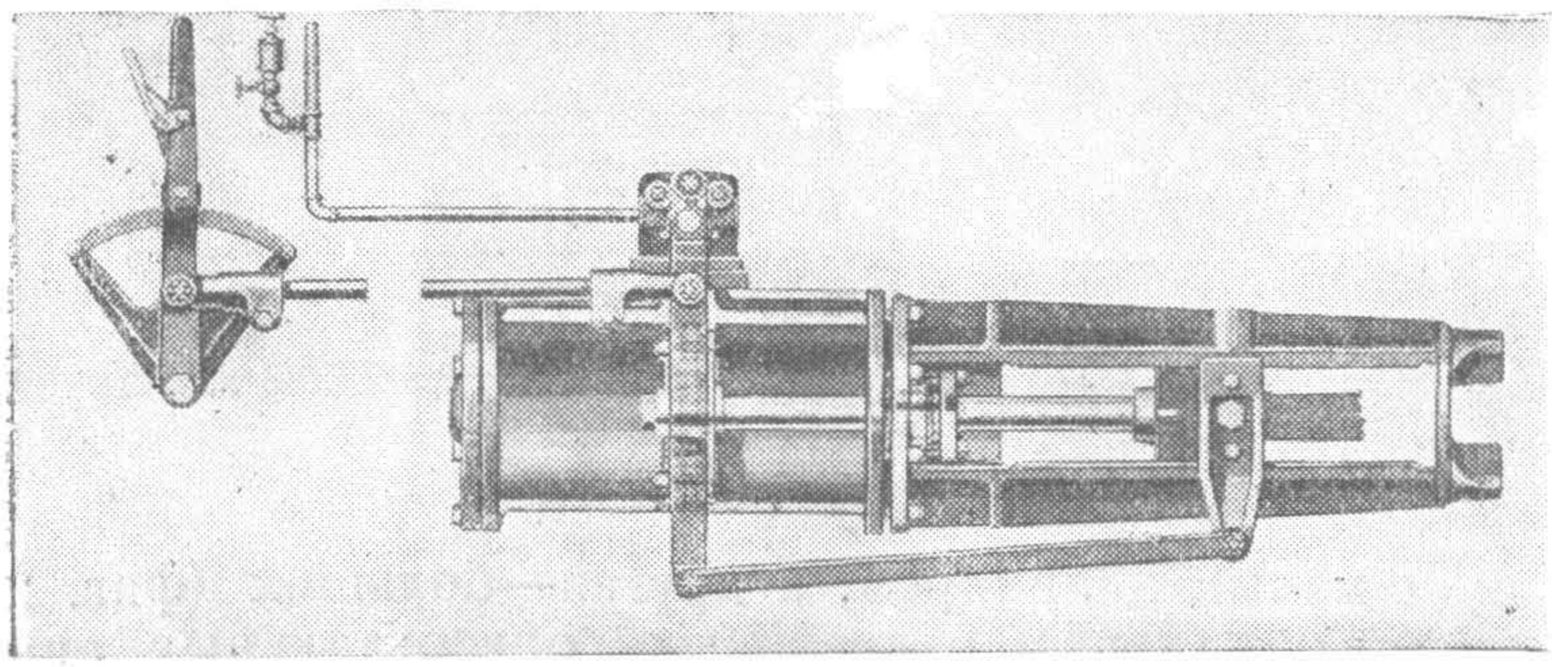
При помещении переводного вала ниже рам („нижнее подвешивание“) приходится иногда переводную тягу к реверсу вести также под рамами, а тогда: 1) или от горизонтального винтового реверса устраивают зубчатую передачу вниз, 2) или винт реверса устанавливают вертикально (простейшая система—фиг. 269: *а*—переводная

НБ УДУНТ (ДІІТ)

тяга, *b*—указатель отсечки). Вертикальные же винтовые реверсы ставятся и при помещении будки машиниста впереди котла, что делается в новейших быстроходных паровозах.

При переменном профиле и неуравновешенных золотниках передвижение реверса очень тяжело, и для облегчения работы машиниста употребляются паровые реверсы (сервомоторы) или вспомогательные устройства, состоящие из цилиндра, работающего сжатым воздухом или паром.

Таковых предложено несколько систем[1]. На наших американских паровозах серий T^A и T^B поставлен подобный реверс системы Alco, приводимый в действие сжатым воздухом или в случае необходимости паром (фиг. 270).



Фиг. 270.

Зная требуемые отклонения переводного вала и его рычагов для разных отсечек, длину идущей в будке тяги, положение оси винта реверса или дуги, описываемой ведущей точкой рычажного реверса, можно найти путем простых засечек деления, соответствующие отсечкам. Они должны быть назначены точно и затем проверены после сборки паровоза, но не должны назначаться примерно, что часто делается.

Примечание. Стационарные и судовые машины имеют приспособление для регулировки их движения например центробежные регуляторы), и только паровоз, по условиям его работы, остался почти единственной машиной, регулируемой рукой машиниста.

В 1922 г. Общество изобретений по транспорту в США (Transportation Devices Corporation. Indianopolis. Indiana) сконструировало прибор для автоматической регулировки отсечки паровоза.

Прибор построен на принципе постоянной величины противодавления в цилиндрах, который, впрочем, еще требует обоснований для признания его правильным технически и экономически для сложных и переменных условий работы паровоза.

Прибор отличается большой сложностью и целесообразность его применения на ж. д. находится под большим сомнением, хотя его применение на ж. д. „Big Four R—y“ в США дало экономию топлива 4,3%.

В виде опыта прибор был поставлен на паровозе Китайско-Восточной ж. д.[2]

[1] См. Locomotive Cyclopaedia.

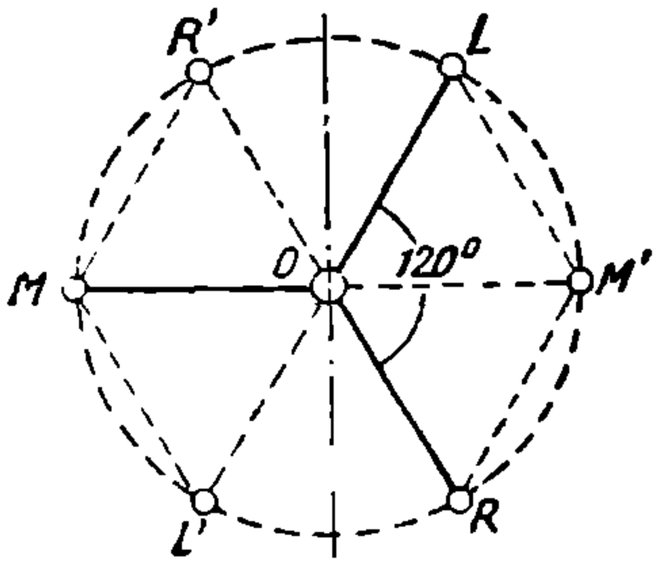
[2] См. брошюру И. Протасова, „Автоматическая регулировка отсечки паровоза“. Харбин, 1927 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

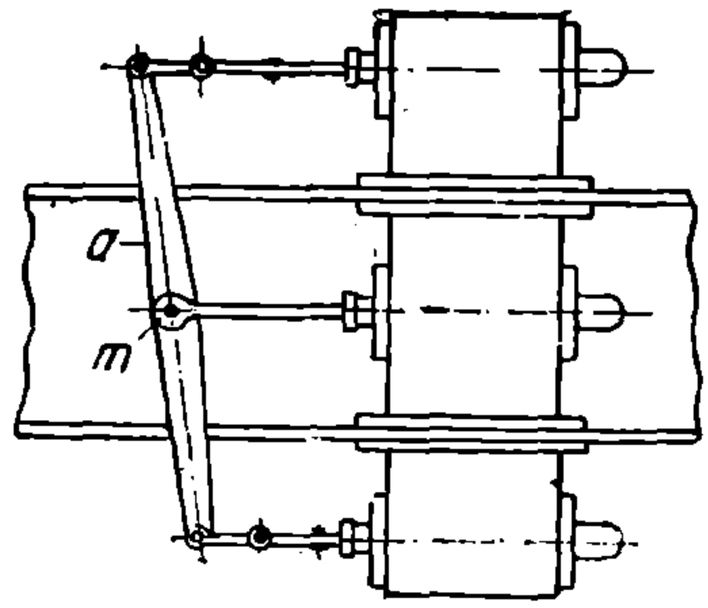
VII. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ПАРОВОЗОВ ОДНОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

§ 48. Пораспределение трехцилиндровых паровозов. У этих паровозов два внешних цилиндра и один внутренний. Независимое пораспределение, т. е. при помощи отдельных кулисных механизмов, как у трех-, так и у четырехцилиндровых паровозов, считается слишком сложным [1], а потому прибегают к упрощенным передачам движения золотникам внутренних цилиндров от внешних золотников.

У трехцилиндровых паровозов кривошипы заклиниваются обыкновенно под углами в 120° (что мы и примем), а потому под теми же углами должны быть заклинены и золотниковые эксцентрики *OL*, *OR* и *OM* (фиг. 271). Передавая движение внутреннему золотнику



Фиг. 271.



Фиг. 272.

от обоих внешних *OL* и *OR*, мы должны их сложить по закону параллелограма—получаем эксцентрик *OM'*, который, следовательно, надо повернуть на 180° для получения требуемого экцентрика *OM*.

Таким образом операций две: 1) сложить внешние эксцентрики, взятые в натуральную величину, и 2) полученный результирующий эксцентрик заменить противоположным.

Механизмов, это осуществляющих, предложено уже много [2], из них приводим следующие.

1. Фиг. 272. От внешних золотников движение передается равноплечему рычагу *a*. Считая один из золотников неподвижным, видим, что движение точки *m* от каждого золотника передается: a) в ту же сторону и b) в половинном размере; следовательно, его надо увеличить вдвое и изменить на противоположное, что и делается при помощи второго рычага (фиг. 273), вращающегося относительно оси *d* и с отношением плеч $c : b = 2 : 1$. Получаем расположение золотников,

---

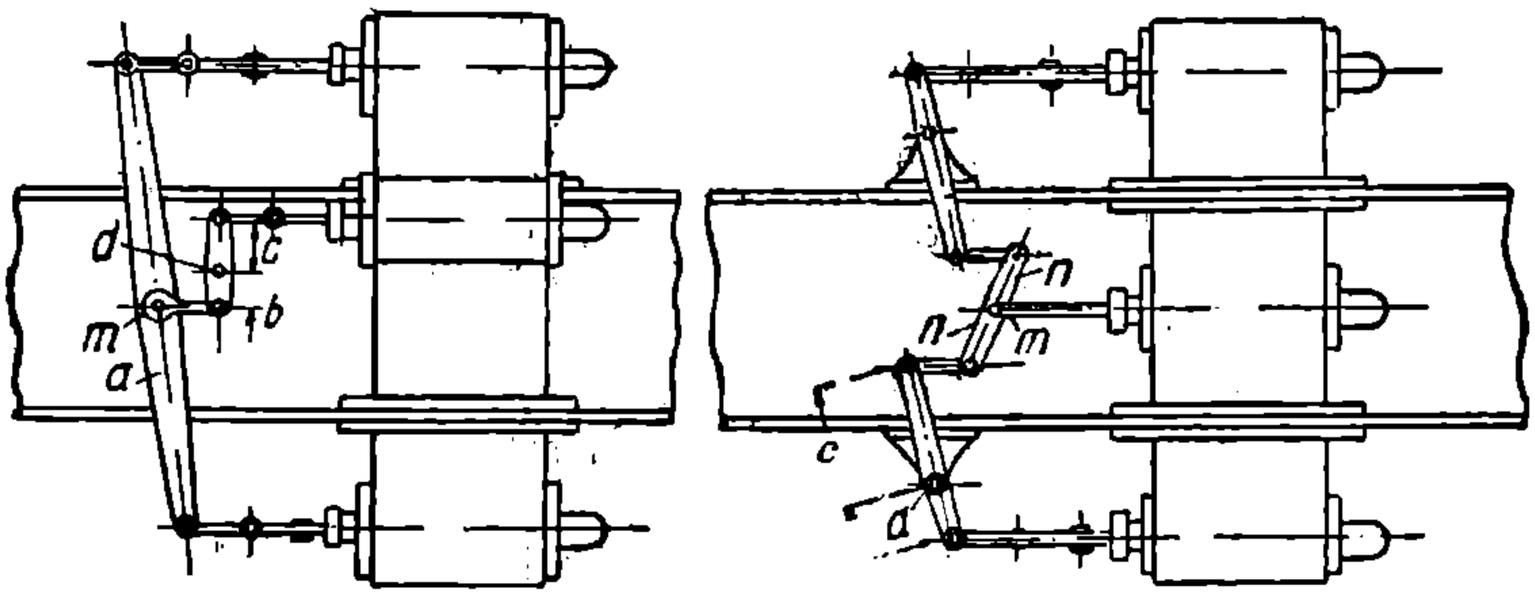
[1] О исчислении пораспределения трехцилиндровых паровозов тремя кулисами см. статью проф. Монича, „Транспорт Украины“, № 3, 1929 г., и „Вестник инженеров“, № 5—6, 1929 г.

[2] См., например, статьи Meineke, „V. D. I.“, № 18, 1919 г., Монича, „Вестник инженеров“, № 6, 1927 г., и др.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

подобно указанному на фиг. 47, но при расположении золотников в одной плоскости.

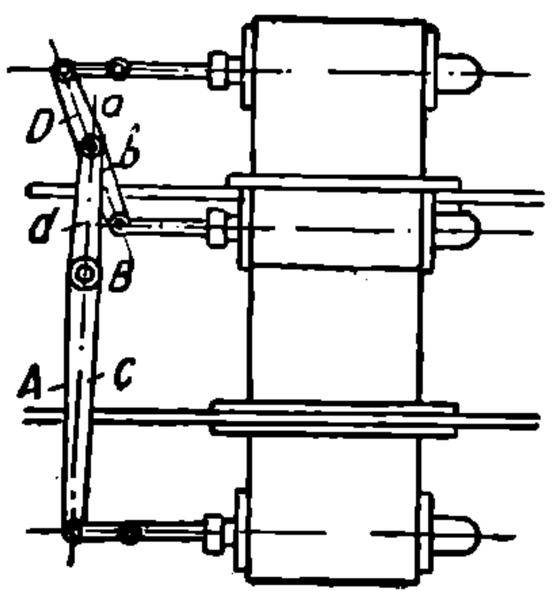
2. Фиг. 274. На ведущую точку *m* внутреннего золотника действует средина двуплечего рычага *nn*, а внешние золотники действуют на рычаги, вращающиеся относительно осей *a* (следовательно, превращающие их движение в прямо противоположное, чем удовлетворяется условие 2-е).



Фиг. 273 и 274.

Если внешний золотник имеет перемещение *r*, то точка *m*, при неподвижности второго золотника, получит перемещение, равное: $-r \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{n}{2n}$.

Если взять $c : d = 2 : 1$, то передвижение будет равно $-r$, что и необходимо (по фиг. 271, от первого *OL'*; от второго получим: — *OR'*; после сложения получим требуемый эксцентрик *OM*).



Фиг. 275.

Этим механизмом оборудованы 125 паровозов типа 2—3—0 германских ж. д. (1927 г.).

Этот механизм легко применяется к случаю, когда внутренний цилиндр со своим золотником лежит выше внешних, что бывает очень часто (фиг. 47). Тогда цапфы *a* заменяют вертикальными валиками с насаженными в соответственных местах плечами *c* и *d*.

3. На фиг. 275 приводится механизм Грислея (Gresley), который пользуется широким распространением в американских и английских трехцилиндровых паровозах.

Рычаг *A* вращается около неподвижной оси *B*, и его длинное плечо приводится в движение штоком одного из золотников, а короткое приводит в движение ось рычага *D*, на плечо *a* которого действует шток второго золотника, а от плеча *b* приводится в движение золотник внутреннего цилиндра. Изменение направления эксцентриков достигается применением двуплечих рычагов *A* и *D*. Если передвижение золотника, действующего на плечо *c*, равно *r*,

НВ УДУНТ (ДІІТ)

то при условии неподвижности второго золотника передвижение внутреннего золотника равно:

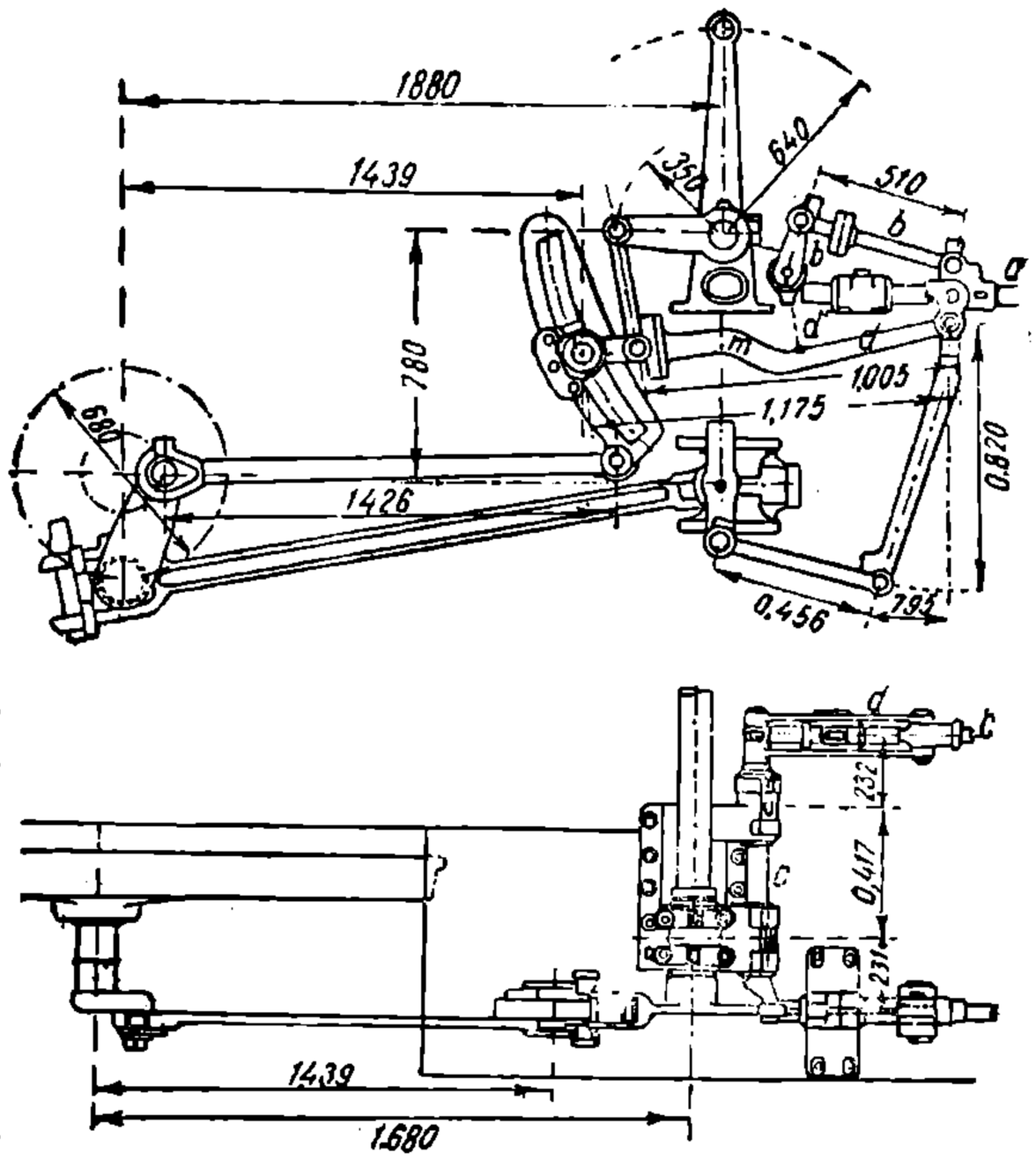
$$-r \cdot \frac{d}{c} \cdot \frac{b+a}{a}.$$

Чтобы оно было равно ($-r$), очевидно, необходимо, чтобы

$$\frac{b+a}{a} = \frac{c}{d}.$$

Чаще всего берут $a = b$, а тогда $c : d = 2 : 1$.

Ряд других механизмов построен на той же идее, и соотношение их размеров легко определяется по предыдущему.



Фиг. 276.

В настоящее время вопрос о независимом (т. е. трехкулисном, с самостоятельной кулисой для внутренних цилиндров) парораспределении снова возникает, так как двухкулисное парораспределение, описанное выше, несмотря на свою простоту, имеет крупный недостаток—большое число шарниров, и поэтому значительный мертвый ход внутреннего золотника при неизбежной разработке шарниров при эксплоатации, почему нарушается равенство работ цилиндров. Например, в немецком двухкулисном трехцилиндровом паровозе 1—5—0 G_{12} при одинаковом наполнении 15% работа внутреннего цилиндра была на 50% больше работы каждого из наружных цилиндров.

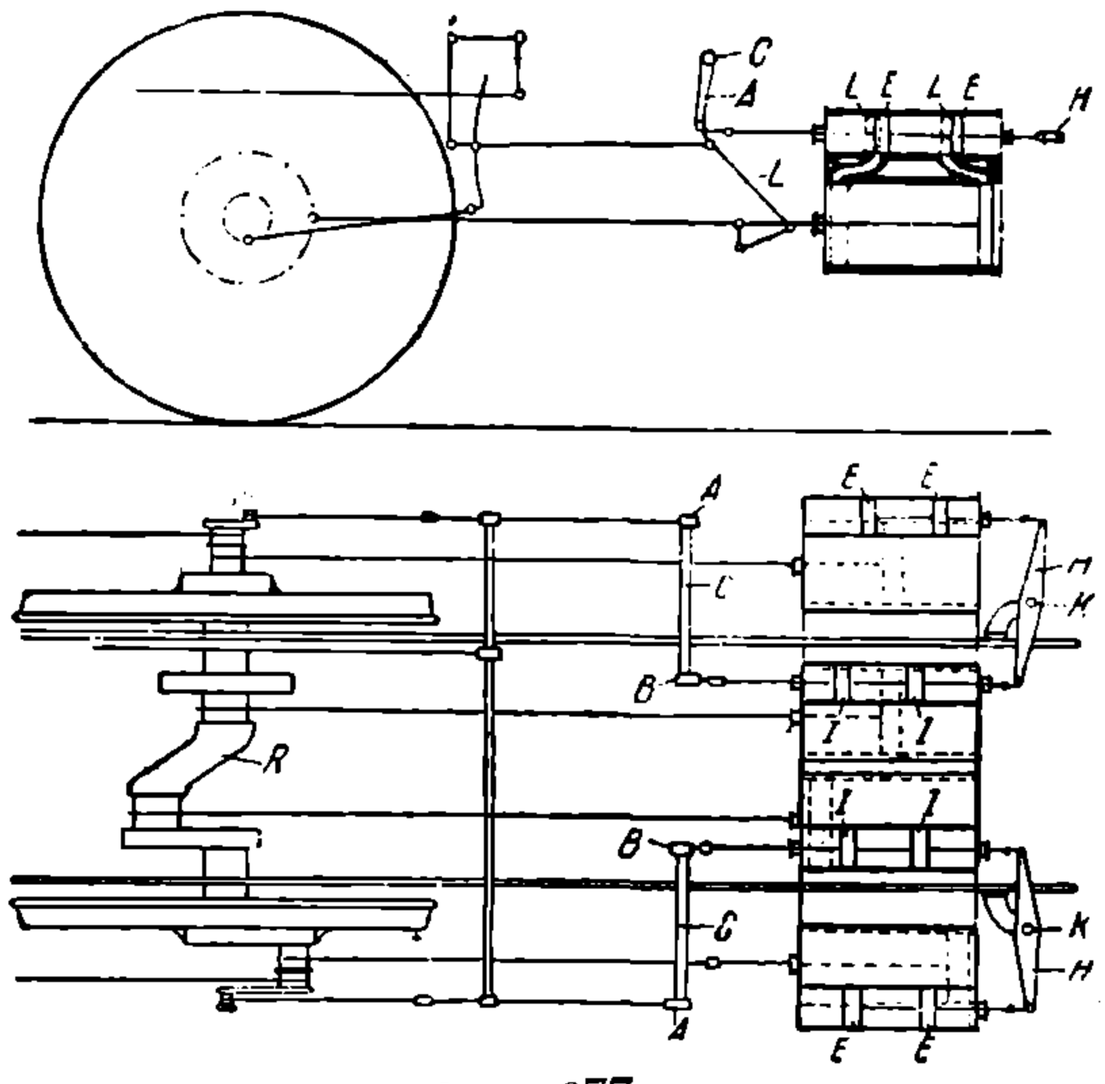
§ 49. Парораспределение четырехцилиндровых паровозов. Независимое парораспределение для всех четырех цилиндров, т. е. с отдельными кулисными механизмами, ввиду сложности применяется очень редко. Упрощение может быть двоякое: a) или употребляют четыре обыкновенных золотника (фиг. 51 и 52), причем внутренние золотники приводятся в движение от внешних при помощи промежуточной передачи, следовательно, имеем только два внешних кулисных механизма, b) или парораспределение каждой пары цилиндров производят только одним сложным золотником („сдвоенным“—фиг. 48 и 49). Конструкций весьма много. Приводим примеры.

1-й способ.

1. Фиг. 276—система Гельсдорфа (Gölsdorf), применяемая на австрийских ж. д. Золотниковый шток a внешнего цилиндра при

помощи тяги *b* и кривошипа *b'* приводит в качательное движение горизонтальный вал *c*, с другой стороны которого насажен второй кривошип *d'*, приводящий посредством шатуна *d* в движение шток *e* внутреннего золотника. Если главные кривошипы заклинены под углом 180°, то *b'* и *d'* прямо противоположны и равны. В паровозах компаунд, где отсечки цилиндров высокого и низкого давлений разные, длины кривошипов *b'* и *d'* изменяются соответственно отношению отсечек.

2. Фиг. 277—механизм Фламма (Flamm), применяемый на бельгийских ж. д., где от одних золотников к другим передается движение при помощи равноплечих рычагов *H*, качающихся относительно



Фиг. 277.

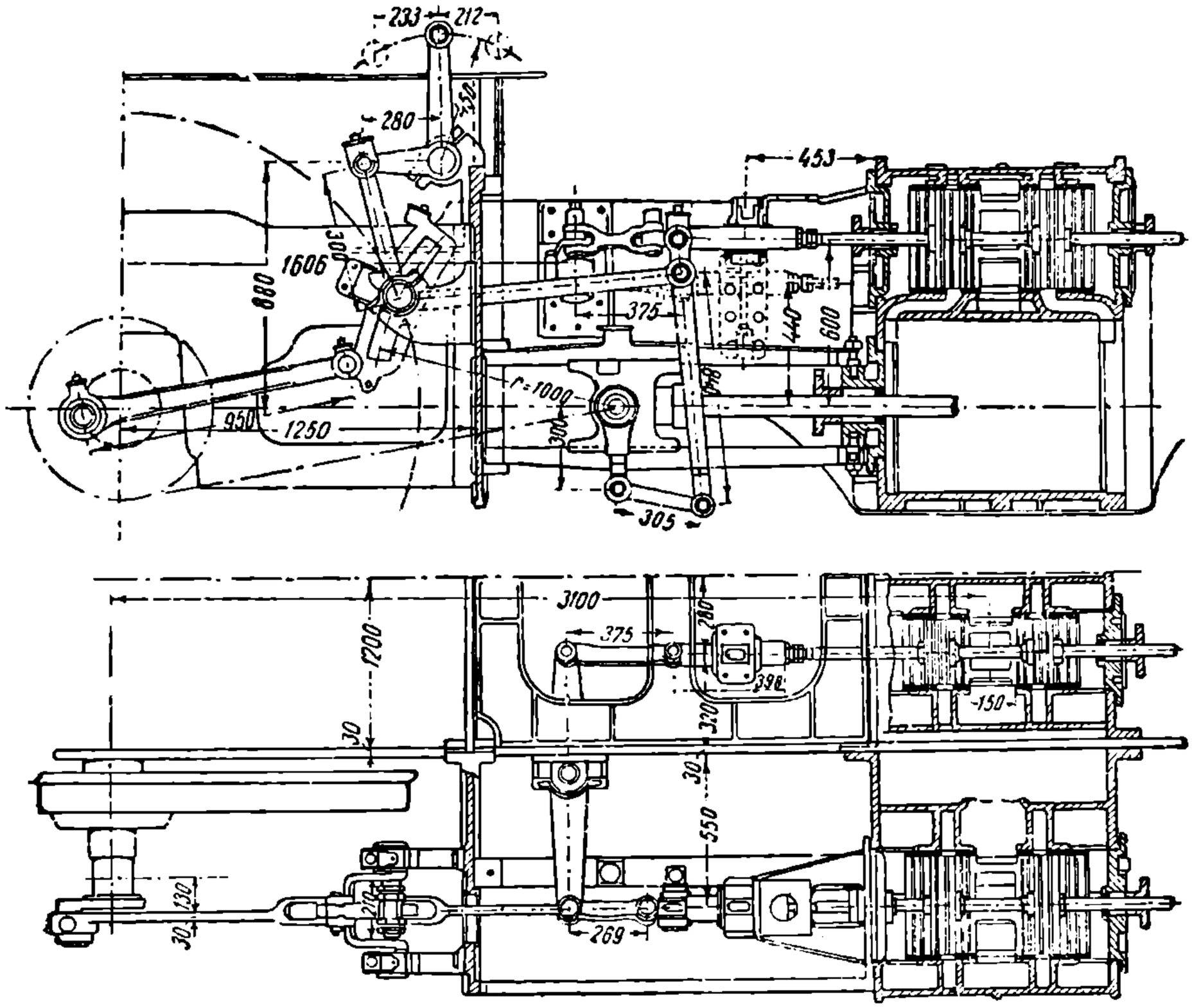
осей *K*. Так как парораспределение во всех цилиндрах одинаково и главные кривошипы, смежные с каждой стороны, заклинены под углом 180°, то получится очень простая передача.

На фиг. 278 и 279—небольшое видоизменение для четырехцилиндровых паровозов компаунд (венгерской ж. д.). Здесь отношение плеч передаточного рычага должно быть сообразовано с соответствующим отношением отсечек.

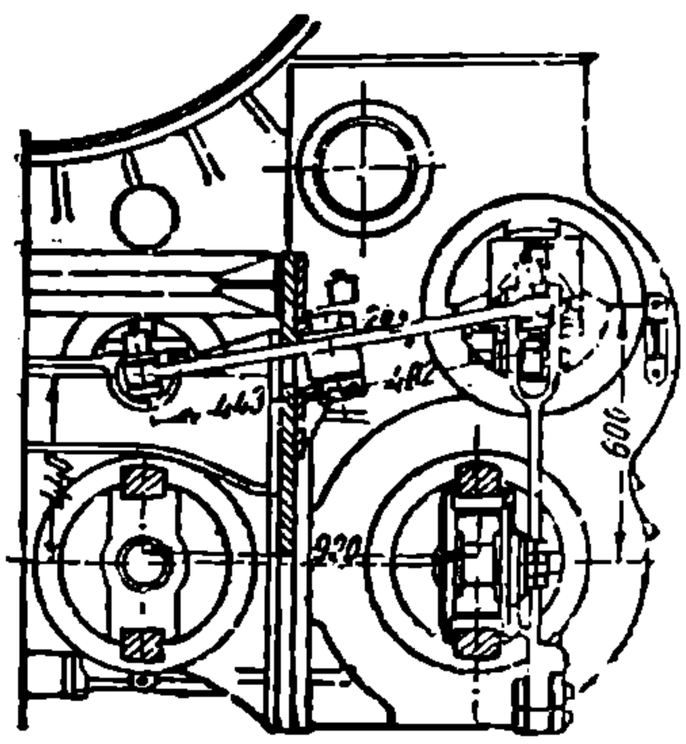
2-й способ.

Для каждой пары цилиндров имеется один кулисный механизм, приводящий в движение один „составной“ (обыкновенно для машин компаунд—см. ниже) или „двойной“ золотник. Например, на фиг. 280 показан один такой двойной золотник системы Маффей (для паровоза 2—3—0 Нидерландских ж. д.). Впуск внутренний для каждого золотника в отдельности, выпуск же—через внутренний промежуток *m* и через каналы *n*; таким образом золотниковые сальники стоят под давлением отработавшего пара.

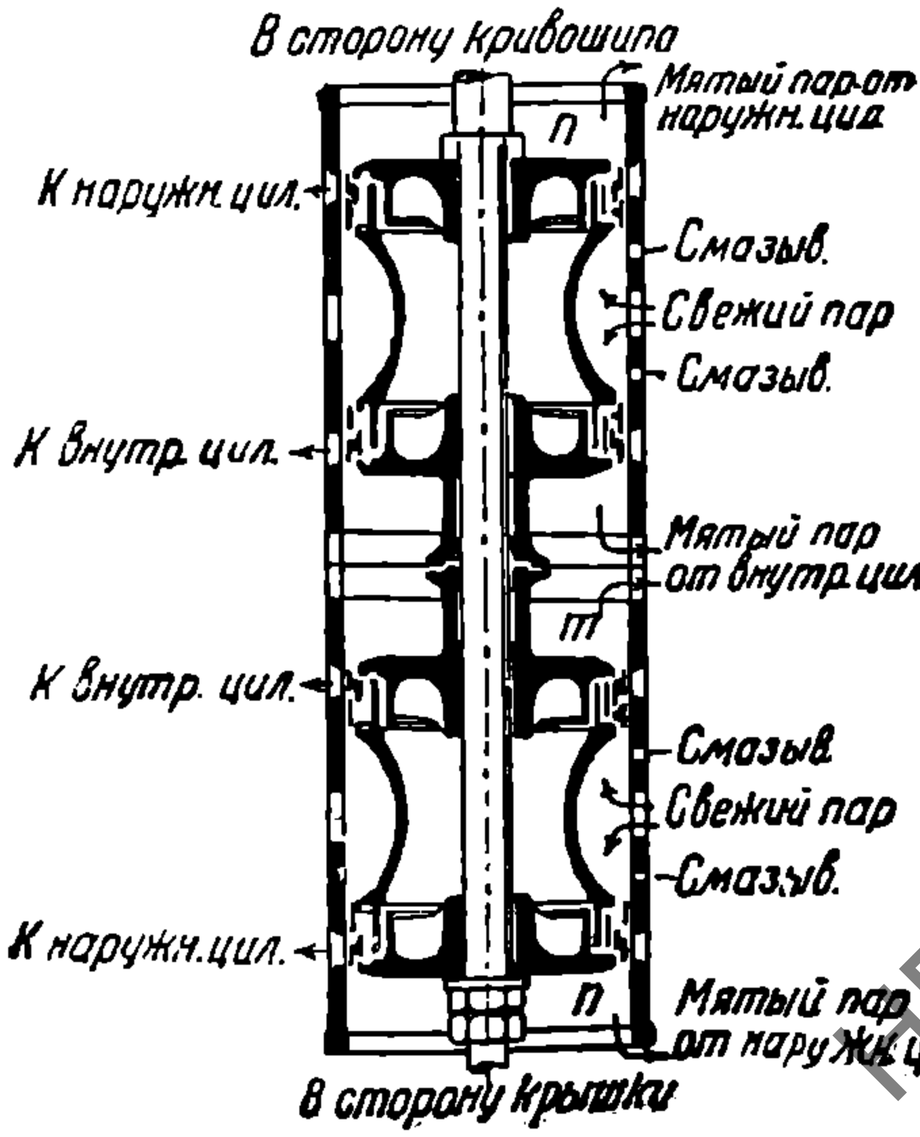
НТБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 278.



Фиг. 279.

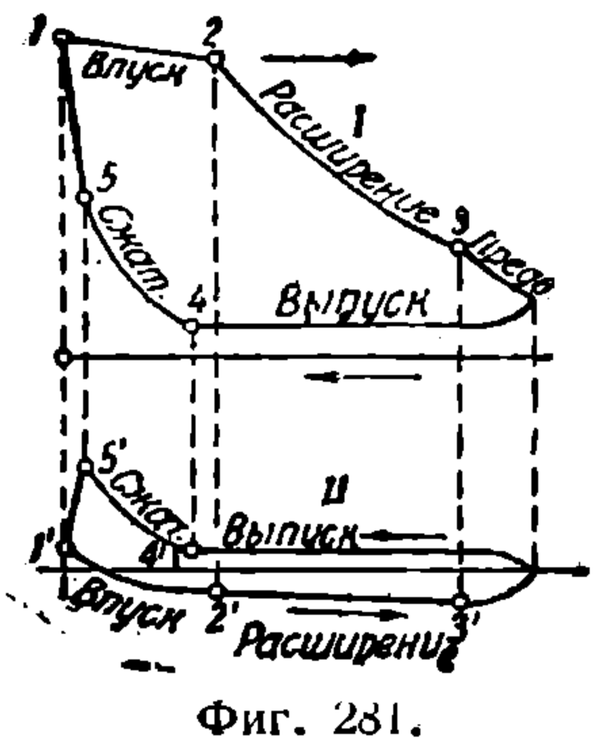


Фиг. 280.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

VIII. ХОЛОСТАЯ РАБОТА ПАРОВОЗА

§ 50. Оссбенности движения с закрытым регулятором. Цилиндры паровозов с одной стороны соединяются с дымовой коробкой через паровыпускной канал и конус, с другой—с котлом через паровпускную трубу и перегреватель. Теоретическая диаграмма имеет вид, представленный на фиг. 281—I. Когда, оставляя ту же отсечку *12*, мы закрываем регулятор, то через несколько оборотов из паропровода будет высосан почти весь пар, и получится весьма значительное разрежение, а следовательно, пониженное давление на рабочую часть поршня, меньшее, чем на нерабочую, почему машина начнет работать как тормоз. Снимаемая индикаторная диаграмма будет иметь приблизительный вид—фиг. 281—II. Вся работа (сопротивление машины)—отрицательна, причем она может достигать до 200—250 *л. с.* При этом:



Фиг. 281.

1. На пути *1'2'* будет в цилиндр входить то, что находится в золотниковой коробке и паропроводе.

2. В момент *3'* в цилиндре будет значительное разрежение — ниже, чем в дымовой коробке, а потому через паровыпускной канал в цилиндр проникнут горячие (температуры до 400° и выше) газы из дымовой коробки. Во время обратного хода до *4'* часть смеси газа и пара выталкивается обратно в конус, но часть ее остается, и на пути *4'5'* будет сжата.

3. При сжатии давление и температура остатка смеси значительно повышаются и во время предварительного впуска *5'1'* через паровпускное окно вталкивается в золотниковую коробку и паропровод.

В результате:

a) происходит настолько значительное торможение, что иногда на уклонах приходится открывать регулятор и, следовательно, непроизвольно расходовать топливо;

b) на пути *4'5'1'* происходят вредные для паровоза толчки, влекущие быстрый износ движущего механизма;

c) в период выпуска до *4'* образуется значительная тяга в трубе (до 50 *мм* водяного столба), почему горение продолжается и ненужный пар уходит через предохранительные клапаны;

d) с газами в цилиндр и золотниковую коробку попадают зола и сажа, вызывая быстрый износ колец и втулок и иногда задирание их;

e) сжимаемые горячие газы приобретают столь высокую температуру, что смазка горит, и получается нагар со всеми тяжелыми эксплоатационными последствиями.

Если принять во внимание пилообразный профиль многих наших железных дорог, по которым приходится ехать на 25—40% с закрытым регулятором, то разбираемый вопрос приобретает серьезное

НВ УДУНТ (ДІІТ)

значение. Он неоднократно освещался в литературе и на заседаниях ученых обществ, и обсуждались меры к устранению указанных обстоятельств [1].

Одною из таковых являлась езда с полной выкладкой рычага (при закрытом регуляторе), и хотя здесь и смягчались толчки в период сжатия, но при значительной отсечке всасываются из золотниковой коробки горячие газы с золой и с сажей, протолкнутые туда в период предварения впуска, в результате чего в цилиндрах горит смазка, и они загрязняются, так что это не решает вопроса.

Употребляемые в настоящее время меры таковы: 1) постановка клапанов, засасывающих в цилиндры воздух непосредственно из атмосферы, например клапана Рикура и др., или засасывающие в цилиндры смесь воздуха с паром, так называемые паровоздушные клапаны (например Шукалова и др.); 2) постановка перепускных клапанов — „байпассов" (by pass) и 3) употребление раздвижных золотников.

§ 51. Клапаны Рикура и паровоздушные. Помещаются на золотниковых коробках или на крышках цилиндров (фиг. 282). При них, при наступлении разрежения, прекращается всасывание горячих газов и золы из дымовой коробки, но входит атмосферный воздух через поднявшийся клапан.

Достоинства: золотники работают несравненно лучше, задирание колец почти прекращается, смазка не сгорает.

Недостатки: цилиндры и паропровод охлаждаются (особенно зимою), что вызывает конденсацию свежего пара и создает вредные напряжения в цилиндрах, разультатом чего появляются иногда трещины; вместе с воздухом попадает песок, особенно при мелкопесчаном баласте (для устранения надевают снизу металлические сетки, видные на фиг. 282); всасываемый воздух выталкивается в конус, образуя ненужную при движении под уклон тягу; при сильных ударах клапаны иногда ломаются; наконец, тормозящее действие хотя и уменьшается вследствие уменьшения нижней части диаграммы 281—II, но так как верхняя часть ее остается почти без изменения, то оно еще весьма значительно.

Тем не менее польза клапанов бесспорна.

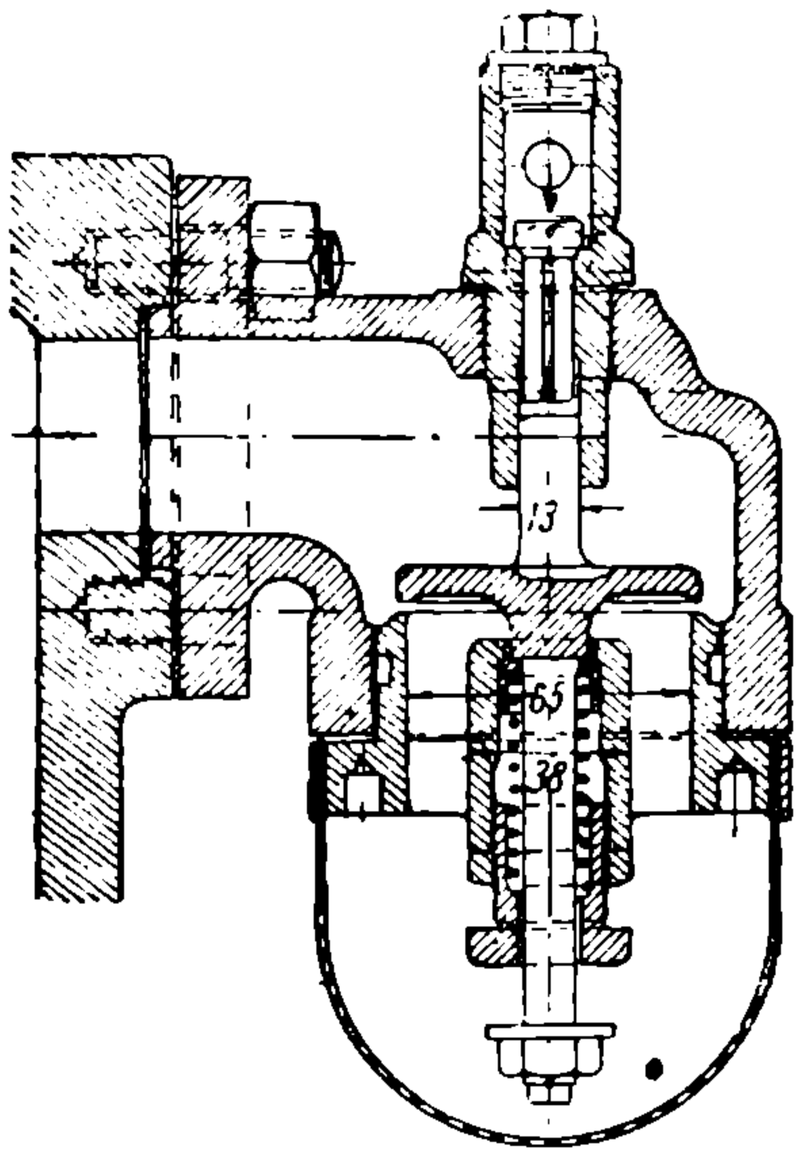
Для улучшения работы клапаны Рикура заменяют паровоздушными, при которых резкого охлаждения машины не происходит. Подобные клапаны, кроме воздуха, автоматически подают еще из котла пар, т. е. поступает смесь пара и воздуха. При перегретом паре они устанавливаются на коллекторах перегревателя. Из таковых приведем:

---

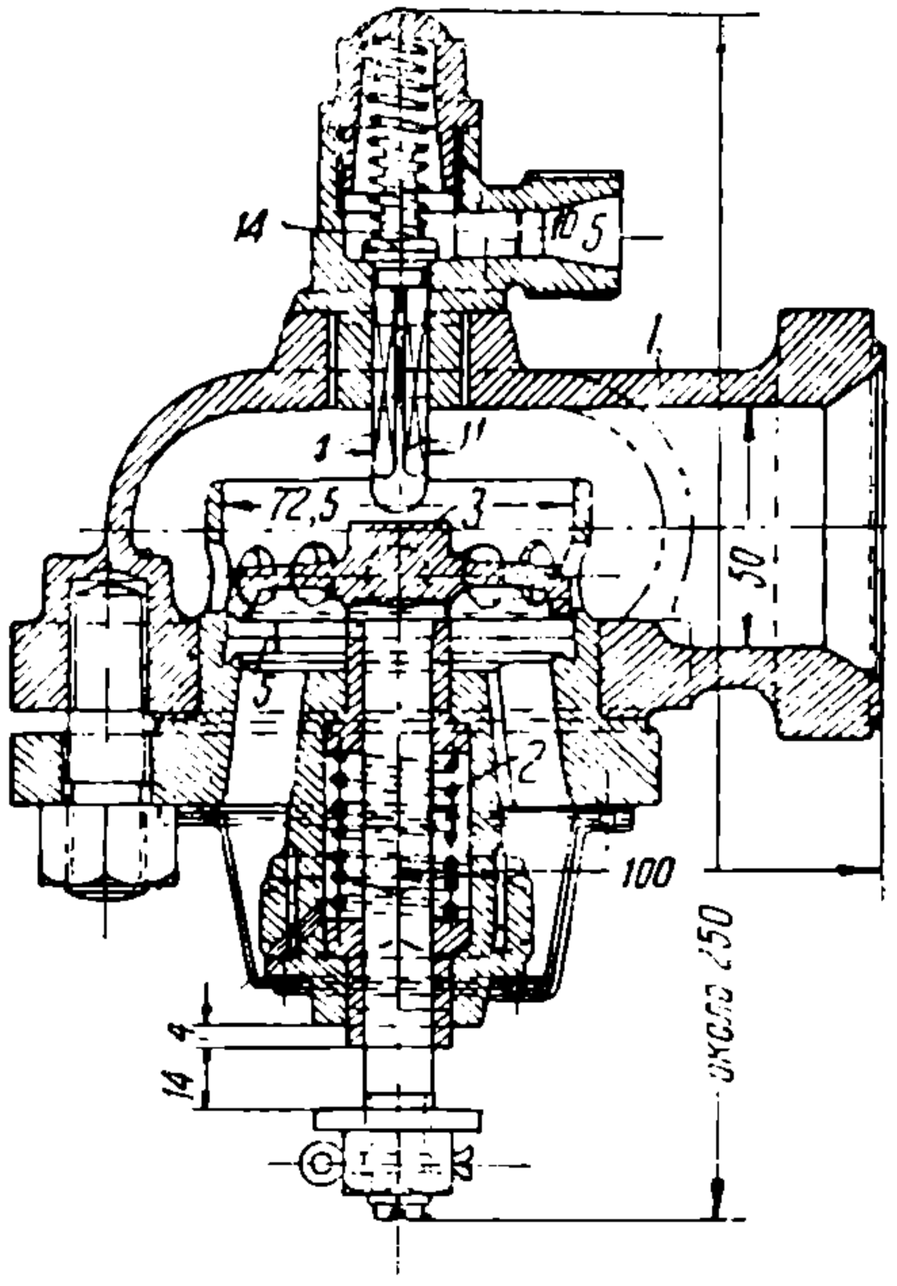
[1] См.: 1) Инж. Каплан, „Холостая работа паровоза и останавливающиеся золотники системы Трофимова", М., 1925 г., и его доклад на II Теплотехническом съезде („Труды съезда", т. III, 2-й вып., стр. 43); 2) Мацнев, „Раздвижные золотники", изд. 2-е, 1931 г.; 3) Файнберг, „Очерк развития перепускных клапанов", Харьков, 1910 г., „Известия Южно-Русского общества техников", 1909 г.; 4) Новов, „Перегретый пар и паровозы", стр. 129, Екатеринослав, 1914 г., и др.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

1. Клапан Шукалова (его видоизменение—Лапушинского, фиг. 283), где коробка *1* соединяется с коллектором и, следовательно, через паропровод с золотниковой коробкой. Клапан *3* поднимается при вакууме в цилиндрах пружиной *2* и открывает доступ наружного воздуха. При значительном вакууме клапан поднимается настолько высоко, что приподнимает клапанчик *4* и тем открывает доступ пара в коробку *1* через паропроводную трубку *5*.



Фиг. 282.



Фиг. 283.

2. Фиг. 284—система Коломенского завода. Управляется от регулятора. Поступающим сюда давлением пара клапан замыкается и в таком положении поддерживается давлением пара из золотниковой коробки. Если оно падает или исчезает, то клапан напряжением пружины снова открывается.

§ 52. Байпассы. Их основная идея: если в цилиндрах с одной стороны поршня имеем разрежение и с другой—давление, то, соединивши их трубой, можно достигнуть их уравновешивания, и при движении поршня действие байпасса будет заключаться только в перегоне смеси (паров, воздуха, газов) с одной стороны цилиндра на другую.

Предложенных конструкций весьма много, Из них приведем только некоторые.

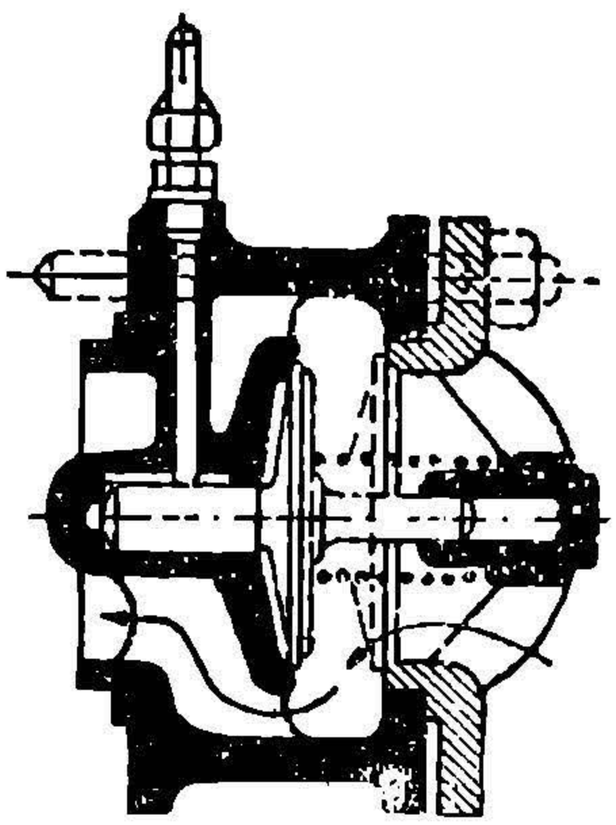
1. Фиг. 285—байпассы системы Шмидта. *1*—чугунная труба, соединяющая обе части цилиндра; *2*—цилиндрический кран, имею-

НБ УДУНТ (ДІТ)

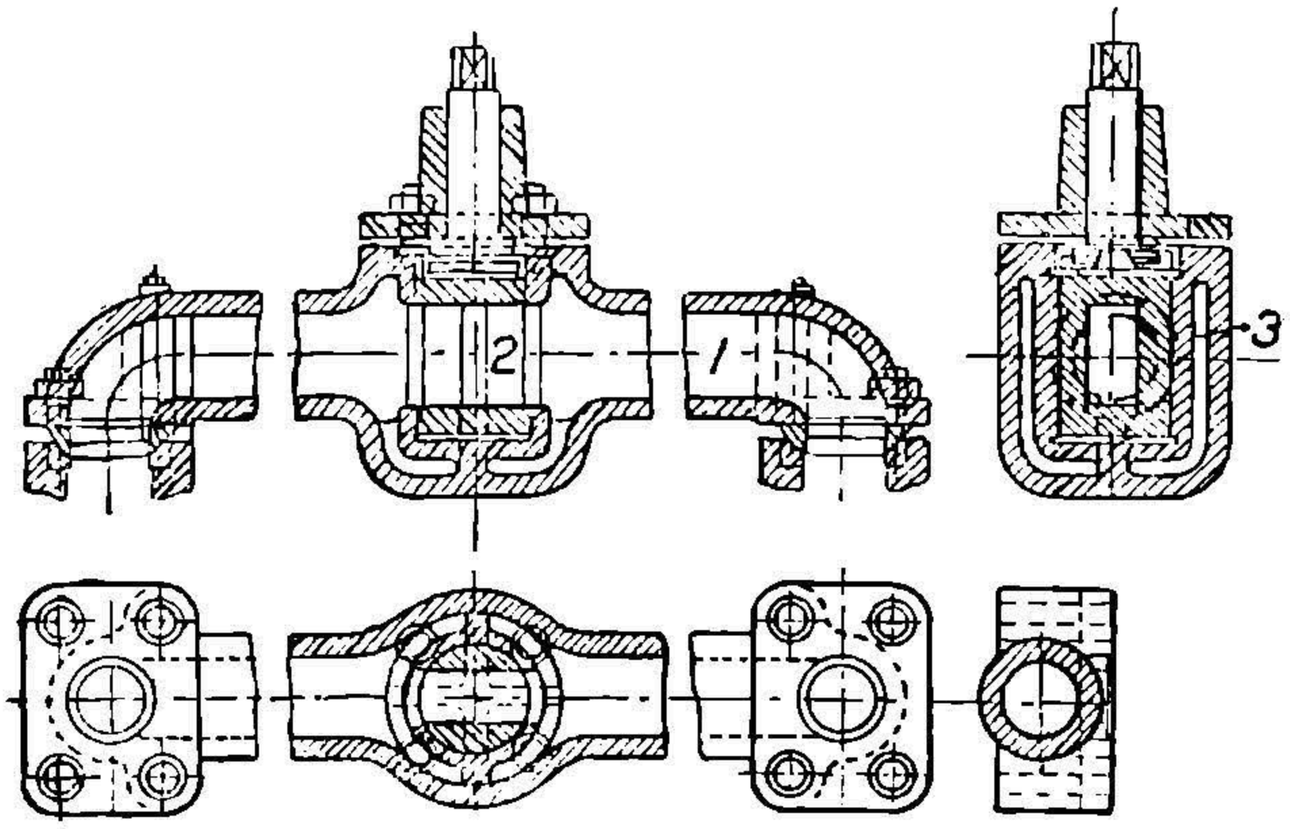
щий прямоугольный прорез. При работе с паром отверстие крана становится поперек, при езде без пара кран поворачивается при помощи тяги, идущей к будке машиниста, или при помощи специального автоматического прибора.

Недостатки: а) кран *2* заедает вследствие неодинакового расширения трубы *1* и крана. Устраиваемая паровая рубашка *3* мало помогает. Получается постоянный пропуск пара; b) значительно увеличивается вредное пространство.

2. Фиг. 286—байпасс Зяблова, у которого вместо крана поставлен цилиндрический клапан. Этот байпасс становится на золотниковую коробку: в круглой камере двигается клапан. В указанном положении он отделяет правую часть от левой и удерживается



Фиг. 284.



Фиг. 285.

в этом положении давлением пара, который впускается под него через трубку; когда впуск пара в цилиндр прекращается, то клапан опускается вниз действием пружины, и тогда обе части трубы соединяются через промежуточное отверстие.

Недостатки: необходимость тщательной протирки поршеньков и легкая их засоряемость пылью, почему имеется возможность отказа их действовать, тем более что не исключается и загрязнение маслом и грязью.

3. Недостатки кранов и цилиндрических клапанов заставили обратить внимание на плоские (тарельчатые) клапаны, легко притираемые к своему седлу. Таковы, например, системы Мейнеке, Харьковского завода и др., из которых приводим описание байпасса Харьковского завода.

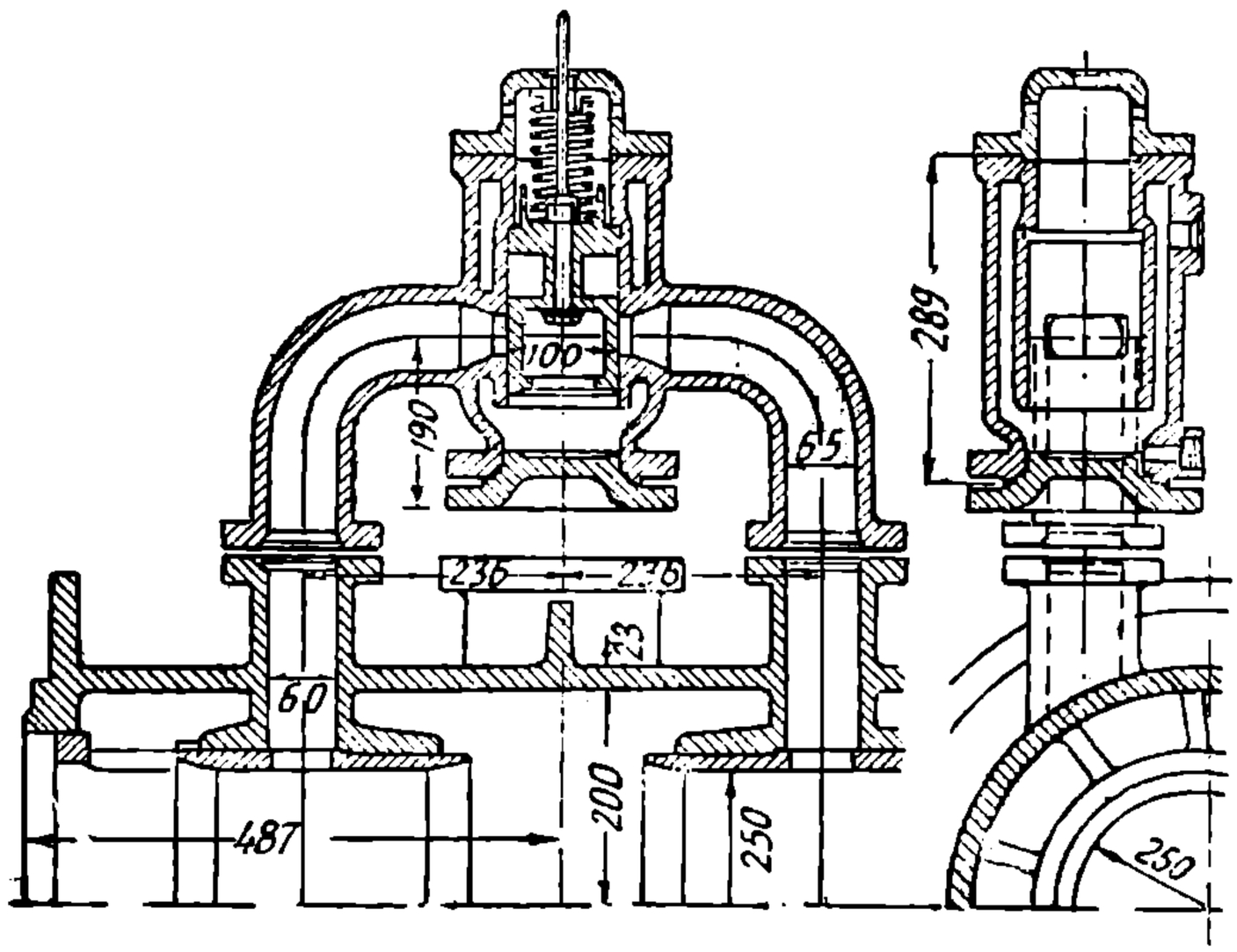
Фиг. 287—клапаны открывают или закрывают сообщение противоположных сторон при передвижении рычага в ту или иную сторону (от руки или от автомата).

Фиг. 288—детали: *2*—легко сменяемое бронзовое седло; *1*—клапан; *4*—пружина, благодаря которой ослабляется удар клапана

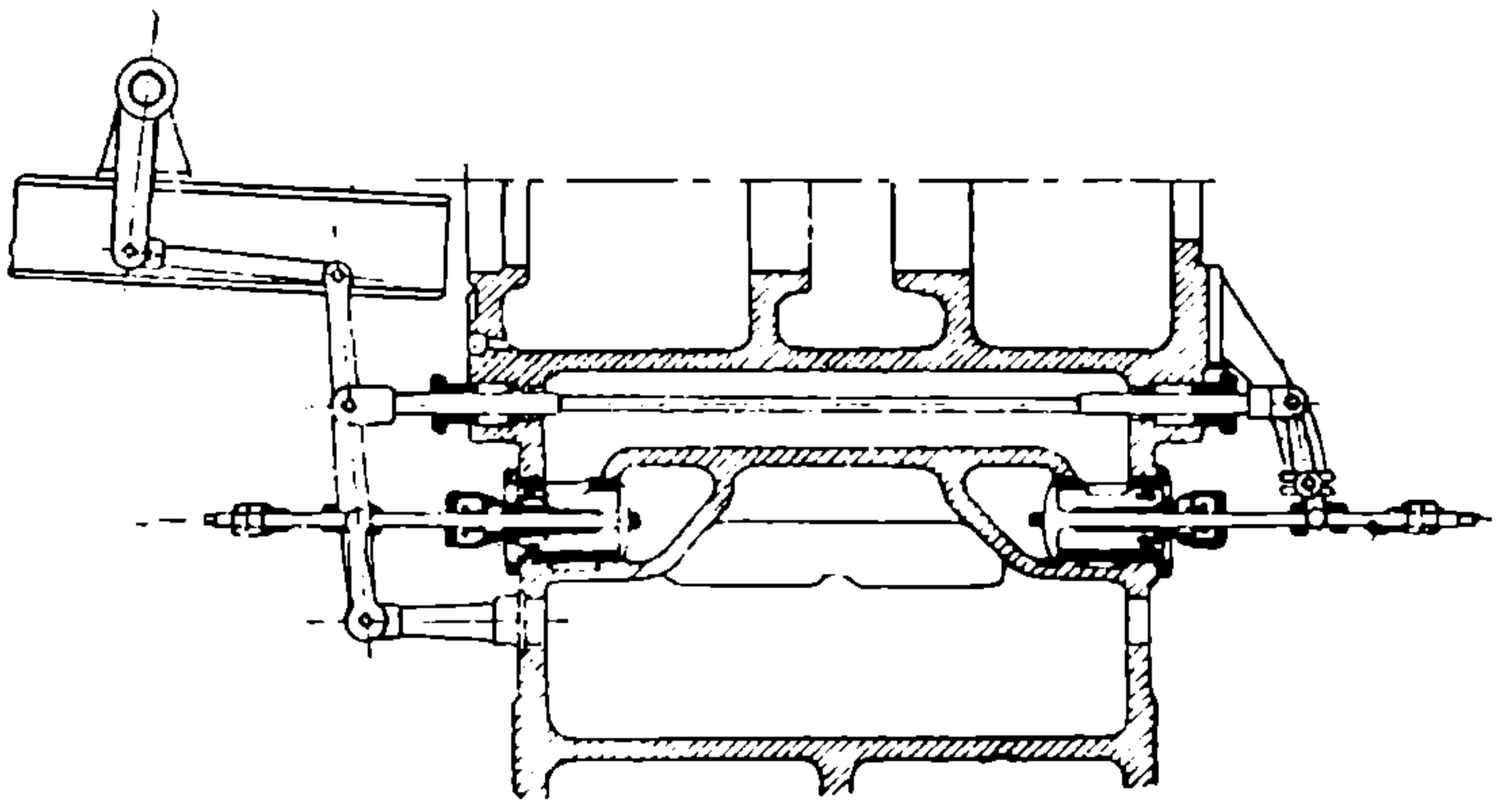
НБ УДУНТ (ДІТ)

о седло при закрывании и получается более плотное прилегание клапана к седлу, гарантирующее отсутствие пропусков.

В случае поломки одного клапана другой прижимается к своему седлу особой гайкой, и байпасс разобщается от цилиндра, тогда



Фиг. 286.



Фиг. 287.

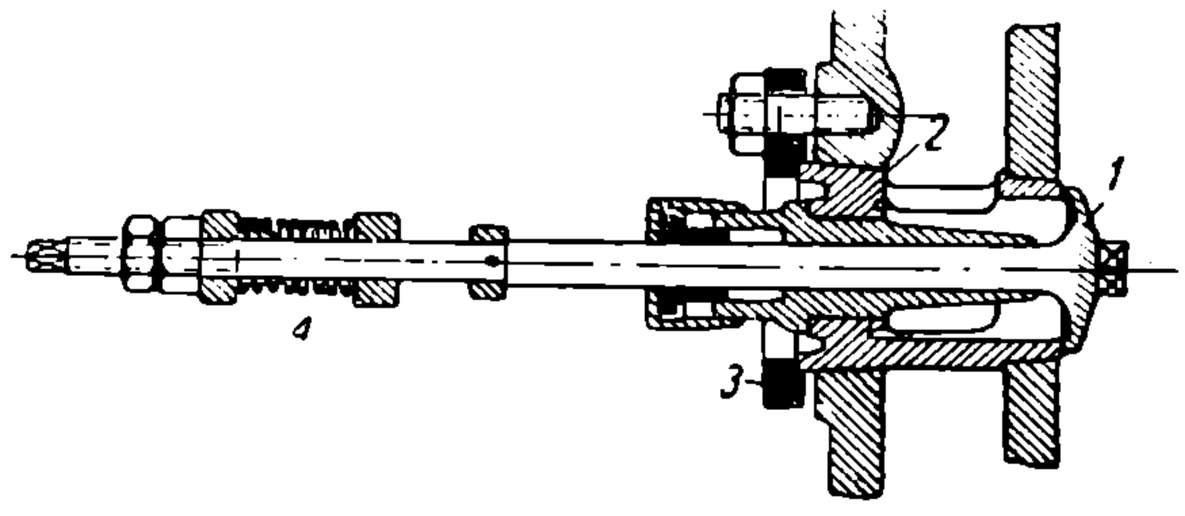
как в предыдущих конструкциях заедание клапана или крана заставляет требовать резерв.

На фиг. 289 приведен очень оригинальный и простой байпасс польских государственных ж. д. (1929 г.).

Общие недостатки байпассов: 1) узость соединительных труб, создающих большие гидравлические сопротивления, особенно при

НБ УДУНТ (ДІІТ)

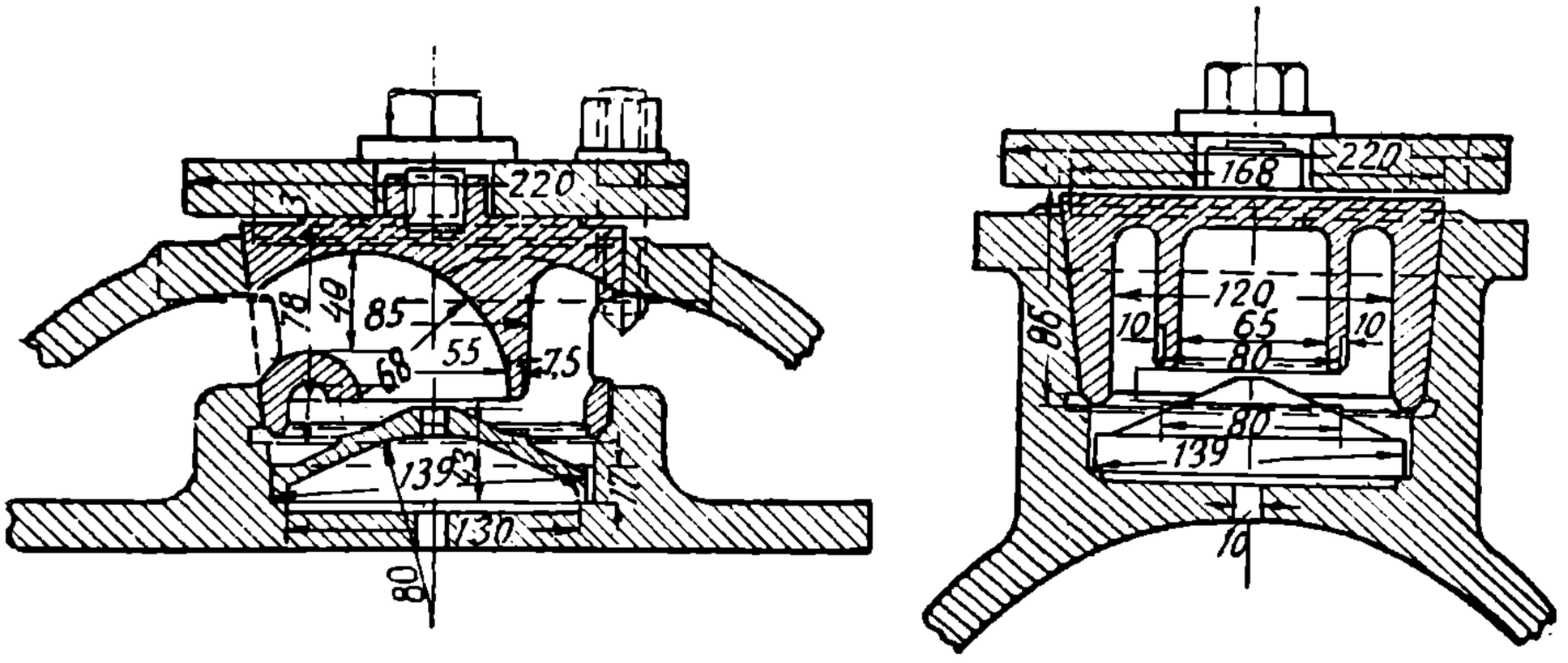
больших скоростях, почему в золотниковых коробках температура иногда поднимается до 400° и выше. Увеличению их площади (например до размера выпускной трубы) при современных больших цилиндрах мешает габарит (см. фиг. 286), 2) прерывистость действия (так как в периоды расширения и сжатия, когда окна закрыты золотником, байпассы не работают) и неравномерность вследствие переменной величины открытия окон.



Фиг. 288.

На фиг. 290 приводятся кривые, полученные при опытах на Рязанско-Уральской и Московско-Казанской ж. д. дающие зависимость отрицательной работы паровоза (работа сопротивления машины по снятым индикаторным диаграммам в лошадиных силах от скорости при холостом ходе паровоза 0—5—0 Э). Опыты показали, что сопротивление возрастает тем быстрее, чем выше скорость.

Кривая *I*—при оборудовании одними клапанами Рикура и *II*—байпассами Зяблова и клапанами Рикура. *III* — при оборудовании раздвижными золотниками. Как видим, польза байпассов



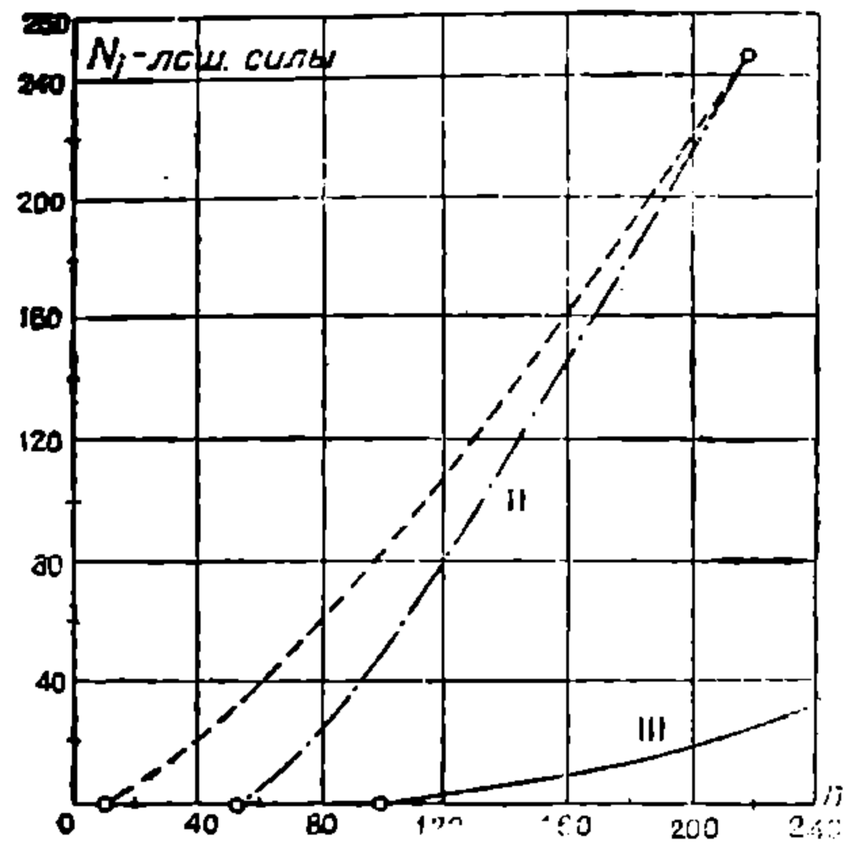
Фиг. 289.

ничтожна, и при скорости 53,5 *км/час* влияние байпасса исчезает совершенно: при них и без них отрицательная работа равна 240 *л. с.*

Все недостатки холостого хода сохраняются (хотя немного и в уменьшенном виде) и при байпассах, т. е. торможение, засасывание газов из дымовой коробки, задирание колец и втулок от резкого повышения температуры перекачиваемых газов и сгорания смазки, загрязнение и зазор и пр. Это заставило при байпассах одновременно применять воздушные клапаны, например Рикура,

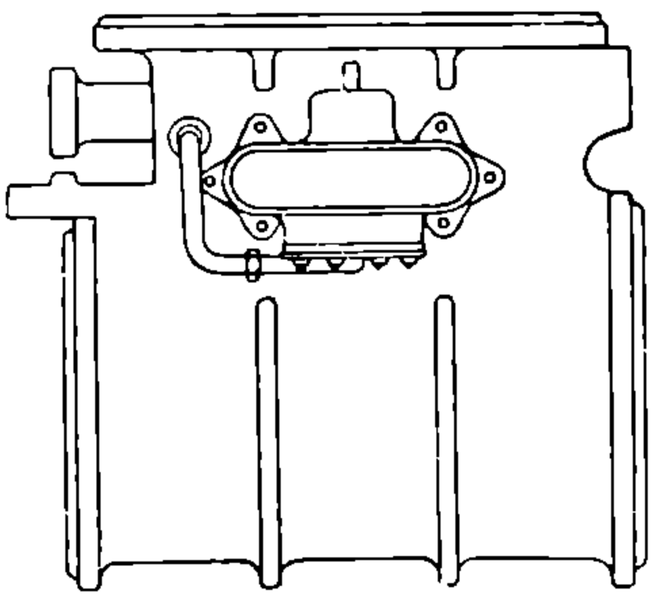
НБ УДУНТ (ДІІТ)

которые тогда устанавливаются часто на перепускных трубах или паровоздушных, что значительно усложняет устройство, не принося существенных результатов. Лучшим из современных байпассов (по сопротивлению машины) является байпасс системы Бондарева (к нему близок по устройству байпасс Маевского), который дает опытные данные, средние между кривой *II* и кривой *III* для раздвижных золотников (фиг. 290).

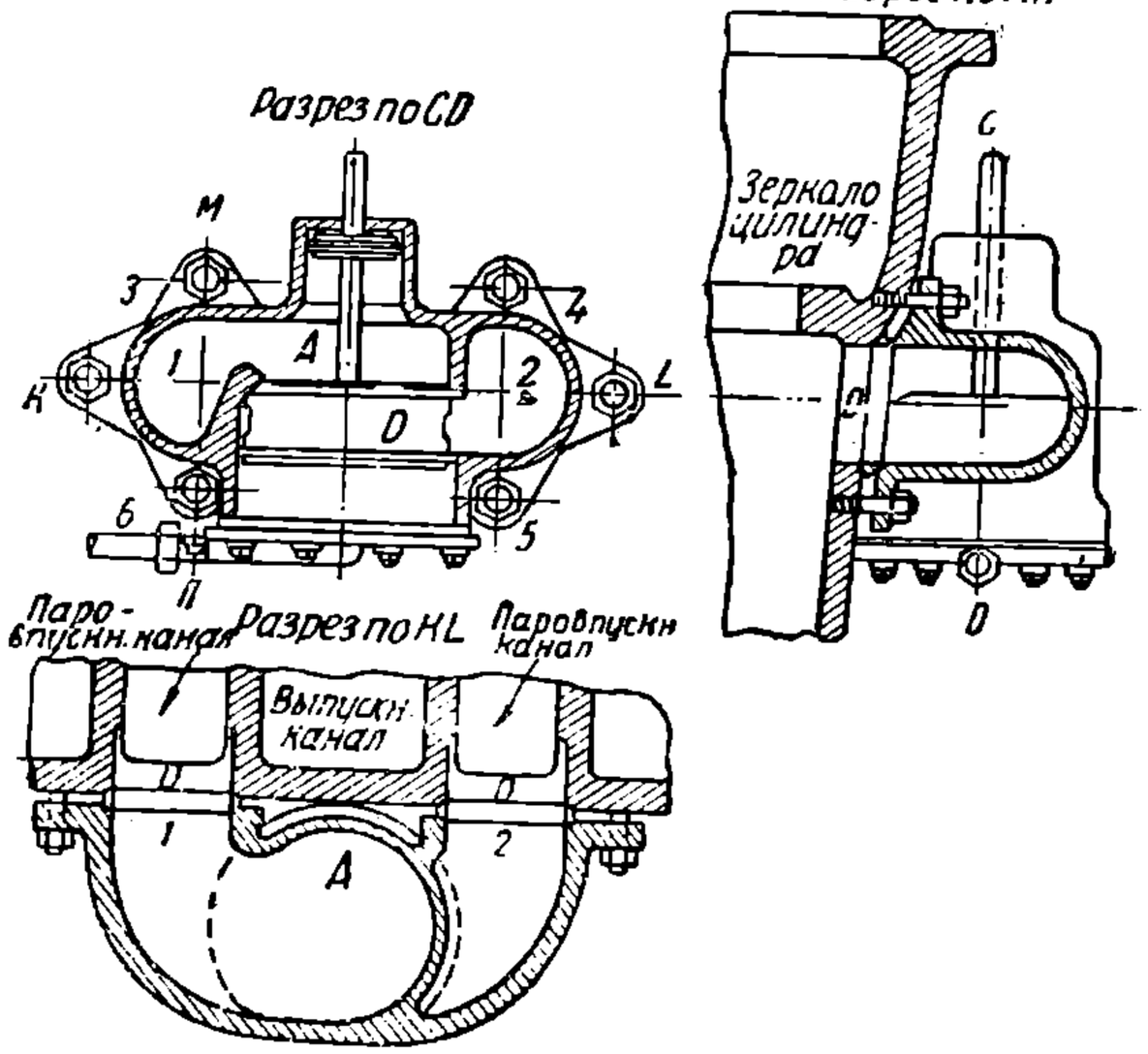


Фиг. 290.

Байпасс устанавливается сбоку цилиндра (фиг. 291) и имеет следующее устройство: чугунный корпус *A* (фиг. 292) своими отростками *1* и *2* соединяется с двумя паровпускными каналами цилиндра. Корпус в нижней части имеет крышку, через которую по трубке *6* подводится пар из золотниковой коробки под клапан *D*, на штоке которого сидит поршенек меньшего диаметра. При открытом регуляторе свежий пар через трубку *6* действует на клапан *D* и прижимает его к седлу, почему каналы *1* и *2* разъединены. При закрытом регуляторе в золотниковой коробке и под поршнем *D* образуется вакуум и под действием атмосферного давления на верхний поршенек через отверстие в корпус *A*



Фиг. 291.



Фиг. 292.

клапан *D* опускается, и обе части цилиндра соединяются, т. е. действие прибора автоматическое.

При круглых золотниках байпасс Бондарева имеет вид. фиг. 293.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Этот байпасс прост и имеет в три раза большую площадь перепускных отверстий, чем в других байпассах, почему при движении под уклон дает вдвое меньшую работу сопротивления машины.

Тем не менее в общем байпассы надежд не оправдали. Мировой практикой они уже осуждены, и их снимают не только в Сев. Америке, но даже в Германии, где на них возлагали большие надежды.

В США в настоящее время байпассов не ставят, так как: 1) при больших цилиндрах должны быть очень большие перепускные трубы и клапаны, что резко усложняет их конструкцию;

2) при них не уничтожается образование нагара в цилиндрах и золотниковых коробках.

Поэтому перешли опять к клапанам Рикура, которые были выброшены при увлечении байпассами, но так как они давали слишком большое охлаждение цилиндров, вызывающее трещины, то отказались и от них и тогда ввели способ езды под уклон с дополнительным впуском пара при немного приоткрытом регуляторе, почему вакуума не образуется, работа же пара и расход пара ничтожен. С этой целью употребляется особый регулятор Чемберс, похожий на регулятор ЦАРА, но с еще меньшим малым клапаном, который открывается машинистом при езде под уклон или при подходе к станции, для чего на сект ре имеется засечка, куда заскакивает регуляторная ручка при закрывании регулятора. Окончательно же закрывается регулятор, когда паровоз уже стоит на месте. Этот способ делает ненужным применение байпассов, паровоздушных клапанов и раздвижных золотников.

Очевидно, этот способ можно применять и у нас, слегка приоткрывая малый клапан, причем лучше сделать соответствующие приспособления в роде указанных.

§ 53. Раздвижные золотники (золотники-байпассы). Повидимому, вопрос о холостом ходе разрешается применением раздвижных золотников (или „золотников-байпассов“).

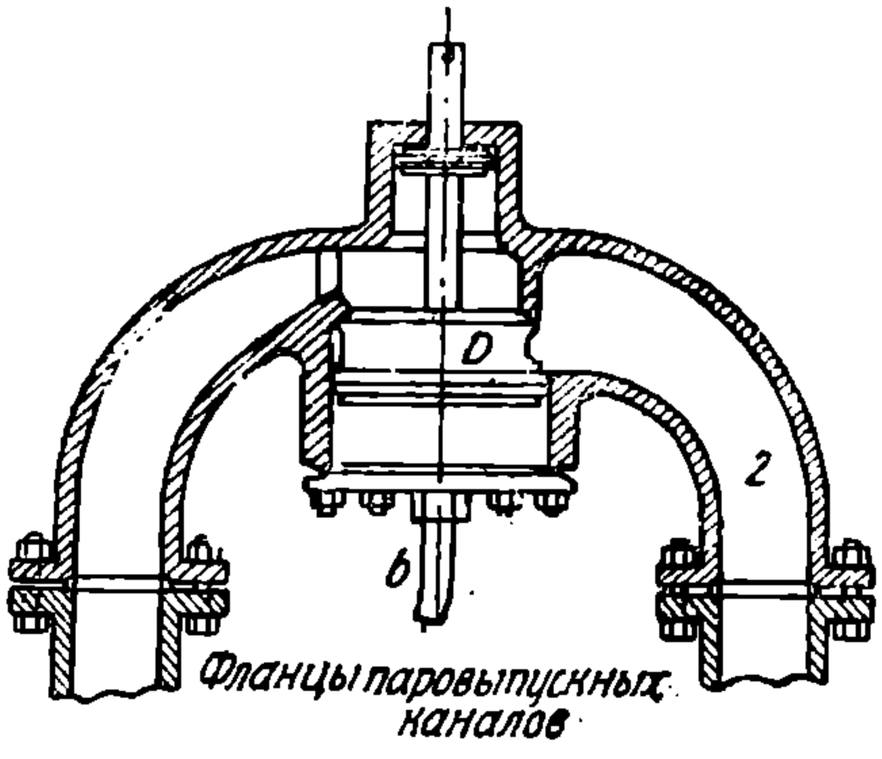
Идея устройства: на штоке укрепляются два упора (фиг. 294), между которыми могут свободно передвигаться по штоку золотниковые диски. При работе с паром (верхняя часть фигуры) диски прижаты к упорам и образуют обыкновенные золотники; при работе без пара (нижняя часть фиг. 294) двигающийся шток с упорами отодвигает диски к средине, совершенно открывая окна, причем образуется естественный байпасс, лишенный всех недостатков обыкновенных байпассов (фиг. 295).

При этом:

1. Окна на полную величину открыты всегда—получаем непрерывность и ровность работы, вследствие чего тормозящее усилие понижается в несколько раз (кривая *III* на фиг. 290—результат опытов на Московско Курской ж. д. с паровозом 1—3—1 С, снабженным раздвижными золотниками без клапанов Рикура и без байпассов).

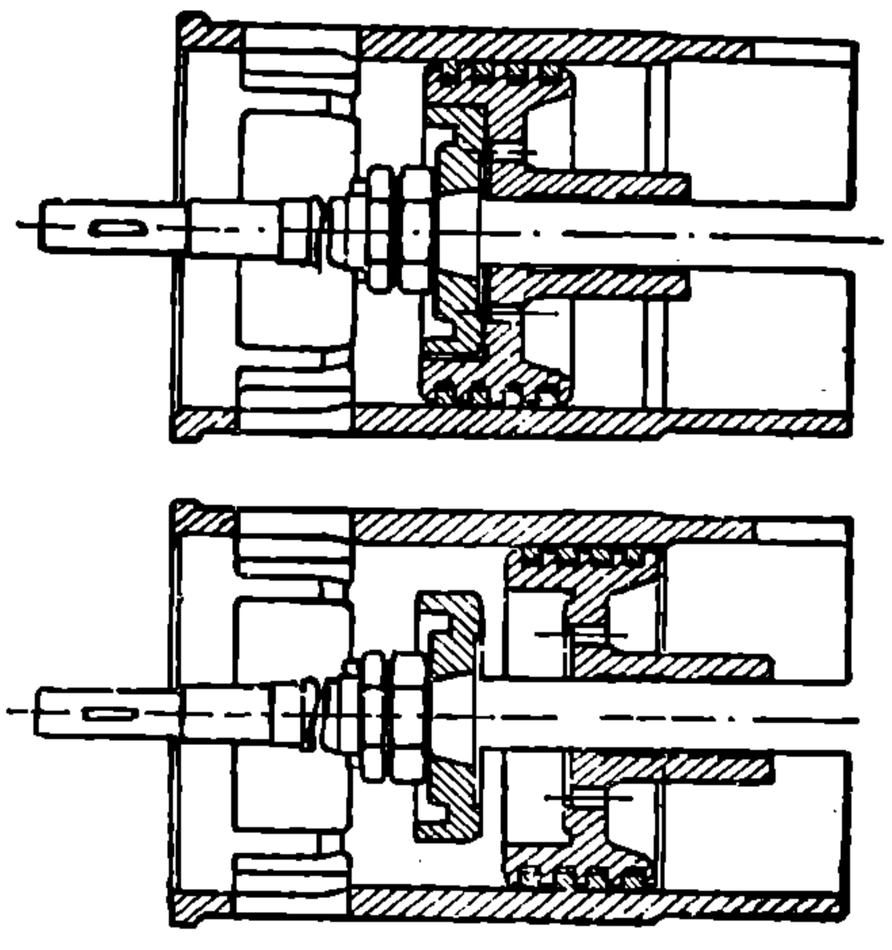
НБ УДУНТ (ДІІТ)

2. Засос газов настолько мал, что никакого загрязнения золотников и цилиндров, задирания колец и втулок не происходит.



Фланцы паровыпускных каналов

Фиг. 293.



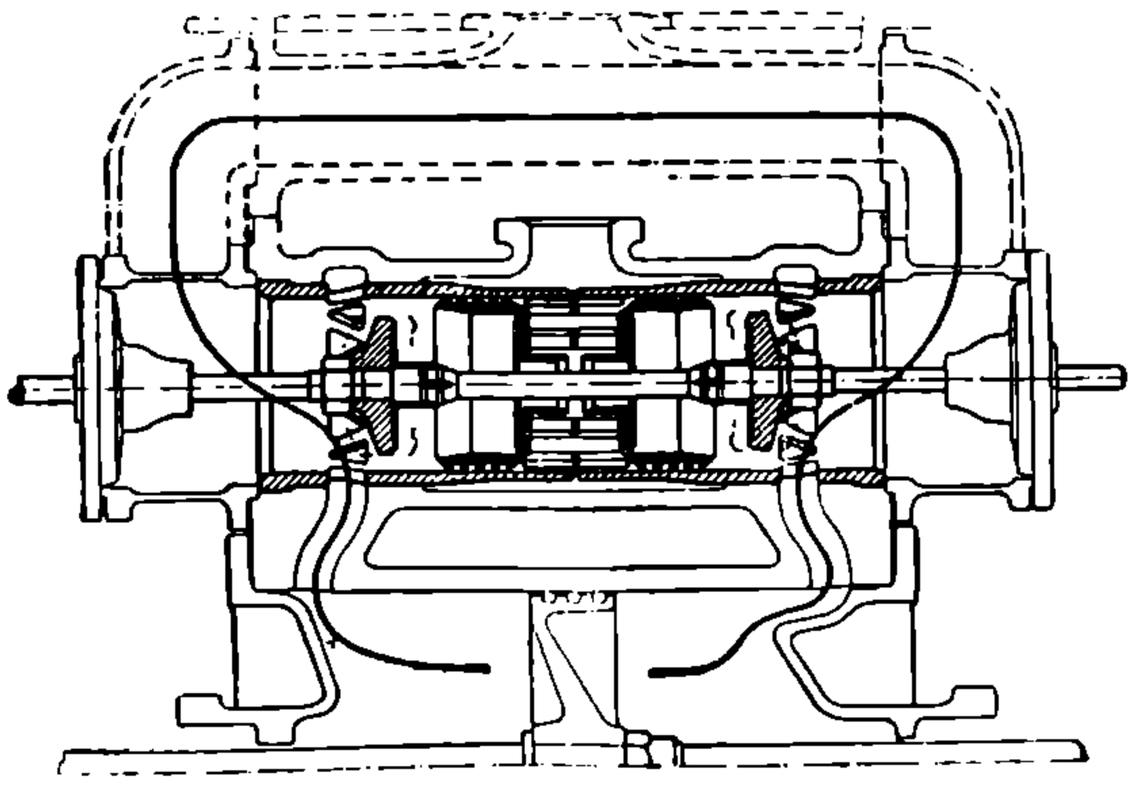
Фиг. 294.

Все поверхности совершенно чисты. Износ резко уменьшается. Смазка не горит.

3. Тяга воздуха (разрежение в дымовой коробке) резко понижается, что сокращает расход топлива до (5%).

4. Износ движущего аппарата значительно уменьшается.

Таким образом теоретически эти золотники совершенно разрешают вопрос. У нас главная заслуга по их конструированию принадлежит Трофимову, золотники которого и устанавливаются на паровозах.



Фиг. 295.

Главный недостаток—удары дисков об упоры при впуске пара, нервирующие бригаду.

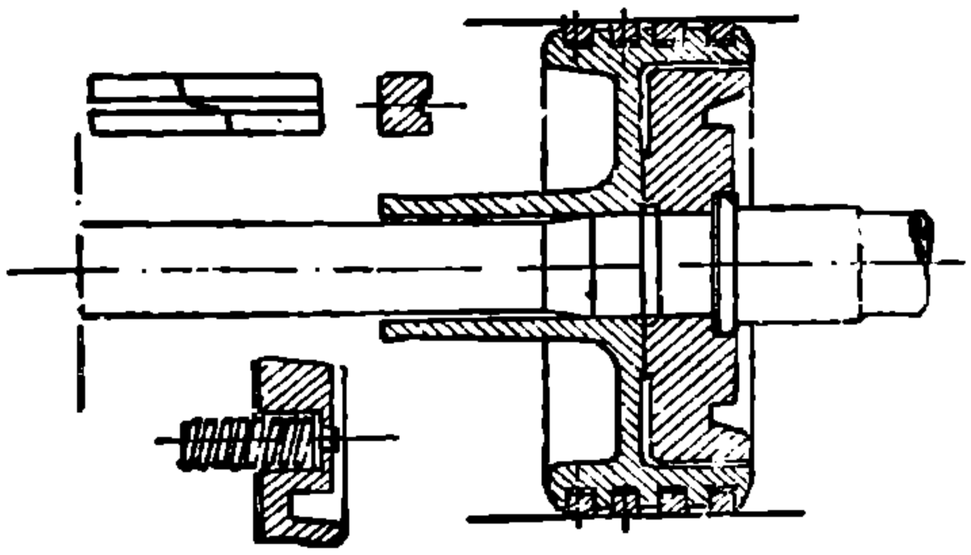
На смягчение этих ударов и направлены все усилия. Для этой цели:

1) облегчают вес дисков, делая их из стали;

2) усиляют упоры, делая их стальными или приваривая их к штоку (фиг. 296) (вместо гаек, показанных на фиг. 294) или даже откковывая упоры за одно целое со штоком (фиг. 296);

НВ УДУНТ (ДІІТ)

3) вводят буфера между диском и упором:



Фиг. 296.

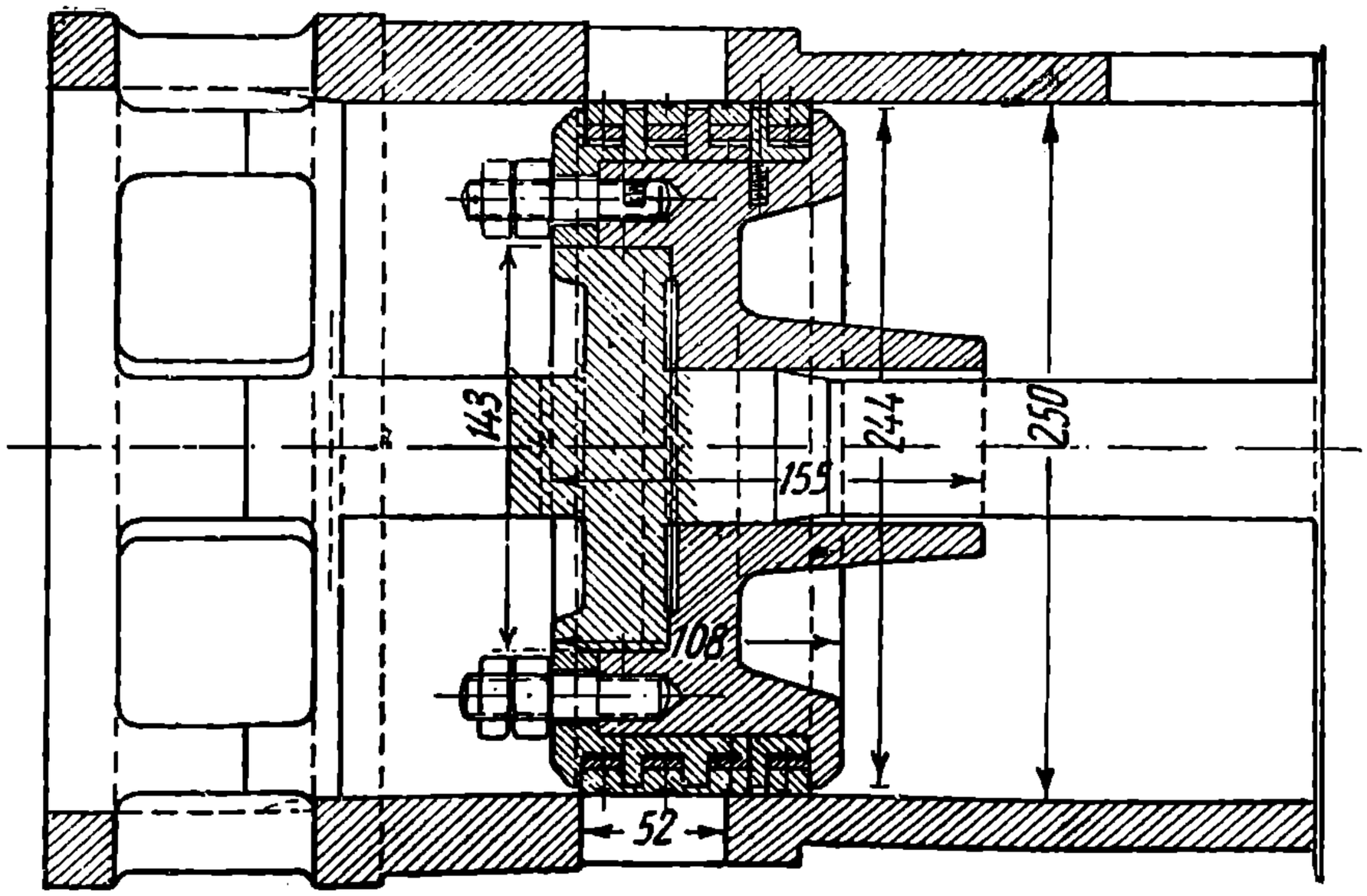
а) пружинные (фиг. 296 и 298)[1] или б) паровые (фиг. 297), заключающиеся в том, что пар проходит между диском и упором и по мере сдвигания последних образует упругую подушку, ослабляющую удар.

Опыты с паровозами 1—3—1 С на Московско-Курской ж. д. дали такие результаты (табл. 13):

Таблица 13

При скорости *км/час*	30	35	40	50	60	70
Число отрицательных *л. с.*	3,6	6,33	9,49	12,24	17,55	26,2

т. е. число отрицательных лошадиных сил сравнительно ничтожно, почему вопрос по отношению к пассажирским паровозам надо считать разрешенным.



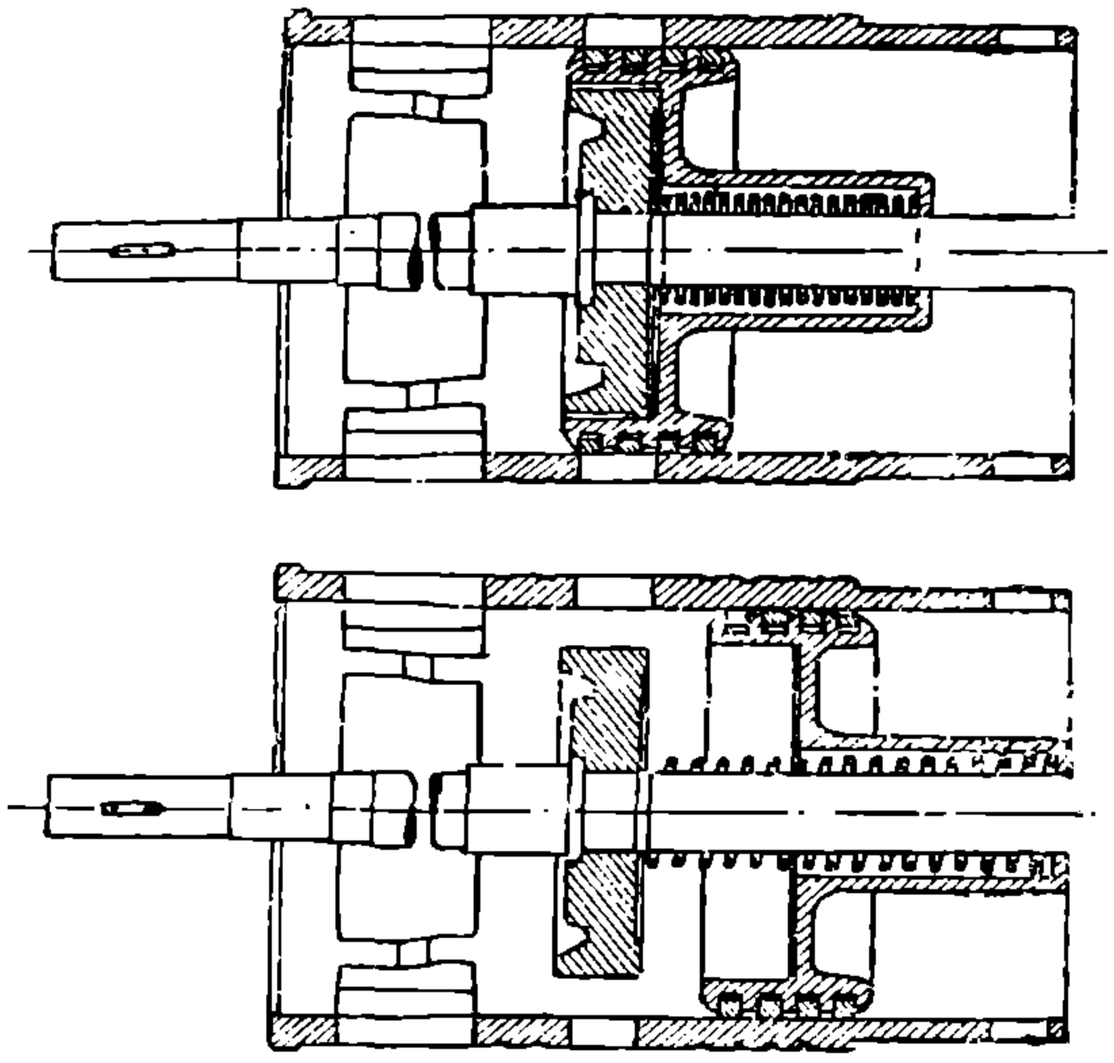
Фиг. 297.

По отношению к товарным результаты опытов сначала были мало удовлетворительны (причины: необходимость маневров с ча-

[1] Пружинные буфера сложны и пользуются очень малым распространением. У нас предпочитают буфера паровые.

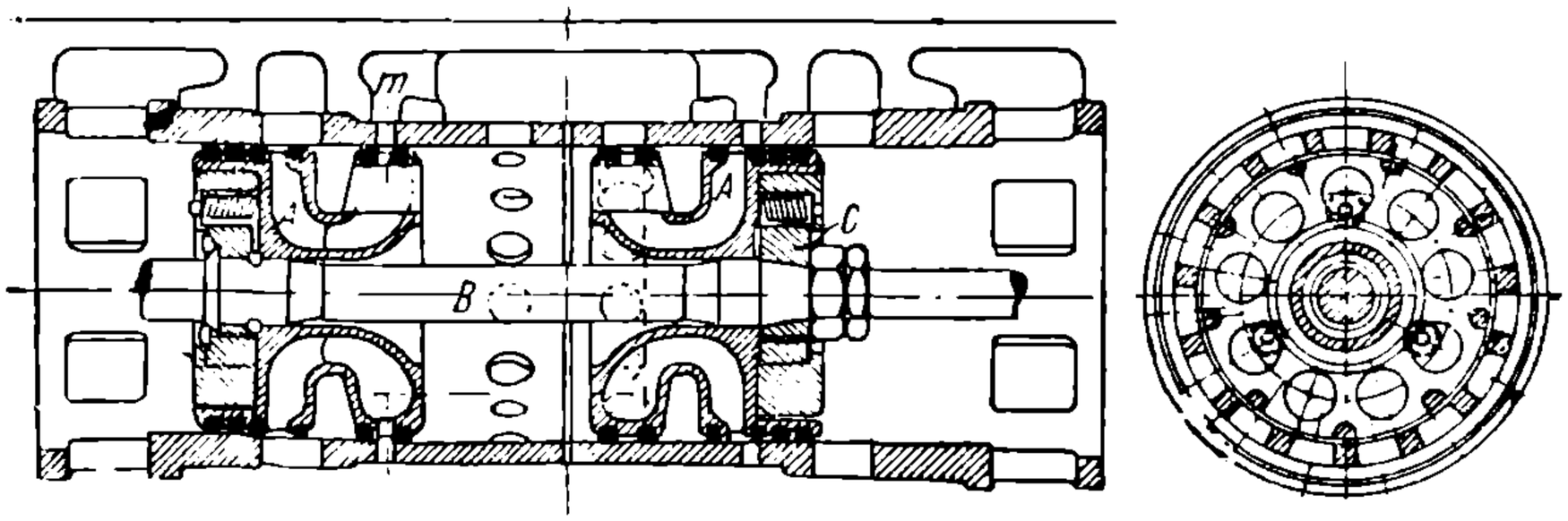
НБ УДУНТ (ДІІТ)

стым открытием и закрытием регулятора и большой износ золотников; при применении этих золотников — слишком большая „легкость хода" на уклонах, почему является возможность „разноса поезда"[1], т. е. увеличение скорости за допустимые пределы и пр.)[2], но практика доказала, что эти опасения неосновательны, и в настоящее время золотниками Трофимова оборудуются все вновь строящиеся паровозы как пассажирские, так и товарные, и все существующие в плановом порядке при среднем и капитальном ремонте.



Фиг. 298.

Заметим, что золотники Трофимова непрерывно совершенствуются, и вырабатываются их стандартные типы, одно из основных отличий которых заключается в том, что в них имеются золотниковые диски, не скользящие по штоку, так как центральная часть штока имеет меньший диаметр, чем часть ее у упора, почему при сдвигании дисков к центру при езде без пара нет трения по штоку, в связи с чем значительно повышается механический коэфициент полезного действия. Один из стандартных типов представлен на фиг. 301: золотниковые диски *A* свободно сидят на штоке *a*; упорные шайбы *C* определяют их крайнее положение. Шайбы *C* сидят на конических заплечиках *z*, укреп-



Фиг. 299.

[1] Для пассажирских паровозов этой опасности при наличии непрерывных тормозов нет.

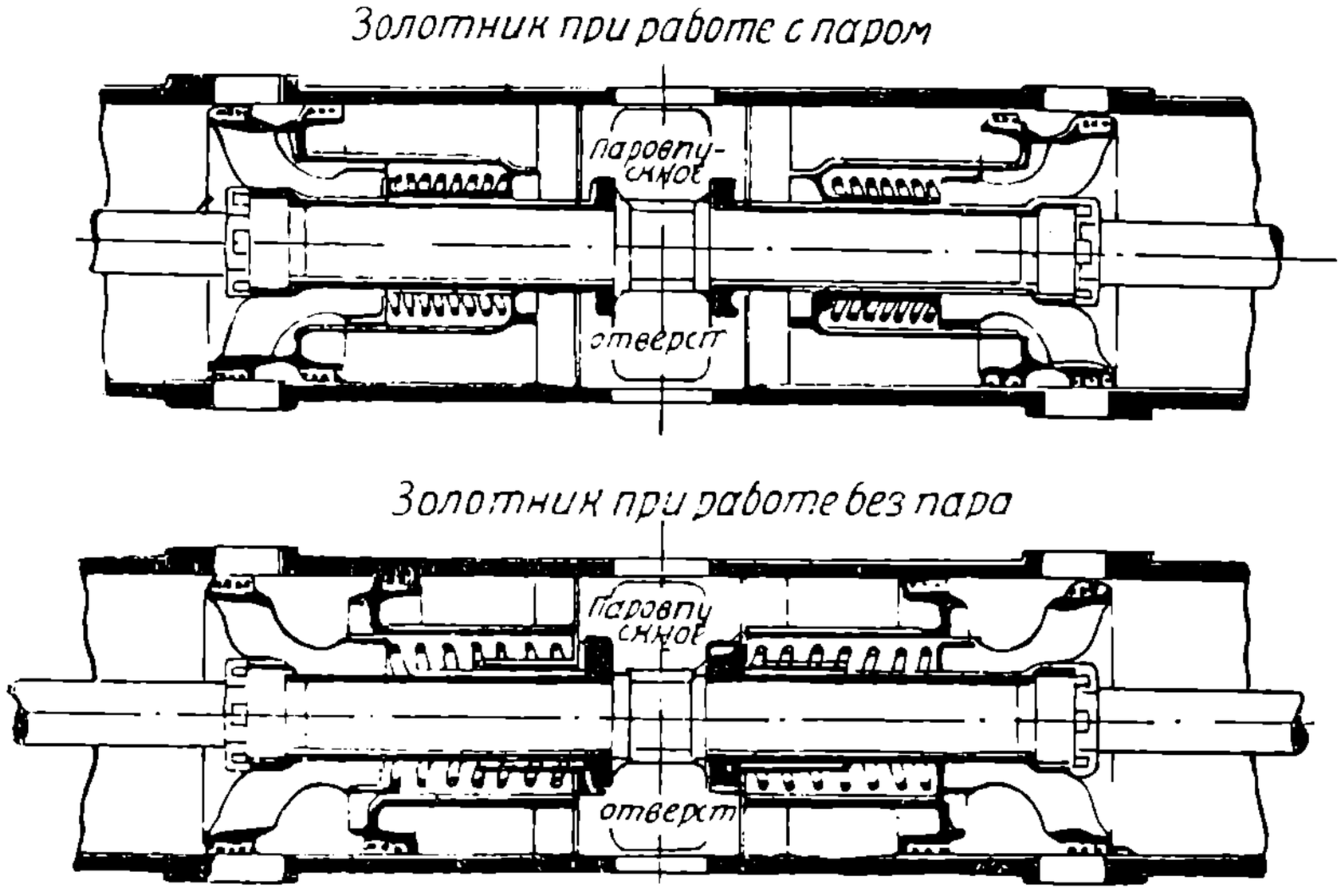
[2] Н. И. Мацнев „Раздвижные золотники", изд. 2-е. Москва, 1931 г.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ленных гайками. При открытии регулятора пар попадает в междудисковое пространство и раздвигает диски *A*, прижимая их к шайбам *C* по плоскостям *pp*.

Вместе с тем разработаны конструкции раздвижных золотников с каналом Трика. Последняя конструкция представлена на фиг. 299.

Есть примеры таких золотников и за границей, например (фиг. 300) системы Николаи. Эти золотники значительно хуже



Фиг. 300.

трофимовских, потому что упоры составляют половину золотникового диска, и при работе без пара упоры дают короткую отсечку, почему отрицательная работа возрастает[1].

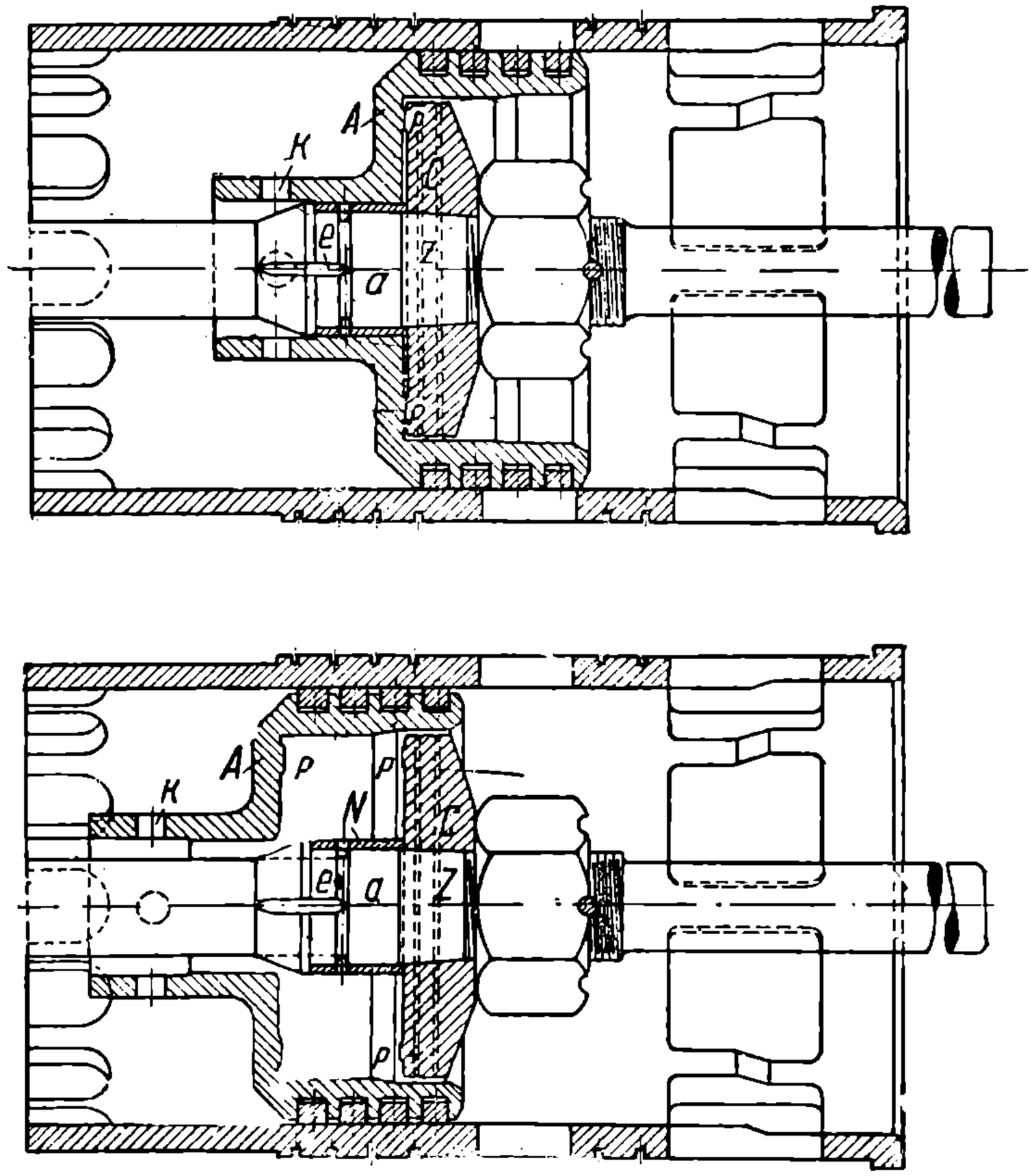
Они также уступают Трофимовским, почему их описание здесь и не приводится. Ввиду сказанного и на заграничных ж. д. есть ряд примеров применения золотников Трофимова по нашим чертежам.

Раздвижные золотники имеют, однако, очень существенный недостаток: при современных диаметрах цилиндрических золотников они имеют очень большой вес, так как к весу самого золотника и штока прибавляется еще вес массивных упорных дисков. Поэтому при употребляемых теперь больших ходах золотников получаются весьма значительные инерционные силы, особенно у быстроходных паровозов, что заставляет делать массивным кулисный механизм и увеличивает удельное давление кулисного камня,

[1] Другие конструкции (Мейнеке, Мюллера и для клапанного распределения Рихозек) см. «*V. D. I.*», № 21, 1929 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

влекущее за собою быстрый его износ. Поэтому при проектировании нашего нового быстроходного паровоза 1—4—2 серии ИС от золотников Трофимова отказались, заменив их обыкновенными золотниками, но даже при них удельное давление камня получилось—9,65 *кг/см*² при скорости 100 *км*/час, тогда как у паровозов



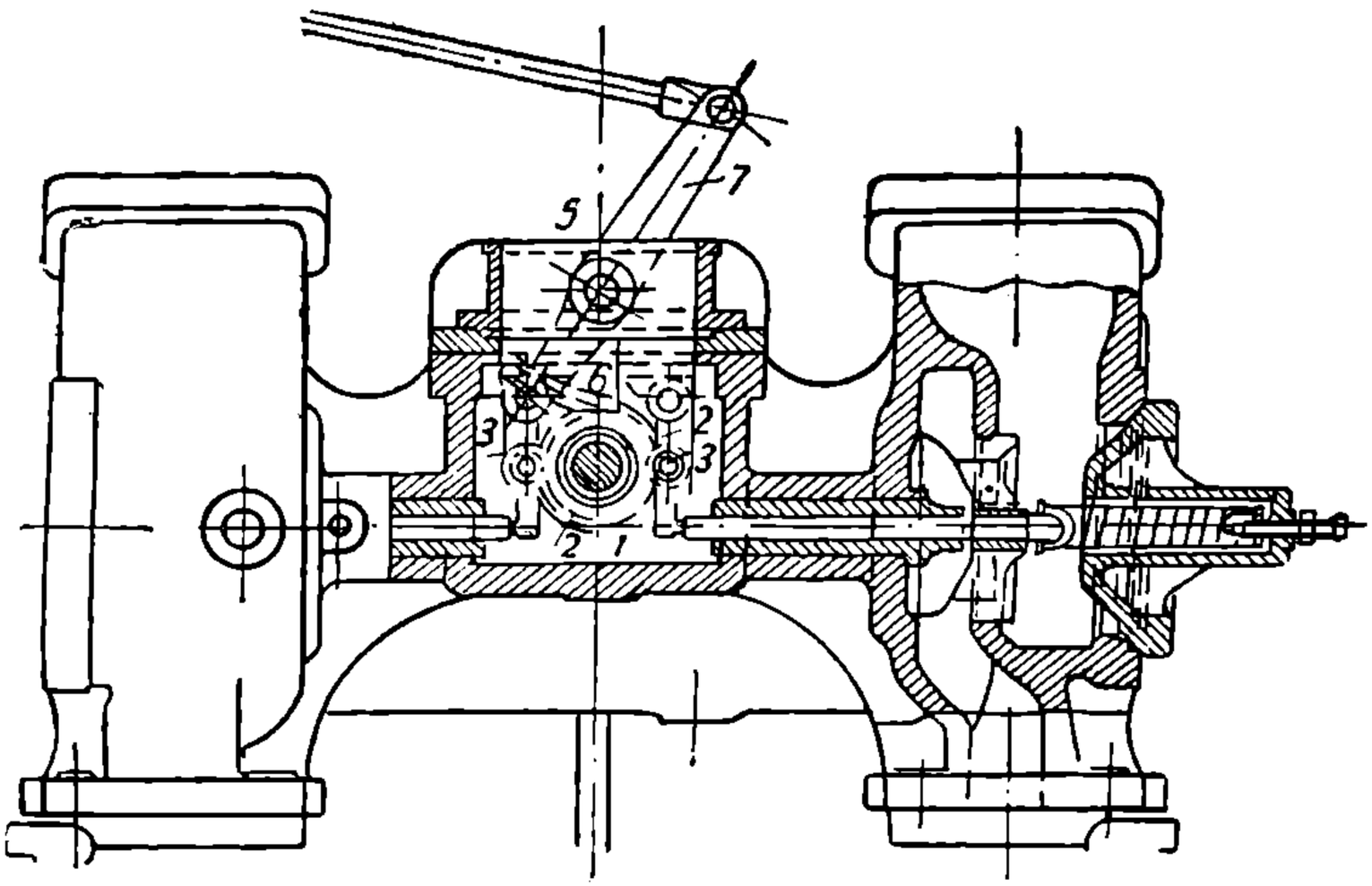
Фиг. 301

C^{y} оно было 6,6 *кг/см*². Поэтому пришлось принять меры к защите трущихся поверхностей от пыли, употребляя кулисы закрытого типа и введя механическую их смазку от пресса. С другой стороны, при увеличении давления пара свише 14 *атм.* постановка раздвижных золотников становится уже рискованной, что заставляет при больших давлениях пара и больших диаметрах золотников снова применять обыкновенные байпассы и обратить внимание на их дальнейшее усовершенствование.

Байпасс Rihosek для клапанного парораспределения — фиг. 302: на кулачном валу между впускными и выпускными кулачками помещается труба *1*, которая на обоих своих концах имеет выступы *2*.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

При соответствующем повороте трубы, эти выступы надавливают на ролики *3*, связанные с промежуточными рычажками, и настолько их раздвигают, что их перестают касаться кулачки, сидящие на распределительном кулачном валу. Все клапаны при этом—как впускные, так и выпускные—остаются открытыми.



Фиг. 302.

Приведение в действие прибора совершается автоматически при закрытии регулятора. Приспособление очень простое, и сопротивление при езде без пара значительно падает.

Примечание. Есть еще прибор Ендрусика для остановки золотника на ходу паровоза („Известия Южно.русского общества техников“ 1909 г. и „XXVIII съезд сл. тяги“, стр. 101 или Русанова для остановки движения поршня („Жел.-дор. д.“, 1913 г., стр. 173), но из-за сложности они распространения не получили.

IX. ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС ПАРОВОЗНОЙ МАШИНЫ

§. 54. Общие замечания. Располагаемое тепло. Имеющий исключительное значение вопрос о тепловом процессе паровой машины, от которого зависит экономичность всей установки[1], был в течение многих десятилетий предметом изучения целого ряда выдающихся ученых. Трудами Гирна, Кларка, Надаля, Кирша и многих других, и у нас трудами Бородина, Радцига, Сыромятникова и др. вопрос достаточно освещен для паровых машин вообще и для паровозных в частности[2].

---

[1] Последующие отделы поэтому составляют экономическую часть III части курса.

[2] Тепловой процесс машины разбирается, например, в сочинениях проф. С. П. Сыромятникова, «Тепловой процесс парового», часть III, в его статье в журн. „Техника и экономика путей сообщения“ № 5, 1923 г. и др.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наша задача—сделать машину возможно более совершенной, т. е. превратить в полезную работу (индикаторную) возможно большое количество тепла, вносимого свежим паром в цилиндр (так называемое располагаемое тепло, которое обозначим через Q_0). При этом будет ряд потерь:

1) потеря тепла как результат теплообмена между паром и стенками цилиндра (Q_2);

2) потеря тепла с мятым паром, уносимым в трубу (Q_3);

3) потеря через наружное охлаждение (Q_4) и

4) потеря вследствие утечек пара через неплотности поршневых колец, золотников и сальников (Q_5).

Остаток тепла Q_1 (называемый полезным теплом) переходит в индикаторную работу, т. е.

$$Q_1 = Q_0 - Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5.$$

Необходимо изучить потери Q_2, Q_3, Q_4 и Q_5 и средства к их уменьшению, чтобы повысить величину Q_1.

Многие авторы считают величину $Q_4 = 0$ вследствие ее относительной незначительности при современных способах защиты цилиндров от охлаждения и затруднений ее определения при переменных условиях работы паровоза.[1]

С другой стороны, величина Q_5 характеризует только степень исправности машины и надлежащего за ней ухода; она может поэтому меняться в широких пределах. Ввиду этого изучение ее необходимо выделить.

Потери же Q_2 и Q_3 характеризуют термические свойства данной машины как определенного ее типа, почему располагаемое тепло фактически равно:

$$Q_0' = Q_0 - Q_4, - Q_5$$

или, считая

$$Q_4 = 0,$$
$$Q_p = Q_0 - Q_5.$$

Но полезное тепло, с другой стороны:

$$Q_1 = A \cdot L_i,$$

где A—тепловой эквивалент работы, равный $\frac{1}{427}$, и L_i—индикаторная работа, равная среднему усилию на поршень P, умноженному на ход поршня, т. е.

$$L_i = P \cdot h.$$

Но

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

[1] Q_4 редко превосходит 1%.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где d — диаметр поршня в *м*, и p_i — среднее индикаторное давление в *кг/см²*, определяемое из индикаторной диаграммы; следовательно,

$$L_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h \cdot p_i \cdot 10\,000 = V_u \cdot p_i \cdot 10\,000, \qquad (42)$$

где V_u — объем цилиндра в *м³*.*

Таким образом желаемую работу $L_i = \frac{Q_1}{A}$ мы можем получить путем комбинации p_i и V_u: уменьшая p_i, необходимо увеличить V_u, и наоборот. Значительно увеличивать $V_u = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h$ при величине h, изменяющейся в очень тесных пределах (600—770 *мм*), можно главным образом путем увеличения d, но здесь мы подходим к предельным величинам из-за габарита, следовательно, необходимо обратить самое серьезное внимание на увеличение p_i, т. е. изучить все потери на индикаторной диаграмме и их уменьшить.

Другими словами: надо стремиться к увеличению действительной площади индикаторной диаграммы Ω и к приближению ее к площади идеальной диаграммы Ω_0 (при данных условиях работы), т. е. уменьшить отношение $\frac{\Omega_0 - \Omega}{\Omega_0}$. Эти потери зависят главным образом от совершенства пароораспределительных органов.

Наконец, наша задача — передать возможно большую работу на обод ведущего колеса, т. е. уменьшить потери механической работы на внутреннее трение.

Таким образом имеем:

1. Потери, оказывающие влияние на термическое совершенство машины („термические потери“): a) результат теплообмена со стенками и b) унос тепла мятым паром,

2. Потери, оказывающие влияние на механическое совершенство машины („механические потери“): a) утечка через неплотности, b) потери от несовершенства пароораспределительных органов и c) потери от внутреннего трения.

В этой последовательности и будем вести изложение.

Заметим предварительно, что численным выразителем степени совершенства машины с той или другой точки зрения, как и для котла, служат соответствующие коэфициенты полезного действия.

Определение полезного расхода пара в *кг* за один ход поршня производится по индикаторной диаграмме для каждого цилиндра высокого давления по формуле:

$$u_n = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h[(E + m)\delta_1 - (E_1 + m)\delta_a], \qquad (43)$$

---

*Для машин компаунд при объемах цилиндров V_u' и V_u'' и средних индикаторных в них давлениях p_i' и P''_i имеем:

$$L_i = (V^{u'} \cdot p_i + V_u'' \cdot p_i'')\,10\,000.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

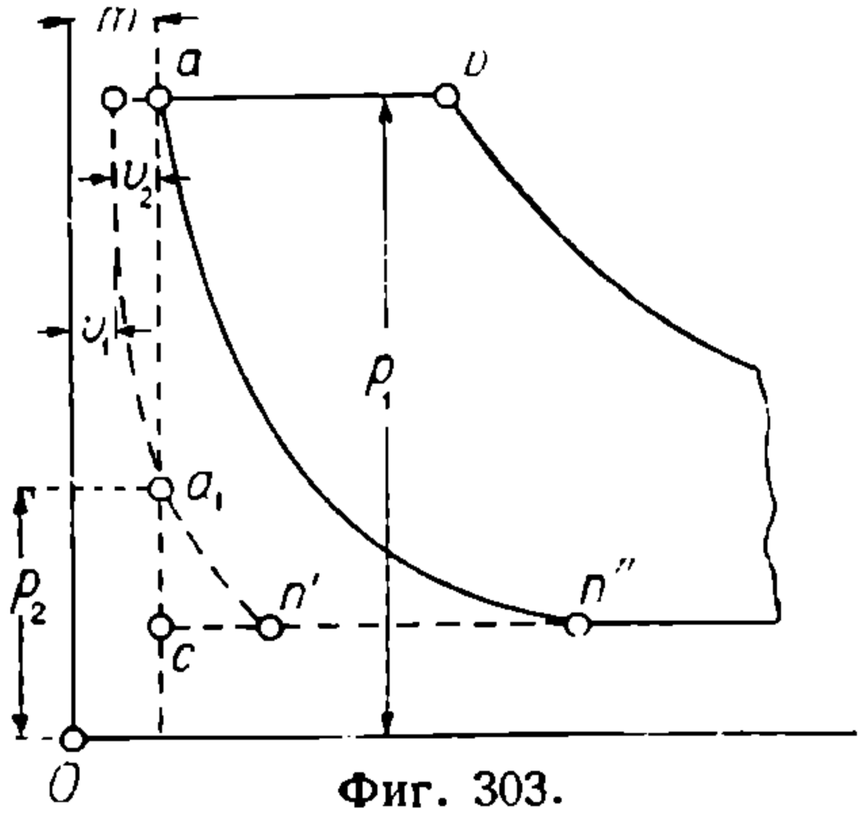
где:

E — отсечка впуска;

E_1 — сжатия;

m — величина вредных пространств в долях полезного объема цилиндра;

δ_1 и δ_a — удельный вес пара в момент отсечки и в момент начала сжатия, откуда видна польза сжатия.



Фиг. 303.

Этот расход называется индикаторным видимым или полезным, так как превращается в работу.

Заметим, что влияние сжатия зависит, как известно, от его размеров. Например (фиг. 303), если сжатие начинается у n', то конечное давление будет p_2 и при увеличении сжатия дальше мы получили бы объем сжимаемого пара v_1 при давлении p_1. Следовательно, пришлось бы впустить дополнительно объем свежего пара, равный v_2.

По закону Дальтона, при смешении двух объемов пара v' и v'', давление которых p' и p'', давление смеси:

$$p = \frac{v'p' + v''p''}{v' + v''}.$$

У нас смешиваются два объема с давлениями (m, p_2) и (v_2, p_1), причем получается объем пара m давления p_1; следовательно,

$$p_1 = \frac{mp_2 + v_2p_1}{m},$$

откуда

$$v_2 = m\left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right).$$

Таким образом по мере увеличения p_2 добавочный расход пара v_2 уменьшается, и при $p_2 = p_1$, т. е. при отсечке от точки n'', он равен нулю. Так как пар, заполняющий вредное пространство, работает только расширением, тогда как впускаемый в период впуска — и расширением и полным давлением, то желательно v_2 возможно уменьшить. Но, с другой стороны, хотя мы имеем экономию в расходе пара, но получаем значительную убыль работы, пропорциональную площади $a_1n'c$, и при „полном сжатии“ убыль anc настолько велика, что становится невыгодной, почему стремятся обыкновенно не доводить давления сжатого пара до давления впускаемого пара, а тем более выше его (см. § 20).

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Фактический расход $u > u_n$ (по указанным выше причинам) и „перерасход“ $u - u_n$ (который Кларк назвал „расходом, не обнаруживаемым индикатором“) может быть определен только опытным путем, зная величину u, которая находится таким образом: если за все время опыта израсходовано из тендера A *кг* воды (по приведении количества воды в котле к тому же уровню) и Σa — сумма всех потерь („служебных“— на тормоз пульверизацию и через вестовые трубы инжекторов, смачивание угля, заливку мусора и пр.), то полный расход пара машиною будет равен:

$$B_m = A - \Sigma a.$$

что равно $u \cdot n$, где n — число ходов поршней всех цилиндров высокого давления за время опыта, что определяется по счетчику (обыкновенно сводят расход пара и число оборотов к одному часу):

$$u = \frac{B_m}{n}.$$

Величина $\eta_u = \frac{u_n}{u}$ называется паровым коэфициентом полезного действия машины[1]. Коэфициент η_u, понятно, также равен $\frac{U_n}{U}$, где U_n и U — соответствующие часовые расходы пара.

Для определения общих потерь $(u - u_n) = u(1 - \eta_u) = u\left(1 - \frac{u_n}{u}\right)$ и коэфициента η_u необходимо снимать индикаторные диаграммы и измерять расход B_m. Расходуемое за один ход поршня машиною тепло („располагаемое“) $Q_0 = u \cdot \lambda'$, где λ' — теплосодержание пара в золотниковой коробке, но не в котле, так как таковое на пути от котла до золотниковой коробки изменяется, особенно при перегретом паре, когда его температура падает летом градусов на 10—20, а зимою почти вдвое. Поэтому при опытах необходимо измерять температуру пара в золотниковой коробке[2].

Заметим, что из количества тепла $u\lambda'$ *кал* обращается в работу только число калорий, соответствующее работе N_i лошадиных сил. Так как 1 *л. с.* равна 75 килограммометрам в секунду, или $75 \cdot 3600 = 270000$ в час, и механический эквивалент тепла равен $J = 437$, то коэфициент полезного действия машины часто берут в виде отношения:

$$\frac{\frac{270000 N_i}{J}}{\frac{}{U \cdot \lambda'}} = \frac{632 N_i}{U \cdot \lambda'} = \frac{632}{\lambda'} \cdot \frac{1}{\frac{U}{N_i}}, \qquad (44)$$

где U — расход пара в *кг* в час.

[1] Иногда этот коэфициент неправильно называют индикаторным.
[2] При насыщенном паре измеряется влажность пара.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Поэтому считают, что $\frac{U}{N_i}$ (расход пара на 1 *л. с.* в час) характеризует степень совершенства машины.

Это справедливо во всяком случае, но надо иметь в виду, что λ' почти постоянно при насыщенном паре, но меняется в довольно широких размерах при перегретом (в зависимости от степени перегрева). Расход $\frac{U}{N_i}$ в современных паровозах доходит до 6 *кг*.

Так как

$$N_i = \frac{F_i \cdot V}{270} = \frac{d^2 \cdot h}{D} \xi\, p_k \cdot \frac{V}{270}$$

(что выведено в предыдущих частях курса), где:

F_i — индикаторная сила тяги в *кг*;
V — скорость поезда в *км/час*;
D — диаметр ведущего колеса;
p_k — давление в котле;
$\xi = \frac{p_i}{p_k}$ — так называемый индикаторный коэфициент, и

$$U = n_0 \cdot u \cdot x,$$

где:

n_0 — число оборотов ведущей оси в час равно $\frac{1000 \cdot V}{\pi D}$;
u — расход пара за один ход поршня;
x — число ходов поршней всех цилиндров, работающих свежим паром, за один оборот ведущей оси[1],

то находим:

$$\frac{U}{N_i} = \left(\frac{1000 \cdot U}{\pi D} \cdot ux\right) : \left(\frac{d^2 h}{D} \cdot \xi P_k \cdot \frac{V}{270}\right) = \frac{270\,000 \cdot x}{\pi d^2 \cdot h \cdot p_k} \cdot \frac{u}{\xi} = C \cdot \frac{u}{\xi}. \quad (45)$$

Здесь: C—величина постоянная для данного паровоза, а потому вместо $\frac{U}{N_i}$ можно находить величину $\frac{u}{\xi}$.

§ 55. Тепловые явления в цилиндрах. Конденсация и средства к ее уменьшению. Первой причиной усиленного теплообмена пара и стенок цилиндра служит пользование одними и теми же каналами для впуска и выпуска пара. Во время выпуска, соприкасаясь с паром низкой температуры (при однократном расширении 105—110°), температура стенок канала поршня и вредного пространства понижается, и свежий пар[2], соприкасаясь с ним, частично конденсируется, обращаясь в воду (росу), почему требуется добавочный расход пара (часто весьма значительный) для пополнения его убыли

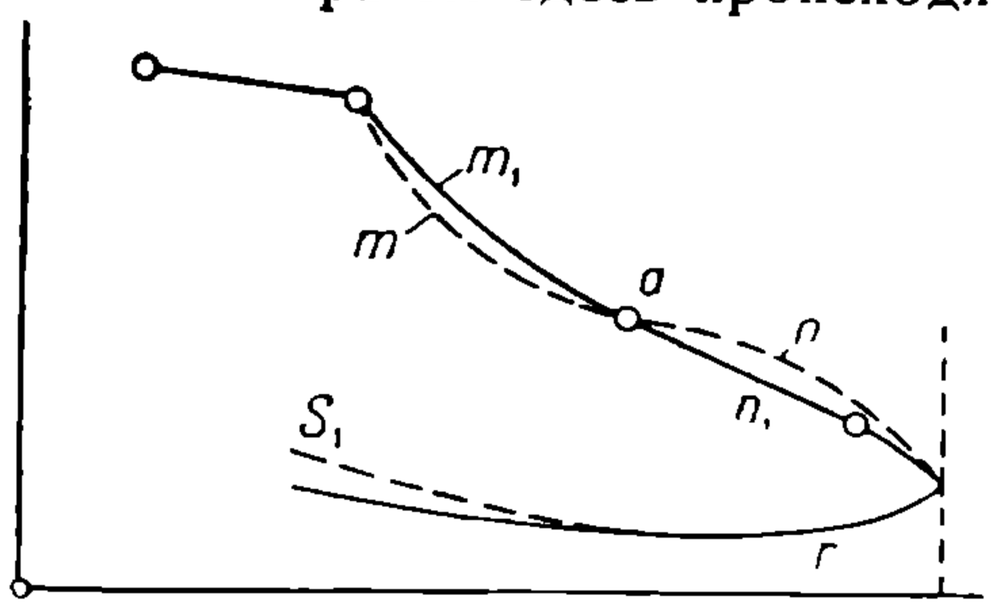
[1] x равно для двухцилиндровых компаунд 2, для двухцилиндровых однократного расширения и четырехцилиндровых компаунд 4 и для четырехцилиндровых однократного расширения 8.

[2] Предполагаем сначала, что имеем машину однократного расширения и пар насыщенный, т. е. машину „первобытную".

НБ УДУНТ (ДІІТ)

от конденсации. Это явление называется начальной конденсацией, которая происходит в течение всего периода впуска, и к концу его цилиндр наполнен смесью пара и воды; последняя находится частью в взвешенном виде в самом паре, частью покрывает все металлические стенки (паровпускного канала, крышки поршня, цилиндра и пр.) в виде росы.

В период расширения насыщенный пар, совершая работу без подогревания, продолжает конденсироваться, и, кроме того, поршень открывает новые поверхности цилиндра, имеющие более низкую температуру. Но, с другой стороны, при расширении давление падает и температура понижается, почему роса на стенках, имея температуру, соответствующую температуре впуска, начинает кипеть, обращаясь в пар, причем металлические стенки отдают часть тепла, полученную ими во время впуска. Таким образом здесь происходят два прямо противоположных, явления: с одной части цилиндра пар конденсируется, а на другой—испаряется. Какой процесс здесь возьмет перевес, зависит от обстоятельств, и вопрос может быть решен только путем опыта, но в современных машинах обыкновенно испарение преобладает, т. е. в конце расширения влажность пара уменьшается, он осушается, количество пара увеличивается, что и сказывается на индикаторной диаграмме (фиг. 304), на которой действительная кривая расширения m располагается сначала ниже, а потом выше кривой Мариотта m_1n_1 (в конце расширения). Это явление на пути an называется вторичным испарением. Благодаря ему площадь индикаторной диаграммы увеличивается, но весьма незначительно. Точке a соответствует наибольшее количество влаги в паре (при перегретом паре—наименьшая степень перегрева).



Фиг. 304.

Во время выпуска давление сразу резко падает, почему происходит дальнейшее энергичное вторичное испарение; этот пар уже не производит при обратном ходе поршня полезной работы, уносясь в атмосферу через паровыпускное окно и, кроме того, отчасти повышая давление выходящего пара и, следовательно, увеличивая вредную работу противодавления (фиг. 304, линия rs_1). Но самое важное явление, здесь происходящее, заключается в охлаждении стенок цилиндра, за счет которых и происходит упомянутое вторичное испарение. Следовательно, чем меньше конденсиационной воды находится в цилиндре в начале выпуска, тем меньше будет охлаждение стенок в течение этого периода, и поэтому тем меньшая будет и начальная конденсация во время впуска. И если бы в начале выпуска совсем не было в цилиндре воды, то охлаждение стенок было бы очень незначительно, так как вполне сухой пар имеет

НБ УДУНТ (ДІІТ)

очень малую теплопроводность, и обмен тепла между ним и стенками был бы очень незначителен.

Что касается периода сжатия, то в нем участвует только незначительная часть пара, и обмен тепла между ним и стенками в общем незначителен, особенно если пар в начале сжатия будет не влажный, но во всяком случае температура пара будет выше температуры стенок, и если пар недостаточно перегрет, то происходит конденсация.

Таким образом конденсация, увеличивающая расход пара иногда на 30—50%, зависит главным образом от следующих причин[1]:

1. Одни и те же каналы исполняют роль впускных и выпускных. Для устранения этого разделяют впускные каналы от выпускных путем применения прямоточных машин или двухкамерного парораспределения.

2. Резкое падение температуры от свежего пара до мятого. Для устранения разделяют это падение в паровозах на две части путем применения двухкратного расширения пара (паровозы компаунд).

3. Насыщенный пар при малейшем понижении температуры конденсируется. Для устранения применяют перегретый пар.

Пароперегревание—самое могущественное средство для уменьшения обмена тепла и конденсации и даже для полного уничтожения последней. Температура перегретого пара может быть значительно выше насыщенного, при том же давлении, и он будет заключать в себе таким образом избыток тепла. До тех пор, пока он его не потеряет и не перейдет в насыщенное состояние, конденсации его не происходит. Таким образом при достаточном перегреве он может быть еще перегретым в конце расширения; следовательно, в нем не будет влаги, а потому изчезнет главная причина начальной конденсации, тем более, что перегретый пар, приближаясь по своим свойствам к постоянным газам, обладает очень плохой теплопроводностью.

С другой стороны, новейшие опыты показали, что обмен тепла зависит очень сильно от плотности пара: чем она меньше, тем меньше и обмен[2]. Поэтому перегрев пара, уменьшающий плотность пара и теплопроводность, уменьшает обмен тепла и с этой точки зрения.

При значительном перегреве конденсация уничтожается, что дает огромную экономию. При этом уже нет необходимости в паровых рубашках и в применении многократного расширения, а потому машины, работающие высоко перегретым паром—обыкновенно однократного расширения, т. е. значительно проще.

Здесь необходимо отметить, что термическое действие стенок остается и при перегретом паре, и потому при его впуске он охла-

---

[1] Понятно, помимо свойств металлических стенок.

[2] Поэтому при насыщенном паре, плотность которого возрастает вместе с давлением, с таковым возрастает и конденсация, и поэтому применение насыщенного пара давлением выше 15 *атм* едва ли рационально: выгода высокого давления будет уничтожаться увеличивающейся при этом начальной конденсацией.

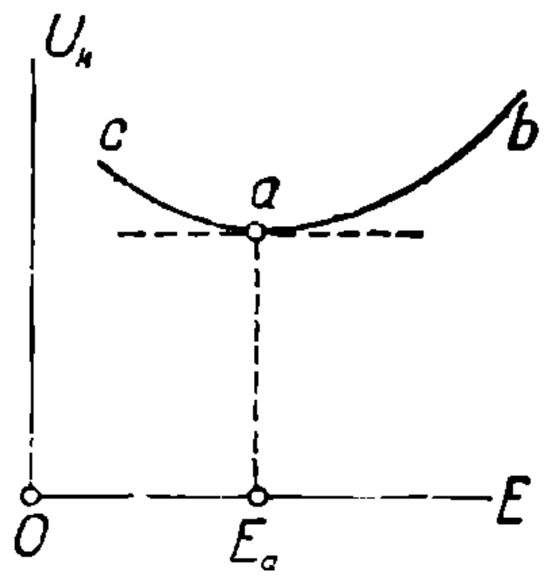
НБ УДУНТ (ДІІТ)

ждается и уменьшается в объеме, что требует дополнительного впуска пара. Происходит таким образом так называемая контракция (вместо конденсации), но по указанным причинам дополнительный расход пара здесь весьма мал сравнительно с таковым при конденсации насыщенного пара.

4. Наконец, конденсация зависит от величины охлаждающих поверхностей, почему необходимо брать возможно более короткими паропроводные каналы и возможно меньшим вредное пространство.

§ 55. Зависимость конденсации от скорости, отсечки и других факторов. 1. Конденсация уменьшается с увеличением мощности. так как поверхности машины, влияющие на конденсацию, увеличиваются пропорционально квадратам, а мощность, зависящая от объема расходуемого пара,—пропорционально кубам ее линейных размеров.

2. Конденсация уменьшается с увеличением числа оборотов n (или скорости V *км/час*), так как число оборотов влияет на время, в течение которого пар находится в соприкосновении со стенками: с уменьшением времени прохода через каналы мятого и свежего пара иногда до малых долей секунды значительный теплообмен не успеет произойти. Поэтому, начиная с Никольсона, Надаля и др., считают эту потерю обратно пропорциональной n или $\sqrt{n}$.



Фиг. 305.

3. Конденсация уменьшается с увеличением отсечки (что было замечено еще Итерудом), так как с увеличением впуска пара уменьшается отношение объема вредного пространства к объему пара и повышается средняя температура стенок цилиндра.

Таким образом здесь мы имеем два фактора, действующих противоположно: с уменьшением отсечки использование пара улучшается вследствие увеличения степени его расширения, но зато оно ухудшается в термическом отношении вследствие увеличения конденсации, почему кривые, дающие расход пара, например на 1 *л. с.*, всегда имеют минимум, т. е. имеется наивыгоднейшая отсечка, дающая минимум расхода пара.

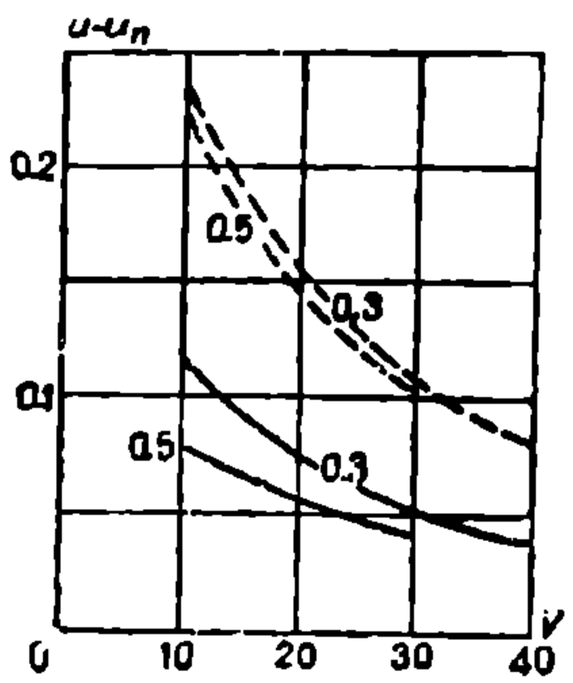
Фиг. 305—наивыгодная отсечка E_a: от a к c расход увеличивается вследствие преобладания значительной конденсации, от a к b—вследствие преобладания убытка от недостатка расширения. Для паровозов однократного расширения E_a лежит в пределах от 30 до 40%, для компаунд—40—50%.

Непосредственное опытное определение потери от теплообмена со стенками крайне затруднительно и может производиться только с лабораторными опытными машинами.

Например, очень интересные опыты были произведены с паровозом 0—5—0 Э в лаборатории в Эслингене в 1924 г.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Так как паровоз имел настолько малую утечку, что потерю от утечки u_y практически можно было принять равной 0, то $u - u_n$ было равно потере от конденсации u_k. Строились кривые $u_k = \varphi(V)$ при постоянных E и $u_k = \varphi(E)$ при постоянных V. Было найдено, что первые кривые (фиг. 306) хорошо укладывались в формулу:



Фиг. 306.

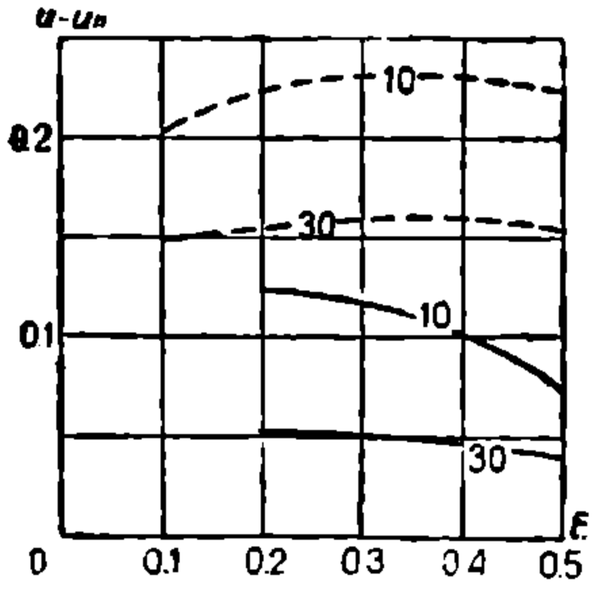
$$u_k = \frac{A}{\sqrt{V}},$$

установленную еще Грасхофом и много раз подтвержденную потом (например Надалем и Ломоносовым).

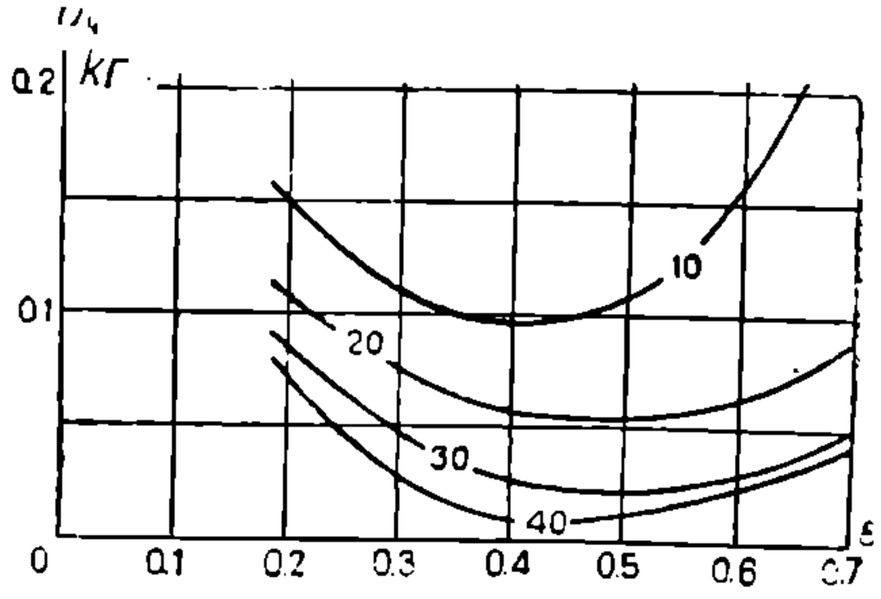
Кривые же $u_k = \varphi(E)$ (фиг. 307) давали выпуклость кверху (т. е. имели максимум), что надо объяснить отсутствием конденсации во время сжатия, т. е. когда действие стенок выражается контракцией, вследствие того, что пар в цилиндрах все время оставался сухим (благодаря перегреву).

Вообще же известно, что с появлением на стенках росы дальнейшая конденсация идет очень быстро[1].

Для паровозов же 0—5 0 Э при опытах на ж. д., когда $u - u_n$ равнялось $u_k + u_y$, получены были кривые, обозначенные пунктиром, т. е. значительно более высокие, благодаря наличию утечки.



Фиг. 307.



Фиг. 308.

При насыщенном паре кривые $u_k = f(E)$ имеют выпуклость книзу (например при опытах с 1—4—0 Щ на Екатерининской ж. д. фиг. 308), ибо с увеличением отсечки увеличивается и сжатие, опытом же Бородина и Д. Дери доказано, что с увеличением сжатия увеличивается и конденсация (при насыщенном паре).

---

[1] Проф. С. П. Ломоносов, „Паровозы Э, Эг и Эш", Берлин, 1924 г., стр. 207—208.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При опытах с паровозами определяют общую потерю на конденсацию и утечку $u_п = (u_k + u_у)$. Если можно предварительно найти $u_у$, то u_k можно взять как $u_п - u_у$.

Можно сказать только в общем, что потеря от теплообмена должна определяться по формуле вида

$$\frac{A}{(a + b \cdot E)\sqrt{n}},$$

где A — коэфициент, зависящий от типа и конструкции машины, свойств пара и пр., и a и b—некоторые постоянные коэфициенты.

§ 57. Утечка пара в паровозной машине. Раньше предполагалось, что утечка пара при нормальном состоянии паровоза невелика [1], но опыты последних лет показали, что пренебрегать ею невозможно. Так как она зависит не только от числа оборотов колес паровозной машины и величины отсечки (так как в зависимости от хода золотника изменяются его опорные плоскости, через которые происходит утечка), не только она различна для фаз парораспределания (изменяется разность давлений), но она изменяется и от типа машины, конструкции парораспределительных органов и поршня, степени их износа, от ухода за ними, величины и качества смазки и свойства пара, т. е. вообще от целого ряда неучитываемых факторов,—то поэтому все попытки решить этот вопрос путем предварительного расчета не имеют реального значения и представляют только попытки освещения вопроса [2], данные же, на которые можно опереться, дают только опыты; метод и результаты некоторых из них мы и приводим.

Пусть p_1 — высокое давление (в золотниковой коробке, на рабочей стороне поршня) и p_2—низкое давление в той камере, куда пар перетекает. Теоретическое исследование и опыты указывают, что при условии, если $p_2 < 0{,}6\, p_1$, можно применить формулу Нэпира:

$$U_у = A' \sqrt{\frac{p_2}{p_1}(p_1 - p_2)}, \qquad (46)$$

где $U_у$—утечка в час и A'—постоянная.

Так как давление в золотниковой коробке p_1 всегда больше 10 *кг/см²*, а p_2 (при однократном расширении) редко более 1,6 *кг/см²*, то $\frac{p_2}{p_1}$ всегда меньше 0,6, и следовательно, формула Нэпира применима.

Различают двоякую утечку: 1) через золотники $U_у'$ и 2) через поршень и сальники—$U_у''$.

1. Так как давление свежего пара p_1 в золотниковой коробке редко выходит за пределы 13—14 *атм* абсолютных, а давление p_2

[1] Хотя например уже фон Боррисс оценивал утечку в среднем в 8—10% расхода.

[2] См., например, Сыромятников, „Тепловой процесс паровоза", стр. 196—206.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

в пароотводной трубе обыкновенно равно 1,1—1,3 *атм*, то $\frac{p_2}{p_1}$ почти постоянно, а потому множитель $\sqrt{\frac{p_2}{p_1}}$ можно присоединить к постоянному, и формуле (46) дать вид:

$$U_y' = A' \sqrt{p_1 - p_2}.$$

Пусть u_y'—утечка за один ход поршня и n'—число ходов поршня в час, тогда

$$U_y' = n' \cdot u_y'.$$

Так как

$$n' = \frac{V \cdot 1\,000}{\pi D} \cdot 2x,$$

где:

V —скорость поезда *км/час*;
D — диаметр ведущих колес в *м*;
x — число цилиндров:

то:

$$U_y' = \frac{V \cdot 1\,000}{\pi D} \cdot 2x \cdot u_y' = A' \sqrt{p_1 - p_2},$$

откуда

$$u_y' = \frac{\varphi \sqrt{p_1 - p_2}}{V}. \qquad (47)$$

Таким образом u_y' резко понижается с увеличением скорости.

Постоянный коэфициент φ определяется для каждого паровоза из специальных опытов. Для этого горячий паровоз с переводным механизмом в центре перекатывают до тех пор, пока золотник соответствующего цилиндра установится в среднее положение. Затем все колеса подклинивают и открывают регулятор и краны. Если в котле и паропроводе устранить все пропуски, то пар может расходоваться только через золотник, и потому, если через краны шел пар и уровень воды в стекле понижался, то весь расход пара шел на утечку через золотник. Чтобы давление в котле оставалось постоянным, он подсифонивается паром из другого паровоза[1]. При испытании таким образом паровозов в 1915—1916 гг. 0—5—0 Э получены были пропуски b от 12,1 до 14,2 *кг/мин* и для 1—5—0 Е$^{\Phi}$ — от 15,6 до 22,9. Но если брать отношение к u, т. е.

$$\frac{u_y'}{u} = \frac{60 \cdot b}{z \cdot H},$$

то, как видим, оно зависит и от форсировки котла, уменьшаясь с ее увеличением.

[1] См. например, Ломоносов, „Опыты 1912—1914 гг. на бывш. Николаевской жел. дор.", стр. 107. Подобным же опытом определяют утечку через поршень, устанавливая золотник так, чтобы одно окно было открыто, а другое закрыто, и открывая продувной кран с закрытой стороны.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

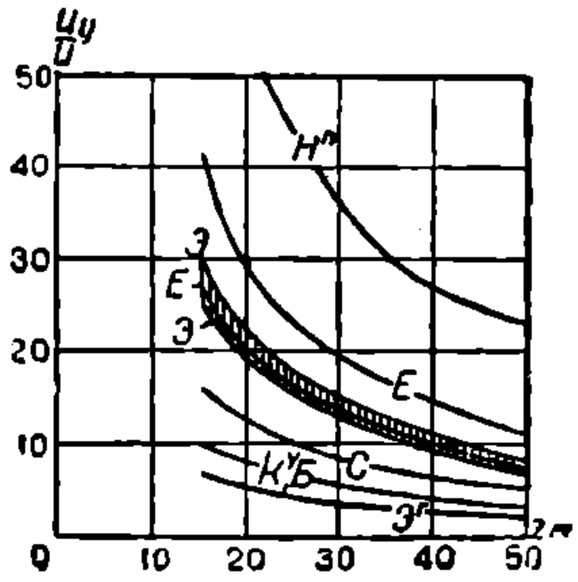
При опытах 1912—1914 гг. с пассажирскими паровозами и в 1915 г. с паровозами 0—5—0 Э найдено (табл. 14):

Таблица 14

Паровоз	Утечка в *кг/мин.* на стоянке	u_y в процентах		
		$z = 20$	$z = 30$	$z = 40$
0—4—0 Оп	7,1	17,2	11,5	8,6
1—4—0 Ш	12,0	21,6	14,5	10,8
1—4—0 Щп	13,0	28,6	18,0	14,3
0—5—0 Э	14,2	21,9	14,6	10,9
2—3—0 Б	4,1	7,5	5,0	3,8
2—3—0 Ку	4,6	7,7	5,1	3,9
1—3—1 С	8,3	12,0	8,0	6,0
1—3—0 Нп	22,8	54,0	36,0	27,0

Сводка—фиг. 309.

Таким образом утечка может быть колоссальна и превосходить все потери в котле; по мнению проф. Ломоносова пропуск 14,2 *кг/мин*, наблюдаемый у 0—5—0 Э, не представлял ничего исключительного, и его считали близким к среднему для русских условий.



Фиг. 309.

Этим же объясняется, почему на некоторых паровозах (например серии Э) выгодно форсировать котел. Для 0—5—0 Э „норм льная утечка" фон Боррисса в 10% будет только при $z = 40$

II. Считая, что пропуски сальников недопустимы, для поршней находим формулу, где $(p_1 - p_2)$ заменяется средним индикаторным давлением p_i:

$$u_y'' = \frac{\varphi' \sqrt{p_i}}{V}. \qquad (48)$$

Так как p_i значительно меньше разницы $(p_1 - p_2)$ для золотников то и утечка u_y'' гораздо меньше u_y' и при внимательном уходе может быть доведена до очень малой величины. Например, для 0—5—0 Э при $V > 20$ *км/час* она значительно меньше 5%.

Опыты указали, что по абсолютной величине утечка вообще не зависит от отсечки, но по отношению ко всему расходу она убывает с увеличением отсечки вследствие увеличения последнего.

Заметим, что:

1) утечка значительнее при перегретом паре благодаря его текучести и отсутствию влаги, заполняющей риски;

2) в машинах компаунд утечка прино ит значительно меньший вред, так как пар, проходящий через неплотности цилиндра высокого давления, идет в ресивер и в цилиндр низкого давления, где

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и совершает работу, а утечка в цилиндре низкого давления значительно ниже вследствие малой величины $(p_1—p_2)$ и p_i.

III. Величина $\frac{u_y' + u_y''}{u}$ все-таки может быть весьма значительной. Например на фиг. 310 показаны окончательные результаты для 0—5—0 Э. Как видим, для нормальных условий работы ($V = 30$ *км/час* и отсечка 30—40%) утечка доходила до 25% всего располагаемого пара.

IV. При очень хорошем ремонте и уходе (при цилиндрических золотниках) можно снизить общую утечку до 5%, но при тяговых расчетах, при сменных условиях и при средней работе, ее надо считать около 15%.

С отходящим паром в пароотводную трубу уносится иногда до 50—60% тепла и даже больше, что составляет основной и непреодолимый недостаток водяных паров как рабочего тела, а вместе с тем и недостаток паровых машин как таковых. Эти потери находятся путем термических исследований машины[1]. Определение в повседневной практике всех указанных потерь весьма затруднительно, и приведенные выше данные необходимы только для указания роли того или другого фактора и мер для их уменьшения, например тщательной пригонки парораспределительных органов и надзор за ними, надзор за поршнем, сальниками и пр.

На практике же все термические потери объединяются, как уже сказано, и находится их величина $u—u_n$ и паровой (термический) коэфициент полезного действия машины $\frac{u_n}{u}$.

§ 58. Паровой (или термический) коэфициент полезного действия машины. Величина потери $\frac{u - u_n}{u}$ в процентах представляет значительный интерес, как одна из основных характеристик паровозной машины. Как видно из предыдущего, она зависит от многих обстоятельств.

Средние опытные величины для товарных паровозов при двух характерных условиях езды: 1) на затяжном подъеме со скоростями 10—15 *км/час* и 2) по горизонтали со скоростями 30—40 *км/час* представлены табл. 15 и на фиг. 311—для форсировки $z = 30$.

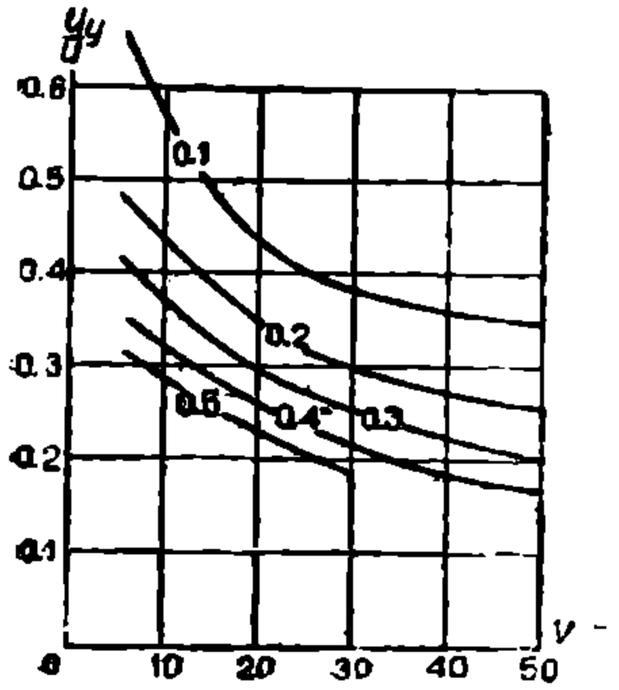
Таблица 15

Паровозы	О^{о}	О^{в}	О^{п}	Щ	Щ^{п}	Э	Ы^{к}	О^{ч}
V = 10—15	40—45	25—31	38—40	27—40	45—53	30—32	10—12	10—11
V — 30—40	65—75	0—32	35—40	15—21	52—60	37—50	15—20	14—40

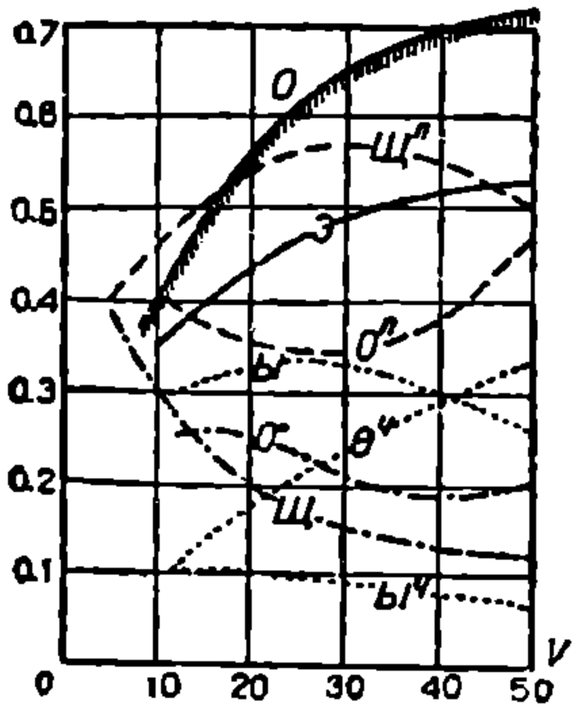
[1] См. например, статью проф. Сыромятникова в журн. „Техника и экономика путей сообщения“, № 5, 1923 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

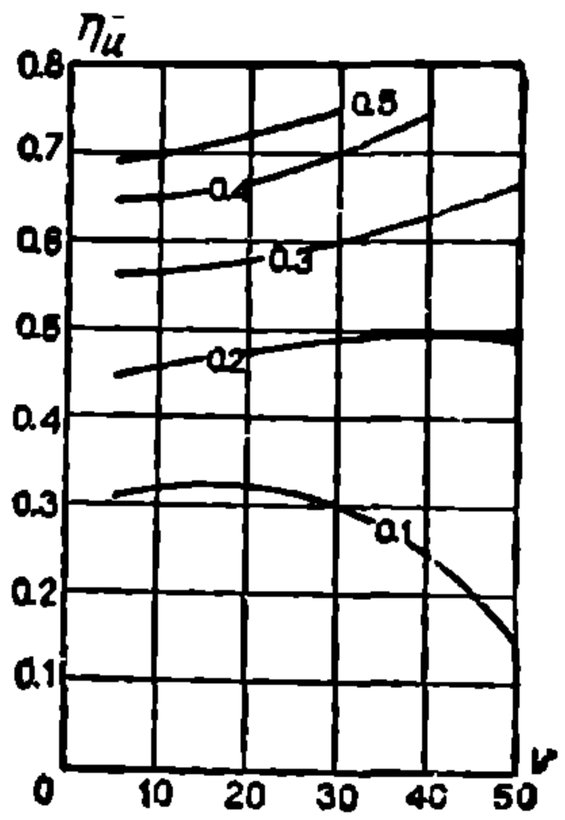
Мы видим значительное разнообразие даже в характере кривых, что зависит не только от типа машины и свойств пара, но и от совершенства или несовершенства золотников, дающих иногда настолько большую утечку, например у 1—4—0 Ш^{П}, что уничтожается выгода перегрева пара.



Фиг. 310.



Фиг. 311.



Фиг. 312.

Наилучшие результаты при применении одновременно компаунд и перегрева (паровозы 0—4+0 Ы^{Ч} и 0—3 + 3—0 $\Theta^{Ч}$), что и понятно.

Паровозы 0—5—0 Э также страдают пропуском. Для них коэфициент $\eta_u = \frac{u_n}{u}$ представлен на фиг. 312 (при вполне открытом регуляторе). Как видим, с увеличением отсечки η_u резко повышается.

X. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СОВЕРШЕНСТВА ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ НА РАБОТУ ПАРОВОЗА

§ 59. Потери от несовершенства индикаторной диаграммы. Для сравнения машин между собой необходимо выбрать идеальную машину как критерий. Этот вопрос был изучен Обществом гражданских инженеров в Лондоне, которое принимало такие положения: цикл Карно, как совершенно отвлеченное теоретическое представление,—никогда не осуществимый идеал[1], почему как критерий он был отвергнут, так как для такового необходим такой цикл, который заключает в себе все существенные черты цикла действительных машин, но без свойственных им потерь. Взят более подходящий цикл Ранкина (или Клаузиуса)—фиг. 9—*12341*, ограниченный тремя прямыми и одной адибатой *23*, доведенной до давления выпуска p_e (для водяных паров).

[1] Вследствие заключения в себе процесса адиабатического сжатия, практически абсолютно невыполнимого.

НБ УДУНТ (ДІТ)

В термодинамике доказывается, что, обозначая через t_1 температуру источника тепла („котла“) и t_0—„холодильника“, коэфициент полезного действия получим равным:

$$\eta_0 = \frac{(t_1 + 273°) - (t_0 + 273°)}{t_1 + 273°}. \qquad (49)$$

Он равен единице только при $t_0 + 273° = 0$, или $t_0 = -273°$, т. е. абсолютному нулю.

В паровозах холодильника нет, и для облегчения расчета за высшую температуру берут температуру пара в котле.

Таким образом найдем путем расчета для η_0 величины, приведенные в табл. 16.

Отсюда видно, что:

1) Термический коэфициент η_0 цикла Ранкина ниже цикла Карно, что и должно быть:

Таблица 16

Давление	Величина полного расширения	Расход сухого пара на инд. силу в час *кг*	Коэф. цикла Ранкина при питательной воде 15°	Коэф. цикла Карно при тех же условиях
5	4,84	8,7966	0,1129	0,1346
8	6,07	7,7026	0,1267	0,1 70
10	7,6	6,5274	0,1440	0,1746
12	8,67	6,4100	0,1508	0,1891
15	10,87	5,8058	0,1679	0,2068
20	14	5,2262	0,1853	0,2229

2) Вообще эти коэфициенты невысоки даже для идеальных машин вследствие того, что температура t_0 слишком высока, и рабочее тело при этой температуре содержит еще слишком много тепла. При исключительно благоприятных условиях (например для машин, работающих при очень высоких давлениях и с охлаждением) коэфициент для цикла Карно может подняться только до 0,35 и для Ранкина до 0,33; для действительных же машин он опускается значительно ниже.

Цикл Ранкина может быть применен для машин многократного расширения со степенью расширения до 30, но в паровозах расширение не более 2-, 3-, 4-кратного, а потому этот цикл в действительности не осуществляется (см. § 4), и за идеал берется практически идеальный цикл *123'' 3' 4* (фиг. 9).

Пусть теперь имеем давление в котле p_k (фиг. 313—расширение однократное). Идеальный для него цикл $abcdea = \Omega_0$.

В действительности будет ряд потерь:

1. На пути от котла до золотниковой коробки котловое давление с p_k падает до p_s вследствие гидравлических сопротивлений

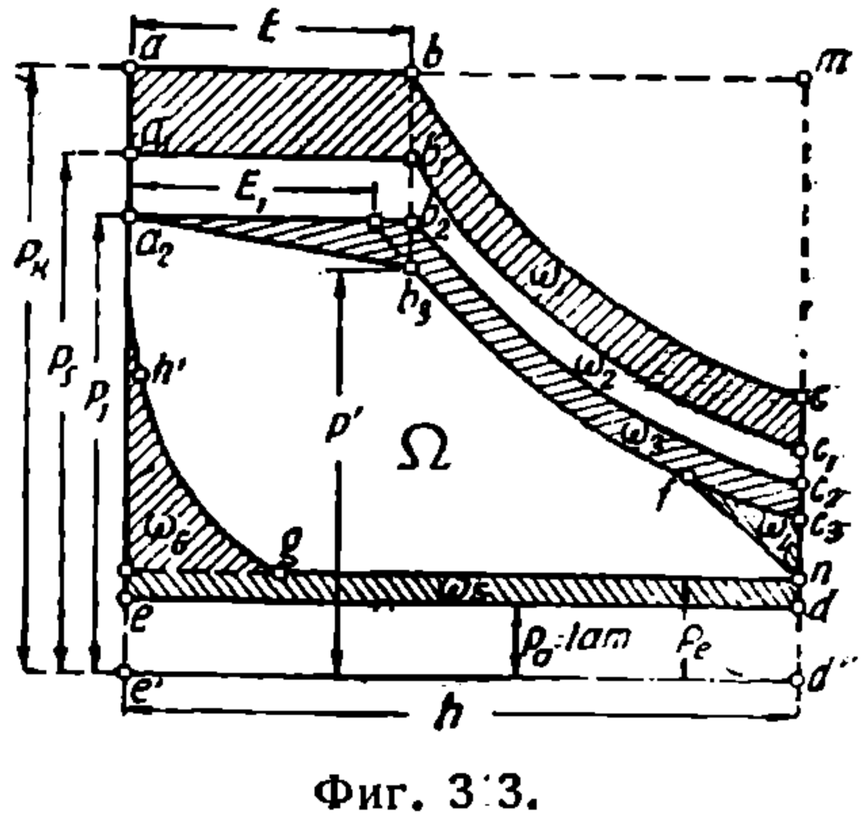
НБ УДУНТ (ДІІТ)

паропровода и мятия пара в регуляторе. При перегретом паре эта потеря уменьшается благодаря его текучести. При той же отсечке E идеальная диаграмма будет $a_1b_1c_1de$ и потеря работы равна ω_1.

2. На пути от золотниковой коробки до цилиндра вследствие гидравлического сопротивления каналов давление падает до p_1. Потеря равна ω_2.

3. Давление в конце впуска p' всегда меньше начального давления впуска p_1, так как пар иногда не успевает заполнять пространство, открываемое поршнем, благодаря чему происходит необратимое расширение в период впуска и, главное, в конце впуска весьма суживается паровпускной канал, что особенно резко сказывается при больших скоростях и малых отсечках, когда открытие окна золотником весьма мало (фиг. 124). Поэтому расширение начинается не с b_2, а с b_3. Потеря равна ω_3.

4 Предварительный выпуск дает потерю ω_4, и повышенное давление выпуска с одной атмосферы до p_e— потерю ω_5.



Фиг. 3 3.

5. Сжатие и предварительный впуск дают потерю ω_6, тем большую, чем меньше отсечка E, так как при золотниковом парораспределении с уменьшением отсечки увеличивается сжатие (фиг. 124).

В результате получаем действительную индикаторную диаграмму $a_2b_3fngh'a_2$, площадь которой Ω значительно меньше Ω_0, и

$$\Omega_0 = \Omega + \omega_1 + \omega_2 + \omega_3 + \omega_4 + \omega_5 + \omega_6 = \Omega + \Sigma\omega.$$

Диаграмма Ω дает среднее индикаторное давление p_i, и величина

$$\xi = \frac{p_i}{p_k},$$

или отношение площади Ω к площади $amd'e' = p_k \cdot h$, называется коэфициентом, индикаторного давления или индикаторным коэфициентом.

Теперь имеем:

$$\frac{\Omega}{p_k \cdot h} = \frac{\Omega}{p_k \cdot h} \cdot \frac{\Omega_0}{\Omega_0}.$$

Величина $\frac{\Omega_0}{p_k \cdot h} = \xi_0$ называется идеальным коэфициентом индикаторного давления; поэтому

$$\xi = \xi_0 \cdot \frac{\Omega}{\Omega_0} = \xi_0 \frac{\Omega_0 - \Sigma\omega}{\Omega_0} = \xi_0 \left(1 - \frac{\Sigma\omega}{\Omega_0}\right) \quad (50)$$

и ξ находится прямо из индикаторной диаграммы; зная отсечку, находим ξ_0 и Ω_0, а потому легко вычислить и $\Sigma\omega$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для машин компаунд:

$$\xi = \frac{\frac{p_i'}{m} + p_i''}{p_k}, \tag{51}$$

где p_i''—среднее индикаторное давление в малом цилиндре, а p_i'—в большом.

Величина $\frac{\Omega}{\Omega_0}$, т. е. отношение действительной индикаторной диаграммы к идеальной, называется индикаторным коэфициентом полезнаго действия и обозначается через η_i; следовательно, из (50):

$$\xi = \xi_0 \cdot \eta_i.$$

Так как коэфициент ξ_0 для данной отсечки—вполне определенная величина, то степень совершенства машины с разбираемой точки зрения может определяться безразлично величиною η_i или ξ, что и понятно.

Величину ξ_0 можно найти непосредственно из идеальной диаграммы или путем расчета.

Площадь идеальной диаграмы:

$$\xi_0 p_k = p_k \cdot E + \int_\varepsilon^1 p \cdot dv,$$

но по уравнению адиабаты:

$$p v^k = p_k \cdot E^k,$$

откуда

$$\xi_0 = E + E^k \int_E^1 \frac{dv}{v^k};$$

так как

$$\int_E^1 \frac{dv}{v^k} = \frac{1}{1-k}\left(\frac{1}{v^{k-1}}\right)_E^1 = \frac{1}{1-k}\left(1 - \frac{1}{E^{k-1}}\right),$$

то

$$\xi_0 = \frac{E \cdot k - E^k}{k-1}. \tag{52}$$

Для насыщенного пара, по Юнгу, $k = \frac{17}{16}$, т. е.

$$\xi_0 = 17\,E - 16\,E^{\frac{17}{16}}.$$

Для перегретого $k = 1{,}3$ и

$$\xi_0 = \frac{1{,}13E - E^{1{,}3}}{0{,}3}.$$

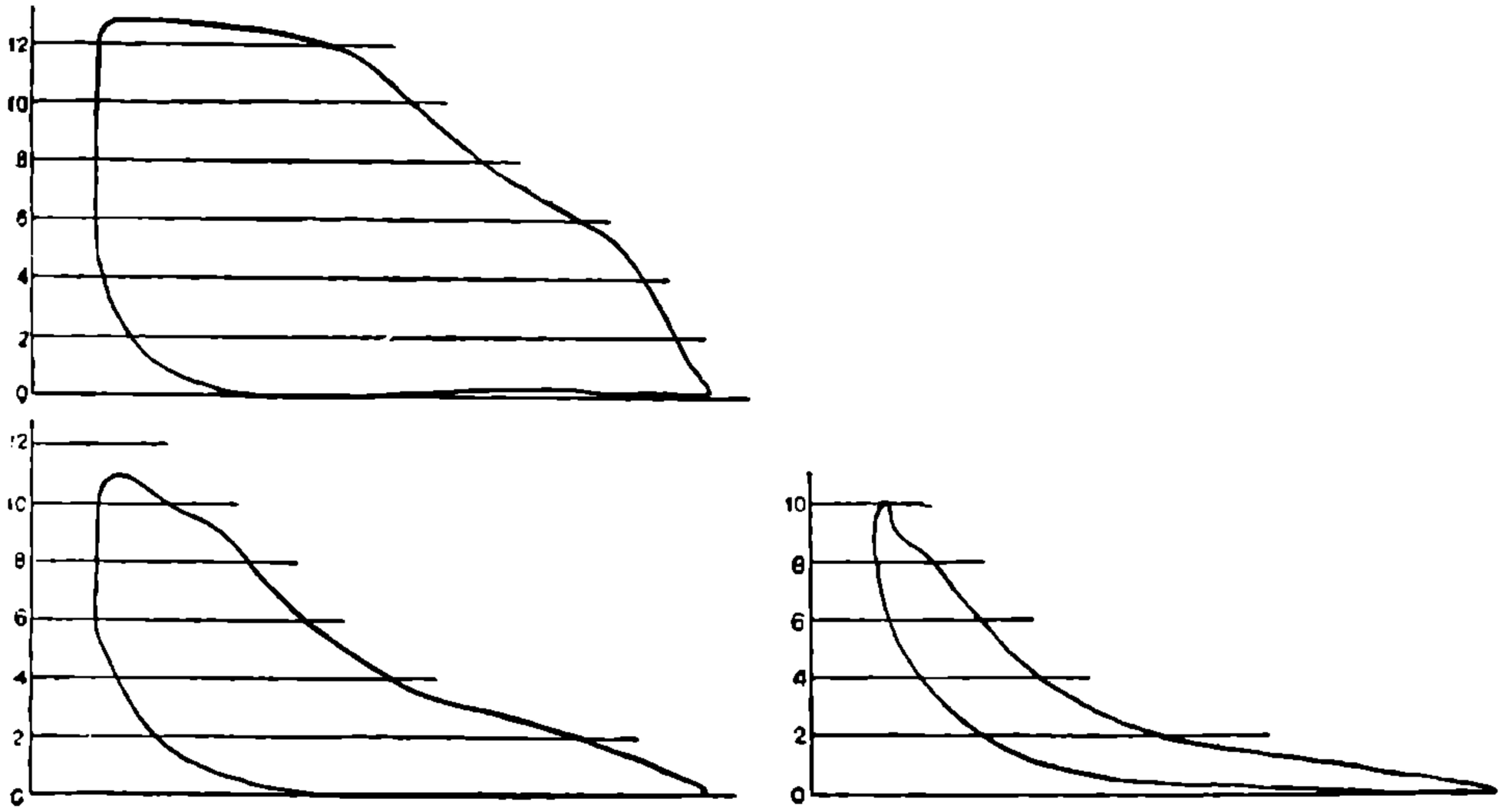
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Значения ξ_0, вычисленные по этим формулам, будут (табл. 17):

Таблица 17

E =	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Насыщенный пар	0,299	0,490	0,634	0,746	0,832	0,897	0,944
Перегретый пар	0,266	0,455	0,603	0,720	0,813	0,885	0,937

Формула (52) дает $\xi_0 = f(E)$.



Фиг. 314.

Насколько резко искажаются диаграммы, видно из фиг. 314 на которой представлены индикаторные диаграммы паровоза 0—5—0 Э при вполне открытом регуляторе:

1) отсечка 0,5 и скорость 8 *км/час*;
2) отсечка 0,3 и скорость 20 *км/час*;
3) отсечка 0,2 и скорость 42 *км/час*.

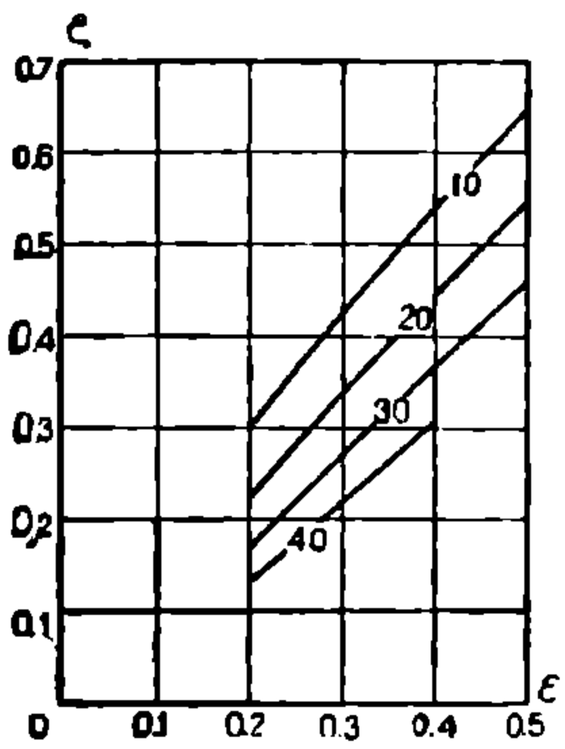
При отсечке 0,3 падение впуска уже значительное, при отсечке же 0,2 диаграмма имеет характерный „носок“, показывающий, что давление в 10 *атм.* достигнуто только за счет сжатия, т. е. потеря давления при впуске даже при вполне открытом регуляторе достигает 3 *атм.*

Величина ξ определялась при всех опытах, и, как пример, на фиг. 3 5 приводится ξ для паровоза Э как функция E и V; на фиг. 316 приведены эти величины при напряжении топки $Z = 40$ для товарных русских паровозов. Как видим, в смысле полноты диаграммы наилучший паровоз 0—4—0 Ы^{Ч}, наихудший 0 — 3+3—0 Ѳ^{Ч}, вероятно вслед-

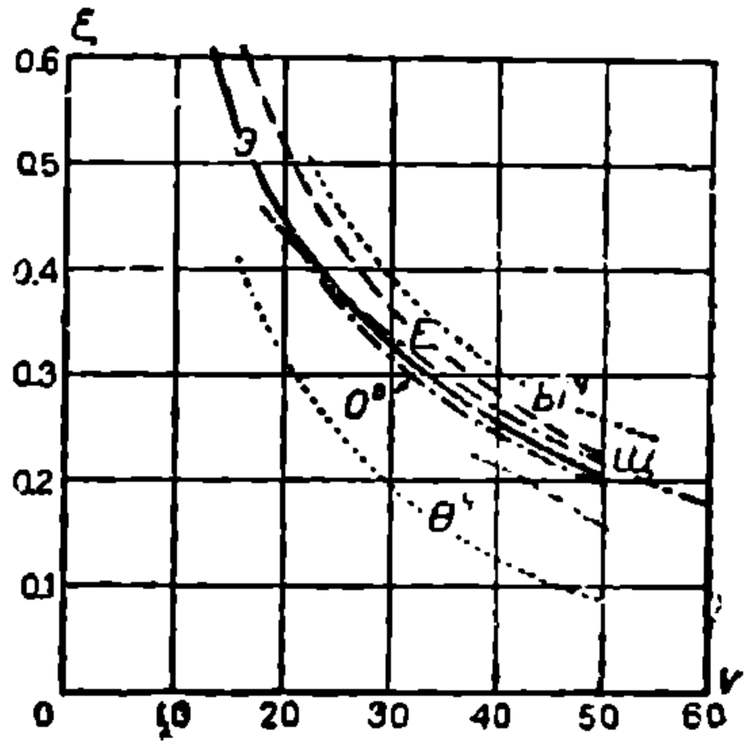
НБ УДУНТ (ДІІТ)

ствие потерь в длинном и охлаждаемом ресивере. Паровоз 0—5—0 Э занимает среднее место.

Величина коэфициента ξ указывает на конструктивное совершенство машины (надлежащий выбор размеров парораспределительных органов, каналов и вытяжной системы), и в паспортах дается

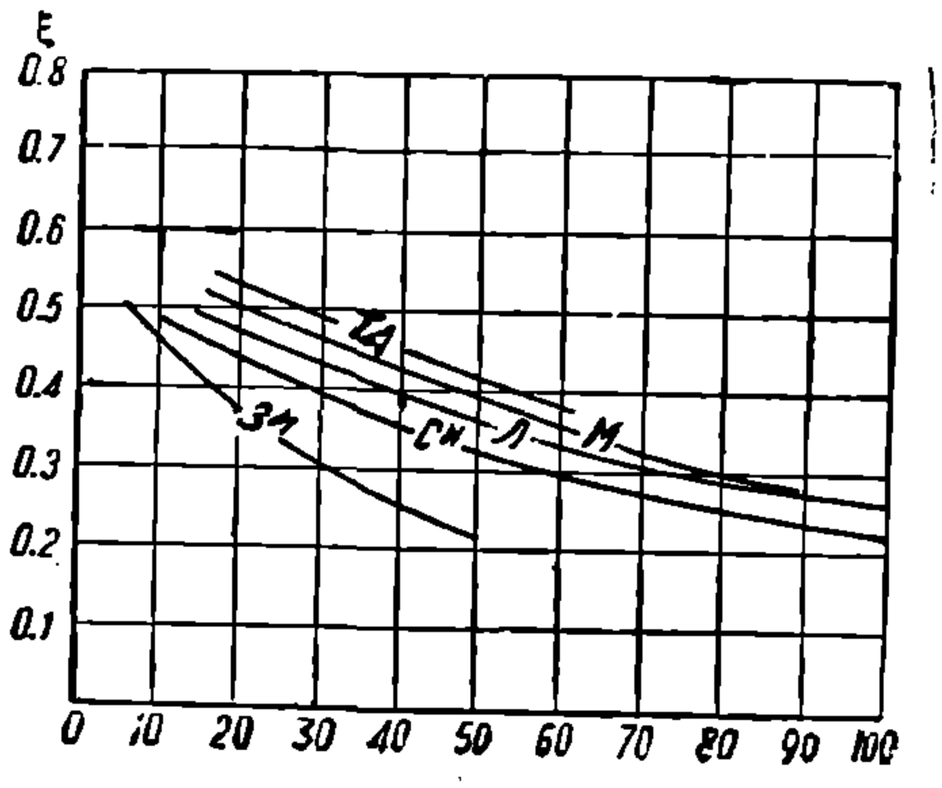


Фиг. 315.



Фиг. 316.

зависимость его от скорости и отсечки. Приводим его значение для отсечки 0,3 для новейших паровозов (фиг. 317). Высокое расположение кривой для паровозов 1—5—2 Т^{А} объясняется большим ходом золотника и дополнительным выпуском пара через особый канал в конце выпуска (см. § 46).



Фиг. 317.

Заметим, что коэфициенты ξ или η_i оценивают только одну сторону — влияние торможения пара в разных частях паровоза на искажение индикаторной диаграммы, но не указывают на соответствующую потерю пара от этого искажения. При последних опытах была введена другая величина для η_i, которую обозначили через η_i'; относительное уменьшение площади индикаторной диаграммы:

$$\frac{\Omega_0 - \Omega}{\Omega_0} = \frac{N_0 - N_i}{N_0},$$

где N_i—число индикаторных лошадиных сил, действительно развиваемых машиной, а N_0—число их, которое было бы при идеальной диаграмме. Если соответствующие расходы пара u_n и u_0, то, очевидно, указанным образом уменьшилось и число лошадиных сил на 1 *кг* расходуемого пара, т. е. потеря выражается через

$$\left(\frac{N_0}{u_0} - \frac{N_i}{u_n}\right) : \frac{N_0}{u_0}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда находим:

$$\frac{N_0 u_n - N_i u_0}{N_0 u_n} = 1 - \frac{N_i}{N_0} \cdot \frac{u_0}{u_n}, \text{ или } = 1 - \frac{N_i}{N_0} \cdot \frac{U_0}{U_n},$$

где U_0 и U_n—соответственно часовые расходы пара:

Индикаторный же коэфициент полезного действия машины:

$$\eta_i' = \frac{N_i}{N_0} \cdot \frac{u_0}{u_n} = \frac{U_0/N_0}{U_n/N_i}. \quad (53)$$

Так как

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \frac{\Omega}{\Omega_0},$$

то иначе

$$\eta_i' = \frac{\xi}{\xi_0} \cdot \frac{u_0}{u_n}. \quad (54)$$

Величины η_i и η_i' легко определить опытным путем.

Ввиду изобретения индикатора еще в XVIII столетии на искажение индикаторных диаграмм обращалось очень большое внимание, и для достижения их полноты был предложен ряд пароораспределительных механизмов[1]. Основная задача заключалась: 1) в повышении давления в конце впуска и понижении в конце выпуска, для чего применялись механизмы с быстрой отсечкой, и 2) в уничтожении свойственной золотникам связи между различными фазами парораспределения, так как, например при малой отсечке имеем слишком большое сжатие и т. д., что достигалось применением органов, управляющих отдельно—впуском и расширением, выпуском и сжатием и пр.; 3) в разделении впускных каналов от выпускных.

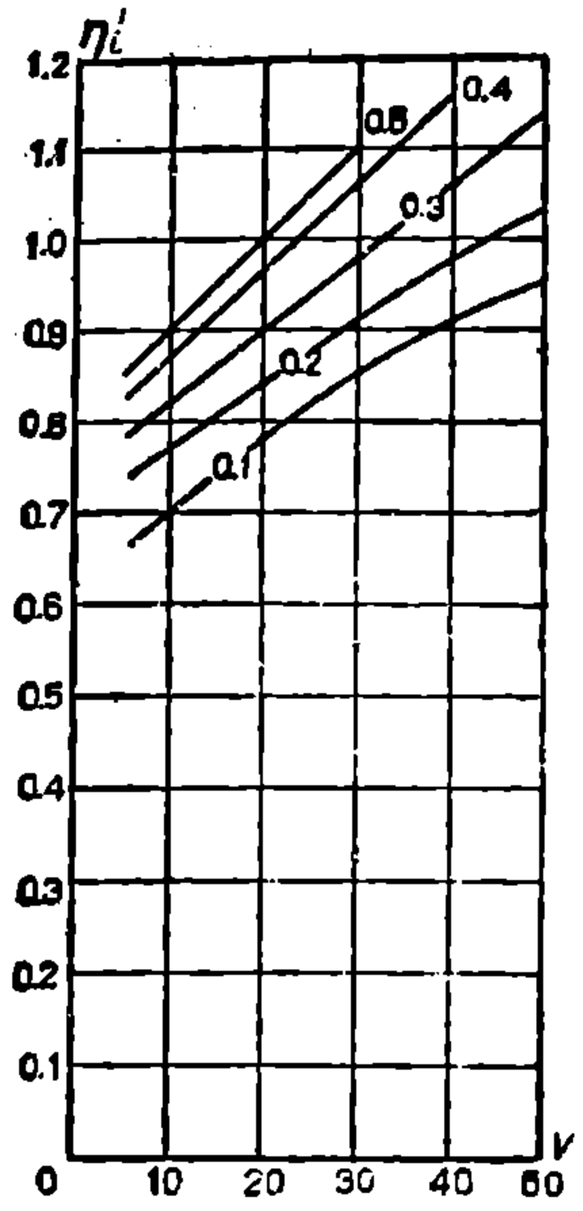
Но ряд механизмов, например двойные золотники и краны, оказались неприменимыми при перегретом паре, хотя прежде и давали удовлетворительные результаты; двухкамерные механизмы с отдельным впуском и выпуском оставлены из-за их сложности, и еще применяются только прямоточные машины, хотя очень редко. И только клапанное парораспределение еще не осуждено практикой, и до сих пор встречаются примеры его применения. Поэтому прямоточные машины и краны описаны ниже.

Все эти механизмы имели в виду повышение η_i, но получились совершенно другие результаты, когда вопрос стал не в плоскости получения полноты диаграммы, а в плоскости уменьшения расхода пара на единицу мощности. Опыты (например с паровозом 0—5—0 Э на линии и в лаборатории в Эслингене в 1924 г.) показали, что η_i' и при золотниках в условиях нормальной службы около 0,9—1,0, так как благодаря торможению пара в окнах уменьшается не только ξ, но и u_n, а потому оказывается, что иногда даже $\eta_i' > 0$,

[1] См. Карташов Н. И., „Паровозные пароораспределительные механизмы", гл. VII.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

т. е. торможение полезно (см., например, фиг. 318). На основании этого проф. Ломоносов справедливо указывает, что, в то время как при одиночном расширении потеря тепла от действия стенок составляет 20—35% тепла, вводимого в цилиндры, потери от несовершенства парораспределения почти равны нулю, а в отдельных случаях могут быть даже отрицательными. Поэтому можно заключить:



Фиг. 318.

1. Обычное золотниковое парораспределение вполне удовлетворительно (что мы увидим еще в следующем параграфе) и в замене его другими механизмами не нуждается, что вполне подтверждено и практикой, усиленно бракующей более точные и вместе с тем более сложные механизмы.

2. Меньшую экономичность паровозных машин сравнительно с стационарными надо приписать невозможности достигнуть высоких степеней расширения по условиям габарита и нагрузок на колеса (в паровозах 2—3, в стационарных—20 и более) и работе более тесных пределах температур (отсутствие холодильников), а не тому, что в паровозах „элементарное" золотниковое, а не „точное" парораспределение.

Золотники вполне соответствуют малым степеням расширения, тогда как „точные механизмы" необходимы для высоких степеней.

§ 60. Клапанное парораспределение. Из точных усовершенствованных механизмов до сих пор идут опыты только с клапанами ввиду их достоинств.

Клапанное парораспределение в настоящее время пользуется чрезвычайно широким распространением в постоянных машинах и при применении высоко перегретого пара даже исключительным, так как плоские золотники, а также и краны при этом оказались неудовлетворительными. Применение же клапанов к паровозам считали почти невозможным вследствие относительной сложности парораспределительного механизма и большого числа оборотов ведущей оси[1], так как при постоянных машинах при клапанном парораспределении допускали раньше только 100 оборотов в минуту. Но у новых клапанных парораспределительных механизмов все указанные недостатки удалось устранить: они стали проще и без затруд-

[1] Например, число оборотов ведущей оси в паровозах в прусских ж. д.:
курьерские 2—2—0 при скорост = 100 около 270
пассажирские 1—3—0 „ „ = 90 „ 299
Для 4-цилиндровых паровозов с уравновешенными машинами допускается еще большее число оборотов (до 360).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

нений работают при 300 и более оборотов ведущего вала в минуту. Из них особенно яркими достоинствами обладает механизм системы Ленца, который, отличаясь крайнею простотою, может быть приведен в движение без всяких добавочных изменений от любого кулисного механизма; это и побудило Ганноверское машиностроительное о-во бывш. Эгесторфа применить этот механизм к паровозам, что, насколько известно, является первым примером подобного применения к паровозам клапанов.

Вообще применение клапанного парораспределения дает следующие выводы:

1. Плотное прилегание пароораспределительных органов, особенно при перегретом паре, так как при работе клапаны сами прирабатываются к своему гнезду, тогда как золотники склонны становиться неплотными.

2. Ничтожное изнашивание клапанов, которое, кроме того, может быть легко исправлено, так как клапан легко во всякое время и всюду притереть к своему гнезду, тогда как пришабривание золотника к зеркалу может быть произведено только в мастерских и требует много времени.

3. Быстрое открытие и закрытие паровых окон, а следовательно получение более полной индикаторной диаграммы, что дает и более равномерный крутящий момент. Скорость пара при впуске и выпуске значительно меньшая.

4. Более простая и экономная смазка, так как трение здесь ничтожно.

Кроме того, при применении пароораспределительного механизма Ленца прибавляются еще следующие достоинства:

5. Умеренная работа трения: здесь нет сальников, набивка которых всегда склонна к неплотностям и требует постоянных обременительных забот. Клапаны Ленца имеют направляющие шпиндели, снабженные только так называемой набивкой „Labyrinthdichtung“ (лабиринтовый сальник), заключающийся в том, что шпиндель снабжается рядом кольцевых выточек; на верху направляющей втулки делается расширение, в которое стекает смесь воды с маслом, каковая, заполняя выточки шпинделя, дает смазку и гарантирует герметичность. Это устройство требует хорошей пригонки шпинделей к их направляющим втулкам, но так как они работают с ничтожным трением, то почти не изнашиваются.

6. Большая безопасность относительно ударов воды в цилиндрах, почему при пароораспределении Ленца нет необходимости снабжать их предохранительными клапанами.

7. При поршневых золотниках, в случае недостатка подходящего для перегретого пара масла, кольца в пазах защемляются из-за образующейся масляной корки нагара и перестают пружинить, что сопровождается увеличением утечки. При клапанах, в применяемых устройствах, отпадает забота о недопущении температуры масла до точки ее воспламенения, так как в области

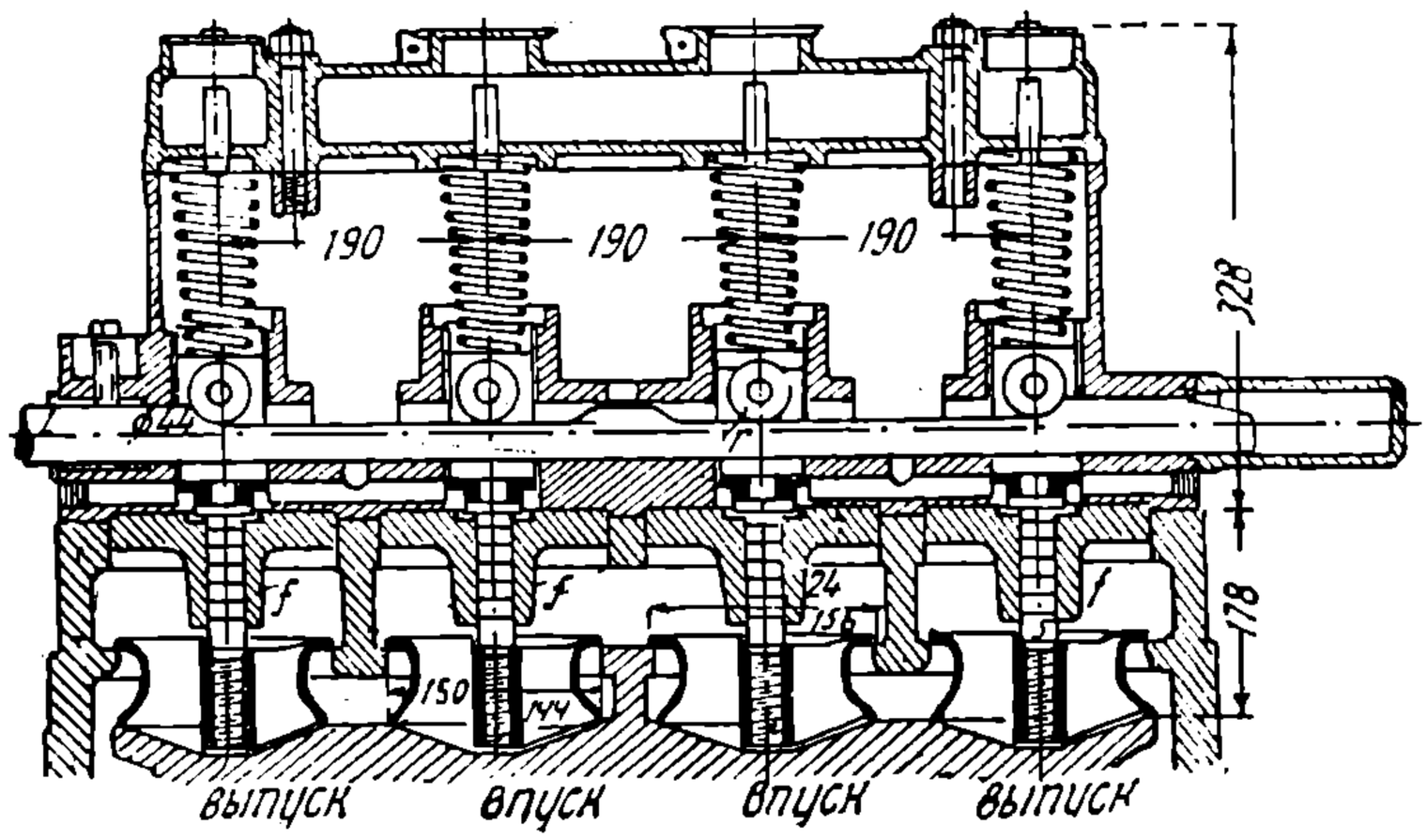
НБ УДУНТ (ДІІТ)

расположения клапанов масло не впускается, что позволяет работать с клапанами при значительно повышенном перегреве [1].

Сбережение в цилиндровом масле против однородных машин с поршневыми золотниками доходит до 60%.

Надежность работы доказана многочисленными опытами.

Наибольшим распространением пользуется клапанный механизм Ленца, который впервые был применен Ганноверским заводом. Первые опыты указали, что при скорости до 300 оборотов в минуту механизм работал без шума, и через $^1/_2$ года постоянной работы не обнаружилось никакого изнашивания ни клапанов ни распределительного штока; не было даже необходимости хотя один раз осмотреть механизм, который оказался в удивительно хорошем состоянии. Экономия в угле 6—8%.



Фиг. 319.

Вертикальные клапаны Ленца имеют такое устройство (фиг. 319): в золотниковых коробках цилиндров имеются 4 клапана (2 для впуска и 2 для выпуска) с двойным гнездом: гнезда выфрезерованы в самом теле цилиндра, но не представляют отдельной вставной части, что часто делается. Шпинделя клапанов вместо сальников снабжены лабиринтной набивкой и имеют ролики, прилегающие к золотниковому штоку *l*, который приводится в движение обыкновенной кулисой Гейзингера. Шток имеет 4 симметрично расположенных кулачка, которые в надлежащий момент поднимают клапаны; криволинейная поверхность кулачков такова, что при начале и в конце впуска пара клапаны получают ускорение.

Чтобы достигнуть безотказного закрытия клапанов, сверху штоков расположены спиральные пружины, которые должны

[1] Вообще, если и будет применяться в паровозах весьма перегретый пар (в 440° и выше), то, повидимому, это будет возможно только при применении клапанов.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

преодолевать давление пара на разницу площадей седалищ и поперечного сечения клапанного штока и ничтожное трение штока и направляющей, лежащей выше ролика. Эти же пружины составляют ускоряющее давление при отсечках („быстрая отсечка“).

Крупным достоинством является то обстоятельство, что все части парораспределительного механизма (кроме собственно клапанов) лежат вне парового пространства, помещаясь в плотно закрытом ящике с внешней стороны цилиндра. Поэтому: 1) все части предохранены от пыли и грязи; 2) все части очень доступны для осмотра, так как ящик легко вскрывать, отвинчивая незначительное число крышечных болтов. Клапаны удобно вставляются через горловину на болтах на передней части ящика.

При скоростях, доходящих до 112 *км/час*, парораспределение работает безупречно. Средняя схорость пара сравнительно с паровозом с золотниковым парораспределением падает почти на 40%, что влечет за собою меньшее сжатие пара и более полную индикаторную диаграмму; это позволяет ездить с значительно меньшими отсечками, чем для таких же паровозов с золотниками.

Таким образом полная пригодность клапанного парораспределения даже для больших скоростей вполне доказана.

Указанная конструкция, при которой кулисный механизм остается без изменения, может быть применена к любому паровозу и годится при перестройке старых паровозов.

Механизм Ленца поставлен на нескольких десятках паровозов (например для Ольденбургской ж. д.).

Существенным недостатком клапанов Ленца оказалось затруднение при их ремонте: клапаны сменить очень легко, но гнезда клапанов под действием очень частых и сильных ударов и при высокой температуре перегретого пара привариваются к стенкам канала, и при смене их приходился высверливать. Работа дорогая и трудная, тем более что гнезда, оказалось, надо часто менять.

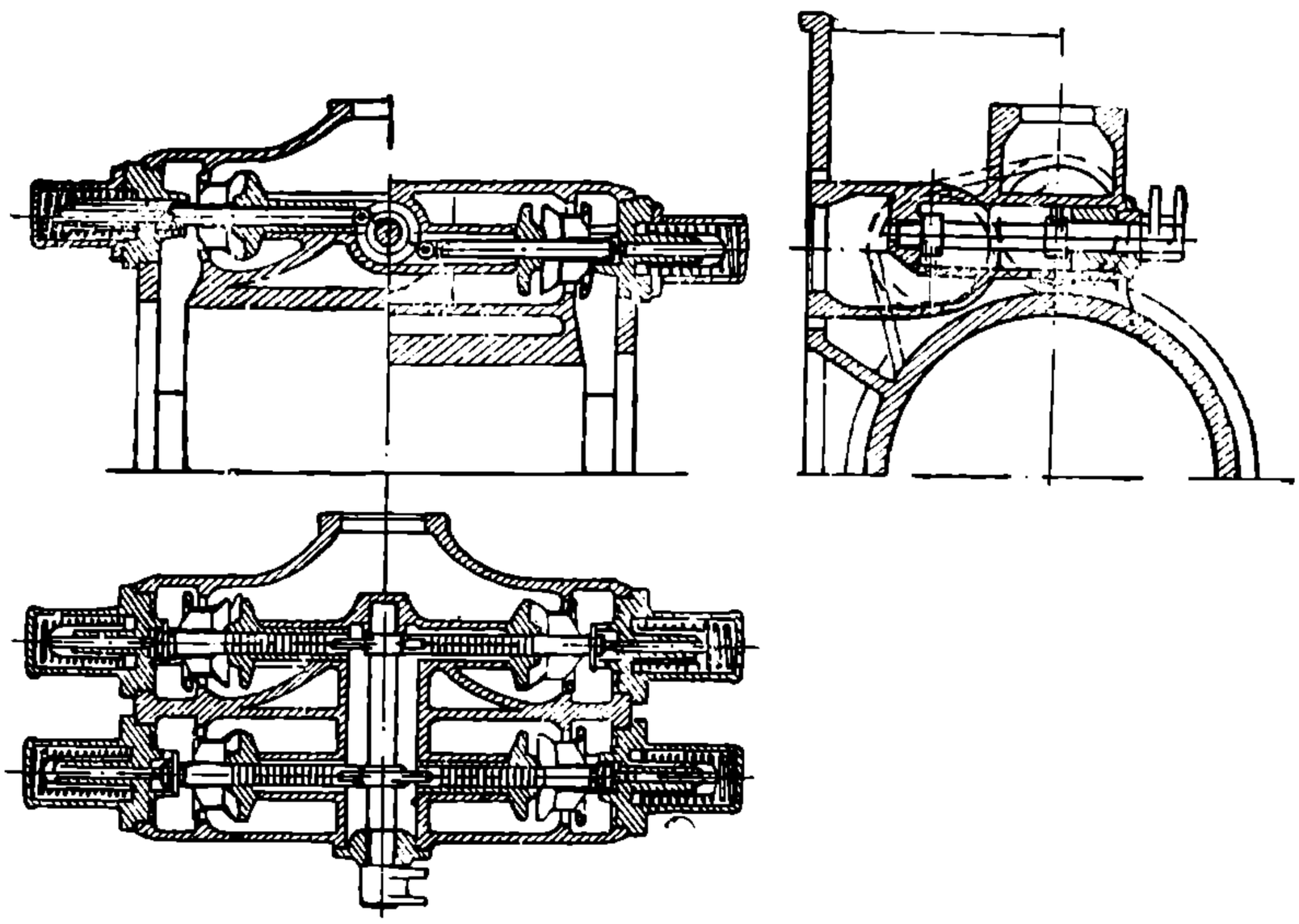
Кроме того, на сёдла клапанов нападает накипь, и клапаны тогда пропускают пар.

Практика показала, что требованиям железнодорожной службы удовлетворяют только очень легкие клапаны, которые и были сконструированы Ленцем в 1920 г. для австрийского паровоза 0—5—0 из штампованных стальных листов в 3 *мм*. Клапаны *горизонтальные* (фиг. 320), причем они поставлены рядом—по одному впускному и одному выпускному. В движение клапаны приводятся валом, на котором насажены против каждого клапана по одному кулачку. Вал приводится во вращение рычагом, насаженным и заклиненным по валу снаружи и получающим движение от кулисной тяги.

Парораспределение с горизонтальными очень легкими клапанами работает значительно лучше, чем с вертикальными клапанами, ибо ремонт здесь меньше, и он требуется реже, хотя и здесь смена клапанов затруднительна.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Парораспределение с горизонтальными клапанами получило некоторое распространение на австрийских, венгерских и польских дорогах, но в общем, по причине указанных эксплоатационных затруднений,—незначительное, но оно с каждым годом находит все большее распространение в Германии в интересах экономии пара, применения более высокой температуры перегретого пара и получения более спокойного хода паровоза. Имеет большое значение и то обстоятельство, что здесь нет значительных инерционных сил, как при цилиндрических золотниках, особенно при больших скоростях и больших ходах золотников, почему части парораспределения получаются значительно меньшего веса.



Фиг. 320.

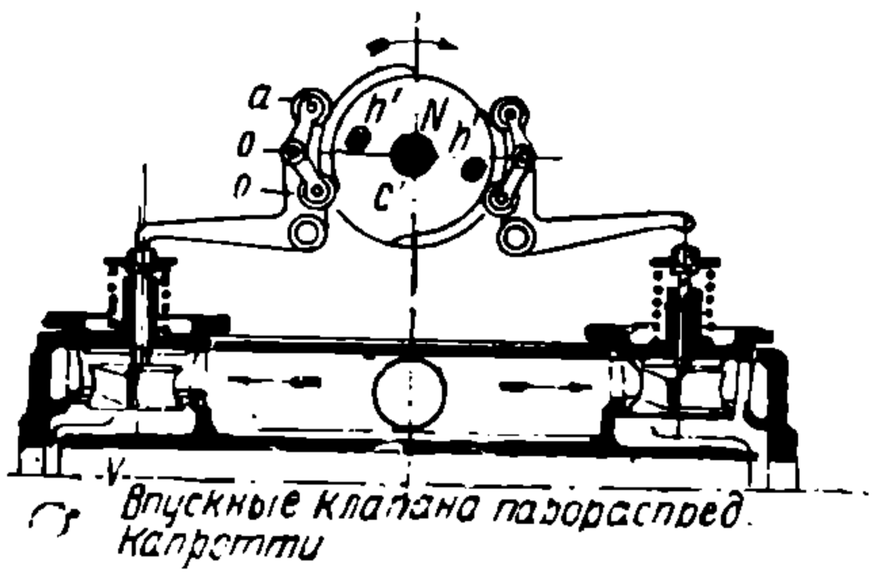
В системе Ленца кулисный механизм такой же, как при золотниках; связь фаз парораспределения при этом не нарушается, и потому при малых отсечках получается очень большое сжатие. В 1921 г. в Италии появилась новая система Капроти, где эта связь уничтожена (фиг. 321 и 322). Здесь совершенно упразднен кулисный механизм. движение же клапанов от ведущей оси передается при помощи поперечного распределительного вала *N* и двух конических передач. На этом валу сидят три кулачковые шайбы: *C′*—регулирующая впуск пара, *C*—степень наполнения и *S*—выпуск. Клапанов 4: два впускных и два выпускных, и открытие их независимо друг от друга: предварение выпуска и начало сжатия не зависят от степени наполнения.

Клапаны приводятся в действие при помощи коленчатых рычагов, опирающихся своими конусами *O* на систему роликов *a*, которые скользят по шайбе *C*, и роликов *b*, скользящих по шайбе *C′*.

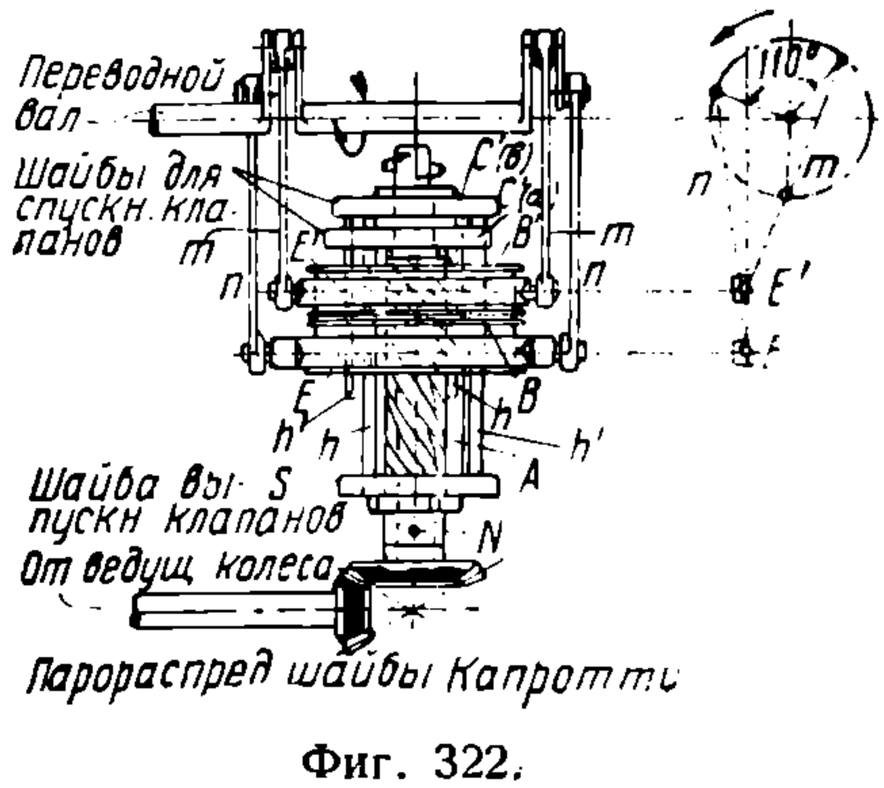
НВ УДУНТ (ДІІТ)

Так как между шайбами C и C' нет жесткого соединения, то степень наполнения может быть изменяема без изменения предварительного выпуска, что недостижимо при обыкновенных кулисных механизмах.

В средней части вала N имеется винтовая нарезка A, на которой сидят шайбы B и B', снабженные закраинами. Помощью хомутов E и E', связанных с переводным валом (см. схему), шайбы B и B' могут быть раздвигаемы в той или иной степени. Сквозь особые прорезы в шайбах проходят стержни h и h', передающие смещения шайб C и C'. Относительное их положение и обусловливает определенную отсечку и направление движения.



Фиг. 321.



Фиг. 322.

Диаграммы получаются очень полными, с большою величиною η_i, благодаря быстрой отсечке клапанами и постоянству сжатия. Ввиду прекрасных результатов в отношении экономии топлива и отсутствия износа после годовой работы, несмотря на чрезвычайную сложность механизма, Ганомаг решил выпускать часть своих паровозов с таким пароораспределением.

В последнее время (с 1932 г.) пароораспределение Ленца и Капроти начинает быстро распространяться в Англии и Капроти—в Италии.

Новый клапанный механизм с разделенными фазами пароораспределения предложен Рено (Renaud), и поставленный на паровозе 1—4—1 французских государственных ж. д., испытывался в 1928—1929 гг. Как видно из фиг. 323, впускные клапаны помещаются сверху цилиндра и выпускные снизу, поднимаемые и опускаемые особыми кулачками, заклиненными на горизонтальном валу и находящимися в особых сверху расположенных стаканах, видных на фигуре. Вал приводится в движение от оси паровоза, и отсечка впуска меняется от реверса при помощи специального зубчатого привода, отсечка же сжатия постоянна [1].

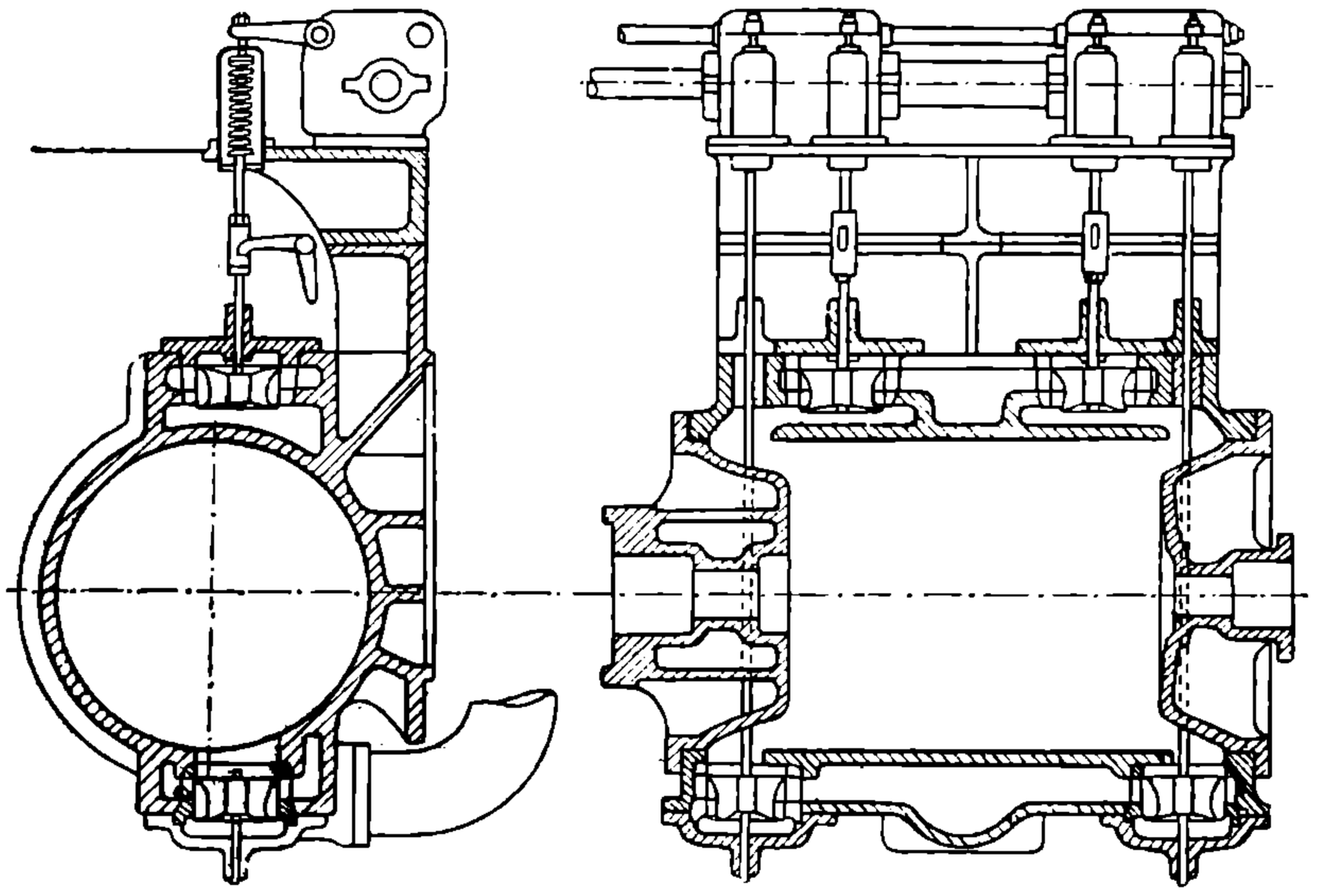
Индикаторные диаграммы отличались исключительной полнотой, почти с полным отсутствием падения давления впуска и с

[1] См. ст. Nasse в Rev. gen d. ch. d. fer., № 6, стр. 459, 1929 г., II.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

постоянным умеренным сжатием даже при очень малых отсечках. После опытов в течение $^1/_2$ года получена экономия топлива 9,8%, почему предположено снабжать этим механизмом вновь строящиеся паровозы государственных французских ж. д.

§ 61. Прямоточная машина. Главная причина малой экономичности обыкновенных паровых машин—конденсация свежего пара при впуске, как результат соприкосновения его с охлажденными стенками цилиндра. Наиболее существенной причиной охлаждения служит испарение (за счет теплоты стенок цилиндра) конденсационной влаги во время выпуска мятого пара. Для уменьшения этого недостатка применяются: принцип компаунд, перегрев пара и двухкамерные машины. На последний принцип в настоящее время снова обращено внимание. Отделение впуска и выпуска осуществлялось неоднократно, но необходимость иметь двойной комплект внутренних пораспределительных органов препятствовала их широкому примерению к паровозам. Тодд в 1886 г., обративши сам поршень в распределительный орган, сделал значительный шаг вперед, так как создал поршневую машину „прямого тока пара“ [1].



Фиг. 323.

Штумпф применил к машине Тодда в качестве впускных органав описанные клапаны Ленца. Эта комбинация оказалась

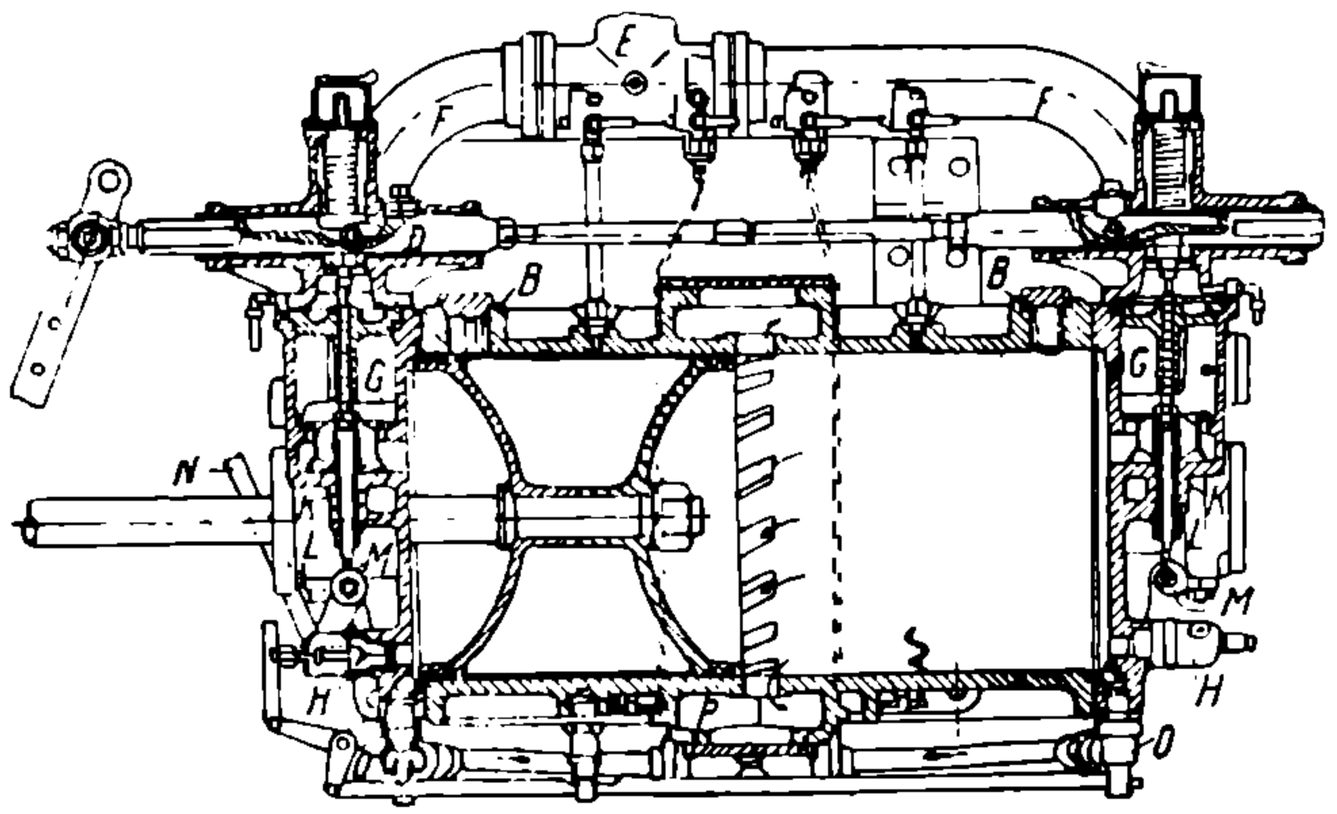
[1] В обыкновенных паровых машинах мятый пар имеет обратный ток сравнительно со свежим, и через паровые каналы наиболее охлажденные частицы мятого пара уходят последними, в машинах прямого тока—наоборот. Принцип прямого тока наиболее полно осуществлен в паровых турбинах.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

очень удачной, и получившаяся машина, называемая теперь машиной Штумпфа, при опытах дала блестящие результаты.

1-й тип машины—фиг. 324. *E* и *F*—пароподводные трубы, *G*—клапанные коробки. Клапаны приводятся в движение кулисою Гейзингера, подобно механизму Ленца. *A*—паровыпускные окна. Поршень (длина его почти равна ходу) состоит из двух вогнутых стальных литых дисков (с пружинами), между которыми зажата стальная поддерживающая труба без шва [1].

Окна *A* имеют такие размеры, что они открываются при положении поршня на 10% до конца его хода, следовательно сжатие происходит на 90% хода, что заставляет, во избежание чрезмерного повышения давления сжимаемого пара, увеличивать вредное пространство до 15 и даже до 30% объема цилиндра. Это достигается вогнутой формой дисков поршня.



Фиг. 324.

Достоинства:

1. Прямой ток пара. Паровпускные каналы и все прилегающие части (например, крышки цилиндров, клапаны и пр.) совершенно не подвергаются температурным колебаниям, т. е. машина обладает достоинствами машин компаунд, но в значительно большей степени. Цилиндр всегда горяч у крышек, и его температура понижается к средине. Входящий пар встречает горячие стенки и почти не охлаждается, т. е. первичная конденсация уничтожается.

2. Возможность пользоваться весьми малыми отсечками [2] (понижая их хотя до 0%), так как здесь величина предварительного выпуска постоянна, мятие пара при впуске мало (клапаны) и при

[1] Диаметр ее делали сначала равным диаметру цилиндра, но потом его пришлось уменьшить и обратить внимание на смазку не только в верхней части цилиндра, но и снизу, что и видно на фигуре (4 масленки).

[2] При золотниках отсечки ниже 20% невыгодны, так как предварение выпуска достигает до 50%, происходит мятие пара из-за малого хода золотников, расширение пара мало и сжатие велико.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

выпуске совсем отсутствует (бол'шее число выпускных отверстий). Расширение пара здесь может быть велико при употреблении малых отсечек, почему выгодно употреблять пар высокого давления и держать регулятор всегда вполне открытым.

3. Отсутствие гидравлических ударов. Наибольшее количество конденсационной воды автоматически выгоняется поршнем через кольцевой отводной канал *P* (фиг. 324), почему продувательных кранов *O* и предохранительных клапанов *H* можно было бы и не ставить. Из канала *P* вода постоянно вытекает через небольшое отверстие.

4. Удобный перепуск пара при езде с закрытым регулятором, устраняющий необходимость ставить перепускные приборы. Здесь особой рейкой *N* автоматически или вручную приподымают оба клапана, и тогда (фиг. 324) обе части цилиндра соединяются при помощи трубы *F*.

5. Проток пара через два ряда поршневых колец мал, и ввиду ширины поршня нет необходимости в контрштоке.

6. Сопротивление парораспределительного механизма настолько мало, что можно даже не закреплять гайку реверса. Поэтому изгиб деталей механизма ничтожен. Смазки требуется весьма мало.

Недостатки:

1. Главнейший—слишком быстрый и энергичный выпуск благодаря большому сечению площади выпускных отверстий. Кривая предварительного выпуска резко падает. Вылеты пара из конуса настолько сильны, что вырывает из топки; конус работает „ударами“, и вакуум резко колеблется. Это особенно заметно на подъемах и при трогании с места, а также при отоплении мелочью или легким углем, хотя даже и спекшийся пласт приподнимается. Это обстоятельство было причиною того, что при первых опытах машины Штумпфа дали экономию в паре, но не дали ее в угле.

Для уничтожения этого недостатка увеличивают площадь конуса, на пароотводной трубе ставят особый резервуар—уравнитель, и паровыпускным окнам дают сечение растянутого по оси цилиндра—ромба—для постепенного их открытия (прусские казенные железные дороги).

2. Клапанные коробки помещены на крышках цилиндров, и при осмотре поршня приходится каждый раз разбирать часть привода от кулисы к клапанам. Поэтому строятся 2-го типа паровозные машины Штумпфа с верхним расположением клапанов (фиг. 325), как в системе Ленца.

Но этот недостаток едва ли существенен: здесь поршневые пружины и цилиндры изнашиваются меньше, так как из цилиндра грязь выталкивается в выпускные каналы. С другой стороны, при расположении клапанных коробок на крышках последние сильно нагреваются, уменьшая конденсацию; при втором же типе машины температура крышек падает. Кроме того опыт показывает, что

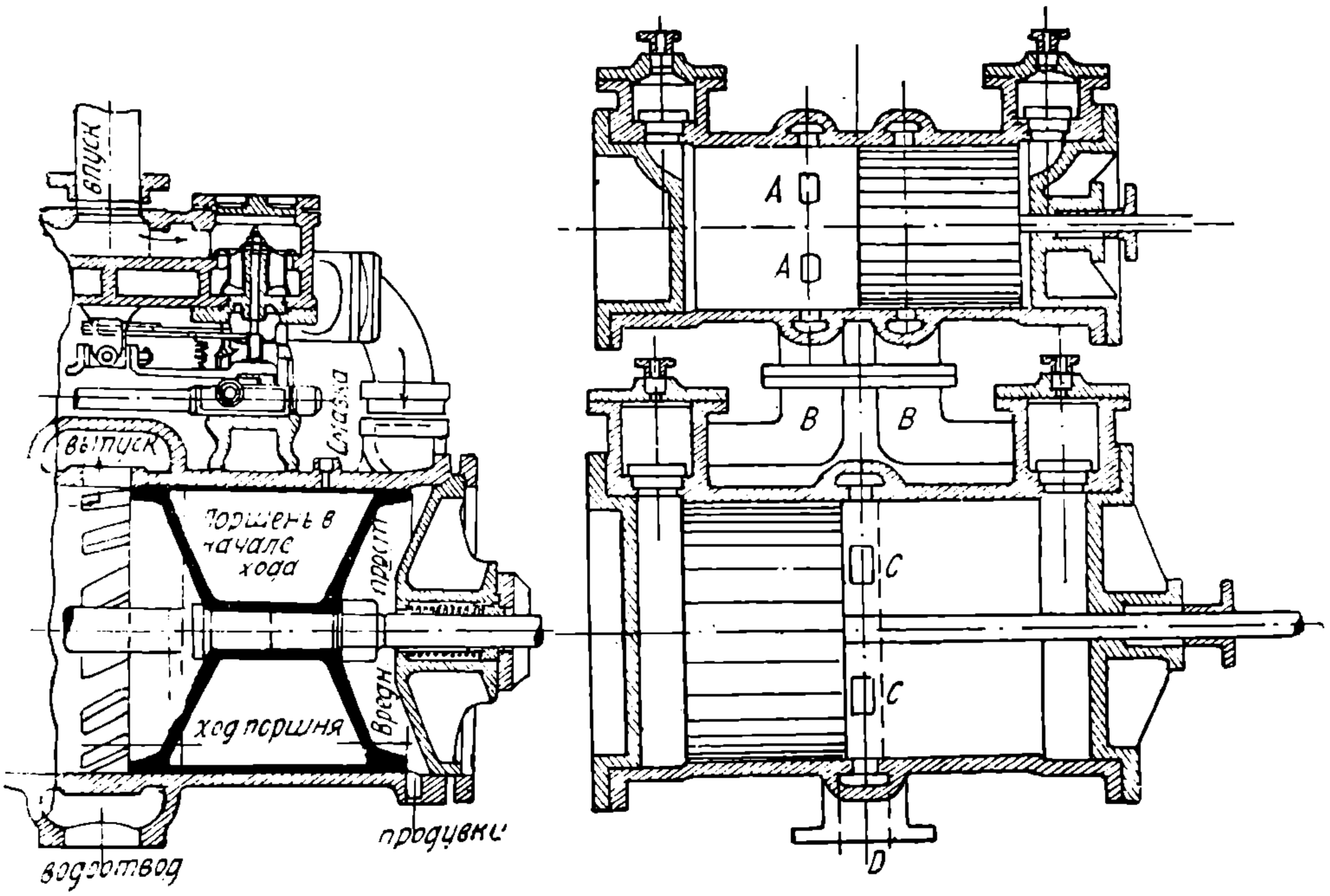
НБ УДУНТ (ДІІТ)

снятие крышек с клапанами не представляет затруднений, почему можно рекомендовать первый тип.

3. Возвратно-движущиеся массы здесь много тяжелее, чем в обыкновенных паровозах, почему их уравновешивать труднее. Паровозы имеют крайне неспокойный ход.

Для избежания большого влияния необходимо (особенно в пассажирских паровозах) возможио более удлинять базу.

4. Поршень и крышки тяжелы. У дымовой коробки поэтому ставят винтовые краны для их подъема.



Фиг. 325 и 326.

5. Очень большое сжатие, заставляющее, во избежание получения петель в индикаторных диаграммах, увеличивать вредное пространство.

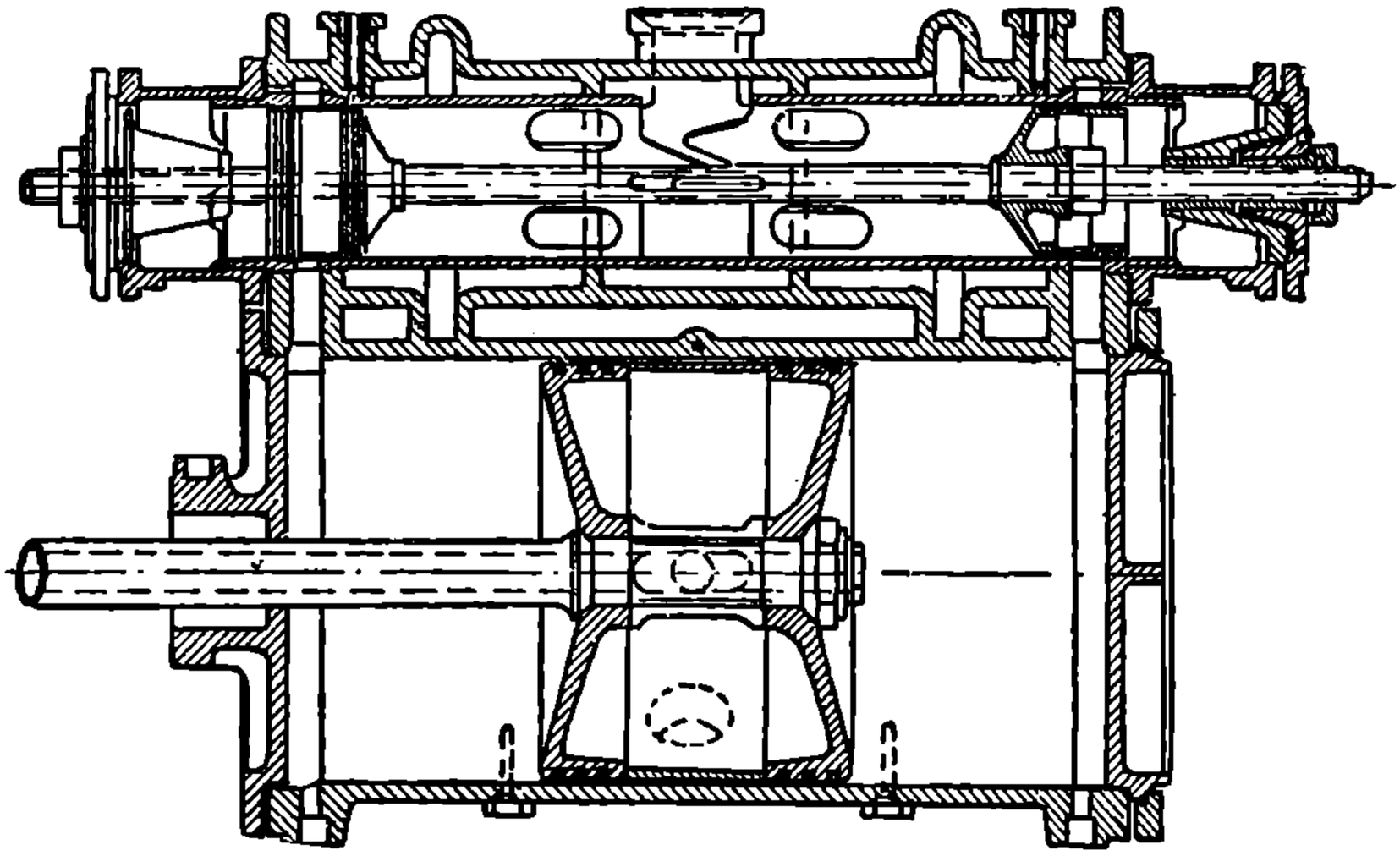
На четырехцилиндровых паровозах можно ставить машины компаунд Штумпфа; схема представлена на фиг. 326: *A*—цилиндр высокого давления, *B*—рессиверные трубы, *C* и *D*—пароотводные отверстия и труба.

Чтобы устранить ряд недостатков, Штумпф предложил ряд изменений его системы.

1. Фиг. 327, где, в интересах простоты, вместо клапанов поставлены обыкновенные золотники и вместо большого количества выпускных отверстий оставлено одно большое.

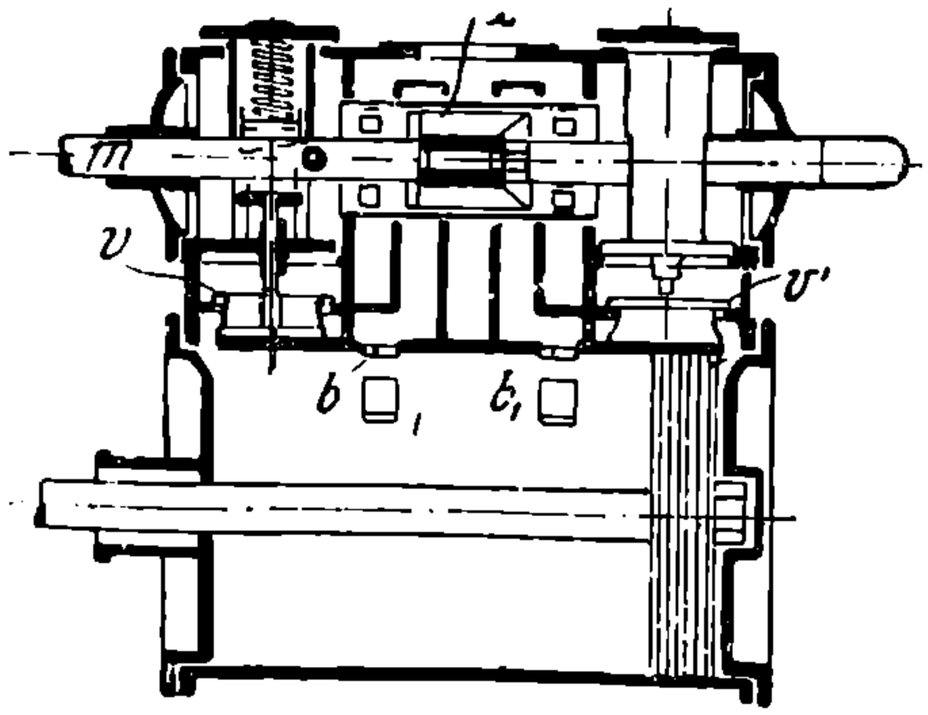
НБ УДУНТ (ДІІТ)

2. Фиг. 328 с поршнем обыкновенной ширины; выпускных отверстий два ряда—b и b_1 только в верхней части цилиндра, причем выпуском управляет золотник x, насаженный на распределительном штоке m. Здесь частично принцип прямоточности нарушен, хотя и в небольшой степени.



Фиг. 327.

У нас машины Штумпфа были поставлены на паровозах для работы насыщенным паром 1—3—0 $Н^{ш}$ и перегретым 1—3—0 $Н^{шп}$ и были подвергнуты опытному исследованию в 1912 — 1914 гг. на бывш. Николаевской ж. д.

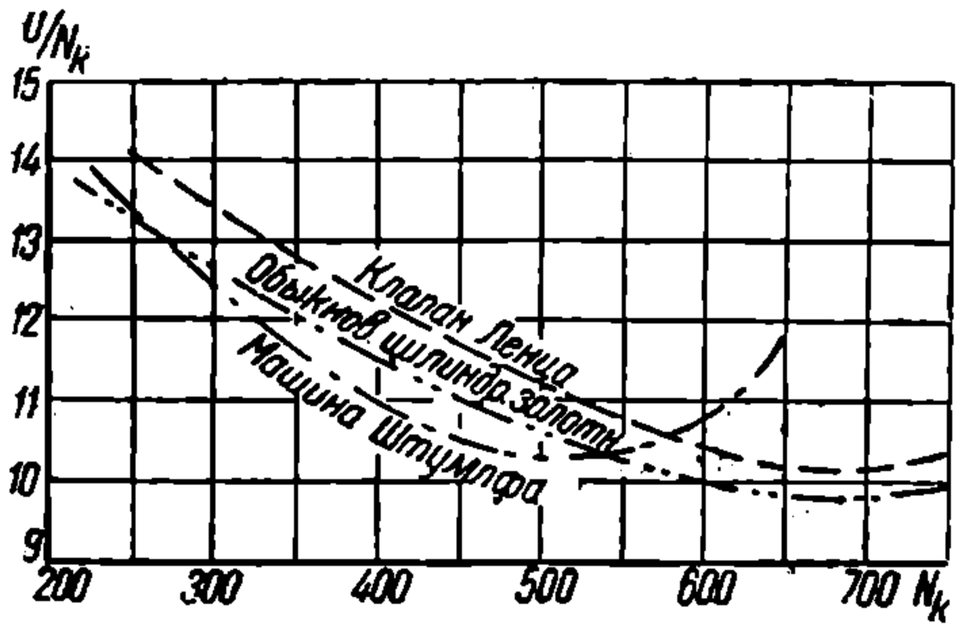


Фиг. 328.

Паровозы $Н^{ш}$ отличались настолько неспокойным ходом, что машинисты отказывались на них ездить. Расход пара у $Н^{шп}$ был ниже, чем у $Н^{ш}$, что указывало на выгоду применения и здесь перегретого пара, тогда как вообще существовало мнение, что ввиду отсутствия здесь начальной конденсации перегрева не требуется. Опыты вообще указали, что $Н^{ш}$ в смысле расхода пара значительно уступает паровозу 1—3—0 $Н^{п}$, снабженному обыкновенной машиной, но с перегревом. 1—3—0 $Н^{шп}$ оказался наиболее экономным, не уступая 0—4—0 $Ы^{ч}$ и являясь, с термической точки зрения, весьма рациональным типом двигателей (это доказано и в стационарных машинах Штумпфа).

НВ УДУНТ (ДІІТ)

С целью окончательного выяснения вопроса Королевским центральным управлением ж. д. на участке Грюнвальд—Недлиц были произведены при совершенно одинаковых условиях опыты с тремя паровозами 0—4—0, но снабженными: первый—клапанным парораспределением Ленца, второй—машиной Штумпфа с клапанами Ленца и третий—обыкновенными поршневыми золотниками с узкими пружинящими кольцами[1]. Полученные данные относительно расхода пара на 1 *л. с.* приведены на фиг. 329, из которой видим, что машина Штумпфа дала наилучшие результаты при мощности до 500 *л. с.*, дальше же расход быстро увеличивается, так как сжатие здесь постоянно и равно около 90%, и постоянное предварение выпуска; при увеличенной же отсечке роль в расширении уменьшается, тогда как при обычном парораспределении



Фиг. 329.

сжатие уменьшается с увеличением впуска. При мощности выше 500 *л. с.* наилучшим оказалось обыкновенное золотниковое парораспределение, что подтверждают и приведенные выше выводы.

Гаммер в заключении говорит, что прямоточная машина, по-видимому, не представляет для паровозов никаких преимуществ перед обычным парораспределением.

Во всяком случае, в условиях паровозной службы, где играет значение ряд привходящих обстоятельств (равномерность выпуска пара, вес горизонтально движущихся масс, влияющих на уравновешивание паровоза, и пр., вопрос о рациональности применения прямоточных машин еще открыт, и они распространены пока в единичных экземплярах. Но их высокие термические качества все-таки заставляют их иметь в виду и заниматься их дальнейшим усовершенствованием[2].

---

[1] „Glasers Ann.", № 12, 1912 г.; „Техника и экономика путей сообщения" № 1, стр. 63, 1920 г. (статья Гаммера).

[2] Подробное описание см. проф. Монич, „Прямоточная паровая машина в применении к паровозам", Берлин 1912 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

XI. КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВОЙ МАШИНЫ И ЕЕ БАЛАНС

§ 62. Коэфициент полезного действия машины. Мы уже определили частичные коэфициенты полезного действия машины: 1) паровой $\eta_u = \frac{U_n}{U}$, 2) индикаторный $\eta_i' = \frac{N_i}{N_0} \cdot \frac{U_0}{U_n}$.

Если бы соответствующие потери были равны нулю, то коэфициент полезного действия машины не был бы все-таки равен единице, а равнялся бы коэфициенту η_0, равному коэфициенту полезного действия избранного практически и идеального цикла, состоящего из четырех прямых и адиабаты (§ 59). Если обозначим через U_0 расход пара такой идеальной машиной в час и N_0—число развиваемых ею лошадиных сил, то по формуле (44) имеем:

$$\eta_0 = \frac{632 \cdot N_0}{\lambda' \cdot U_0}. \tag{55}$$

В результате находим общий коэфициент полезного действия машины:

$$\eta_m = \eta_u \cdot \eta_i' \cdot \eta_0 = \frac{U_n}{U} \cdot \frac{N_i U_0}{N_0 U_n} \cdot \frac{632 N_0}{\lambda' \cdot U_0} = \frac{632 N_i}{\lambda' \cdot U}. \tag{56}$$

Иногда сюда еще присоединяют потери на внутреннее трение машины, которое выражается величиною соответствующего сопротивления (трение золотников, поршней, штоков, параллелей и всех валков):

$$W_m = F_i - F_\kappa,$$

где F_i и F_κ — силы тяги—индикаторная и касательная (на ободе ведущего колеса), или в паровых лошадях потеря:

$$N_m = N_i - N_\kappa.$$

Отсюда механический коэфициент полезного действия машины равен:

$$\eta_\kappa = \frac{N_\kappa}{N_i} = \frac{F_\kappa}{F_i} = 1 - \frac{W_m}{F_i}, \tag{57}$$

и тогда общий коэфициент полезного действия машины будет:

$$\eta_m = \eta_u \cdot \eta_i' \cdot \eta_0 \cdot \eta_\kappa = \frac{632 \cdot N_\kappa}{\lambda' \cdot U}. \tag{58}$$

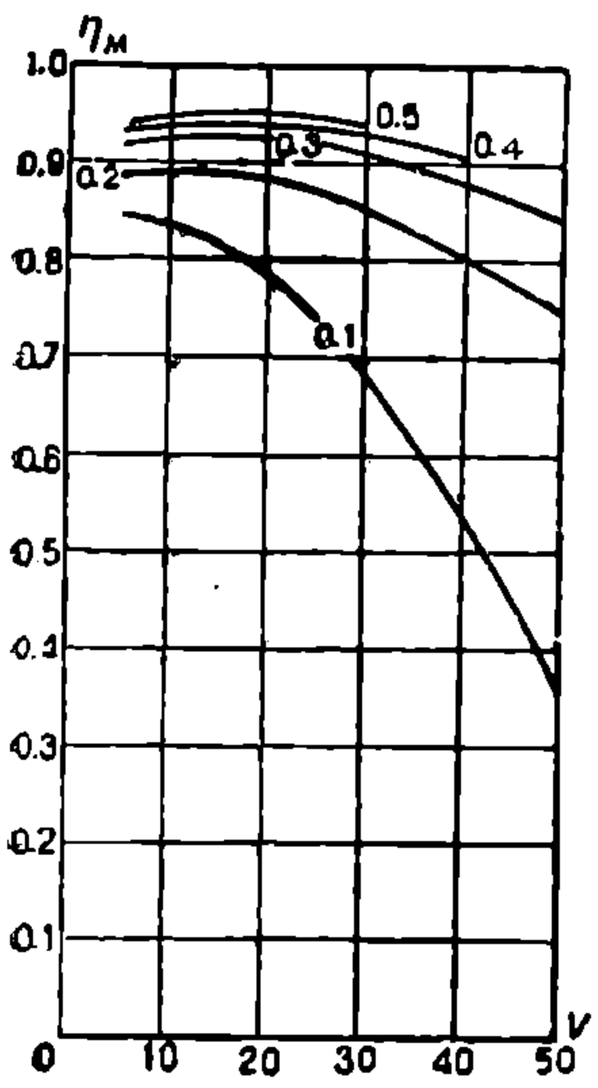
Заметим, что механический коэфициент полезного действия η_κ: 1) возрастает с отсечкою, так как в величине $\frac{W_m}{F_i}$ при этом увеличивается F_i и уменьшается W_m вследствие уменьшения сжатия (при увеличении которого с уменьшением отсечки иногда перегорает

НВ УДУНТ (ДІІТ)

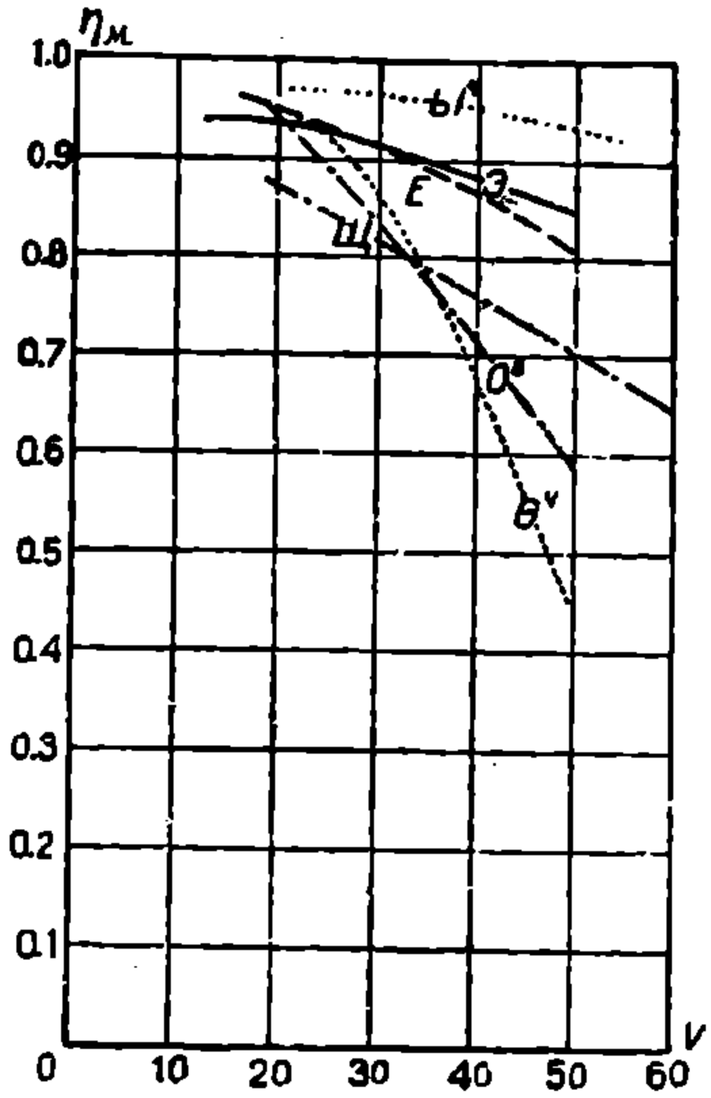
смазка); 2) уменьшается с увеличением скор сти, так как при этом возрастает W_m (в:ледствие увеличения трения смазанных тел[1].

Это вполне подтверждают и опыты, например—фиг. 330 (паровоз 0—5—0 Э).

На фиг. 331 приведен коэфициент $\eta_м$ при форсировке $z = 40$ для русских товарных паровозов. Ниже всех он у 0—4—0 О^в благодаря применению плоских золотников, при которых W_m значительно выше.



Фиг. 330.



Фиг. 331.

Как видим, при средних скоростях ($V = 25$—40) для паровозов 1—5—0 Е, 0—5—0 Э и 0—4—0 Ы^Ч $\eta_м$ колеблется в пределах 0,85—0 95, в среднем 0,9, что обыкновенно и применяется, т. е. берут при расчетах $F_к = 0{,}9\ F_ц$.

Для возможности сравнения между собою различных паровозов, ввиду изменяемости величины λ' от сухости и степени перегрева и от давления пара, переводят расход $и$ (или U) на **нормальный пар**, содержащий 640 *кал*, т. е. полагают:

$$U \cdot \lambda' = U_н \cdot 640,$$

откуда

$$U_н = \frac{U \cdot \lambda'}{640},$$

где уже $U_н$ будет расход нормального пара.

Тогда

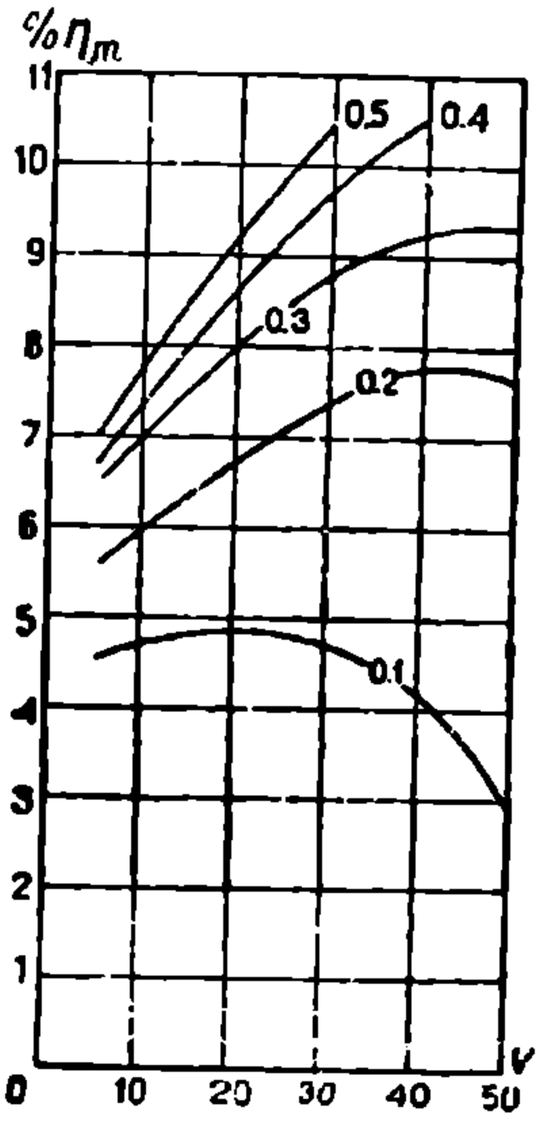
$$\eta_m = \frac{632 \cdot N_и}{U \cdot \lambda'} = \frac{632}{640} \cdot \frac{N_к}{U_к} = 0{,}99\ \frac{N_к}{U_н}. \qquad (59)$$

[1] Теоретические обоснования—см. Ломоносов „Опыты 1908 г. на Екатерининской жел. дор.“, стр. 119.

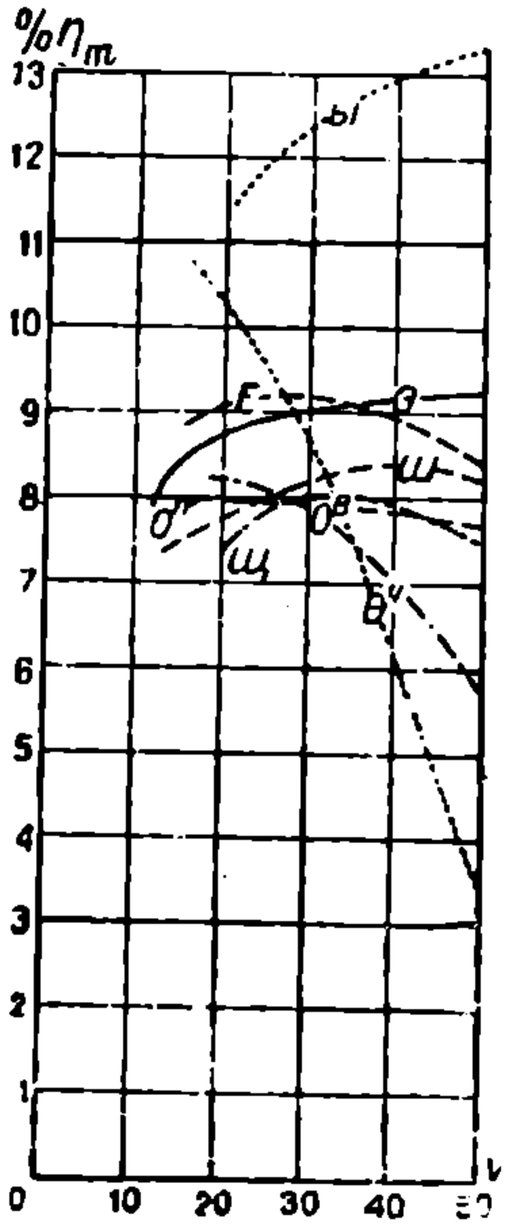
НБ УДУНТ (ДІІТ)

На основании сказанного выше можно определить η_m или по формулам (58) и (59) или определяя отдельные составные коэфициенты. Ввиду очень большого количества трудно учитываемых факторов вопрос может решаться только опытно.

На фиг. 332 представлены кривые $\eta_m = f(V, \varepsilon)$ и на фиг. 333—кривые русских товарных паровозов при $z=40$. Отсюда мы видим высокий коэфициент полезного действия 0—4—0 Ы^{ч}, как результат совокупности принципа компаунд и перегрева пара, и низкий у 0—4—0 О^{в} —как результат искажения диаграмм. Для остальных же товарных паровозов η_m колеблется в пределах 8—9% для паровозов однократного расширения с перегревом.



Фиг. 332.



Фиг. 333.

Но в общем для современных паровозов однократного расширения, работающих перегретым паром, обыкновенно коэфициент полезного действия η_m, в зависимости от степени перегрева, колеблется в пределах от 0,10 до 0,125. Можно принять в среднем 0,11—0,115, т. е. 11—11,5%.

Если не считать $\eta_м$, по формуле (56) находим

$$\eta_m = \frac{(8 \div 9\%)}{0,9} = 9 \div 10\%$$

(это будет коэфициент полезного действия машины без внутреннего трения).

Для паровозов компаунд с перегревом пара η_m повышается до 12—13,5% или, не считая внутреннего трения, до 14—15%. В среднем 13 и 14,5%.

§ 63. Коэфициент полезного действия всей силовой установки и всего паровоза в целом. Коэфициент полезного действия всей силовой установки можно принять приблизительно

$$\eta = \eta_k \cdot \eta_m,$$

где η_k — коэфициент полезного действия котла. Как известно, η_k меняется в пределах 0,50—0,75 в зависимости от конструкции котла, рода топлива и метода отопления. В среднем можно принять его равным 0,65—0,70 и в современных котлах обыкновенно $\eta_k \approx 0,70$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Поэтому имеем при перегретом паре:

1. Для машин однократного расширения:

$$\eta = 0{,}70 \cdot 0{,}115 = 0{,}080.$$

При наличии подогрева питательной воды в среднем имеем до 12% экономии, и тогда находим;

$$\eta = 0{,}080 \cdot 1{,}12 = 0{,}09.$$

2. Соответственно для машин компаунд:

$$\eta = 0{,}70 \cdot 0{,}13 = 0{,}09 \quad \text{и} \quad 0{,}09 \cdot 1{,}12 = 0{,}10.$$

Здесь мы имеем коэфициент полезного действия, рассматривая касательную силу тяги (на ободе). Но от нее часть тратится на преодоление сопротивления самого паровоза, и на крюк передается сила тяги F_n (полезная сила тяги), причем получаем коэфициент полезного действия паровоза как экипажа:

$$\eta_e = \frac{F_n}{F_k}.$$

Он меняется в зависимости от типа паровоза, скорости и от веса поезда, но в среднем его можно принять равным 0,95.

Таким образом полный коэфициент полезного действия паровоза:

$$\eta_p = \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_e,$$

и соответственно равный (при перегреве пара и подогреве питательной воды): для машин однократного расширения около 6,8% (при очень высоком перегреве до 8%); для машин компаунд—около 9,5%.

Но последнее время этот коэфициент даже для паровозов однократного расширения удалось повысить почти до 10%, например, при испытании паровоза серии Э^г № 5570 в паровозной лаборатории в Эслингене был получен коэфициент $\eta_p = 0{,}094$, в паровозах же С^у, как видно из фиг. 334, даже до 9,9%. Приписать это надо: малому расходу пара на 1 *л. с.* в час (при вполне открытом регуляторе и скоростях от 60 до 80 *км/час* и отсечке 0,30—только 6,3 *кг*), устойчивому и высокому перегреву пара (при перегревателе Чусова) и водоподогревателю Коломенского завода, который устойчиво держал температуру питательной воды 102—106° С.

Как видим из фиг. 334, у С^у коэфициент η_p резко повышается с увеличением форсировки z, так как при этом повышается перегрев пара и подогрев воды; последний при сильных форсировках доходил до 115° С.

Таким образом при применении всех усовершенствований современный паровоз из энергии загруженного в топку топлива утилизирует менее 10%, обыкновенно—не выше 7—8%.

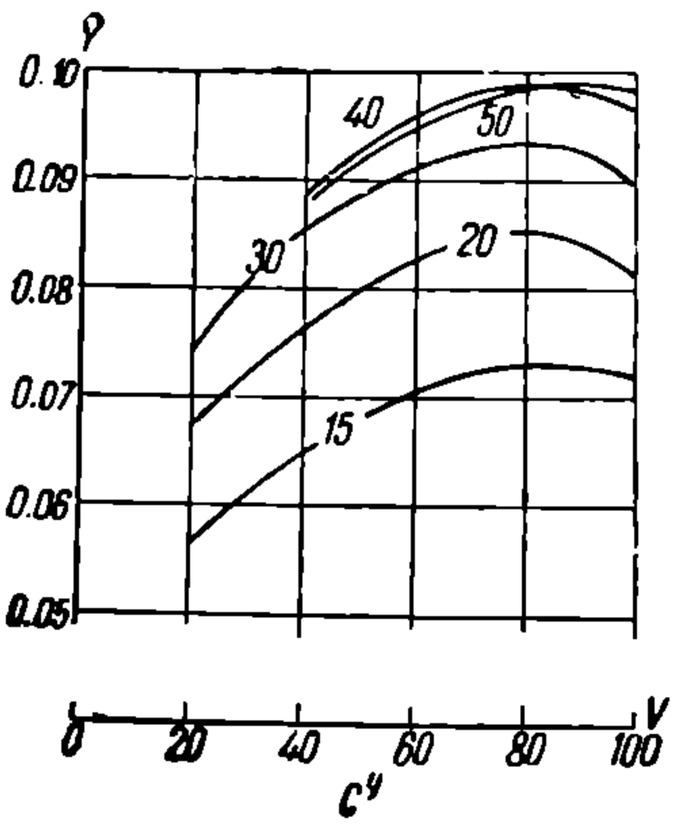
Причина столь низкой степени утилизации тепла заключается не в самом паровозе, как таковом, который достиг высочайшей степени совершенства, а в самом принципе употребления в каче-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

стве рабочего тела водяных паров (т. е. в употреблении котла, поглощающего до 30% и более энергии) и в очень малых пределах абсолютных температур T_1 и T_2, между которыми работает паровозная машина, так как по второму закону термодинамики даже для идеального цикла коэфициент полезного действия не может быть выше

$$\eta_0 = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Для насыщенного пара при давлении в 12 *атм* $T_1 = 273° + 190° = 463°$, и при выпуске пара в атмосферу $T_2 = 273° + 105° = 378°$; следовательно,



Фиг. 334.

$$\eta_0 = \frac{463 - 378}{463°} = 0{,}19,$$

т. е. в идеале мы можем утилизировать только 19%; поэтому утилизация паровозом, работающим насыщенным паром до 6% (в среднем 5%), составляет около 26% идеала.

При перегретом же паре имеем перегрев обыкновенно до 350° и, считая потерю перегрева до цилиндра $\approx 30°$, находим:

$$\eta_0 = \frac{(273 + 320) - (273 + 105)}{(273 + 320)},$$

или $\eta_0 \approx 0{,}36$; мы можем утилизировать в паровозах до 10%, что составляет около 28% идеала, а это уже не так плохо.

Очевидный путь большой утилизации топлива в паровозах—это поднятие коэфициента η_0 путем увеличения T_1 (применение более высокого перегрева—до 450° и выше и пара высокого давления)[1] и понижения T_2 (т. е. употребление холодильника, что уже поставлено в очередь).

С другой стороны, так как коэфициент полезного действия котла:

$$\eta_k = \frac{U \cdot \lambda'}{B_h \cdot Q_н^p},$$

где B_h — количество *кг* сжигаемого топлива в час и $Q_н^p$ — его тепло-

[1] В настоящее время уже есть примеры постройки паровозов, работающих паром с давлением в 60 *атм* и выше.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

творная способность, то, беря коэфициент полезного действия машины по формуле (56), можно принять:

$$\eta = \eta_k \cdot \eta_m = \frac{U \cdot \lambda'}{B_h \cdot Q_н^p} \cdot \frac{632 \cdot N_i}{U\lambda'} = \frac{632 \cdot N_i}{B_h \cdot Q_н^p};$$

следовательно, истинное мерило совершенства данной силовой установки—расход топлива на 1 *л. с.* в час—примерно равно:

$$\frac{B_h}{N_i} = \frac{632}{Q_н^p \cdot \eta_k \cdot \eta_m}$$

(не учтен расход пара из котла на прочие нужды при сжигании B_h *кг* топлива).

§ 64. Тепловой баланс машины. Тепловой баланс можно свести к определенному периоду времени: ходу поршня, установившейся работе в течение часа и пр. Возьмем работу в течение часа и все расходы отнесем к этому периоду.

Пусть: F_k — развиваемая касательная сила тяги; S — пройденный в час полезный путь в *м*. Тогда $F_k \cdot S$ равняется произведенной полезной работе, и если $J = 427$ есть механический эквивалент тепла, то $\frac{F_k \cdot S}{427}$ будет количество тепла, пошедшее на работу.

При полном расходе пара машиною, равном B_m, и его теплосодержании, равном λ', находим коэфициент полезного действия машины:

$$\eta_m = \frac{F_к \cdot S}{427 \cdot B_m \lambda'},$$

что равняется и ранее найденным величинам:

$$\frac{270\,000 \cdot N_к}{427 \cdot U \cdot \lambda' \cdot} = \frac{632 \cdot N_к}{U \cdot \lambda'}.$$

Теперь за указанное время баланс тепла будет [1]:

$$B_m \lambda' = \frac{F_к \cdot S}{427} + Q_0' + Q_u' + Q_i' + Q_м',$$

где:

Q_0' — потеря тепла с отходящим паром в идеальной машине, т. е. связанная с указанным выше вторым законом термодинамики;

Q_u' — потеря тепла вследствие действия стенок (теплообмен) и вследствие утечки;

Q_i' — потеря вследствие искажения индикаторной диаграммы и

$Q_м'$ — потеря вследствие внутреннего трения.

Отсюда находим, деля на $B_m\lambda'$:

$$1 - \eta_m = q_0 + q_u + q_i + q_м. \qquad (60)$$

[1] Баланс тепла в указанном виде применялся бывшей Главной конторой по производству опытов над паровозами.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если теперь предположить, что потери $q_м$, q_i и $q_и$ равны нулю, то тогда

$$\eta_m = \eta_0;$$

следовательно,

$$q_0 = 1 - \eta_0. \tag{61}$$

Далее положим, что только

$$q_i = q_м = 0;$$

тогда по уравнению (58):

$$\eta_m = \eta_0 \cdot \eta_и,$$

и, следовательно,

$$1 - \eta_0\eta_и = q_0 + q_и = 1 - \eta_0 + q_и, \tag{62}$$

откуда

$$q_и = \eta_0 - \eta_0 \cdot \eta_и = \eta_0(1 - \eta_и).$$

Если только $q_м = 0$, то

$$\eta_m = \eta_0 \cdot \eta_и \cdot \eta'_i$$

и

$$1 - \eta_0 \cdot \eta_и \cdot \eta_i' = q_0 + q_и + q_i = (1 - \eta_0) + \eta_0(1 - \eta_и) + q_i';$$

следовательно,

$$q_i = \eta_0 \cdot \eta_и(1 - \eta_i'). \tag{63}$$

Наконец,

$$q_м = \eta_0 \cdot \eta_и \cdot \eta_i'(1 - \eta_м).$$

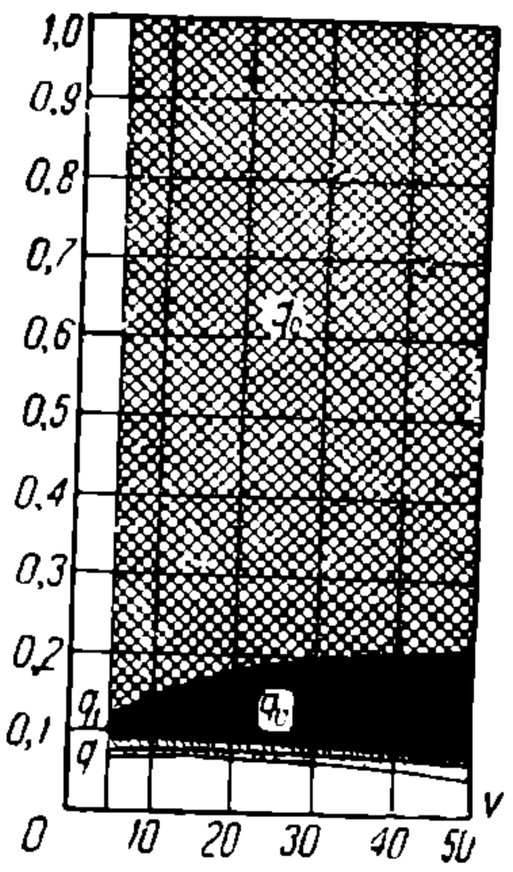
Зная из опыта коэфициенты $\eta_и$, η_i' и $\eta_м$ и по расчету η_0, находим все потери. В функции скорости, в качестве примера, они представлены на фиг. 335 для паровоза 0—5—0Э для форсировки котла $z = 20$.

Из нее мы видим, что потери индикаторные q_i и трения $q_м$ сравнительно уже ничтожны, так как на борьбу с ними были направлены все усилия специалистов и путем применения цилиндрических золотников, двойного впуска и пр. достигли блестящих результатов; начиная с работ Гирна в средине XIX в., когда ясно определилась роль конденсации, перешли к борьбе с потерями $q_и$; в конце XX в.—путем широкого применения принципа компаунд, в XIX в. (начиная со Шмидта)—путем применения перегрева пара, благодаря чему величина $q_и$ весьма значительно уменьшилась, особенно при совместном применении того и другого [фиг. 336 (при $z = 40$) для паровоза 0—4—0Ы^ч, где машина компаунд работает перегретым паром].

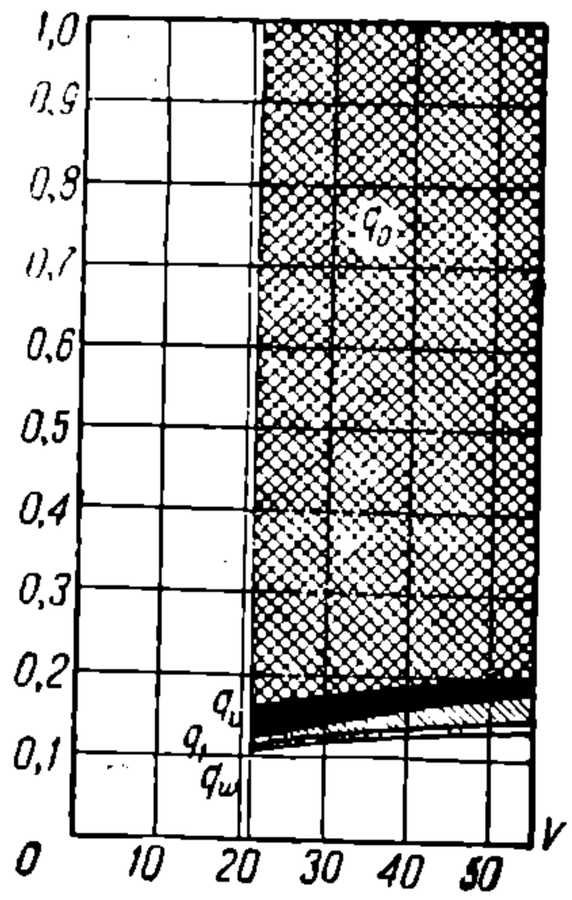
Но эти потери ничтожны сравнительно с q_0, и теперь железнодорожная техника вступает в борьбу с этими потерями (третий фазис борьбы за коэфициент полезного действия паровоза), что может быть, как уже сказано, достигнуто путем увеличения давления пара и введения холодильников.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Заметим, что одним из средств уменьшения конденсации еще со времен Уатта являются паровые рубашки. Их польза в стационарных машинах доказана многочисленными опытами, но все попытки применить их к паровозам успехом не увенчались. Обширные опыты Бородина и Леви в 1882—1883 гг. доказали, что причина перерасхода пара в паровозах при паровых рубашках заключается в периодичности работы их машин: на уклонах и на станциях при закрытии регулятора рубашки обращаются в холодильники, особенно при холодном климате зимою; на их прогревание при открытии регулятора тратиться столько пара, что поглощается вся даваемая ими выгода уменьшения конденсации. В стационарных же машинах и на пароходах при работе без перерыва продолжительное время применение рубашек вполне целесообразно. Эти обстоятельства заставили обратиться к идее обогревания цилиндров горячими продуктами сгорания (газовые рубашки), но и газовые рубашки, применявшиеся на итальянских и французских ж. д., оказались нерациональными, так как газы обладают малой теплопроводностью и, унося с собой золу, быстро засоряют рубашки, которые и перестают действовать.



Фиг. 335.



Фиг. 336.

Поэтому в настоящее время рубашки совершенно оставлены и на паровозах не употребляются.

§ 65. Применение конденсации мятого пара в паровозах. Как сказано в § 63, конденсирование мятого пара влечет за собою понижение температуры T_2, что повышает коэфициент полезного действия паровоза. Значение конденсирования пара общепризнано и широко применяется в стационарных машинах, но в паровозах основным затруднением является недостаток места, т. е. необходимость ограничения конденсационных устройств в размерах и в весе, и, с другой стороны, недостаток воды.

Тем не менее опыты в этом направлении производятся, и решения этого вопроса идут по трем путям:

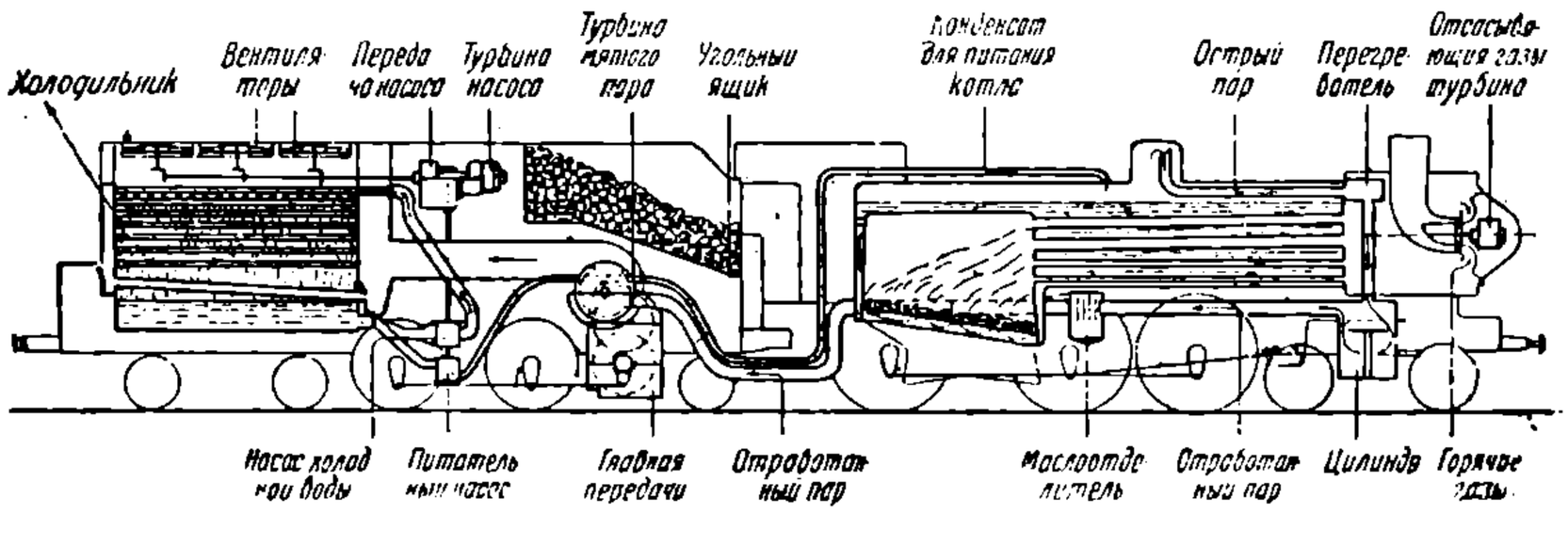
1) применяют конденсатор поверхностный (или смешения), употребляя в качестве охлаждающего средства воду;

2) конденсатор использует для охлаждения непосредственно и исключительно воздух. В этом случае конденсатор может быть только поверхностный;

НБ УДУНТ (ДІІТ)

3) для охлаждения используются и вода и воздух. В этом случае конденсатор является в отношении водяного охлаждения конденсатором смешения, а воздушного—поверхностным.

В обыкновенных поршневых паровозах есть примеры применения конденсирования мятого пара в связи с применением механической тяги при помощи вентиляторов, описанныхв о 2-й части курса (§ 19), причем из-за недостатка места конденсирующие устройства помещаются на тендере, который тогда и называется конденсационным. Примером такового может служить паровоз прусских ж. д. типа P_8, построенный в 1930 г. заводом Геншеля в Касселе. В 1932 г. завод построил подобный же паровоз для аргентинских ж. д. (типа 1—4—1). Конденсация осуществляется поверхностным конденсатором при помощи вентиляторов под атмосферным



Фиг. 337.

давлением (фиг. 337), т. е. без вакуума, что, устраняя заботы о непроницаемости, несколько упрощает всю установку. Энергия мятого пара, приводя в действие одноступенчатую турбину малого давления, идет на приведение в движение вентиляторов.

Отмечается, что подобные конденсирующие паровозы могут быть введены со значительно меньшим вложением капитала, чем того требует переход к совершенно новой единице тяги, например к тепловозу. При этом имеет весьма важное значение то обстоятельство, что получается экономия жидкого топлива.

Но главное течение в вопросе о применении конденсации мятого пара в железнодорожной технике пошло по другому пути: известно, что здесь надо применять двигатели, имеющие возможно более высокую удельную отдачу. Поршни, размахи которых в паровозах строго ограничены, с этой точки зрения не являются достаточно подходящими, даже и при условии компаундирования, почему является неизбежным применение турбин. Это решение использовано большинством конструкторов паровозной машины с конденсацией. Поэтому теперь обыкновенно идея паровоза с конденсацией отождествляется с турбовозом, которые и описаны в т. V „Курса паровозов". Впрочем, как уже сказано, есть примеры применения конденсации и к обыкновенным паровозам, но с механической тягой воздуха.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Отметим, что в турбовозах наиболее затруднительно разрешение вопроса о трогании с места, имеющее первенствующее значение для железнодорожной тяги, но этот вопрос разрешен удовлетворительно на некоторых уже построенных турбовозах. Так как турбовозы дают сравнительно с обычными паровозами экономию в топливе от 35 до 50%, то исследования в этом направлении продолжаются наравне с вопросом о применении пара высокого давления, отчего также ожидается экономия до 50%. При удачном разрешении последнего вопроса паровоз высокого давления будет иметь все преимущества перед какими то ни было другими локомотивами.

В паровозах применение охлаждения водою, хотя бы путем вспрыскивания ее в воздух, не может найти широкого применения из-за ее недостатка (особенно в засушливых и безводных местностях), а потому охлаждающим телом является только наружный воздух, но так как его объемная удельная теплоемкость очень низка, то приходится пропускать громадное его количество, и, следовательно, воздушные вентиляторы должны производить большую работу. Очевидно, чем выше температура наружного воздуха, тем будет ниже разрежение в конденсаторе, и потому в южных районах, особенно в районах степной и пустынной полосы, потребуется такой расход энергии на вспомогательные устройства (вентиляторы, насосы и пр.), что выигрыш от конденсации наружным воздухом будет равен почти нулю. Даже вспрыскивание воды в воздух (на что потребуется значительный ее расход и дополнительная работа насосов) в жарких местностях не даст достаточного разрежения. Поэтому вопрос о конденсировании мятого пара может быть разрешен в той или другой форме только в зависимости от местных конкретных условий.

1. В качестве движущей машины можно поставить турбину (т у р б о в о з), которая будет использовать весь перепад давлений от котла до конденсатора. Турбовоз с конденсацией мятого пара целесообразен в тех местностях, где большую часть года по климатическим условиям можно работать с достаточным разрежением в конденсаторе, т. е. с умеренным или холодным климатом (Сибирь и северные области Европейской части СССР).

2. Так как турбовозы при своих достоинствах (малый вес и уравновешенность двигателя) имеют известные недостатки, а именно:

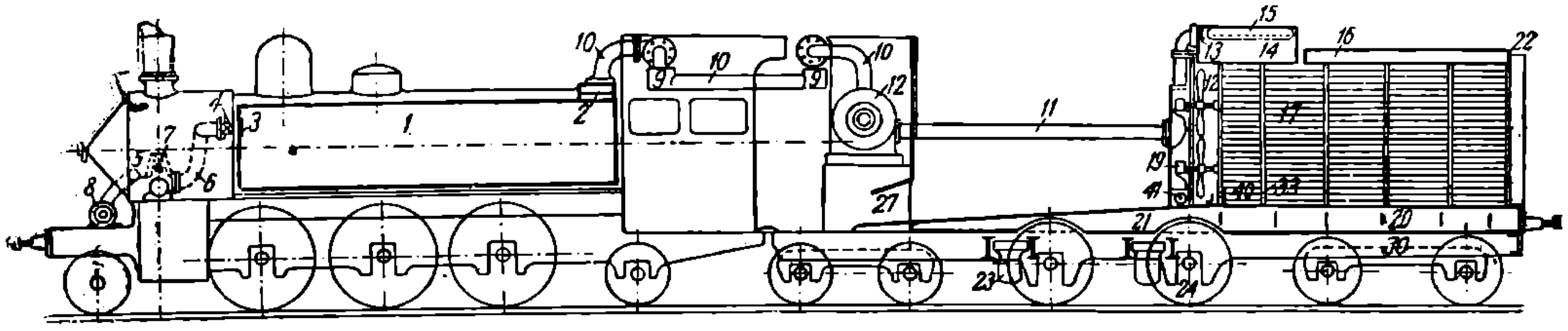
а) нереверсивность, почему приходится в одном кожухе устанавливать две турбины—прямого и обратного хода, или присоединить специальный реверсивный механизм, что ведет к значительному усложнению, и

в) хороший коэфициент полезного действия получается только для узкого интервала скоростей,—то при тех же климатических условиях можно оставить паровую поршневую машину для утилизации перепада давлений в высшей его части и поставить на тендере тур ину для низшей его части (т у р б о т е н д е р), присоединяя таким образом турботендер к обыкновенному паровозу.

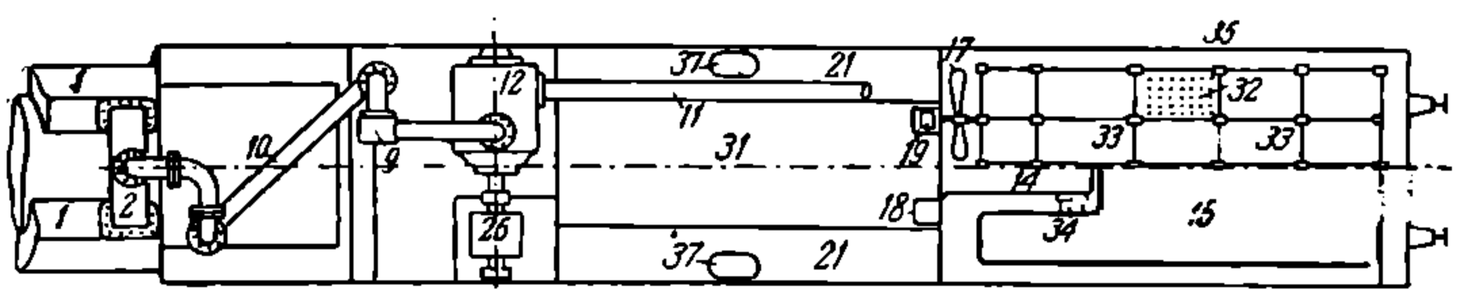
НБ УДУНТ (ДІІТ)

3. В жарких же местностях, в которых конденсатор большую часть года будет работать с незначительным разрежением, целесообразен паровоз только с обыкновенной поршневой машиной, и увеличение перепада давлений здесь наиболее рационально достигнуть путем увеличения давления пара в котле.

В качестве примера турботендера приводим таковой системы Сластенина и Трофимова (схема и план — фиг. 338 и 339). Как видно из схемы, отработанный пар при закрытом грушей 7 конусе поступает по трубопроводу *6* в два сборные резервуара *1 — 1*, затем по шарнирным трубопроводам *10 — 9 — 10* в турбину низкого давления *12*, далее по трубопроводу *11* в вспрыскивающий конденсатор *14*. Из последнего конденсационная вода



Фиг. 338.



Фиг. 339.

через патрубки *31* стекает в резервуар *16* и в градирню *17*, состоящую из ряда листовых железных пластин. Протекая через отверстия в пластинах, вода охлаждается воздухом из жалюзи *35* в боковых стенках тендера и от винтовых вентиляторов *12*.

Во избежание уноса частиц воды воздухом, выходящим в отверстие *22*, пластины *17* снабжены поперечными выступами.

Добавочная энергия турбины *12* через генератор *25* и подвесные моторы *23* передает вращение двум движущим осям тендера. В турбине низкого давления *12* предусматривается возможность добавки свежего пара, а также перевод турбины на работу одним свежим паром.

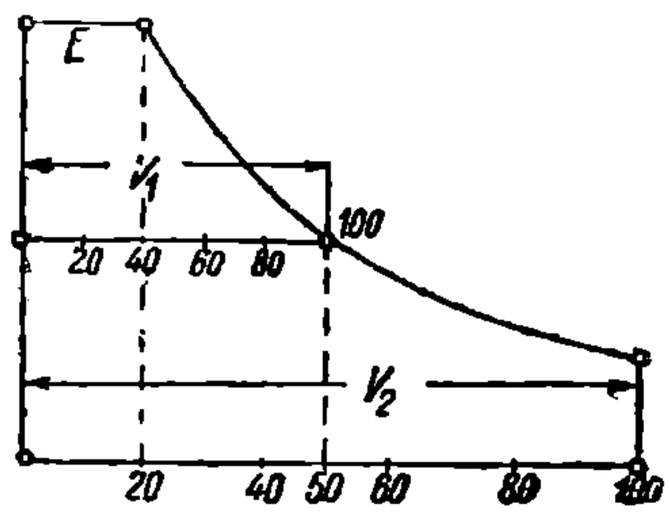
Предполагается, что указанный турботендер с некоторыми конструктивными изменениями, например заменой пластинчатого холодильника трубчатым, применяемым в турбовозах, будет особенно полезен в местностях с жесткою водою, позволяя паровозу работать на конденсате и при низкосортных углях, дающих большой унос, который здесь значительно уменьшается благодаря ровной вентиляционной тяге.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

XII. ПРИМЕНЕНИЕ К ПАРОВОЗАМ ПРИНЦИПА МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

§ 66. Общие указания. Достоинства и недостатки машины компаунд. В паровозах применяется только двукратное расширение (компаунд), почему о нем ниже и идет речь.

До введения перегрева пара (т. е. до XX в.) принцип компаунд был наиболее могучим средством борьбы с конденсацией, и противников применения его к паровозам возражений не было. Паровозов компаунд (почти исключительно двухцилиндровых) были построены многие тысячи. С введением перегрева получено более могучее орудие борьбы с конденсацией, и принцип компаунд сразу отошел на второй план, но для дальнейшего увеличения экономичности возник вопрос об одновременном совместном применении и принципа компаунд и перегрева. Так как теперь паровозы, работающие насыщенным паром, больше не строятся, то вопрос встал в такую плоскость: при перегретом паре—применять ли принцип компаунд или нет? Образовались две школы: Гарбе (Garbe), стоящая за постройку паровозов талько однократного расширения и фон-Боррисса (v. Borries)—за компаунд.



Фиг. 340.

Много материала для суждения дал обширный опыт с двухцилиндровыми паровозами компаунд.

Достоинства наших компаунд:

1. Уменьшение конденсации.

2 При последовательной работе в двух цилиндрах значительно увеличивается степень расширения пара. Например, на фиг. 250 показаны четыре диаграммы, полученные при опытах в Эрфурте с товарным паровозом при скорости 30 *км/час* и при отсечках—10, 25, 40 и 70%. Соответствующие потери работ сравнительно с теоретическою равны 41,3, 34,4, 25,5 и 21,9%. Поэтому в машинах однократного расширения пользоваться отсечками, меньшими 25% (вниду еще значительного сжатия), не следует, и в случае необходимости предпочтительно уменьшать давление при впуске, прикрывая регулятор. Таким образом здесь степень расширения пара не более четырех. Между тем в машине компаунд при соотношении объемов цилиндров как 1:2 (фиг. 340) при общей отсечке $E = 20\%$ (т. е. при пятикратном расширении) мы имеем отсечки в малом цилиндре равными 40% и в большом цилиндре — 50%, т. е. значительно более благоприятные, так как при таких отсечках уменьшаются сжатие и потери сравнительно с идеальной диаграммой, т. е. повышется индикаторный коэфициент. Все это способствует более экономной работе пара.

3. Благодаря большому расширению можно применять пар более высокого давления.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

4. Вследствие меньшей разности давлений уменьшается утечка, которая, кроме того, в цилиндре высокого давления идет в ресивер и производит работу в большом цилиндре.

5. Эта же меньшая разность давлений на обе стороны поршней, а следовательно, и на все части движущего механизма сравнительно с машинами однократного расширения уменьшает работу трения и позволяет делать движущий механизм легче.

6. В паровозах однократного расширения рабочее давление, равное разности давлений по обе стороны поршня, падает весьма быстро, что является причиной неравномерности хода, тогда как в паровозах компаунд это давление подвергается значительно меньшим колебаниям.

Метцельтин (Metzeltin), исследуя паровозы 20 германских ж. д., нашел, что, сравнительно с паровозом однократного расширения, работающим насыщенным паром:

1) паровозы компаунд + насыщенный пар дают экономию 13%,

2) паровозы однократного расширения + перегретый пар дают экономию 19%;

3) паровозы компаунд + перегретый пар дают экономию 25%, т. е. выгода применения принципа компаунд с перегревом бесспорна. Таковы доводы фон-Боррисса.

Но при этом отметим, что двухцилиндровые паровозы компаунд обнаружили большое количество недостатков.

a) Работа между цилиндрами распределяется вообще неодинаково, и иногда один цилиндр доставляет только $^1/_4$ всей работы[1].

b) Неодинаковые веса горизонтально движущихся масс не дают возможности одинаково уничтожить влияние сил инерции („уравновесить паровоз"); ход получается неспокойный, и действие паровоза на железнодорожный путь увеличивается.

c) Так как свежий пар впускается в малый цилиндр, то, если при стоянке на станции его золотник займет среднее положение, паровоз не будет в состоянии тронуться с места, почему паровозы снабжались специальными приборами отправления, впускающими свежий пар в большой цилиндр[2].

d) Так как здесь машина одна, то для увеличения мощности приходится значительно увеличивать диаметр цилиндров, которые с трудом помещаются в габарит; все части (поршни, золотники,

---

[1] Для четырехцилиндровых паровозов это обстоятельство не имеет значения, так как в общем работа по обе стороны паровоза получается одинаковой.

[2] Приборы отправления составляли необходимую принадлежность двухцилиндровых паровозов компаунд. По большей части задача их заключалась в том, чтобы при наибольшей отсечке, которая употребляется при трогании с места и на затяжном крутом подъеме, впускать свежий пар в золотниковую коробку большого цилиндра, почему большой цилиндр начинал работать повышенным давлением, увеличивая силу тяги, каковая (при одном цилиндре высокого давления) не всегда была достаточна. Кроме того, эти приборы помогали сдвинуть поезд с места при помощи большого цилиндра, если в малом золотник перекрывал оба впускных окна. Конструкций приборов отправления в период увлечения „компаундажем", т. е. в 90-х

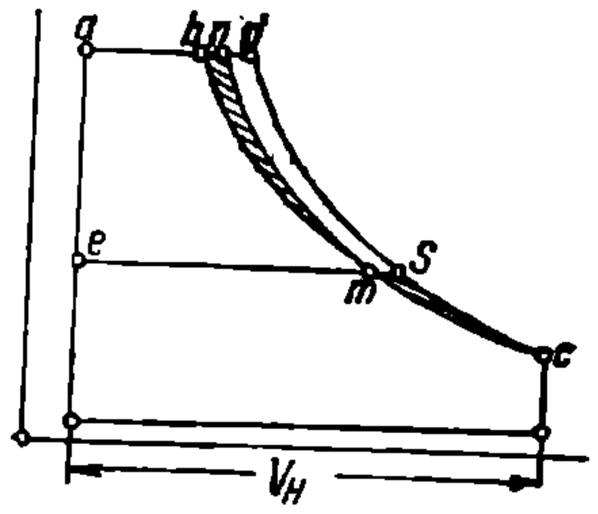
НБ УДУНТ (ДІІТ)

крышки) получаются очень тяжелыми, ремонт затрудняется. Большие цилиндры легче охлаждаются.

е) Выпуск мятого пара (только два выхлопа за один оборот колес) порывистый, что отзывается на работе топки, так как тяга неравномерна, слабее и парообразование ниже и пр.

Все эти недостатки заставили двухцилиндровые паровозы компаунд окончательно забраковать, и они более не строятся.

Четырехцилиндровые паровозы компаунд не имеют этих недостатков и, являясь симметричными, уравновешенными, мощными и экономичными, представляют, по мнению многих, „паровоз будущего“. Их недостатки: сложность, более дорогой ремонт, большой расход на смазку, наличие дорогой и малонадежной коленчатой оси и пр.



Фиг. 341.

Школа Гарбе, напротив, указывает:

1. При достаточном перегреве конденсация уничтожается и при машинах однократного расширения, которые несравненно проще, требуют меньше ремонта и дешевле, чем машины компаунд.

2. Уменьшение давления до 12 *атм* является достоинством существующих типов паровозов, так как исчезают хронические обрывы связей (обыкновенные при давлениях выше 15 *атм*). При повышении давления надо переходить к котлам других типов.

3. Увеличивая диаметр цилиндров однократного расширения при текучести перегретого пара, можно пользоваться меньшими отсечками, что значительно увеличивает пределы применения данного типа, число которых поэтому можно сократить[1].

4. Перегрев для паровозов компаунд также усложняется. Пример—фиг. 341. Начальное давление 17 *атм.*; пусть давление в конце расширения равно 2,5 *атм.* Проводим кривую Мариотта *cb*, находим отсечку *ab*. Проведя политропу (для перегретого пара), находим отсечку *ad*, и, следовательно, чтобы не было излишнего расхода пара, надо насыщенный пар *ab* перегреть настолько, чтобы его объем увеличился до *ad*. По расчету оказывается, что минимальная температура в коллекторе должна быть около 430°—цифра, пока в паровозах не достижимая из-за возгорания смазки и

годах, было предложено десятки—автоматических или приводимых в движение от рукоятки в будке машиниста, простых и сложных, но они представляют теперь только исторический интерес, так как встречаются только на старинных паровозах, подлежащих вымиранию.

Статьи с их описанием—см. проф Селезнев, „Труды XXIV съезда инж подвижного состава и тяги“, стр. 449; „Thuns Glasers Ann“. 1897; Ильин, „Труды XVIII съезда инж. подвижного состава и тяги“, стр. 53; проф. Ян „Z. V. D. I.“, 1907 г. и др.

[1] Гарбе спроектировал паровоз 1—3—0 (с диаметром колес 1 550 *мм*), который одинаков для тяжелых товарных поездов, ходящих с малою скоростью, и легких пассажирских—со скоростью до 90 *км/час*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

необходимости иметь перегреватель очень большой поверхности. Поэтому употребляют двойной ступенчатый перегрев; для малого цилиндра (основной) (проведя по-предыдущему политропу от *m* и получая отсечку перегретого пара только *an*) и для большого цилиндра (ресиверный). (получая отсечку *es*).

Тогда перегревы будут только 330° для малого цилиндра и до 230° для большого, следовательно потребуются два перегревателя, что несравненно сложнее и дороже. При одном же перегревателе в большом цилиндре уже к концу впуска обыкновенно пар становится сырым, а следовательно, конденсация в большом цилиндре неизбежна, тогда как в машине однократного расширения при перегреве до 350° конденсация уничтожается.

5. Наконец, даваемая выгода в топливе (4—5%) ничтожна и не окупает большей дороговизны, усложнения ремонта и ухода, тем более, что паровозная установка—„груба", колебания в расходе могут быть очень велики в зависимости от погоды, ухода и пр., и из-за ничтожной, а иногда и отрицательной выгоды не стоит усложнять паровоз, работающий в тяжелых условиях. Этого взгляда держится ряд государств. Например, в Бельгии четырехцилиндровый паровоз 2—3—0 простого действия с перегревом побил все рекорды и имеет преимущественное распространение для пассажирского движения; для товарной службы установился тип 1—5—0 четырехцилиндровый однократного расширения с перегревом[1].

Таким образом вопрос еще не решен, и в разных странах и при разных условиях решается различно. В Сев. Америке определенно склоняются к однократному расширению. В добавлении к сказанному необходимо указать еще на один неискоренимый недостаток паровозов компаунд—тройное торможение пара (мятие) для одного процесса: в малом цилиндре, в ресивере и в большом цилиндре, что дает значительную потерю, искажая индикаторные диаграммы и уменьшая выгоды применения принципа компаунд. Эти потери, понятно, резко возрастают с увеличением скорости, почему всегда считалось, что принцип компаунд применим главным образом в товарных паровозах, в быстроходных же и пассажирских надо предпочитать применение высоко перегретого пара при простой машине.

Для примера приводим индикаторные диаграммы, снятые с товарного паровоза 1—4—0 Щ при скорости $v = 50$ *км/час* (фиг. 342) и с пассажирского паровоза 1—3—0 $Н^{У}$ при скорости 80 *км/час* (фиг. 343). Отсечка одинакова—0,4, и регулятор открыт вполне.

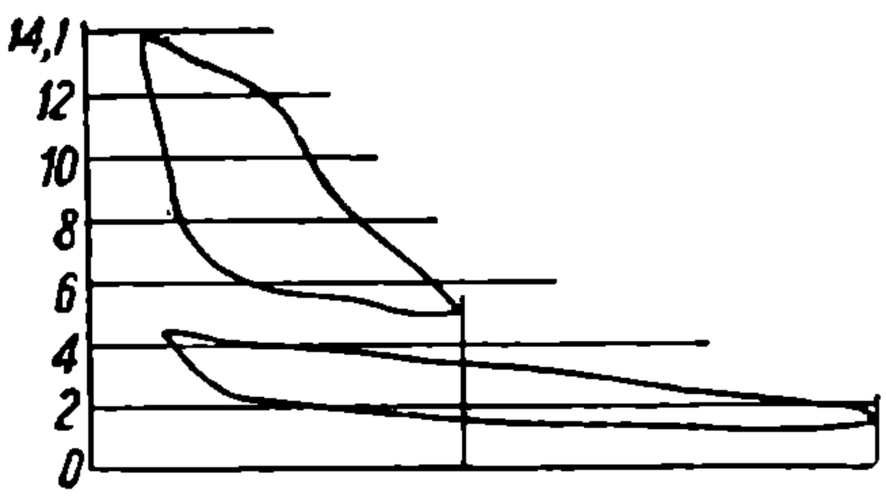
[1] То же и в Англии: были произведены опыты с пассажирскими паровозами 2—2—0 (двухцилиндровые однократного расширения) и 2—2—0 компаунд с 4 цилиндрами на ж. д. Midland Ry. Первый между поступлениями в ремонт сделал пробег 122 000 *км*, и стоимость ремонта обошлась в 6,21 фр. на 100 *км*, второй—только 75 263 *км*, и стоимость ремонта равнялась 7,84 фр.

Товарные сделали пробег однократного расширения 65 355 *км* и компаунд—54 237 *км*. Поэтому четырехцилиндровые паровозы компаунд переделали на однократное расширение, и они могли вести на крутых подъемах на 5 груженых вагонов больше.

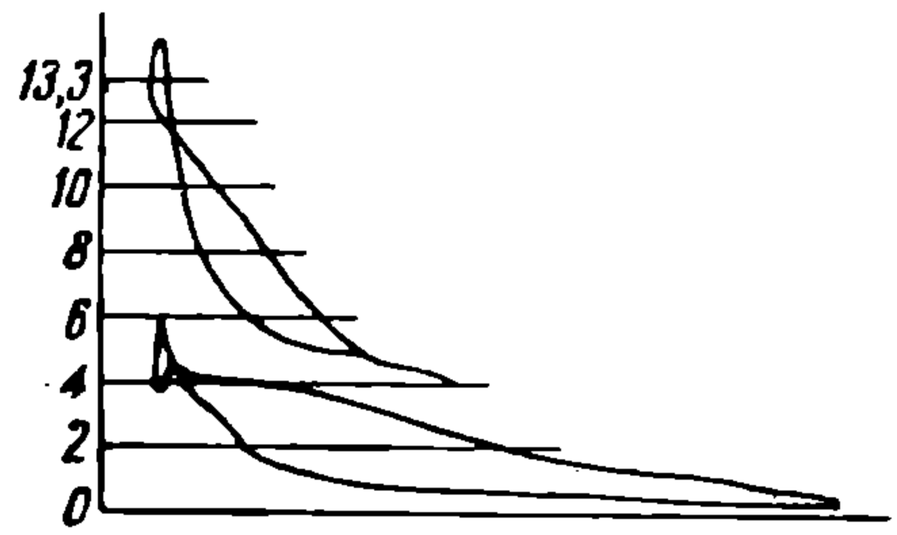
НВ УДУНТ (ДІІТ)

Подробные обследования вообще указывают, что если был прямой расчет перехода при насыщенном паре от однократного расширения к компаунд, что давало экономию до 15%, то при появлении перегретого пара картина меняется: машина однократного расширения, работающая высоко перегретым паром, значительно экономичнее машины компаунд, работающей насыщенным паром, будучи притом проще, дешевле и удобнее для ухода; машины же компаунд, работающие перегретым паром, дают экономию сравнительно с перегревными паровозами однократного расширения в среднем только 4—5%, что совершенно не оправдывает усложнения и удорожания ремонта и ухода.

У нас была усиленная пропаганда одновременного применения компаунд и перегрева (проф. А. О. Чечотт) но без крупных результатов: кроме неудачных типов 1—3—0 $Н^{Ч}$ и паровоза Малле та (0—3—0 + 0—3—0 $Ѳ^{Ч}$), есть еще небольшое число паровозов



Фиг. 342.



Фиг. 343.

0—4—0 $Ы^{Ч}$ (очень хороших) и 2—3—0 $У^{У}$ (четырехцилиндровые компаунд). Современные же паровозы у нас исключительно однократного расширения: товарные 0—5—0 $Э^{У}$ и $Э^{М}$, 1—5—1 ФД, 1—5—1 $Т^{Б}$ и 1—5—2 $Т^{А}$ и пассажирские 1—3—1 $С^{У}$, 2—3—1 Л, 2—4—0 М, 1—4—2 ИС. Таким образом в настоящее время у нас восторжествовали взгляды школы Гарбе, почему ниже о паровозах компаунд приведены только краткие общие данные.

Необходимо отметить, что при усилении старых серий паровозов (модернизации) появляются новые типы, которые еще весьма долго будут обслуживать нашу сеть. Например, на нашей сети имеются 1 8 4 паровоза 1—4—0 Щ, у которых машина компаунд, работающая насыщенным паром. При усилении было предложено оставить двухцилиндровую машину компаунд, но снабдить паровоз перегревателем Шмидта (27 элементов), т. е. объем переделок должен быть под силу ж.-д. мастерским. Появилась таким образом серия $Щ^{Ч}$, у которой, кроме постановки перегревателя, изменен диаметр цилиндра высокого давления (поставлен вместо 510 *мм*—540). Обширные опыты, произведенные на Октябрьской ж. д. в 1926 г., показали на весьма удачные экономические результаты переделки и доказали еще раз выгодность совместного применения принципа компаунд и перегрева пара.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отмечено, что переделка Щ на Щ^{ч} в среднем увеличивает мощность по котлу на 23% и уменьшает расход пара на 20%.

С другой стороны, сохранение в старых двухцилиндровых паровозах принципа компаунд при их модернизации имеет и свои недостатки:

1) остается неравномерность работы (неравномерность касательных сил при компаунд, см. § 68);

2) машины компаунд требуют более сложного и дорогого ремонта, например, Н^{ч} расходует на ремонт на 10% больше, чем Н^{п} (однократного расширения с перегревом);

3) более трудное трогание с места и медленный разгон, что особенно важно для пассажирских и пригородных поездов.

Поэтому, повидимому, рациональнее при модернизации старых паровозов компаунд переходить на машины однократного расширения (сменяя цилиндры) с работою перегретым паром. При этом, помимо экономии топлива и воды, хотя и в меньшем размере:

a) благодаря более равномерной работе увеличивается коэфициент сцепления, что позволяет повысить вес поезда на 10—15%, и в настоящее время это имеет большое значение;

b) облегчается трогание с места и ускоряется разгон;

c) упрощается и удешевляется ремонт.

В (1932 г.) предполагалось, в зависимости от данных опыта, при модернизации переделывать: Щ 1—4—0 в Щ^{ч}; О^{в} 0—4—0 в О^{п}; Н 1—3—0 в Н^{п}.

Все сказанное относится к паровозам обыкновенного давления, но в настоящее время усиленно разрабатываются типы паровозов высокого давления в 30,60 и до 100—120 *атм*. При весьма значительном здесь перепаде давлений, не позволяющем получить требуемое расширение пара при однократном расширении, применение принципа компаунд неизбежно, и таким образом в будущем, бесспорно, паровозы компаунд (трех- или четырехцилиндровые) снова получат широкое распространение.

§ 67. Разделение работы между двумя цилиндрами машины компаунд. Если у нас имеется цилиндр объема V_2 (фиг. 314), то при отсечке E_1 производится работа *abcde*, причем давление (а следовательно и температура) падает от p' до p_e.

В машинах компаунд это падение мы разбиваем на две части, добавляя с этой целью еще один цилиндр объема V_1, и тогда в этом цилиндре (малом или высокого давления) падение давления будет от p' до p_r (давление ресиверное в соединительной трубе), и производится работа *I*, равна *abm*$_1$*m*, а во втором V_2 (большом или низкого давления) падение давления будет от начального p_r до давления выпуска p_e, и производится работа *II*, равная *mm*$_1$*cde*.

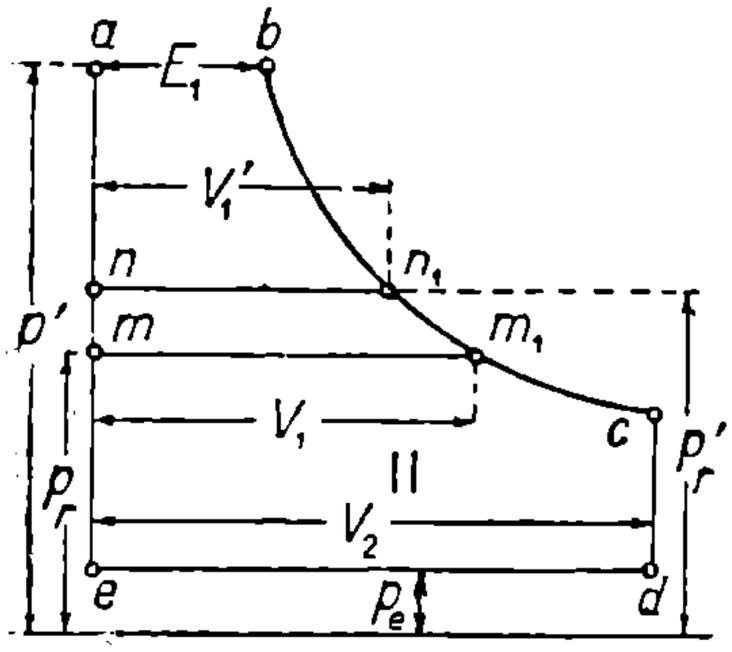
Очевидно, отношение работ *I* и *II* мы можем изменить любым образом: изменяя объем V_1 и взявши его, например, равным $nn_1 = V_1'$, мы увеличим ресиверное давление до p'_r, уменьшим работу *I* и увеличим *II*. Поэтому поднимается вопрос о нормальном разделении полной работы *abcde* между двумя цилиндрами.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

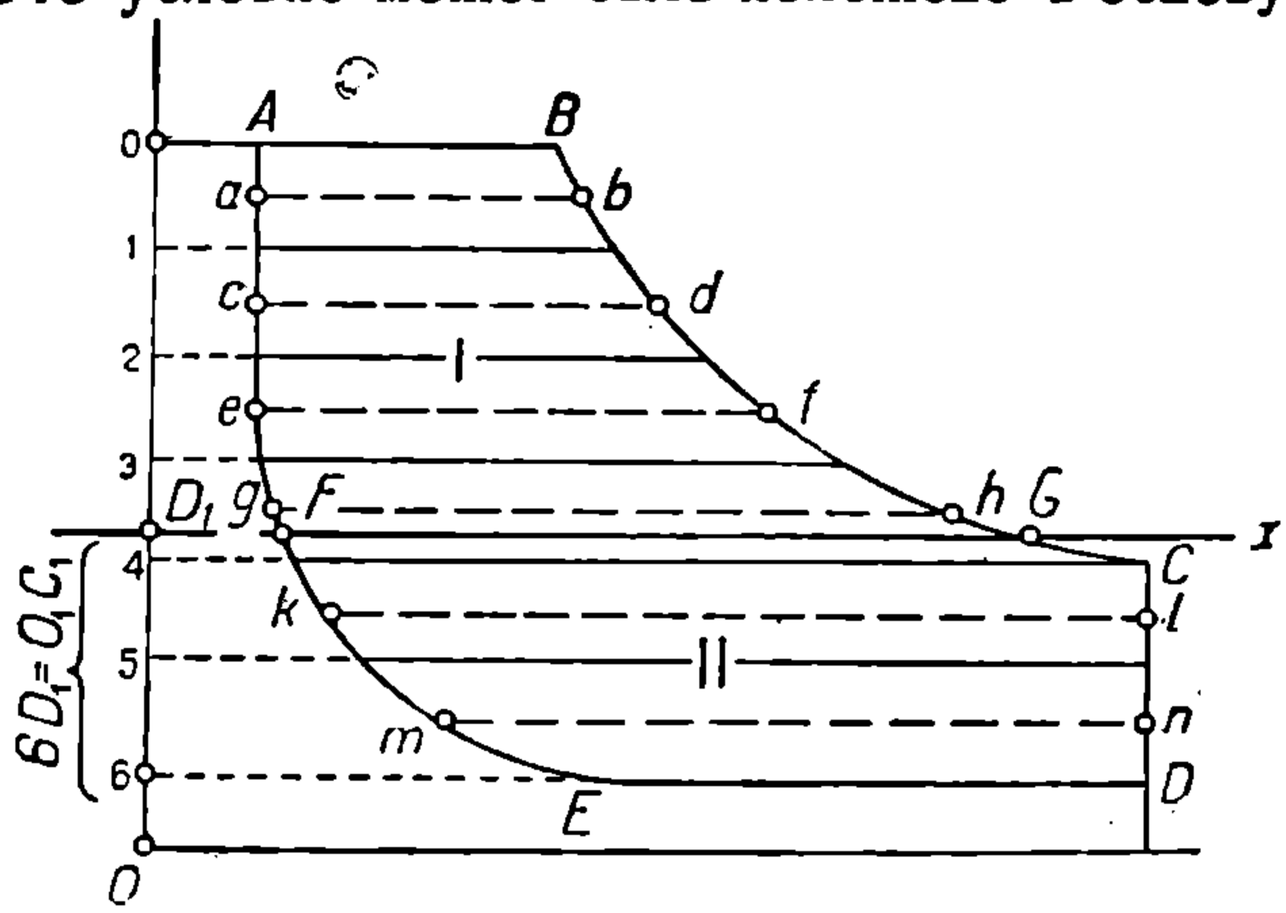
Прежде всего определяем ту нормальную работу, которую должен произвести паровоз, и на основании предыдущего строим нормальную рабочую диаграмму *ABCDE* (фиг. 345) одноцилиндровой машины [1] в зависимости от данного давления в котле и нормальной принимаемой отсечки. Машина компаунд должна дать ту же работу, и теоретически (в виде первого приближения) мы можем диаграмму *ABCDE* разбить на две части *I* и *II* на основании следующих условий:

1) равенства работ в обоих цилиндрах, т. е. площадь индикаторной диаграммы *I* должна быть равна площади *II*. Это условие особенно важно для двухцилиндровых паровозов, во избежание слишком больших неправильных движений (виляние и пр.);

2) равенство разности температур входящего и выходящего пара для обоих цилиндров. Это условие может быть положено в основу



Фиг. 344.



Фиг. 345.

расчета четырехцилиндровых паровозов, так как у них машина расположена симметрично и указанное условие равенства работ не имеет особого значения.

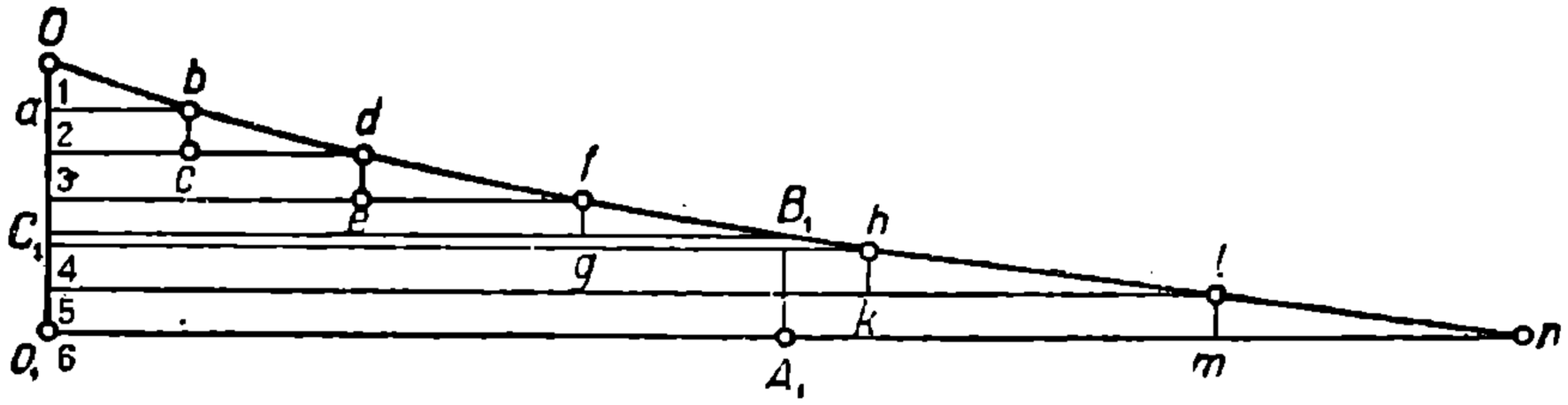
Чтобы разделить диаграмму по первому условию, прибегают к построению интегральной кривой (фиг. 345): делим индикаторную диаграмму на ряд частей горизонталями, проведенными через точки *1, 2*..., которые получаются при делении высоты диаграммы на произвольное число равных частей. Каждая полученная таким образом часть площади может быть принята за трапецию и при одинаковой высоте площади их будут пропорциональны линиям *ab, cd,... mn*.

Интегральную кривую получаем таким образом (фиг. 346): на оси ординат откладываем высоту индикаторной диаграммы *Об*, деля ее на такое же число частей, и на горизонталях, проведенных через точки *1, 2,...* откладываем сумму средних линий трапеций, лежащих

[1] Для двухцилиндрового паровоза эта диаграмма будет одна, для четырехцилиндрового — их будет две одинаковых, так как каждая пара цилиндров будет исполнять половину работы паровоза.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

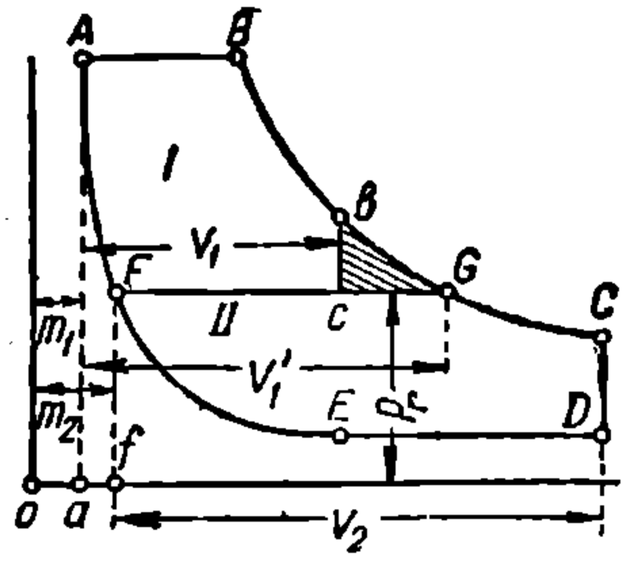
выше данного деления. Например, для точки *3* берем $3f = ab + cd + ef$. Полученные прямые *1b*, *2d*, *3f*, *6n* будут пропорциональны площади диаграммы, лежащей выше данного деления и O_1n — пропорционально площади всей диаграммы. Для деления теперь этой площади пополам делим пополам O_1n в точке A_1 (т. е. $O_1A_1 = A_1n$), восстановляем $\perp A_1B_1$ и находим прямую B_1C_1, делящую диаграмму пополам. Теперь эту прямую переносим на индикаторную диаграмму, для чего на ней (фиг. 345) откладываем $6D_1 = O_1C_1$ и проводим горизонталь D_1x. Тогда площадь *ABGF* будет равна площади *FGCDE*.



Фиг. 346.

Находим таким образом две индикаторные диаграммы (фиг. 345) для двух цилиндров.

Для разделения диаграммы по второму условию пользуемся таблицами температур насыщенного пара Молье и др.



Фиг. 347.

Если температура свежего пара, входящего в одноцилиндровую машину давления p_1, равна t_1, а мятого пара t_e, соответствующая давлению p_e, то падение томпературы будет равно $t_1 - t_e$. Деля это падение пополам для каждого цилиндра машины компаунд, находим $\frac{t_1 - t_e}{2} = \Delta t$, следовательно, температура в ресивере должна быть:

$$t_r = t_1 - \Delta t,$$

а отсюда по таблице Молье находим, обратно, давление в ресивере p_r и, зная его, проводим на соответствующем расстоянии прямую *FG* (фиг. 345).

Таким образом получаются идеальные индикаторные диаграммы, но реальные диаграммы могут резко отличаться от приведенных.

1. Вредное пространство цилиндра низкого давления очень часто отличается от расчетного, и потому кривые расширения *GC* и сжатия *EF* получаются другими (фиг. 347).

2. Объем цилиндра высокого давления обыкновенно берется пропорциональным не V_1', а меньше (V_1), так как увеличение его объема V_1' дает только незначительную работу *bGc*. Таким образом мы получаем убыль в работе цилиндра высокого давления на соответствующую величину.

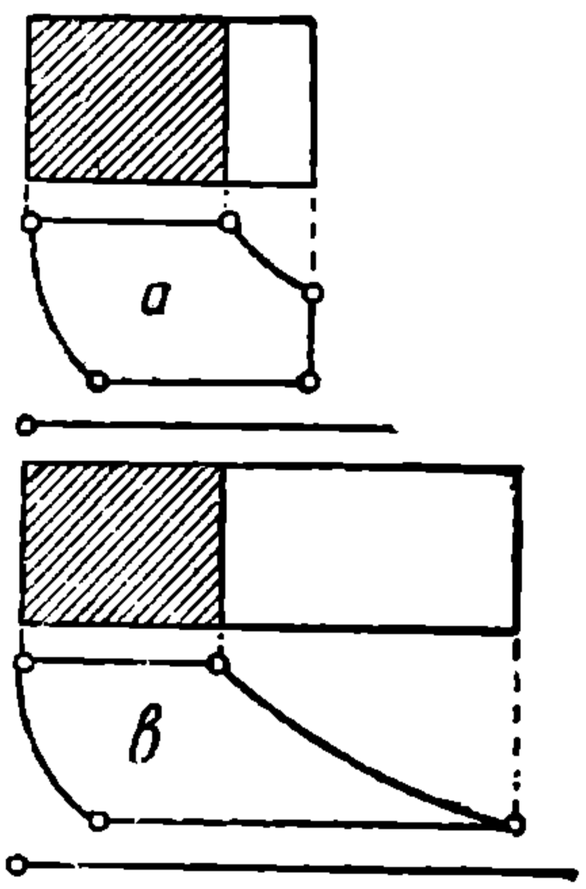
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

3. Объем большого цилиндра не всегда в паровозах можно взять равным V_2 из-за габарита, и в силу необходимости приходится его уменьшать.

По данным Брюкмана для замены цилиндров однократного расширения диаметром 450 *мм* или 500 *мм* цилиндрами компаунд такой же работы, при отношении объемов цилиндров 1 : 3, пришлось бы взять диаметр цилиндра низкого давления 780 или 860 *мм*, и обыкновенно такие большие цилиндры поставить нельзя. Поэтому в двухцилиндровых паровозах имеющееся в распоряжении место ограничивает отношение объемов цилиндров до 1 : 2,4 и даже до 1 : 2, и только в четырехцилиндровых паровозах компаунд это отношение можно довести до 1 : 2,5 и до 1 : 3.

По фон Боррисс у, при давлении в котле 12 *атм* маном. для пассажирских и курьерских паровозов, отношение объемов должно быть 1 : 2,1 до 1 : 2,2; для товарных— 1 : 2,1 при более высоком давлении пара и более сильном расширении — до 1 : 2,4.

По Лоттеру для четырехцилиндровых паровозов это отношение может быть равным 1 : 2,4 до 1 : 3. По мнению профессора Фармаковского эти отношения слишком велики и не должны превосходить 1 : 2,2 до 1 : 2,4. Для четырехцилиндровых германских паровозов новейшей постройки они равны от 1 : 2,18 до 1 : 2,33.



Фиг. 348.

Проф. Фармаковский дает такое объяснение. Цилиндр низкого давления приносит выгоду в смысле экономичности работы, допуская большее расширение, но очень большой его объем может быть при известных обстоятельствах невыгоден: возьмем два разных больших цилиндра, отнесем их к одинаковому диаметру и произведем впуск одного и того же количества пара (при максимальной отсечке в цилиндрах высокого давления), и мы получим две неодинаковые индикаторные диаграммы *a* и *b* (фиг. 348). Из их сопоставления сейчас же видно, что индикаторное давление во втором случае будет меньше, следовательно, будет меньше и движущее усилие на ободе колеса. Это явление будет существовать при всякой степени наполнения.

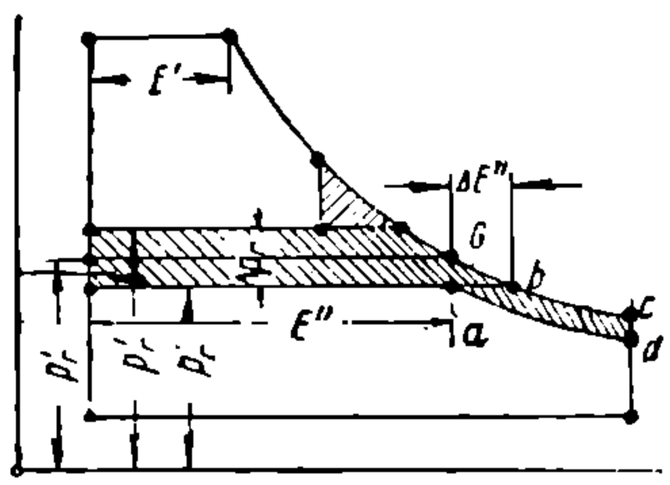
Поэтому при значительной работе, например при преодолевании больших подъемов, может произойти случай, что, несмотря на то, что котел дает совершенно достаточное количество пара, его нельзя использовать; так как благодаря очень большому объему цилиндра низкого давления движущее усилие на ободе получается слишком малым и даже при наибольшей отсечке цилиндра высокого давления (Метцельтин). Ввиду этого и не следует преувеличивать объем цилиндра низкого давления, который теперь и берут не больше 2,4 раза объем цилиндра высокого давления.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

4. Давление p_r в ресивере (для некоторой данной отсечки E, в цилиндре высокого давления) фактически не равно давлениям выпуска p_r' в цилиндре высокого давления и пуска в цилиндре низкого давления p_r'' (фиг. 349), почему происходит потеря в работе, соответствующая потере давления Δp_r[1].

5. При данных объемах цилиндров соотношение работ зависит от соотношения отсечек в цилиндрах.

Для объяснения сущности происходящих явлений возьмем диаграммы без сжатия (фиг. 349). Очевидно, в идеальном случае (при отсутствии потери Δp_r) отсечка в цилиндре низкого давления должна быть равна FG, и тогда кривая расширения будет Gc. Если мы и теперь возьмем ту же отсечку, то кривая будет ad, и мы получим потерю работы соответствующей площади $abcd$. Чтобы ее не было, необходимо отсечку в цилиндре низкого давления увеличить до $E'' + E\Delta''$, и прибавка $\Delta E''$ зависит от потери Δp_r.



Фиг. 349.

Так как эта потеря зависит от очень многих обстоятельств (от объема ресиверной трубы и ее охлаждения, от п рораспределительных механизмов цилиндров, от скорости движения пара в ресиверной трубе, т. е. от скорости движения поезда и пр.), то определить ее можно только опытным путем, а потому и соотношение отсечек должно быть различно для паровозов различных типов, так как для них будет различно и Δp_r.

Например, на прусских казенных ж. д. поступают по правилу, данному фон Б о р р и с с о м, по которому при наполнении 40% в цилиндре высокого давления берут 50% в цилиндре низкого давления (при вышеуказанном соотношении их объемов). При этом работа между цилиндрами распределяется почти поровну: при отсечках от 30 до 75% они отличаются друг от друга только от 5 до 7%.

Пораспределительные механизмы паровозов компаунд и проектируются таким образом, чтобы это соотношение всегда сохранилось, и фон Б о р р и с с настойчиво рекомендует от этого не отступать[2], так как это соотношение выведено на основании обширных опытов.

Какие бы то ни было отступления в ту или другую сторону неизбежно влекут за собою ухудшение работы паровоза. Действительно, пусть у нас приняты меры против увеличения давления p_r в ресивере, например путем постановки на нем предохранительного клапана. Тогда (фиг. 350) при уменьшении отсечки в цилиндре низкого давления до E_1'' получим потерю Ω, при увеличении же (фиг. 35) до $E''_{,,}$ неизбежно упадет давление p_r до p_r'', значительно увеличится работа в цилиндре высокого давления за счет

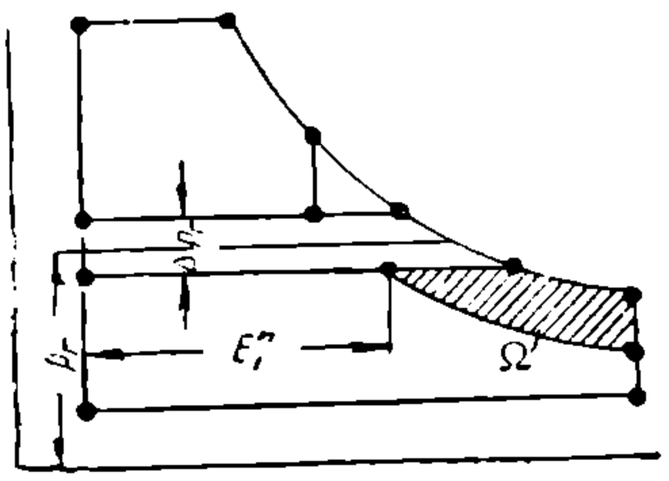
[1] Эта работа идет на преодоление сопротивления при проходе пара через ресивер.

[2] По крайней мере без серьезных оснований.

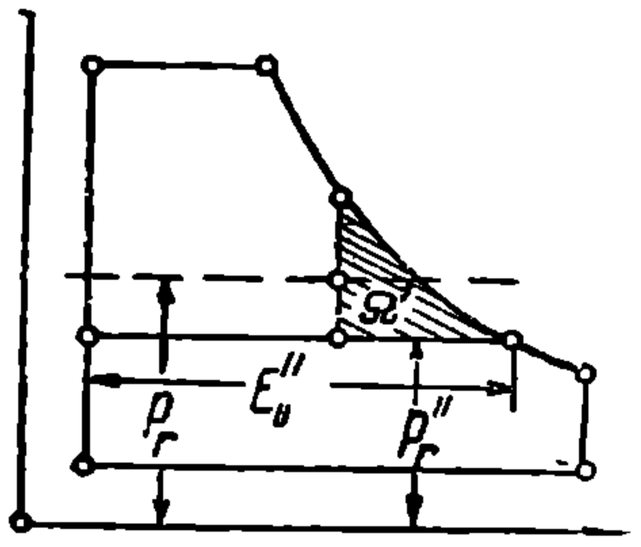
НБ УДУНТ (ДІІТ)

цилиндра низкого давления, и будет большая потеря Ω'. Равенство работ нарушится.

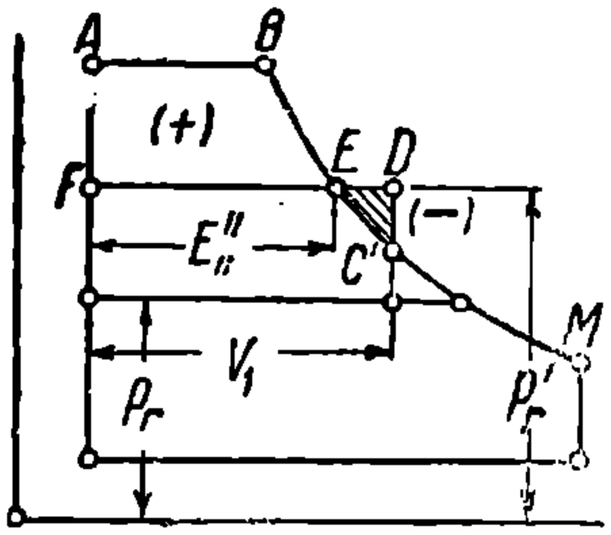
Если на ресивере нет предохранительного клапана, что обыкновенно и бывает на паровозах, то при уменьшении отсечки в цилиндре низкого давления до $E''_{,,}$ (фиг. 352) давление в ресивере поднимается соответственно до $p'_{r,}$, получается так называемый обратный удар, и диаграмма в цилиндре высокого давления приобретает особый вид: пар расширяется от B от C, затем давление поднимается—CD, и линия выпуска будет DF. Получается петля CDE, лежащая вне кривой Мариотта и дающая отрицатель-



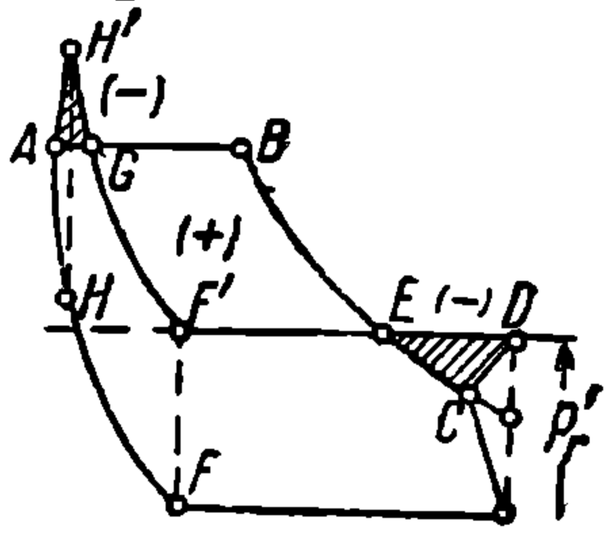
Фиг. 350.



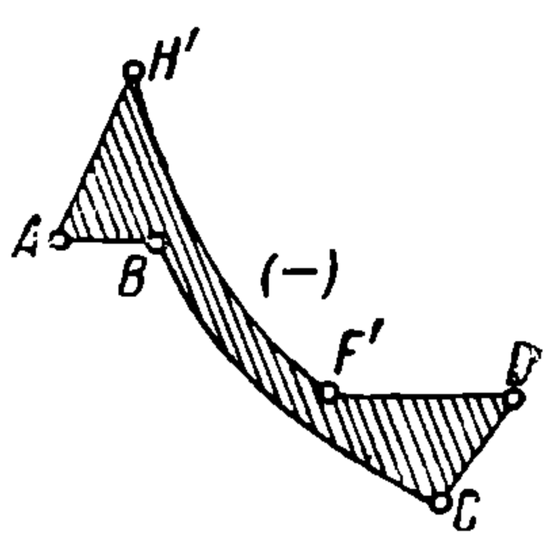
Фиг. 351.



Фиг. 352.



Фиг. 353.



Фиг. 354.

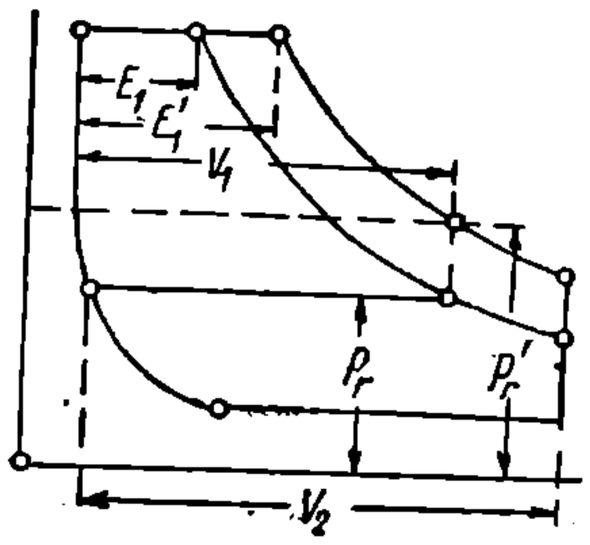
ную работу. Но, кроме того, и кривая сжатия $F'H'$ (фиг. 353), начинаясь на линии выпуска DF', значительно выше прежней, поднимается обыкновенно выше линии впуска AB, давая вторую петлю отрицательной работы $GH'A$.

При неблагоприятных условиях сумма этих площадей весьма значительно уменьшает положительную работу $GBEF'$, и таким образом при этом главную часть работы будет исполнять цилиндр низкого давления (иногда до $\frac{3}{4}$ всей работы).

Особенно неблапоприятные условия будут при этом при малых отсечках в цилиндре высокого давления, сопровождаемых, по особенностям золотникового парораспределения, большим сжатием (фиг. 354): тогда сжатие в F' может начаться раньше линии расширения BC, и получается вся отрицательная площадь $ABCDF'H'$, т. е. цилиндр высокого давления работает как тормоз.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда видно, как важно определенное соотношение между отсечками цилиндров высокого и низкого давления, особенно для двухцилиндровых паровозов. Поэтому обыкновенно парораспределительные механизмы их связывают между собою таким образом, чтобы данной отсечке цилиндра высокого давления всегда соответствовала определенная отсечка цилиндра низкого давления, и примеры независимых парораспределений (например, во Франции в паровозах де-Глена), при которых можно по желанию машиниста как угодно менять отсечки в цилиндрах высокого и низкого давления, не заслуживают подражания.



Фиг. 355.

Выше мы рассмотрели разделение работ между цилиндрами при нормальной, т. е. средней работе и при некоторой определенной отсечке в цилиндрах высокого давления. Но и изменение этой последней отсечки также влечет за собою изменение распределения работ,—например при увеличении отсечки цилиндра высокого давления от E_1 до E_1' работа цилиндра низкого давления увеличивается, и давление в ресивере p_r повышается до p_r' (фиг. 355), и наоборот. Таким образом равномерное распределение работ нарушается.

Наконец отметим:

1. Цилиндр низкого давления не сразу приспособляется к изменениям давления в ресивере, а только спустя несколько оборотов колес.

2. Из предыдущего видно, что давление в ресивере зависит при данной отсечке в цилиндре высокого давления от отсечки в цилиндре низкого давления, и при данном соотношении объемов,—от отсечки в цилиндре высокого давления.

С другой стороны, на давление в ресивере влияет и его объем. В паровозах специального ресивера нет, а его заменяет соединительная ресиверная труба, объем которой очень ограничен, а потому давление в ней не постоянно, но колеблется, повышаясь при выпуске из цилиндра высокого давления и понижаясь при впуске в цилиндр низкого давления.

3. На практике, для получения надлежащей тяги воздуха, необходимо, чтобы давление в конусе было не менее 1,2 *атм*, для чего приходится увеличивать наполнение в цилиндре низкого давления. Если это и не имеет особого значения для прямого хода, то резко ухудшает парораспределение при заднем ходе, а потому неприменимо для танк паровозов, которые по системе компаунд не строятся.

4. Весьма удовлетворительные результаты, особенно для быстроходных и четырехцилиндровых паровозов, получаются при большой и постоянной отсечке в большом цилиндре. Отмечено, что здесь очень понижается процент работы, приходящийся на долю больших цилиндров; для четырехцилиндровых паровозов это

НБ УДУНТ (ДІІТ)

не имеет значения, но зато уменьшенное действие их на колена ведущих осей имеет практическое значение.

§ 68. Пораспределительные механизмы машин компаунд. Пораспределение двухцилиндровых паровозов при указанном выше соотношении отсечек не представляло затруднений, так как для правого и левого цилиндров становили кулисные механизмы, у которых были только другие длины плеч маятников и тяг.

Это же соотношение отсечек легко получить и в четырехцилиндровых паровозах, например при механизмах Гельсдорфа, Фламма и других подобных (см. фиг. 276, 277, 278), взявши надлежащее отношение плеч передаточных рычагов, как описано выше. Здесь поэтому укажем только на пораспределение одним золотником для двух смежных цилиндров компаунд.

Как образцы приводим:

I. Одним из наиболее старых механизмов этого рода являются золотники Воклена (американский тип), каковые встречаются и у нас, так как мы неоднократно заказывали паровозы в Сев. Америке.

1. Старый тип. Паровозы этого типа появились в Америке в 1889 г., и в настоящее время их имеется на службе около 3000. Для обоих цилиндров одной группы имеется один крейцкопф, который соединяется с обоими штоками поршней, и один шатун, в чем и заключается главнейший недостаток этой системы: крейцкопф, шатун и пр. получаются очень солидных размеров и требуют больших противовесов сравнительно с другими системами четырехцилиндровых паровозов, так как приходится уравновешивать большие массы с переменно-возвратным прямолинейным движением.

Поэтому при увеличении скорости движения приходится эту систему уже оставлять, и завод Балдвина, который преимущественно и строит паровозы этой системы, взял в 1902 г. патент на новый тип системы Воклена, описанный ниже.

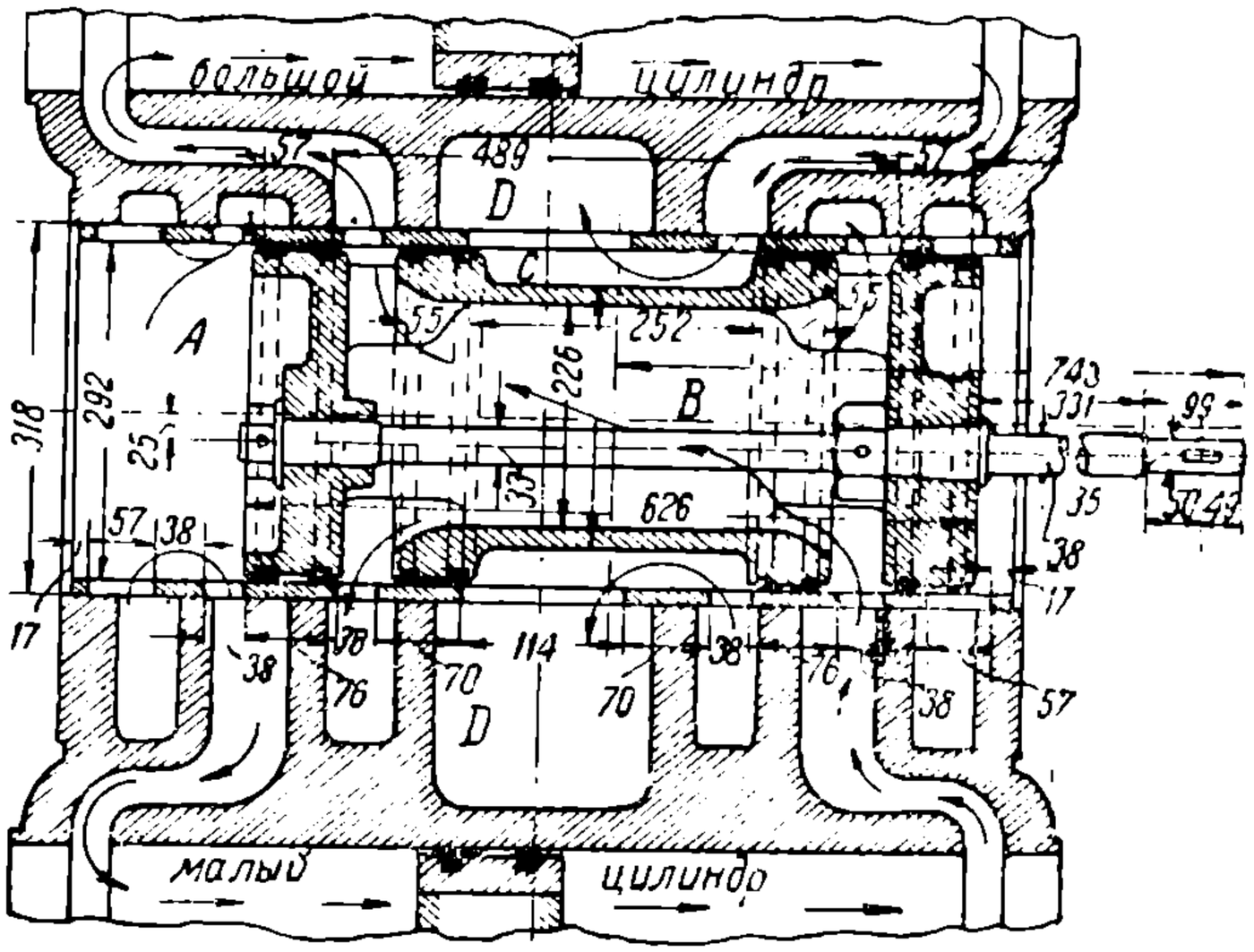
В старом типе каждая группа цилиндров действует по системе Вульфа: поршни одновременно выходят из соответствующих мертвых положений, и собственно ресивера нет, а пар из малого цилиндра непосредственно переходит через золотник в большой. Пораспределение в обоих цилиндрах производится одним сложным цилиндрическим золотником, который приводится в движение кулисою (обыкновенно Стефенсона).

На фиг. 356 показан такой золотник товарных паровозов 1—4—0 X завода Балдвина бывш. Владикавказской ж. д. Малые и большие цилиндры работают с внешним впуском. Из пространства *A* пар идет в малый цилиндр, например с левой стороны; с другой, нерабочей его стороны, пар выходит во внутреннюю пустоту *B* золотника, который здесь, следовательно, служит ресивером[1], затем на левую же (в данном случае рабочую) сторону большого цилиндра. Мятый пар через пустоту золотника C_1 выходит в пароотводный

[1] В данном случае отношение его объема объему малого цилиндра равно 0,323:1.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

канал *D* и трубу. Следовательно, здесь золотник сложный и является комбинацией поршневого внешнего золотника и цилиндрического внутреннего, которые имеют один общий шток и общее движение. Таким образом здесь уже нельзя изменять величину хода для каждого золотника в отдельности, и поэтому ограничиваются подбором величин перекрыш обоих золотников (рассматривая их как обыкновенные коробчатые) по общим правилам, преследуя равенство работ в цилиндрах при наиболее употребительной отсечке малого цилиндра и желаемого при этом отношения отсечек обоих цилиндров, а затем при езде с другими отсечками малого цилиндра эти благоприятные отношения уже понятно нарушатся.



Фиг. 356.

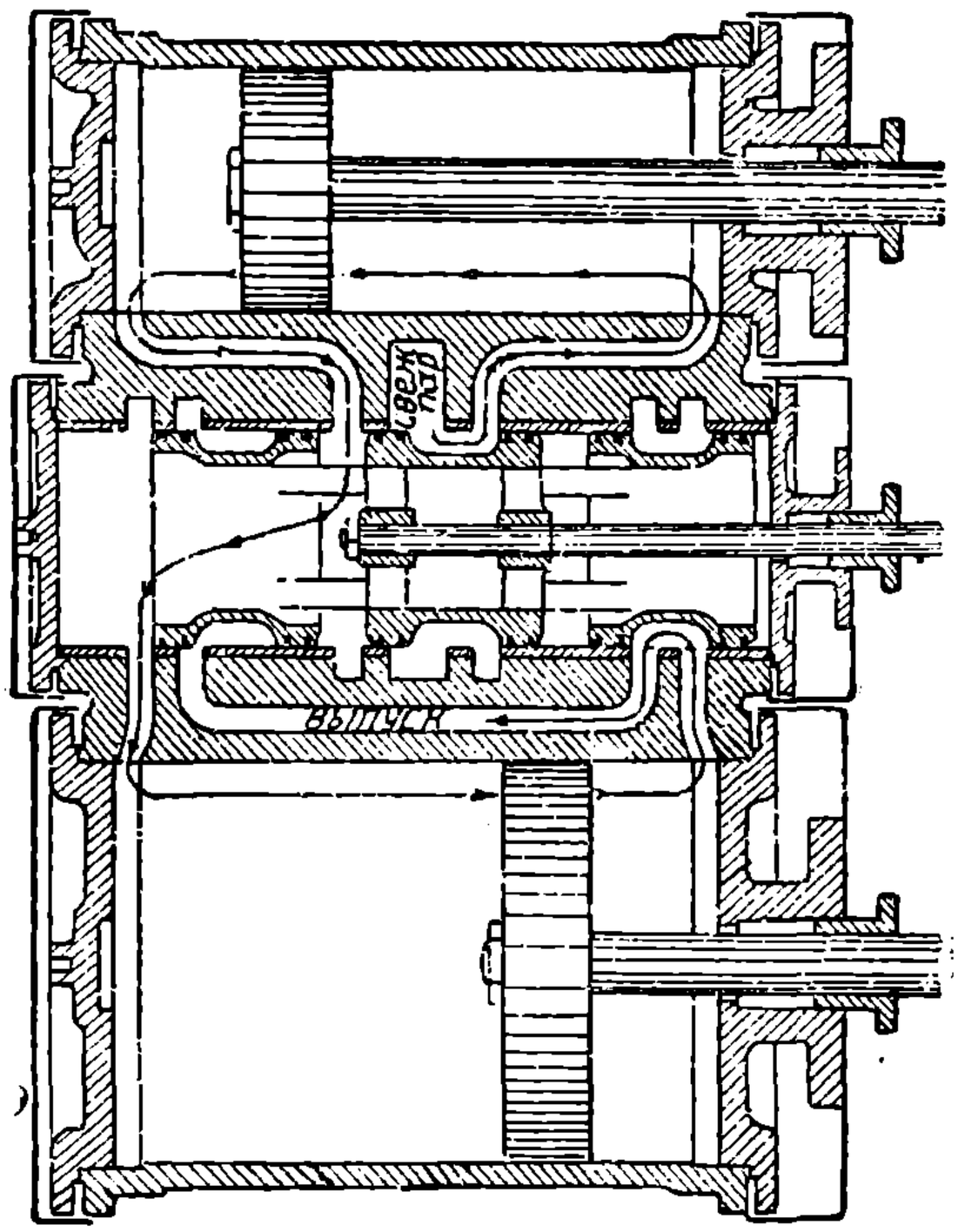
2. *В новом типе Воклена*[1], вызванном, как сказано, необходимостью лучшего уравнонешивания движущихся взад и вперед масс при больших скоростях, все четыре цилиндра расположены в ряд, и главнейшее их отличие от подобного европейского типа Борриссa-Вебба заключается в системе парораспределения; тогда как в последних употребляются 4 золотника, здесь, как в старом типе, их имеется для каждой пары цилиндров 2 цилиндрических. Но тогда как в старом типе кривошипы каждой стороны паровоза совпадают (расположены под углом 0°), здесь они находятся под углом 180° (кривошипы же одноименных цилиндров—под углом 90°), что вызывает изменение конструкции золотника. Свежий пар (фиг. 357) идет в цилиндр высокого давления через центральное окно в цилиндре и внутреннее кольцеобразное углубление золотника; с другого же конца этого цилиндра пар идет во внутреннюю

[1] Первый паровоз этого типа построен в 1903 г. на заводе Балдвина для ж. д. Chicago-Short и назван типом „Vauclaine-balanced".

НБ УДУНТ (ДІІТ)

пустоту золотника, играющую роль ресивера, откуда и поступает в цилиндр низкого давления. Мятый пар вытекает в трубу через крайнее кольцеобразное углубление золотника и соответствующий канал. Таким образом в старой системе как бы золотник большого цилиндра находился внутри золотника малого цилиндра, здесь же—наоборот. Во всем остальном принципиальной разницы нет. Золотники проектируются как обыкновенные: малого цилиндра—как простой цилиндрический; большого цилиндра—как раздельный цилиндрический. Такие же золотники поставлены на четырехцилиндровых паровозах 2—2—1 Датских ж. д.

II. На фиг. 358 и 359 представлен пораспределительный механизм, который теперь часто употребляется заводами „Maffei“ и „Hanomag“. На шток, приводимый в движение кулисою Гейзингера, насажены три золотника: *1*—центральный распределяет пар для малого цилиндра (впуск внутренний), боковые *2* и *3* — для соответствующих сторон большого цилиндра (при внешнем впуске). Пар удаляется через внешний кольцеобразный канал больших золотников.



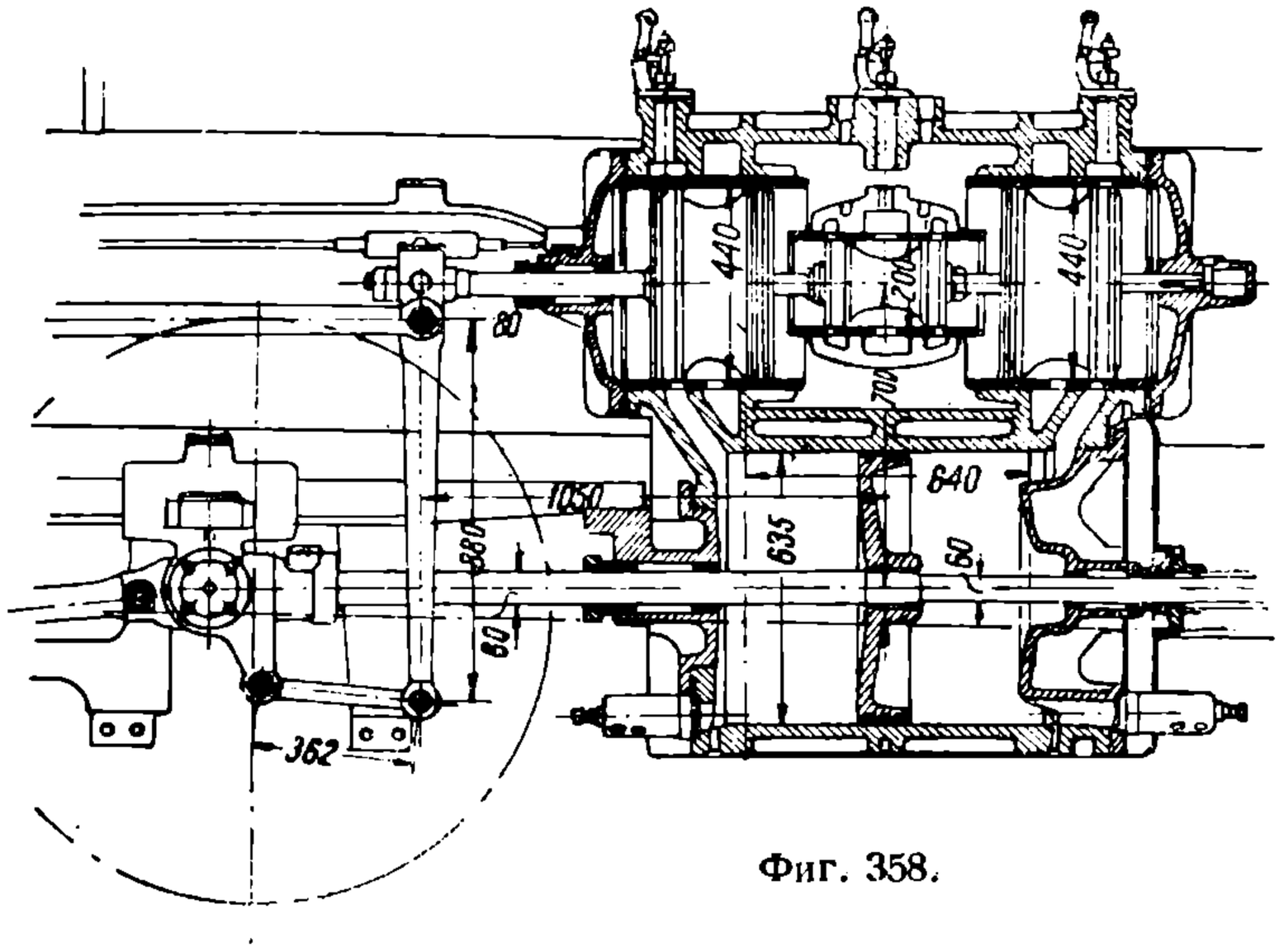
Фиг. 357.

При надлежащей отсечке особая тяга, составляющая продолжение переводной тяги, одновременно поднимает три небольших клапана, расположенных на золотниковой коробке; посредством среднего клапана впускается дополнительное количество свежего пара в ресивер, через крайние клапаны сообщается цилиндр низкого давления с ресивером в период расширения (принцип дополнительного впуска пара) для увеличения работы паровоза. Механизм в общем прост.

Что касается четырехцилиндровых паровозов-тандем, то в настоящее время они строятся преимущественно по системе тандем-компаунд, когда пар из малого цилиндра идет по трубе в большой цилиндр, находящийся в противоположной стороне. Система же тандем-Вольф, когда пар из малого цилиндра переходит в большой цилиндр, находящийся рядом, встречается еще в Америке, но в Европе попытки привить ее успеха не имели [например паровозы

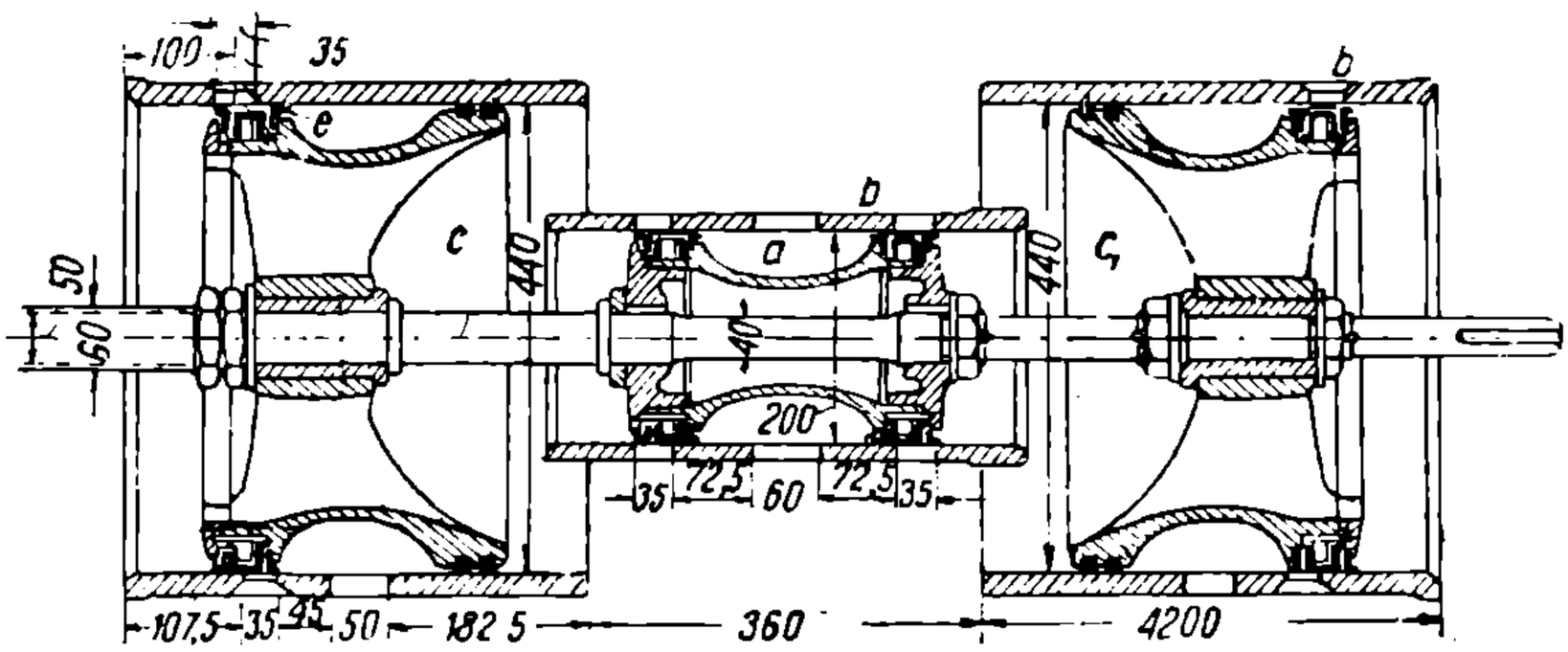
НБ УДУНТ (ДІІТ)

этого типа системы де-Бускэ (de Bousquet) на Северной французской ж. д., Краусса др.][1].



Фиг. 358.

Здесь оба золотника большого и малого цилиндров приводятся в движение одним штоком и, следовательно, имеют одинаковый ход; поэтому трудно достичь некоторой постоянной разности отсечек



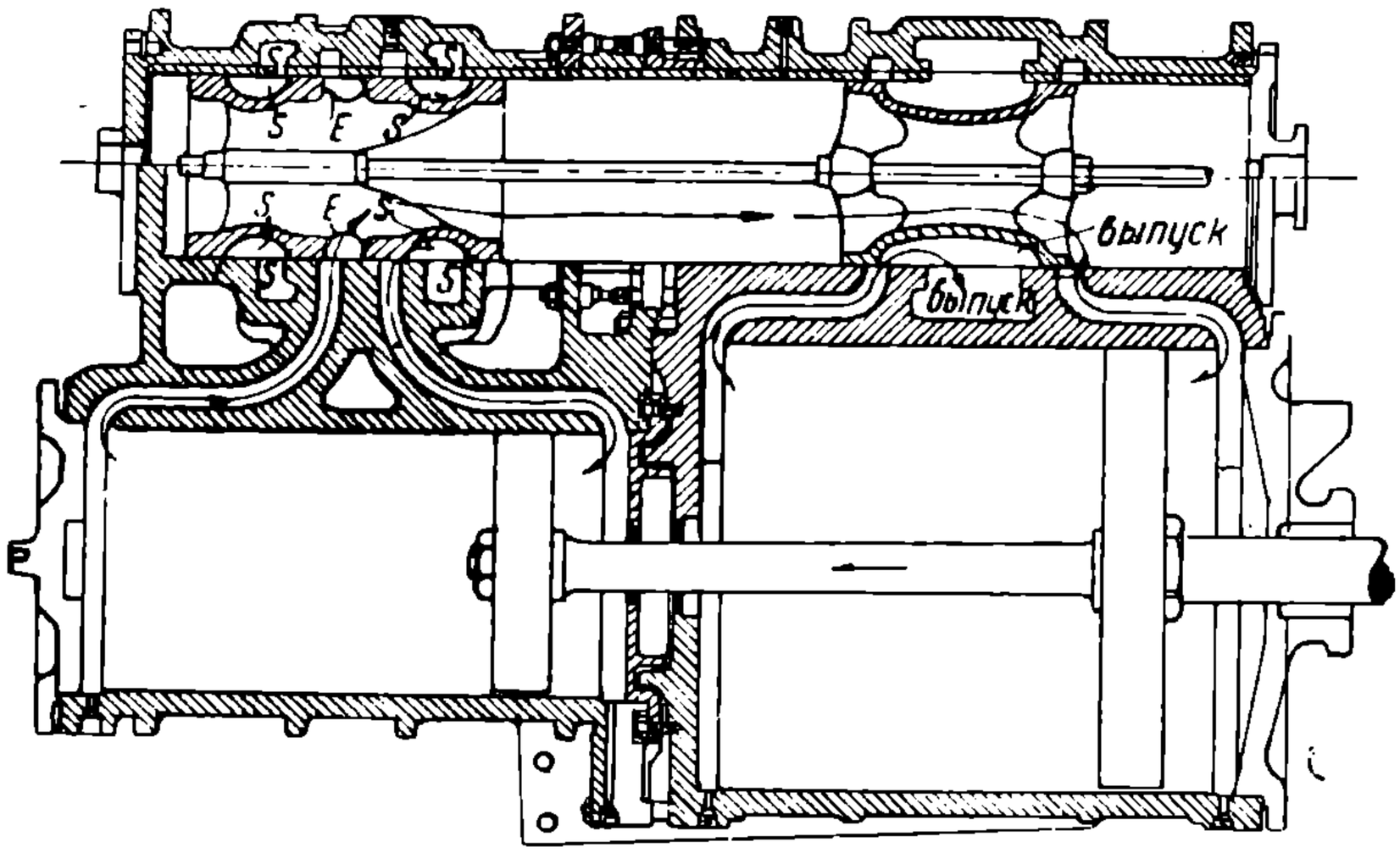
Фиг. 359.

цилиндров, дать же большему цилиндру одну определенную большую отсечку невозможно.

[1] Вообще паровозы системы тандем мало распространены по причине значительных масс, имеющих переменно-возвратное движение, которое требует больших противовесов; разборка и ремонт их затруднительны. Употребляются почти исключительно в Америке для товарных паровозов большой силы. В Европе вообще редки. Применение их у нас на быстроходных паровозах типа 1—3—0 и товарных типа 1—4—0 было неудачно и распространений не получило.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

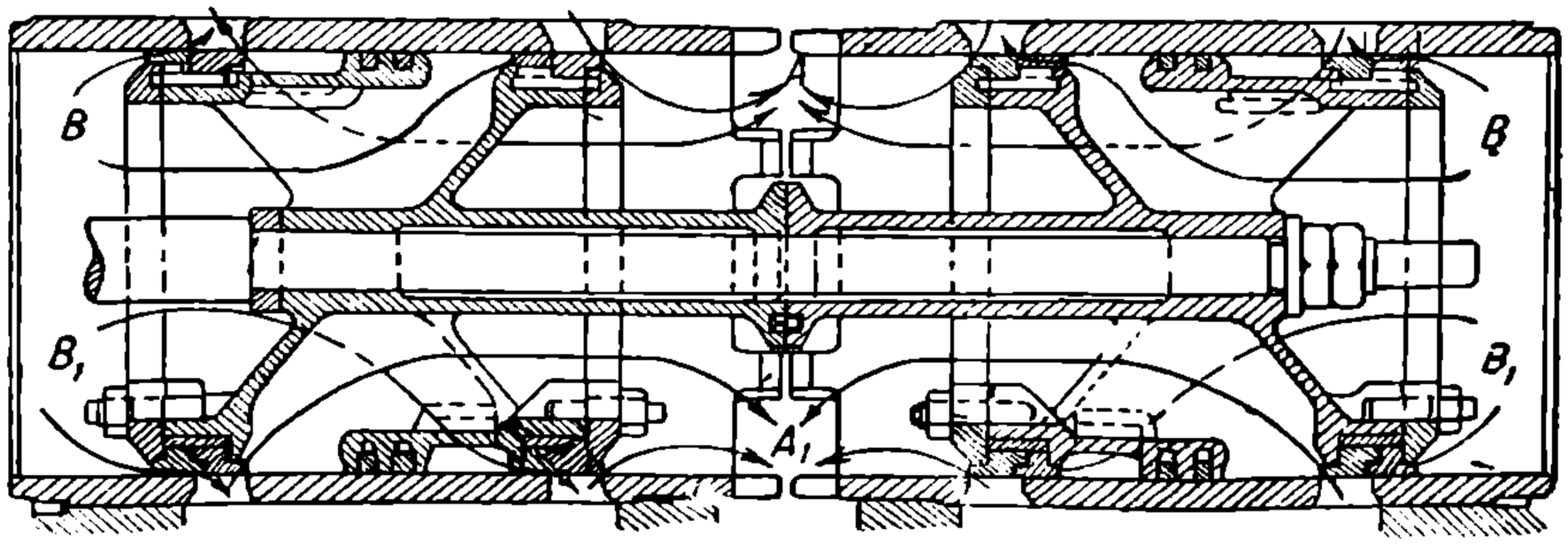
Приходится для указанной цели изменять соответствующим образом внешние перекрыши золотников, чем вообще надо пользоваться осторожно, так как, достигая таким образом удовлетвори-



Фиг. 360.

тельных результатов для одних отсечек, для других это выгодное соотношение исчезает, почему эти паровозы должны работать менее экономично.

Заметим, что при большом отношении объемов цилиндров возможно брать (как доказали опыты) равные отсечки, и тогда поста-



Фиг. 361.

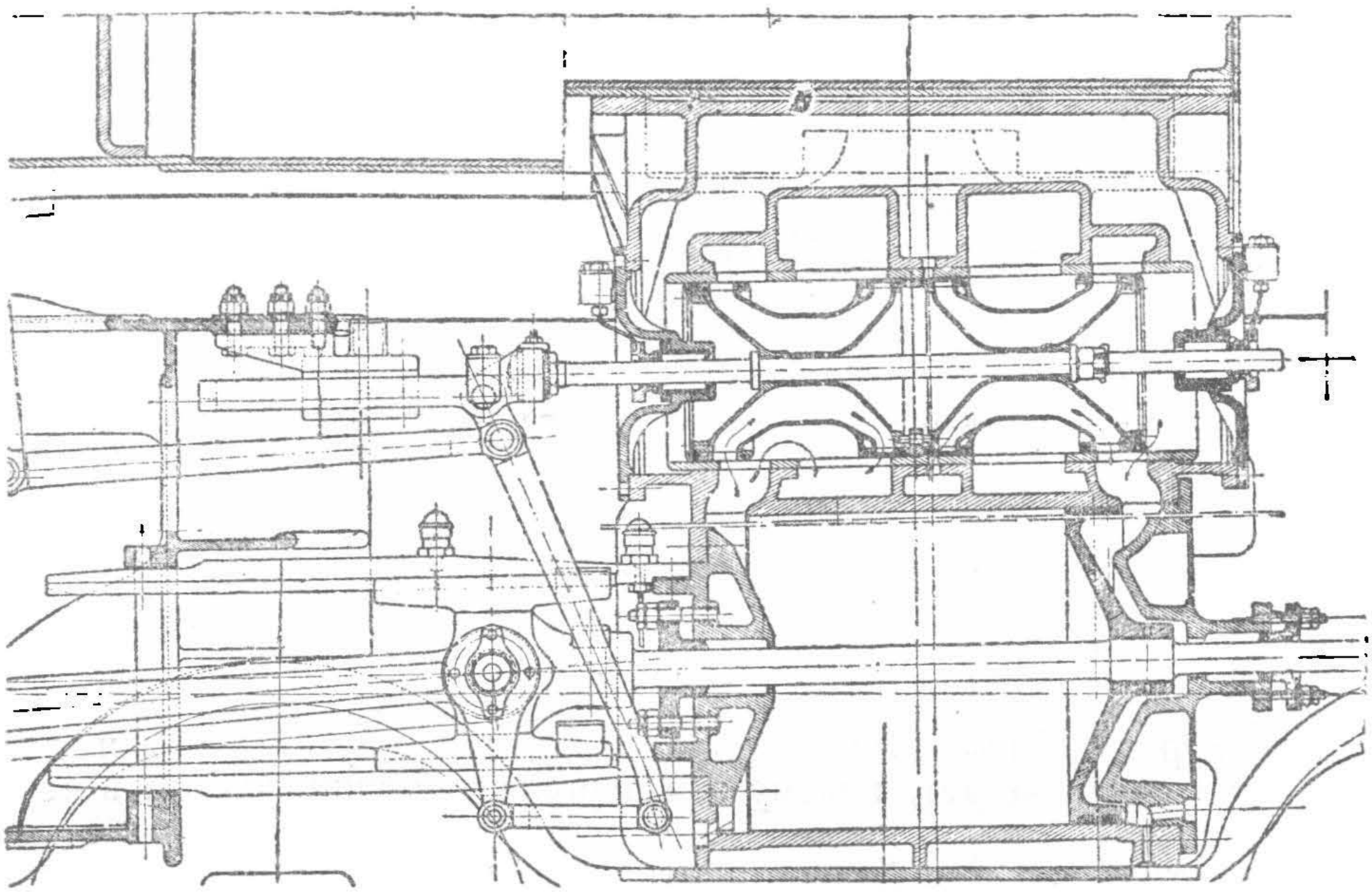
новка золотников на один шток не представляет неудобств. Поэтому для тандем паровоз рекомендуется брать это отношение равным 3,5, как и берется в Сев. Америке. Пример парораспределения у таких паровозов показан на фиг. 360.

На фиг. 361 приведен образец золотника для большого цилиндра компаунд с двойным впуском (по A и A_1) из ресивера и двойным

НБ УДУНТ (ДІІТ)

выпуском (по B и B_1), что достигается соответствующим расположением ребер и дисков, видных из фигуры.

На фиг. 362 представлен золотник системы Виллото (Willoteaux) с двойным впуском и двойным выпуском; эти золотники поставлены на быстроходных четырехцилиндровых паровозах компаунд



Фиг. 362.

французских ж. д. Париж—Орлеан типа 2—3—1, ходящих со скоростью до 120 *км/час*, причем получены превосходные опытные результаты,

XIII. ЭКСПЛОАТАЦИОННЫЕ И ОПЫТНЫЕ ДАННЫЕ

§ 69. Мощность машины. Среднее индикаторное давление и влияние на него разных факторов. По уравнению (1) величины индикаторной силы тяги F_i и среднего индикаторного давления p_i связаны таким образом (для двухцилиндрового паровоза однократного расширения) [1]:

$$F_i = \frac{d^2 \cdot h}{D} \cdot p_i,$$

где d и h—диаметр и ход поршня цилиндра и D—диаметр ведущего колеса.

[1] Для машин другого типа рассуждения остаются те же. Берется двухцилиндровый паровоз, как наиболее распространенный.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Так как выше мы обозначили $\frac{p_i}{k\,p}$ через ξ, то

$$F_i = \frac{d^2h}{D}\,\xi p_k = M \cdot \xi,$$

где M—величина постоянная для данного паровоза, считая, что котловое давление p_k неизменно.

Отсюда мы видим, что

$$\xi = \frac{F_i}{M},$$

т. е. закон изменения индикаторного коэфициента ξ таков же, как и F_i и, имея кривые для $F_i = f(\varepsilon, V)$, находим и кривые функции $\xi = \varphi(\varepsilon, V)$, беря только соответствующий масштаб.

При проектировании паровоза, считая заданным F_i (сопротивление данного поезда при движении с определенной скоростью на заданном профиле) и выбирая по § 9 h и D для соответствующего типа, мы видим, что F_i можно получить при разных комбинациях d и p_i. Останавливаясь на определенных размерах d, необходимо уже получить фактически требуемую величину p_i:

$$p_i = \frac{F_i \cdot D}{d^2 \cdot h}.$$

Поэтому необходимо знать, какие факторы и каким образом влияют на p_i, чтобы при проектировании паровоза их заблаговременно учесть, иначе фактические результаты могут не соответствовать расчетным.

На практике часто определяют влияние разных факторов на ξ, что одно и то же.

Среднее индикаторное давление зависит (фиг. 313):

1) от давления в котле p_k;

2) от конструкции паропровода (от регулятора до золотниковой коробки), что сказывается в потере давления на этом пути $= p_k - p_s$, где p_s—давление в золотниковой коробке;

3) от размеров золотниковых коробок, что оказывает влияние на равномерность давления p_s;

4) от поперечного сечения и формы паропроводных цилиндровых каналов, что влияет на потерю давления $p_s - p_1$, где p_1—начальное давление впуска в цилиндре;

5) от системы пораспроделительного механизма, влияющей на все фазы рабочего процесса, главным образом на мятие пара при впуске и выпуске;

6) от степени наполнения цилиндров свежим паром, т. е. от отсечки;

7) от конструкции паротвода, т. е. цилиндровых пароотводных каналов и пароотводной трубы с конусом, что влияет на величину противодавления p_e и потерю $p_e - p_a$, где p_a — атмосферное давление, и, наконец,

ГБ УДУНТ (ДІІТ)

8) от скорости движения поезда (или числа оборотов ведущей оси n в минуту).

Скорость движения влияет на каждую из указанных потерь, которая, кроме того, зависит от конструктивных недостатков той или другой части. Поэтому в общих чертах рассмотрим каждую из этих причин в отдельности.

I. Влияние котлового давления p_k. Возможность увеличить мощность паровоза путем повышения p_k заставила котловое давление непрерывно повышать, доведя его до 24 *атм* при котлах обыкновенной конструкции[1], но практика и теория указали на ряд недостатков применения высокого давления:

1) увеличивается вес котла и его стоимость;

2) увеличивается его температура, потери через охлаждение, утечка пара и пр.;

3) усложняется уход;

4) в передаточном механизме возбуждаются большие напряжения, части его изнашиваются быстрее; в котлах замечается хронический обрыв связей и пр.—вообще увеличиваются расходы на ремонт.

Наконец, термодинамика указывает, что с увеличением давления экономичность машин растет медленнее, чем это имеет место при малых давлениях.

С целью осветить этот вопрос опытно профессором Госсом были произведены обширные опыты в лаборатории Purdue в Сев. Америке с двумя паровозами, заставляя их работать при разных давлениях.

Хотя опыты указали, что расход пара на 1 *л. с.* с увеличением давления уменьшается, но вместе с тем найдено:

1) что вообще даже небольшие недостатки паровой паровозной установки быстро уничтожают экономию от увеличения давления пара, когда паровозы работают при высоких давлениях;

2) что незначительный приток или убыль тепла при высоких давлениях резко его изменяют, т. е. подобные паровозы требуют несравненно более внимательного ухода;

3) что паровозы вообще должны быть высокого конструктивного совершенства и тщательной постройки, иначе высокое давление не дает ожидаемых выгод.

Полученные данные для потребления пара и угля при нормальных условиях приведены в табл. 18.

Таким образом выгода применения быстро падает с увеличением давления и уже не оправдывает усложнения ремонта и ухода.

Поэтому проф. Госс считает:

1) Что, по мере увеличения давления, при возможности увеличить вес паровоза, является более выгодным это увеличение веса употребить на постройку котла больших размеров, чем котла, обладающего большим давлением.

[1] Дальнейшее повышение заставляет уже изменять конструкцию котла.

НБ УДУНТ (ДІТ)

2) Если уход за паровозом не первоклассный, его постройка не исключительного качества, вода дает осадки и накипь, то обычные давления должны быть ниже 12,6 *атм*.

Таблица 18

Давление котла в *атм*	Потребление пара в час в *кг* на 1 *л. с.*	Потребление топлива на 1 *л. с.* в *кг*
8,4	13,0	1,70
9,8	12,2	1,64
11,2	11,9	1,58
12,6	11,6	1,54
14,0	11,4	1,52
15,4	11,2	1,50
16,8	11,0	1,48

3) Наконец, перегретый пар позволяет брать также более низкое давление, так как при увеличенных для него размерах цилиндров и при очень высоких давлениях пара полное поршневое давление может выйти слишком большим, так что будет затруднять осуществление требуемых частей машины.

Но в настоящее время эксплоатационные соображения заставляют отказаться от указанных норм, ввиду необходимости резко увеличивать мощность паровозов для повышения пропускной способности ж. д.

Ввиду этого теперь принимают за нормальное котловое давление $p_k = 14 - 15$ *атм* (манометрических) для обыкновенного верхнего строения с допускаемым давлением на рельсы 16—18 *т* от оси и при машинах однократного расширения.

Если же дорога имеет более слабое строение, т. е. с меньшей допускаемой нагрузкой на рельсы, то и давление p_k понижают.

Это давление p_k повышают до 16—18 *атм* и выше в том случае, если требуемая сила тяги очень велика (большие составы поездов, трудный профиль пути и пр.) и двух цилиндров при $p_k = 12—14$ *атм* нехватает. Тогда во избежание усложнения паровоза лишнею парою цилиндров увеличивают p_k.

Более высокие давления (выше 16 *атм*) теперь вообще применяются очень редко, и только при применении водотрубных котлов встречаются и более высокие давления, но это уже единичные случаи.

В самое последнее время, однако, из соображений эксплоатационного характера (увеличение мощности)[1] снова поднят вопрос

[1] В США теперь (1929 г.) свыше 1 000 паровозов имеют давление от 17,6 до 18,6 *атм*.

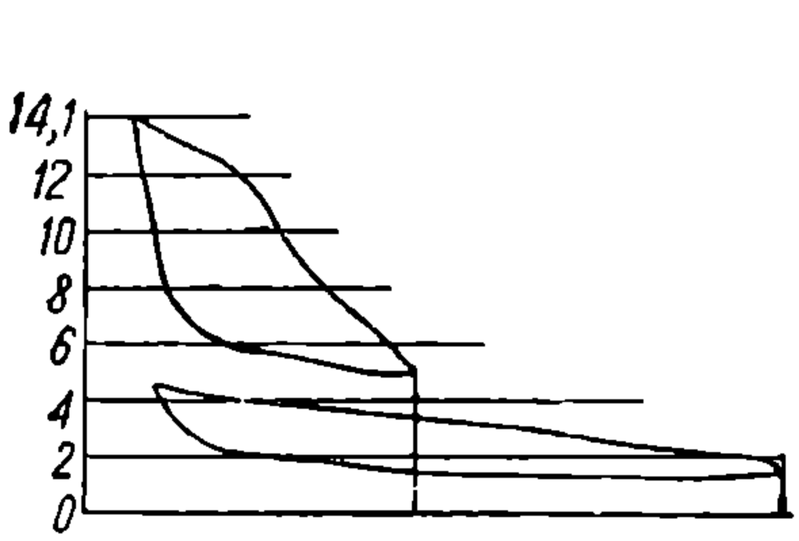
НБ УДУНТ (ДІІТ)

о применении пара высокого давления (до 60 *атм*), но, понятно, уже с изменением конструкции котла и методов ухода[1].

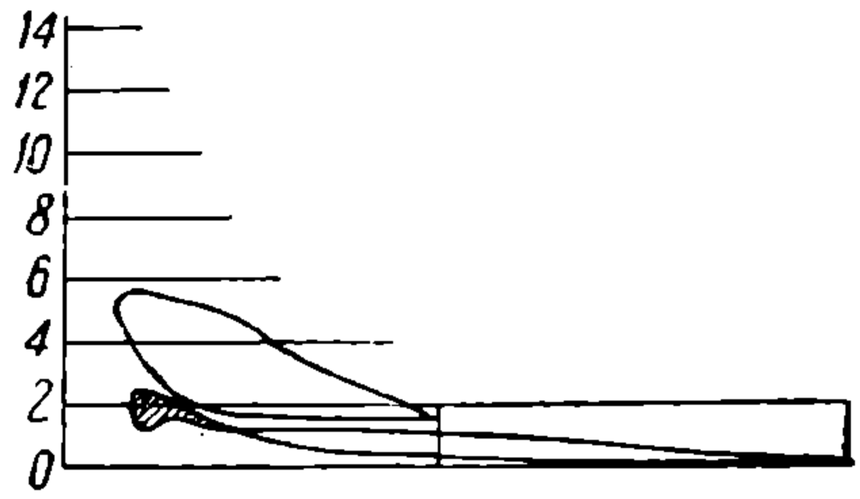
II. Влияние на p_k размеров паропровода и золотниковых коробок. В состав паропровода входят: 1) регуляторная головка с отверстием, через которое впускается в паропроводную трубу свежий пар. Эти отверстия закрываются золотником или клапаном той или другой формы, который называется регулятором; 2) сама паропроводная труба; 3) в случае наличия пароперегревателя части пароперегревателя.

Влияние на p_i паропровода заключается в изменении величины $(p_k - p_s)$. Каждая из частей паропровода влияет на эту потерю и потому требует особого рассмотрения.

а) Влияние регулятора и степени его открытия ϱ. Помимо впуска пара, регулятором регулируется его давление, которое изменяется при проходе через суженное отверстие регуляторной головки вследствие мятия пара. Понижение давления при этом происходит без изменения объема впускаемого пара. Кроме того, считают, что при этом мятии пар осушается. Вопрос о мятии пара рассмотрен в ч. II курса, § 36.



Фиг. 363.



Фиг. 364.

Влияние степени открытия регулятора[2] на работу паровоза имеет весьма большое значение. Обыкновенно регуляторы располагают перед перегревателем, т. е. через их отверстия проходит сырой пар, почему представляют интерес те данные, которые были получены с паровозами, работающими насыщенным паром, где роль регулятора, как такового, сказывалась особенно рельефно. Сделанные выводы имеют значение и теперь, хотя введение перегрева вводит известное изменение в характер действия паропровода, особенно если регулятор стоит за перегревателем, что начинают теперь делать.

Этот вопрос освещен обширными опытами еще в 90-х годах Брильье (Brilliè), Лейцманном и др., а у нас проф. Ломоносовым. Как практический пример на фиг. 363 и 364 представлены

[1] См. ч. II курса, § 62.

[2] Она обозначается через ϱ. Вполне открытый регулятор $\varrho = 1$. Затем при опытах берут обыкновенно степень открытия $\frac{1}{10}$ и $\frac{1}{20}$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

диаграммы, снятые при опытах проф. Ломоносова с паровозом компаунд 1—4—0 Щ при тех же условиях (отсечка равна 40% и скорость 50 *км/час*), но при открытии регулятора равна 1 и $\frac{1}{20}$ (на малый клапан). Как видно, давление упало более чем вдвое.

Этот же вопрос был предметом обширных исследований Лейцманна на прусских ж. д. Открытие регулятора брали:

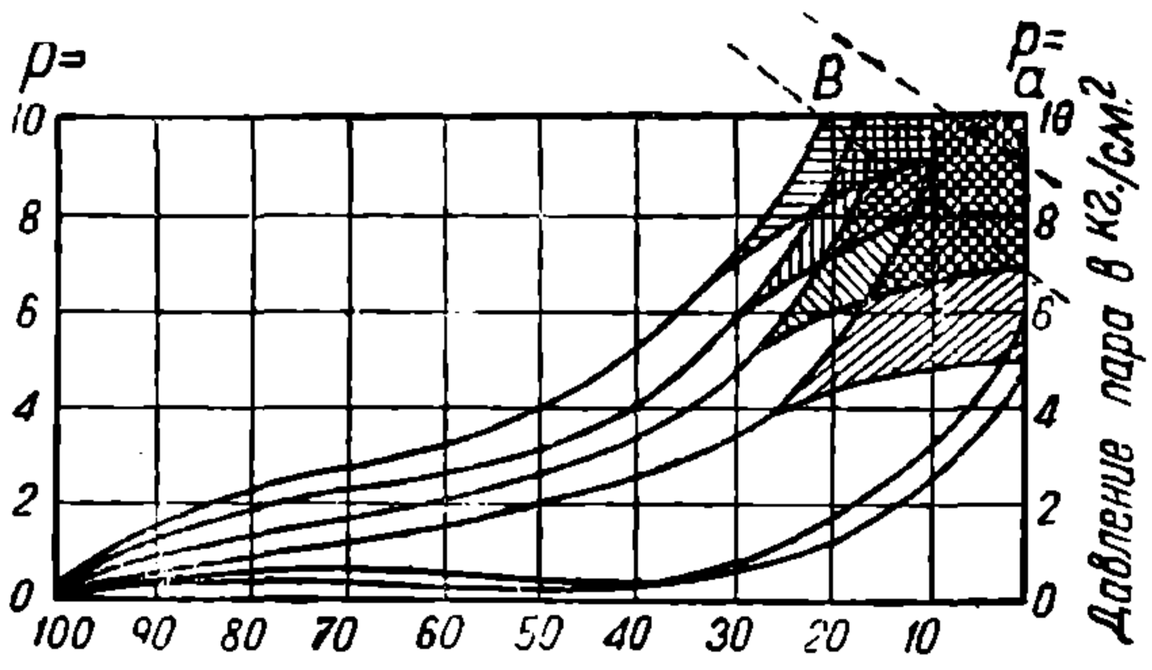
1) открыт один малый золотник; площадь отверстия для прохода пара была равна 3,39 *см*²;

2) $\frac{1}{10}$ полного открытия; площадь равна 8,3 *см*²;

3) $\frac{2}{10}$; площадь равна 16,6 *см*²;

4) полное открытие; площадь равна 83 *см*².

Диаграммы, полученные при $E = 25\%$ и $V = 20$ *км/час*, при указанных открытиях регулятора представлены на фиг. 365. Если линии их расширения продолжим до линии котлового давления, то найдем соответствующие отсечки, равные 20, 16, 12,2 и 7%. Соответственно индикаторные работы равны 281, 230, 187 и 115 *л. с.* Определивши видимый расход пара на 1 *л. с.*, найдем его равным: 9,1; 9,3; 9,4 и 10,5 *кг*, т. е. расход этот на 1 *л. с.* увеличивается по мере сужения отверстия регулятора.



Фиг. 365.

Из предыдущего видно, что с уменьшением ϱ должно уменьшаться p_i, ξ и, следовательно, F_i но опыты показали, особенно для перегретого пара, что это понижение значительно только при $\varrho = \frac{1}{4}$ и ниже; при ϱ выше $\frac{1}{4}$ и до 1 влияние ϱ на p_i почти незаметно, т. е. промежуточные открытия регулятора практически не имеют значения. Поэтому и машинисты признают езду „на малый клапан“ или сразу „на большой клапан“.

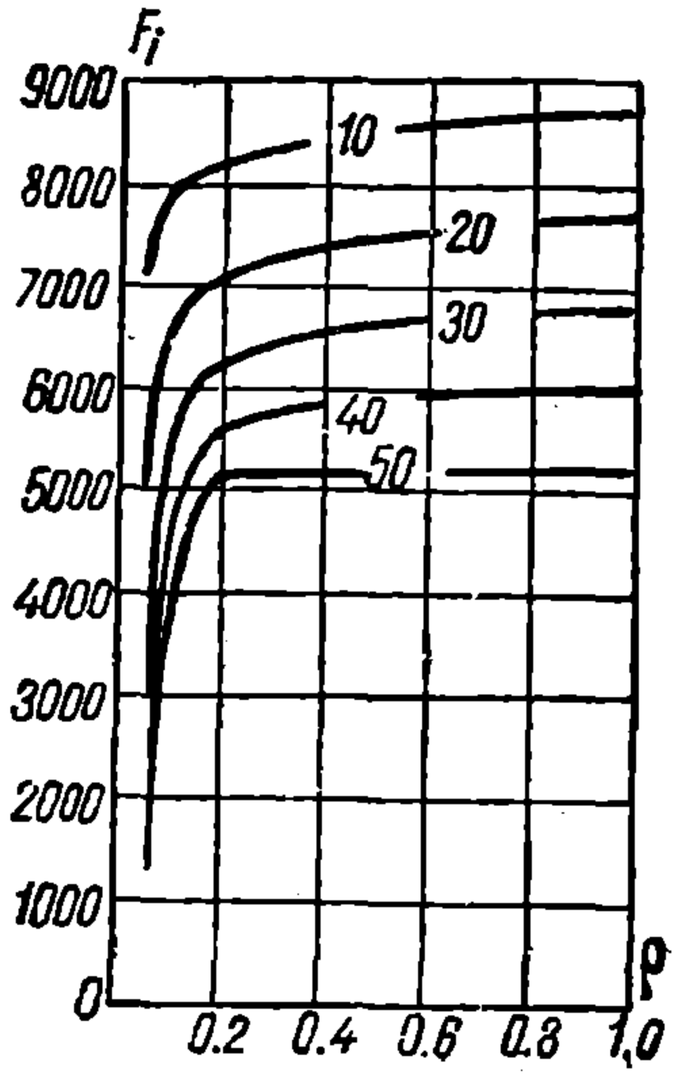
Примеры. На фиг. 366 показаны кривые $F_i = f(\varrho)$ для разных скоростей при отсечке в цилиндрах высокого давления 0,4 (паровозы 1—4—0 Щ); на фиг. 367—кривые F_i (паровоз 0—5—0 Э) для ϱ на большой и малый клапаны и для отсечек 0,1, 0,3 и 0,5.

Отсюда видно:

1. Влияние ϱ возрастает с увеличением отсечки, что и понятно, так как при этом проходят большие количества пара через те же отверстия, а следовательно, они будут проходить с большею скоростью и больше мяться. Поэтому при расчетах всегда предполагается, что $\varrho = 1$.

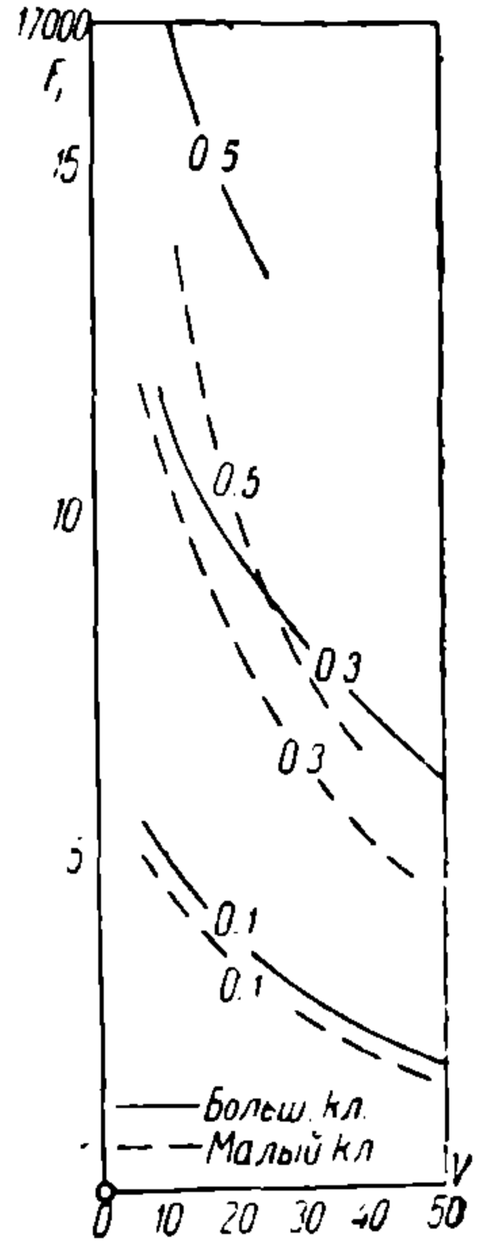
НБ УДУНТ (ДІІТ)

2. Прикрывание регулятора ниже $\frac{1}{3}$ резко понижает давление пара, а следовательно, и F_i. Поэтому при необходимости развить значительную работу регулятор должен быть вполне открыт, т. е. тогда регулировать машину надо не путем ухудшения (или изменения) качеств пара, понижения его давления, а путем изменения его количества, впускаемого в цилиндр, т. е. путем изменения отсечки [1].



Фиг. 366.

Ввиду влияния открытия регулятора на давление пара эту величину надо всегда указывать при обозначении среднего индикаторного давления, если регулятор не вполне открыт. Обыкновенно берется p_i при открытии, равном 1.



Фиг. 367.

в) Влияние размеров паропроводных труб и золотниковых коробок. Паропроводы представляют значительное сопротивление движению пара благодаря наличию колен и недостаточному сечению. При установившемся движении при скорости пара, равной v *м/сек* (по аналогии с формулами гидравлики), потеря Δ давления в паропроводе в атмосферах равняется, по формуле проф. Гутермута и Фишера:

$$\Delta = \beta \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} \, v^2,$$

где:

β — некоторый коэфициент, по опытам Гутермута равный $\frac{15}{10^8}$ (почти тот же, что и для воды);
l — длина паропровода;
d — его диаметр;
γ — вес 1 $м^3$ пара.

[1] Заметим, что от этого правила считают возможным отступать только тогда, когда приходится при золотниковом парораспределении употреблять отсечки ниже 25%, при которых сжатие и предварительный выпуск получаются весьма большими. Это сопровождается уменьшением расширения пара, увеличением противодавления и резкими уменьшениями площади индикаторной диаграммы.

Поэтому оказывается более выгодным увеличить отсечку, уменьшая давление впускаемого пара путем прикрытия регулятора („на малый клапан.“)

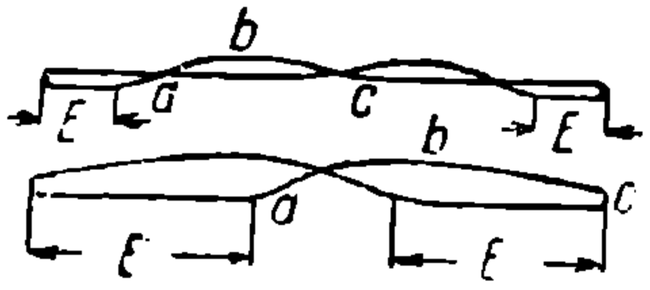
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда видно, что эта потеря зависит от v^2, а следовательно, и от квадрата скорости движения поезда, а потому может быть очень большой.

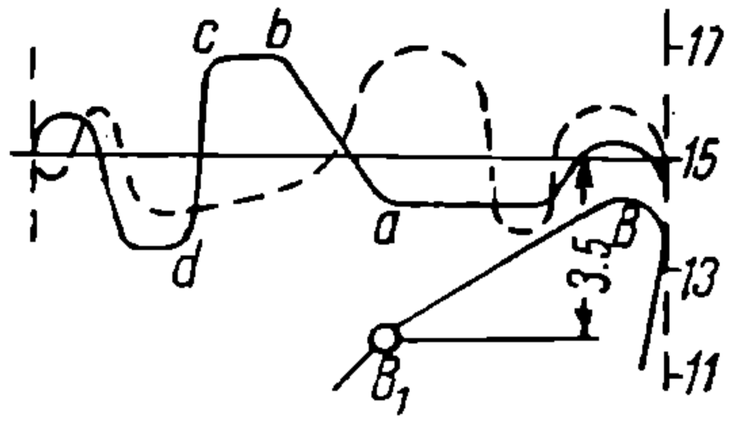
Бывали примеры настолько нерационально сконструированных паропроводов, что даже при вполне открытом регуляторе и малых отсечках потери Δ при значительных скоростях доходили до 45%.

Но опыты Брильe (1896 г.) осветили этот вопрос с совершенно новой стороны: обнаружилось сильное влияние инерции пара в паропроводе. Брильe снимал индикаторные диаграммы вместе с диаграммами золотниковой коробки.

Оказалось, что давление пара в золотниковой коробке резко изменяется в течение хода поршня в зависимости от диаметра паропроводных труб, объема золотниковых коробок и пр. Диаграмму, показывающую изменение давления в зависимости от хода поршня, можно получить, соединивши индикатор с золотниковой коробкой



Фиг. 368.



Фиг. 369.

и попрежнему приводя бумажный цилиндр его в движение от поршня. Получаемые диаграммы имеют в общем вид, представленный на фиг. 368. Из них видно, что в момент прекращения впуска в цилиндр под влиянием инерции пара в паропроводных трубах давление сразу повышается и иногда превосходит давление в котле.

На фиг. 369 представлена такая диаграмма при вполне открытом регуляторе вместе с линиею впуска индикаторной диаграммы (французские Северные ж. д.).

$$p_k = 15 \text{ атм}; \; V = 115 \text{ км/час}.$$

Здесь несколько характерных частей: а) сначала давление падает при заполнении вредного пространства. Это падение тем больше, чем больше вредное пространство и менее сжатие; b) затем несколько поднимается и потом до a — в течение впуска пара в цилиндр — давление падает, оказывая тем самым отчасти влияние и на линию падения впуска BB_1.

Наклон BB_1 тем больше, чем объем золотниковой коробки меньше[1]. После отсечки давление резко повышается по

[1] При пароперегревателе и расположении регулятора в колпаке, следовательно при большом объеме пара, участвующего здесь, падение давления по линии впуска, т. е. наклон BB_1, меньше.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

линии *abc* и опять падает по *cd*, т. е. происходит как бы волнообразное движение пара, оказывающего влияние на рабочий процесс в цилиндрах. На пути *ab* происходит обратное течение пара в котел; это не может не оказать влияния и на работу котла.

Для устранения этого обстоятельства и уравнивая давления в золотниковой коробке (при насыщенном паре):

1. Увеличивают объем золотниковой коробки возможно больше. На французских Северных ж. д. он был увеличен (при опытах Барбье над быстроходными паровозами) до 1 : 1,14 объема цилиндра вместо бывшего раньше и равного 1 : 3,4 объема цилиндра. При этом явления инерции (удары) ослабели, давление в золотниковой коробке стало более постоянным, и увлечение воды из котла стало меньше, так как движение струи пара стало не такое прерывистое. Поэтому Общество Северных французских ж. д. на новых быстроходных паровозах ставит (при обыкновенном золотниковом парораспределении) золотниковые коробки, занимающие всю длину цилиндра, хорошо защищая их от охлаждения. Это делается теперь и у нас (например, у 2—4—0 М).

По отношению к цилиндрам низкого давления машин компаунд такую же роль играет соединительная труба (ресивер), объем которой надо увеличить.

2. Также имеет влияние и объем паропроводных труб. На Северных французских ж. д. увеличение диаметра их с 80 до 95 *мм* уменьшило потерю давления на 16% первоначальной потери (на 0,3 *кг/см*^{2}), но индикаторная работа от этого увеличилась очень мало.

Но, бесспорно, увеличение объема труб уменьшит скорость движения пара по паропроводу, а следовательно, уменьшит удары и явления инерции пара, что и наблюдается при наличии пароперегревателей, весьма значительно увеличивающих объем паропровода [1].

3. Найдено, что на удары и явления инерции пара оказывает благоприятное влияние умеренное сужение отверстия регулятора, тем более, что при степени его открытия от $\frac{1}{2}$ до 1 уже незаметно резкого падения давления или увеличения расхода пара на 1 *л. с.* Падение давления сказывается только при сужении ниже $\frac{1}{3}$. Поэтому заметно стремление конструкторов уменьшать сечение регулятора по мере увеличения давления в котле. На некоторых, например, паровозах Северных французских ж. д. были поставлены однозолотниковые регуляторы со значительно уменьшенным сечением (со 108 до 56 *см*^{2}), для облегчения передвижения которого приводной рычаг был сделан двуплечим. Опыты показали, что сечение этого регулятора вполне достаточно и не влечет за собою значительного падения давления.

---

[1] С этой точки зрения внутреннее расположение регулятора предпочтительнее внешнего или системы Бок-Джекобса (с короткими трубопроводами), так как при них особенно заметен наклон линии впуска вследствие резкого колебания давления в золотниковой коробке.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Что касается падения давления при пароперегревателях, то вопрос здесь сложнее, так как они не представляют простую конструкцию вроде обыкновенной паропроводной трубы, а весьма сложную и разнообразную, тем более что, к ним еще применяются принципы центрофугирования пара и его перемешивания, т. е. движение пара не является простым. Наконец, здесь ярче сказывается влияние тепловых явлений. Поэтому руководствоваться можно только опытными данными.

Формула Гутермута может быть здесь преобразована таким образом: пусть внутренний периметр паропроводной трубы перегревателя $\pi d = A$; тогда, деля числитель и знаменатель на $\frac{\pi d^2}{4\pi d}$, находим:

$$\Delta = \beta \cdot \gamma \frac{l}{d} v^2 \frac{\frac{\pi d^2}{4\pi d}}{\frac{\pi d^2}{4\pi d}} = \frac{\beta}{4} \cdot \gamma \cdot l \cdot v^2 \cdot \frac{1}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{A}} = \frac{\beta}{4} \cdot \gamma \cdot \frac{l}{\frac{f}{A}} v^2,$$

где f — площадь сечения. Таким образом здесь вместо диаметра трубы d входит отношение площади сечения к периметру, которое является решающим по отношению к величине падения давления пара. Во всяком случае, благодаря текучести перегретого пара и присоединения к объему золотниковой коробки объема перегревателя, здесь указанные явления слабее.

III. Влияние отсечки и скорости на p_i. В § 59 отмечено уже влияние отсечки на индикаторную диаграмму с точки зрения главным образом экономической. Подходя теперь с точки зрения мощности паровоза, можно отметить на основании сказанного, руководствуясь опытными данными для паровоза 1—3—1 С, влияние ε и V таким образом:

По уравнению (50):

$$\xi = \xi_0 \left(1 - \frac{\Sigma\omega}{\Omega_0}\right),$$

т. е. ξ, а следовательно, и мощность паровоза зависит от суммы потерь $\Sigma\omega$, что и понятно.

Опыт указывает, что вообще потери увеличиваются с увеличением скорости и при некоторых условиях эти потери могут быть настолько велики, что не покрываются увеличением отсечки, и мощность паровоза падает. Поэтому необходимо выяснить, хотя бы в общих чертах, от каких факторов зависят потери $\Sigma\omega$.

Потери давления, являющиеся следствием торможения пара, при проходе через узкое сечение, по принципу Борда, будут:

$$\frac{p_1}{\Delta_1} - \frac{p_2}{\Delta_2} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g},$$

где p_1, v_1 и Δ_1 суть давление, скорость и плотность пара в узком, а p_2, v_2 и Δ_2 — в широком месте.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если расход пара в час равен U, а площади узкого и широкого сечений равны ω' и ω'', то

$$U = \omega' \cdot v_1 \cdot \Delta_1 = \omega'' \cdot v_2 \cdot \Delta_2$$

и, следовательно,

$$\frac{p_1}{V_1} - \frac{p_2}{\Delta_2} = \frac{U^2}{2g}\left[\frac{1}{\omega' \cdot \Delta_1} - \frac{1}{\omega'' \cdot \Delta_2}\right]^2.$$

Так как падения давлений в паровозе для каждой отдельной потери невелики, то можно считать $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta$, а тогда

$$p_1 - p_2 = \frac{U^2}{2g\Delta}\left[\frac{1}{\omega'} - \frac{1}{\omega''}\right]^2.$$

Так как

$$U = u \cdot n \cdot \beta = u\,\frac{V \cdot 1000}{\pi D} \cdot \beta,$$

где:

u — расход пара за один ход поршня;
V — скорость поезда в *км/час*;
D — диаметр ведущих колес;
β — число ходов поршня цилиндра высокого давления за один оборот ведущего колеса,—

то

$$p_1 - p_2 = \left(\frac{1000 \cdot \beta}{\pi D}\right)^2 \cdot \frac{u^2 \cdot V^2}{2g\Delta}\left[\frac{1}{\omega'} - \frac{1}{\omega''}\right]^2 = \alpha_1 \cdot u^2 \cdot V^2,$$

где α_1 — некоторая постоянная величина. Но

$$\xi = \xi_0 - \frac{\xi_0}{\Omega_0} \cdot \Sigma\omega,$$

и каждую из потерь, входящую во второй член, можно выразить формулой:

$$\frac{p_1 - p_2}{p_k} \cdot x,$$

где x — длина пути поршня, на протяжении которой потеря происходит. Следовательно, каждая потеря имеет величину:

$$\frac{\alpha_1 u^2 \cdot V^2}{p_k} \cdot x,$$

а сумма их равна:

$$\frac{\alpha_1 \cdot u^2 \cdot V^2}{p_k} \cdot \Sigma x = \alpha \cdot u^2 \cdot V^2.$$

Поэтому

$$\xi = \xi_0 - \alpha \cdot u^2 \cdot V^2. \qquad (65).$$

Отсюда видим, что потери увеличиваются с квадратом скорости и с квадратом расхода пара (т. е. квадратом отсечки)[1] так как u пропорционально ε.

[1] Что и понятно, так как мятие пара (и потеря давления) тем больше, чем большее количество пара проходит при данных условиях через то же сечение.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таким образом здесь имеются налицо два фактора, действующих противоположно:

1) с увеличением отсечки увеличивается ξ_0, уменьшается сжатие и увеличивается открытие окон, почему увеличивается ξ и p_i;

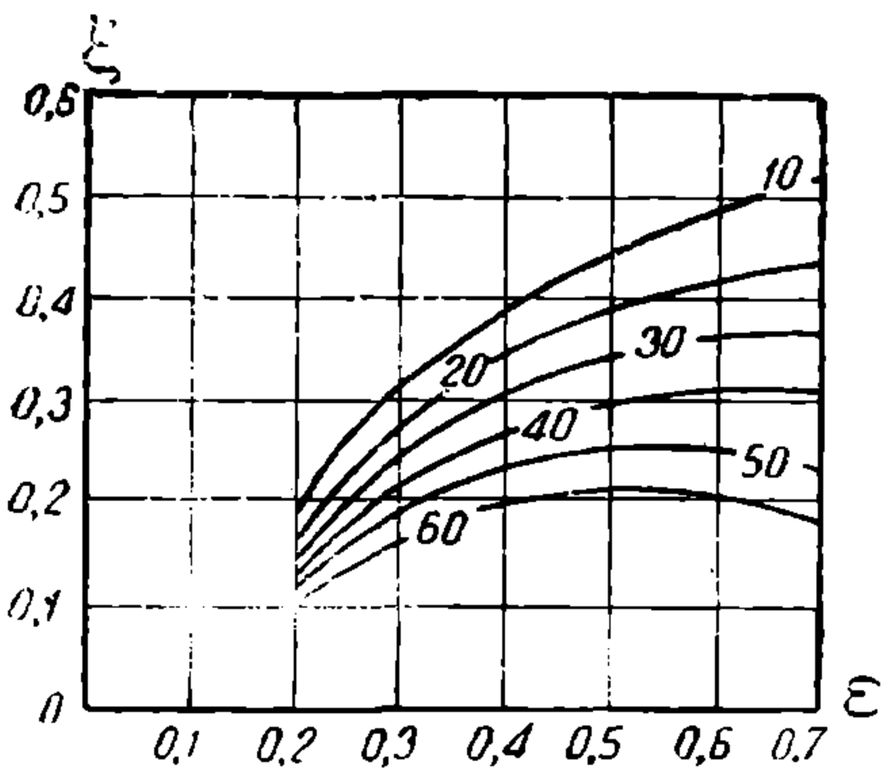
2) но вместе с тем растет u, а следовательно, и потери.

Поэтому при некотором $\varepsilon = \varepsilon_m$ кривая $\xi = f(\varepsilon)$ для данной скорости переходит через максимум, когда второй фактор станет преобладать над первым. Это будет критическая отсечка для данной скорости: при ее дальнейшем увеличении, несмотря на увеличенный расход пара, работа паровоза будет падать.

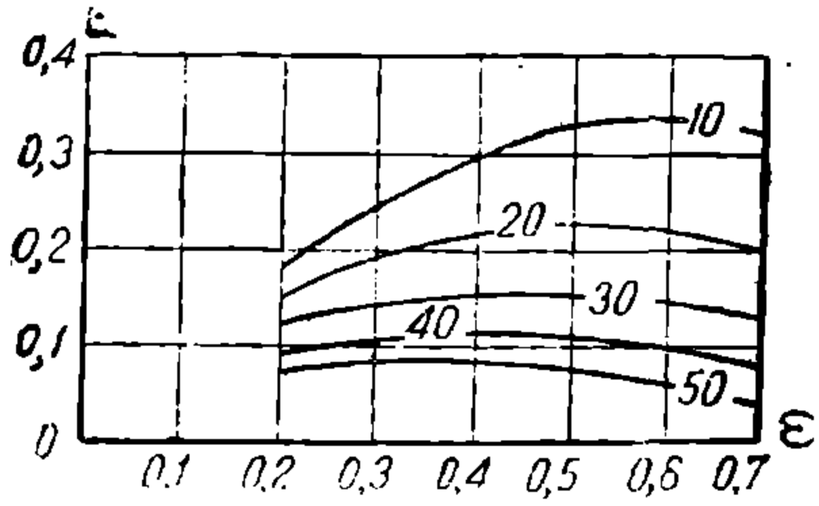
Этот максимум иногда лежит вне реальных пределов.

Примеры:

Фиг. 370 дает $\xi = f(\varepsilon)$ для паровоза 1—4—0 Щ при $\varrho = 1$. Для скорости до 40 *км/час* можно пользоваться любыми отсечками, лишь бы хватало пара, так как ε_m лежит за реальными пределами, но для больших скоростей, например для 60 *км/час*, работа паровоза



Фиг. 370.



Фиг. 371.

при ε, больших 0,5, уже начинает падать, т. е. $\varepsilon = 0{,}5$—наибольшая допустимая отсечка.

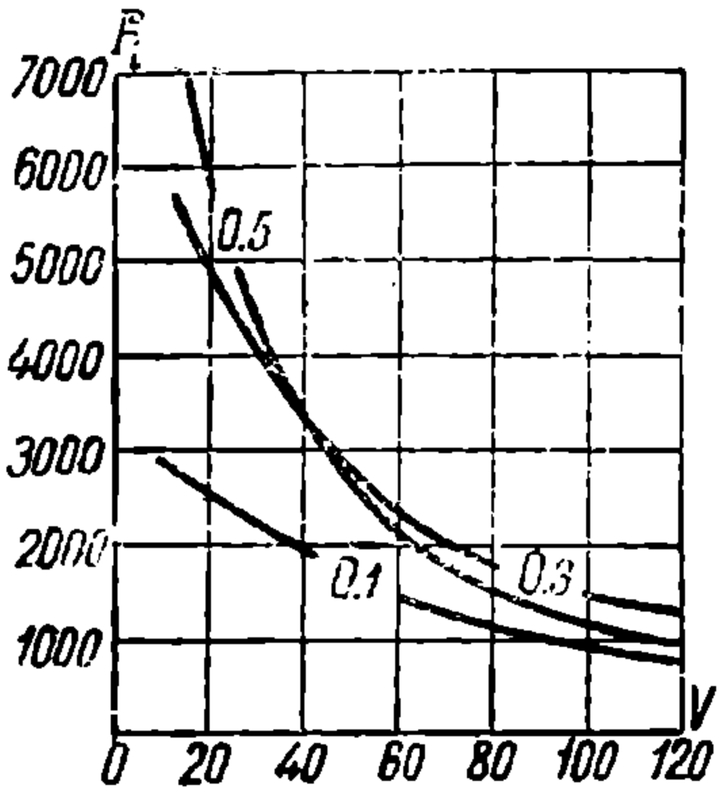
Но еще более разительные получаются результаты, когда присоединяются потери от уменьшения сечения регулятора. При езде на малый клапан $\left(\varrho = \frac{1}{20}\right)$ получаются кривые (фиг. 371). Здесь критическая отсечка достигается уже при $V = 10$ *км/час*, и в общем для скоростей, больших 20 *км/час*, работа при $\varepsilon = 70\%$ ниже, чем при $\varepsilon = 40\%$. Сказанным выше объясняются, например, кривые для F_i паровоза 1—3—1 С, полученные при $\varrho = \frac{1}{10}$ и представленные на фиг. 372; сила тяги для скоростей свыше 30 *км/час* больше при отсечках, равных 30%, чем при отсечках, равных 50% (заметим, что при $\varrho = 1$ этого не имеется, что и понятно).

Как уже сказано, p_i (или ξ) падает при той же отсечке с увеличением V, что было доказано еще Кларком и подтверждено целым рядом дальнейших опытов.

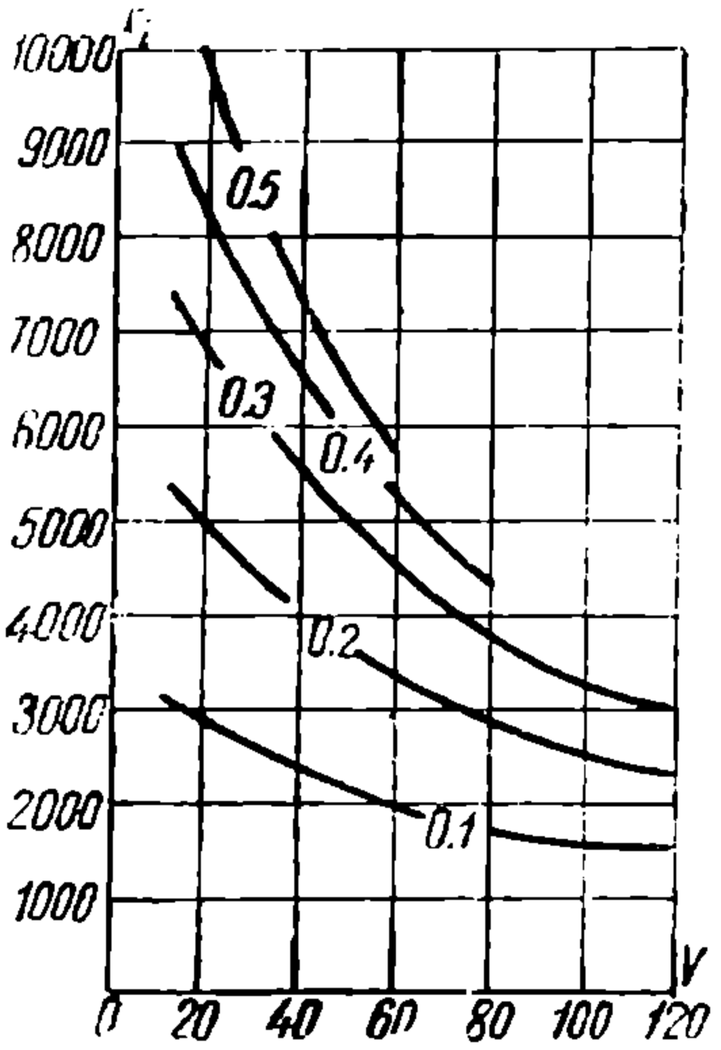
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Все сказанное объясняет и вид кривых F_i; например на фиг. 373 для паровоза 1—3—1 С.

Сила тяги падает с увеличением скоростей тем энергичнее, чем больше отсечка; с другой стороны, по мере увеличения отсечки для той же скорости увеличение F_i становится все меньшим (например от отсечки 0,1 до 0,2 увеличение F_i значительно больше, чем от 0,4 до 0,5), так как увеличиваются потери благодаря увеличению расхода пара[1].



Фиг. 372.



Фиг. 373.

IV. Предварительное нахождение p_i. Как видим на величину p_i (или ξ) влияет такое количество факторов, что учесть их предварительно не представляется возможным. Для существующих паровозов единственный способ—опытное нахождение p_i, для проектируемых же его можно найти таким образом:

1. Посредством формул и таблиц. Этот метод наименее точен, так как обобщить все разнообразие опытных данных для разных типов в какую-нибудь формулу невозможно. Во всяком случае p_i есть функция ϱ, ε и V, и, даже беря $\varrho = 1$, находим, что $p_i = f(\varepsilon, V)$. Поэтому те формулы, которые дают p_i как функции ε, заведомо неверны.

[1] На Нью-Йоркской Центральной ж. д. с целью урегулирования пользования отсечками, поставлен на 150 паровозах (1931 г.) особый прибор, называемый пилотом, применение которого дало по опытам до 8% экономии топлива на пассажирских и 13½% на товарных паровозах.

Прибор служит для указания машинисту наиболее экономичной и целесообразной отсечки в зависимости от профиля и скорости. На приборе есть две стрелки: одна соединена с указателем скорости и самопишущим прибором, вторая с прибором, отмечающим отсечки в каждый данный момент хода поезда.

В те моменты, когда комбинации отсечек и скоростей дают наибольшее использование паровозов, обе стрелки совпадают, Отсутствие совпадения дает указание машинисту на неправильность управления и на требование, в зависимости от расхождения стрелок в ту или другую сторону, увеличить или уменьшить отсечку

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таковы, например, формулы:

а) Петрова:

$$p_i = 0{,}95 p_k \sqrt{(2-\varepsilon)\cdot\varepsilon} - 1{,}5 \ \text{атм}, \tag{66}$$

дающая p_i в *атм*. Она была предписана раньше Министерством путей сообщения к употреблению. Есть попытка ввести в нее поправку на скорость, например:

б) Лапушинского (для паровозов однократного расширения):

$$p_i = \frac{0{,}95 p_k \sqrt{(2-\varepsilon)\cdot\varepsilon}}{\sqrt[3]{n}} - 2{,}15, \tag{67}$$

где n—число оборотов ведущих осей в секунду, или на основании опытов французских ж. д.:

$$p_i = (1 - 0{,}0045V)\,[0{,}95 p_k \sqrt{(2-\varepsilon)\cdot\varepsilon} - 1{,}5]. \tag{68}$$

Но эти формулы и с поправками, давая p_i, одинаковые для данных p_k и V для всех типов паровозов, понятно, могут годиться только для самых грубых вычислений и вообще не могут быть рекомендованы.

Таковые же формулы Лейтцмана типа:

$$p_i = (p_k + 1)\left(1 - \frac{a}{\varepsilon} + \frac{b}{\varepsilon^2}\right), \tag{69}$$

где ε—в процентах хода поршня и a и b—опытные коэфициенты. Являясь точными для данного типа, работающего в определенных условиях, они не могут иметь распространенного применения, как все формулы вообще[1].

---

[1]. Лейтцман, авторитет которого весьма высок в Германии, основывал свои предположения на определенной зависимости ε и V, которая получается таким образом: расход пара машиною за один ход поршня равен:

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot \varepsilon \cdot \frac{h}{100} \cdot \Delta,$$

где ε—в процентах хода поршня, h и Δ—плотность пара. При двух цилиндрах однократного расширения и числе оборотов ведущей оси в минуту

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

имеем полный расход в час:

$$4\frac{\pi d^2}{4} \cdot \varepsilon \cdot \frac{h}{100} \cdot \Delta \cdot \frac{V \cdot 1000}{\pi D} = 10\frac{d^2 \cdot h}{D} \cdot \Delta \cdot \varepsilon V,$$

что должно равняться количеству пара, доставляемому котлом, т. е. $H \cdot z_m$, где H—поверхность нагрева в $м^2$ и z_m—паропроизводительность („машинная“)в $кг$ с 1 $м^2$ в час. Таким образом

$$10\frac{d^2 \cdot h}{D} \cdot \Delta \cdot \varepsilon \cdot V = H \cdot z_m,$$

откуда

$$\varepsilon V = \alpha \cdot H \cdot z_m, \tag{70}$$

где α—некоторый постоянный коэфициент для данного паровоза.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Более точные формулы, которые выведены на основании громадного количества опытов над ходовыми паровозами в Сев. Америке и приняты на Пенсильванской ж. д.:

$$p_i = 0{,}2v^2 - 2{,}23v + 0{,}9 \cdot \varepsilon \cdot p_s + 6{,}53, \qquad (71)$$

где:

p_i—в $кг/см^2$;

v—средняя скорость поршней;

ε—отсечка в десятых долях хода поршня;

p_s—давление в золотниковой коробке.

В применении к европейским паровозам эта формула оказалась мало подходящей и годной только для больших наполнений и малых скоростей (условия товарного движения), а также для езды с частично открытым регулятором. Лучшие результаты для ε от 0,3 до 0,5 дает формула:

$$p_i = 0{,}1v^2 - 1{,}43v + \varepsilon(\varepsilon \cdot p_s + 1) + 6{,}33. \qquad (72)$$

При вполне открытом регуляторе следует p_s брать равным манометрическому давлению в котле p_k.

Как пример, приводим для паровоза 1—5—0 *E*, при $p_s = p_k = 12{,}7$, сравнительные данные p_i по формуле (72) и p_i' из практики (табл. 19):

Таблица 19

ε =	0,5		0,4			0,3			
V м/сек.	0,95	1,90	0,95	1,90	2,86	0,95	1,90	2,86	3,88
p_i	8,71	7,55	7,55	6,40	5,49	6,57	5,42	4,51	3,71
p_i'	8,75	7,72	7,66	6,68	5,67	6,08	5,37	4,65	4,08
Процент расходимости.	—0,46	—2,2	—1,4	—4,2	—2,8	+8,06	+0,93	—3,01	—7,3

Таким образом расходимость колеблется между 0 и $\pm 8\%$, что для практики вполне допустимо.

2. Есть еще таблицы, дающие непосредственно наибольшие величины $\xi = \frac{p_i}{p_k}$; таковы, например, таблицы фон-Боррисса, Брюкмана, Надаля, Граве, Лакнера и многих других. Они дают

[1] Считалось, что z_m не зависит от скорости (что совершенно неправильно), и тогда

$$\varepsilon V = const = C,$$

где C—определенная величина для паровоза.

Отсюда выводим, что при больших скоростях необходимо ехать с малыми отсечками (что и делается при движениях с пассажирскими поездами), иначе не хватит пара, и, наоборот, при малых скоростях можно употреблять большие отсечки (товарное движение).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

обыкновенно p_i как $f(\varepsilon)$ и потому мало точны и должны считаться устаревшими.

Заслуживают больше внимания таблицы, дающие величину $\xi = \frac{p_i}{p_k}$ в зависимости от числа оборотов n ведущего колеса и ε, употребляемые в настоящее время в Германии (табл. 20):

Таблица 20

n \ ε	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
1	—	—	—	—	0,52	0,56	0,60	0,65
1,5	—	0,35	0,42	0,46	0,49	0,53	0,56	0,61
2	0,28	0,34	0,40	0,44	0,47	0,50	0,53	0,57
2,5	0,27	0,33	0,38	0,42	0 45	0,48	0,51	0,54
3	0,26	0,31	0,36	0,40	0,44	0,46	0,48	0,51
3,5	0,25	0,30	0,35	0,39	0,42	0,44	0,46	0,47
4	0,24	0,29	0,34	0,38	0,40	0,42	0,44	—
4,5	0,23	0,28	0 33	0,36	0,39	—	—	—
5	0,23	0,27	0,32	0,35	0,38	—	—	—

Все формулы и таблицы дают ориентировочные данные (для предварительных соображений).

Более точный метод таков: надо построить, принимая во внимание мятие при впуске и выпуске, после предварительного определения размера окон и элементов пароораспределения предварительную („ожидаемую") индикаторную диаграмму (по способу, указанному выше) и положить ее в основу расчета, сравнив, если представляется возможность, с опытными данными подходящего типа.

V. Влияние на работу паровоза равномерности касательных (или тангенциальных) сил.

При вращении ведущей оси касательные силы, приложенные к пальцам кривошипа и образующие вращательную пару, переменны, изменяясь от некоторого максимума до минимума, причем характер изменения, даваемый соответствующей полярной или прямоугольной диаграммой, зависит от типа машины, степени уравновешенности и пр. Это обстоятельство достаточно подробно освещено в §§ 20 и 21 т. I (и в т. III „Курса", § 6).

Для еще большего оттенения значения указанной равномерности приводим диаграммы, составленные Schröter'ом [1], дополненные и приведенные к одним величинам инж. Житковым [2]. Фиг. 374 пдедставляет кривую для нашего двухцилиндрового паровоза компаунд. Вычерчивая среднее касательное усилие пунктиром и обозначая эту величину через 100, находим $(F_k)_{max} = 160$. Мы

[1] *V. D. I*, 1903 г. стр., 989.
[2] „Жел.-дор. д". 1909 г., стр. 29 д.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

видим крайнюю неравномерность усилий. Так как состав поездов рассчитывается по среднему усилию, то ясно, что в точке *a* может получаться местное буксование, и приблизительно в этом месте на бандаже получается выбоина.

Остальные диаграммы приведены к такому же наибольшему касательному усилию для удобства сравнения. Фиг. 375—кривая двухцилиндрового паровоза однократного расширения. Здесь неравномерность меньше, что сказалось на большей величине среднего усилия (117, т. е. на 17% больше, чем у двухцилиндрового паровоза компаунд). Этим объясняется то явление, что при одном и том же весе паровозы не-компаунд могут вести поезда более тяжелые (в данном случае на 17%). Также объясняется такой факт: новые паровозы 0—4—0 компаунд были на 10% тяжелее, чем старые 0—4—0 не-компаунд, но могли вести поезда только одного и того же веса.

Фиг. 376 дает кривые четырехцилиндровых паровозов компаунд (тендем). Здесь уже разница в 30% при том же наибольшем усилии. Этим объясняется факт, о котором неоднократно докладывалось на съездах инженеров подвижного состава и тяги, что при одиноковом сцепном весе (приблизительно в 52 *m*) паровоз тендем компаунд типа Московско-виндаво-рыбинской ж. д. везет на самых больших подъемах состав на 20—25% больший, чем нормальный паровоз 0—4—0.

Фиг. 377 дает кривые четырехцилиндрового паровоза компаунд. Здесь уже самая наименьшая неравномерность, что дает наибольшую среднюю силу тяги, причем сравнительно с нормальным паровозом получаем увеличение на 45% при одном и том же сцепном весе.

Отсюда видно, на сколько значительную роль играет разбираемая равномерность при эксплоатации ж. д. для увеличения их пропускной способности и уменьшения расхода на переточку бандажей. Поэтому необходимо исследовать указанные кривые, но предварительное исследование довольно затруднительно, так как вид кривых зависит от индикаторных диаграмм, т. е. от всех тех обстоятельств, которые оказывают влияние на их вид.

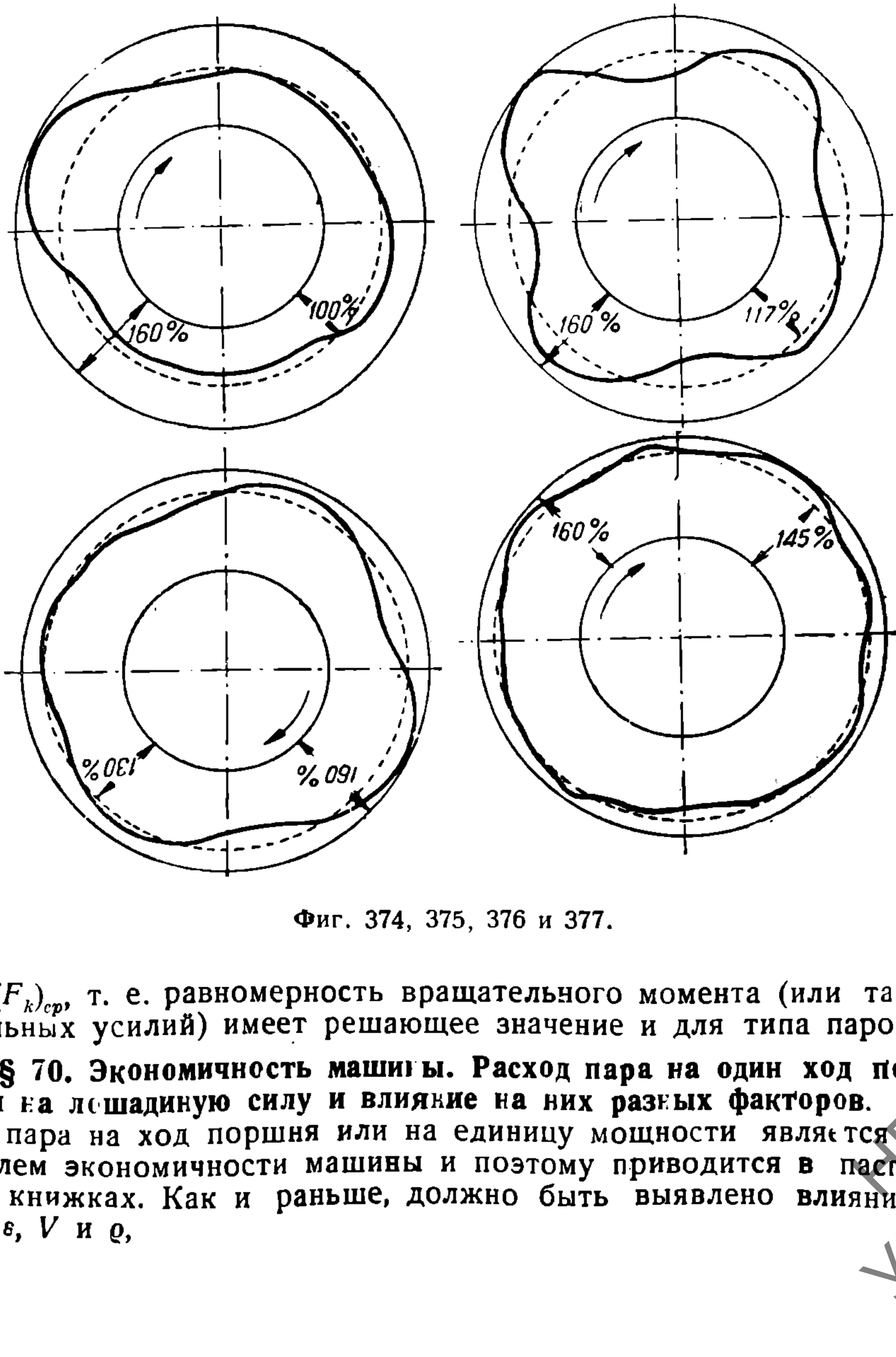
С другой стороны степень неравномерности оказывает влияние и на тип паровоза[1], так как коэфициент сцепления $\psi_k = f/\mu$, где f—коэфициент трения и μ—степень неравномерности, т. е. $\mu = \frac{(_kf)_{max}}{(f_k)_{сред}}$, требуемый же сцепной вес $Q_c = \frac{(F_k)_{ср}}{\psi_k}$. Таким образом при требуемой величине $(F_k)_{ср}$, по которой рассчитывается весь паровоз, Q_c тем меньше, чем больше ψ_k или, следовательно, чем меньше μ, т. е. чем меньше отношение $(F_к)_{max}$ к $(F_к)_{ср}$.

В приведенных диаграммах имеем: для случая ψ_k величина $\mu = 160/100 = 1{,}6$; для II $\mu = 160/117 = 1{,}36$; для III $\mu = 160/130 = 1{,}23$; для IV $\mu = 160/145 = 1{,}1$,

[1] См. § 27 т. I „Курса“.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

т. е. тип IV дает наиболее легкие, а потому и наиболее дешевые паровозы при той же мощности, ибо при $f = 1/5$ имеем: для I $\psi_k = \frac{\frac{1}{5}}{1{,}6} = \frac{1}{8}$ и соответственно для остальных 1/6,8; 1/6,15 и 1/5,5, а потому Q_c соответственно равно $8(F_k)_{ср}$, 6,8 $(F_k)_{ср}$, 6,15 $(F_k)_{ср}$ и



Фиг. 374, 375, 376 и 377.

5,5 $(F_k)_{ср}$, т. е. равномерность вращательного момента (или тангенциальных усилий) имеет решающее значение и для типа паровоза.

§ 70. Экономичность машины. Расход пара на один ход поршня и на лошадиную силу и влияние на них разных факторов. Расход пара на ход поршня или на единицу мощности является указателем экономичности машины и поэтому приводится в паспортных книжках. Как и раньше, должно быть выявлено влияние на них ε, V и ϱ,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

I. Расход пара на ход поршня (u).

Расход пара на один ход поршня определяется таким образом:

Так, как число оборотов ведущей оси при скорости V *км/час* равно: $\frac{V \cdot 1\,000}{\pi D}$, то при двух цилиндрах, потребляющих свежий пар, и следовательно четырех ходах на один оборот колес, имеем:

$$H \cdot z_м = u \cdot \frac{V \cdot 1\,000}{\pi D} \cdot 4,$$

Откуда

$$u = \frac{H \cdot z_м}{4} \cdot \frac{\pi D}{V \cdot 1\,000}, \qquad (73)$$

или

$$u = a \cdot \frac{z_м}{V},$$

где

$$a = H \cdot \frac{\pi D}{4\,000}$$

есть величина постоянная для данного паровоза.

Задаваясь величиною машинной форсировки котла $z_м$, находим зависимость u от V, что дает возможность построить соответствующие кривые.

Как сказано выше, этот расход пара распадается на две части:

$$u = u_n + u_k,$$

где:

u — расход пара на ход поршня в цилиндре;

u_n — полезный, индикаторный;

u_k — расход как результат теплообмена.

Для нахождения $u = f(\varepsilon, V, \varrho)$ надо найти $u_n = \varphi(\varepsilon, V, \varrho)$ и $u_k = \psi(\varepsilon, V, \varrho)$ и их сложить. Эти вопросы могут быть разрешены только опытным путем; здесь же указывается только общий характер происходящих явлений.

а) Зависимость от отсечки. u_n по формуле (43) выражается через ε линейно, т. е. $u_n = f(\varepsilon)$ — прямая. Но опыты показывают, что так будет только при очень малых скоростях, при больших же с увеличением ε расход u_n определяется кривыми (фиг. 378)[1], так как при большем расходе пара происходит увеличенное его торможение.

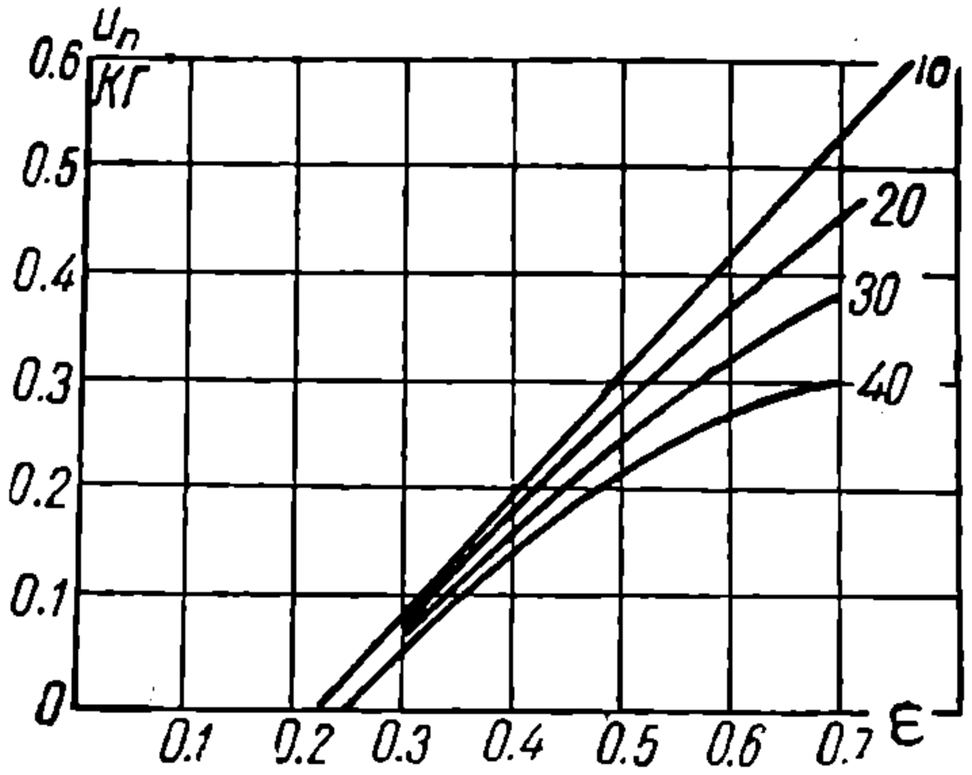
Расход u_k, по мнению многих авторитетов (Храбак, Надаль), также изменяется линейно, но доказано, что вследствие влияния сжатия $u_k = \varphi(\varepsilon)$ всегда выражается кривою. Но во всяком случае это отклонение невелико и не влияет на характер почти прямо-

[1] Паровоз 0—4—0 ОД (опыты на Харьково-Николаевской ж. д.).

НВ УДУНТ (ДІІТ)

линейной зависимости u от ε (например, фиг. 379, дающая $u = f(\varepsilon)$ при $\varrho = 1$ для паровоза 0—5—0 Э).

b) Влияние скорости. Хотя очень часто формулы для определения расхода пара не содержат скорости (например Лейцмана), но уже на основании сказанного ясно, что u определенно зависит от скорости, так как с увеличением V искажаются индикаторные диаграммы в смысле уменьшения их площади, и, следовательно, уменьшаются u_n и u_k вследствие уменьшения времени одного хода поршня. Этот факт установлен уже давно Виллансом (Willanse).



Фиг. 378.

Характер падения $u = f(V)$ весьма разнообразен, но в общем имеет вид параболы (фиг. 380 для 0—5—0 Э при $\varrho = 1$).

Важно только отметить уменьшение u при увеличении V и то, что падение тем больше, чем больше отсечка (это понятно на основании предыдущего).

Как всегда, степень открытия регулятора влияет примерно при $\varrho < \frac{1}{4}$, выше это влияние исчезает. Ниже же $\frac{1}{4}$ расход резко уменьшается вследствие торможения пара.

Так как это явление общее, то дальше будем считать всегда $\varrho = 1$.

II. Расход пара на лошадиную силу. Как известно[1]; число индикаторных лошадиных сил:

$$N_i = \frac{F_i \cdot V}{270} = \frac{\xi \cdot M \cdot V}{270},$$

и часовой расход пара:

$$U = n \cdot u \cdot x = \frac{1\,000 \cdot V}{\pi D} \cdot u \cdot x,$$

где n — число оборотов в час и x—число ходов поршней цилиндров высокого давления за оборот колеса. Отсюда

$$\frac{U}{N_i} = \frac{270\,000 \cdot x}{\pi D \cdot M} \cdot \frac{u}{\xi} = A \cdot \frac{u}{\xi}, \qquad (74)$$

[1] Работа силы тяги в килограммометрах в секунду выражается таким образом: $F_i \cdot \frac{V \cdot 1000}{60 \cdot 60} = \frac{F \cdot V}{3{,}6}$; деля на 75, находим соответственно число N_i. По § 68 имеем:

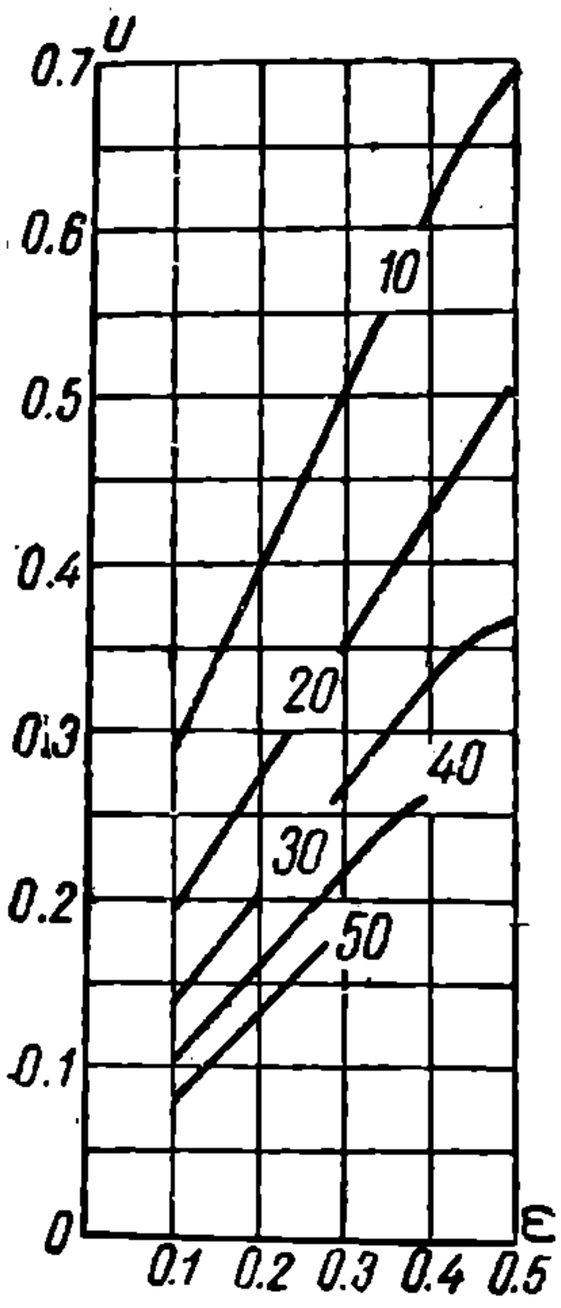
$$F_i = \frac{d^2 \cdot h}{D} \xi p_k = M \cdot \xi.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где $A = \frac{270\,000 \cdot x}{\pi D \cdot M}$ есть величина постоянная для данного паровоза[1].

По уравнению (74), зная для данных условий u и ξ, находят вычислением $\frac{U}{N_i}$ $\left(\text{или } \frac{U}{N_k}\right)$. Здесь переменны и u и ξ.

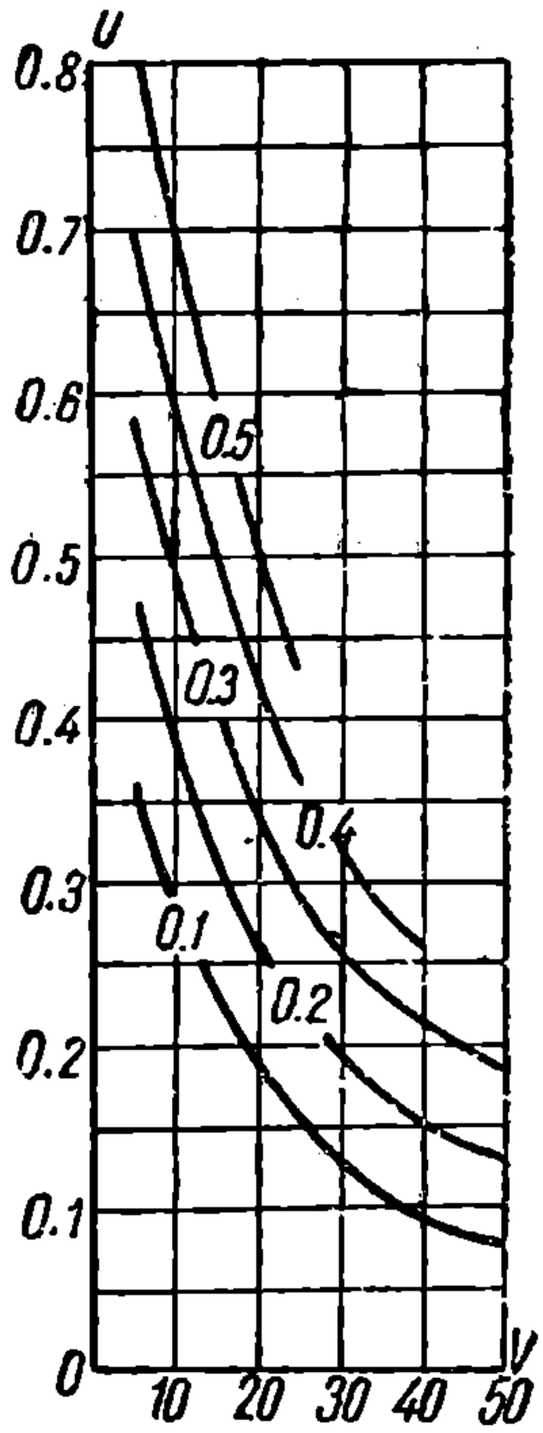
Влияние отсечки. Кривые $\frac{U}{N_i}$ всегда дают резко определенный минимум. Это явление объясняется таким образом. Для идеальных машин чем больше расширение, тем термический коэфициент выше, но в реальных машинах благодаря сжатию, торможению пара в окнах и потерям на конденсацию, которые растут с уменьшением отсечки, увеличение степени расширения дальше известного предела уже невыгодно. Это наблюдается у всех паровых машин, но у постоянных машин наивыгоднейшая отсечка равна обыкновенно 10—15%, а для паровозов (у которых гораздо больше сжатие с уменьшением отсечки) она равна 25—35% для паровозов однократного расширения и 35—50% для компаунд (в малом цилиндре).



Фиг. 379.

Некоторые исследователи дают еще такое доказательство: интенсивность возрастания ξ падает с увеличением отсечки гораздо энергичнее, чем u (фиг. 381). Так как для кривой $\frac{U}{N_i} = f(\varepsilon)$ тангенс угла, образуемого касательной к кривой с осью абсцисс, равен:

$$\frac{d\left(\frac{U}{N_i}\right)}{d\varepsilon} = A\,\frac{\xi\frac{du}{d\varepsilon} - u\frac{d\xi}{d\varepsilon}}{\xi^2},$$



Фиг. 380.

[1] Так как N_i и N_k (число касат. лош. сил) находятся в известном взаимодействии (уравнение 57) $N_k = \eta_м \cdot N_i$, то дальше разбирается только индикаторное число лош. сил. N_i.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

то поэтому находим:

1) для малых ε

$$\frac{d\xi}{d\varepsilon} \text{ будет} = \frac{\xi \cdot du}{u \cdot d\varepsilon},$$

а потому $\frac{U}{N_i}$ будет падать с увеличением отсечки;

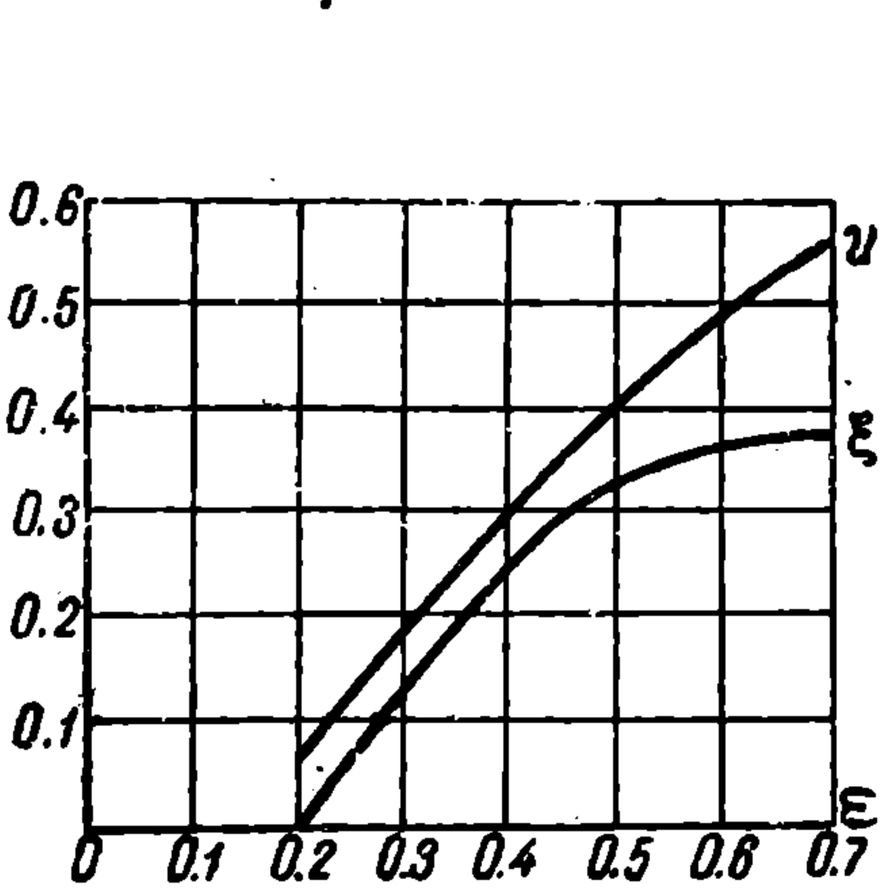
2) для ε, соответствующих условию

$$\frac{d\xi}{d\varepsilon} = \frac{\xi}{u} \cdot \frac{du}{d\varepsilon},$$

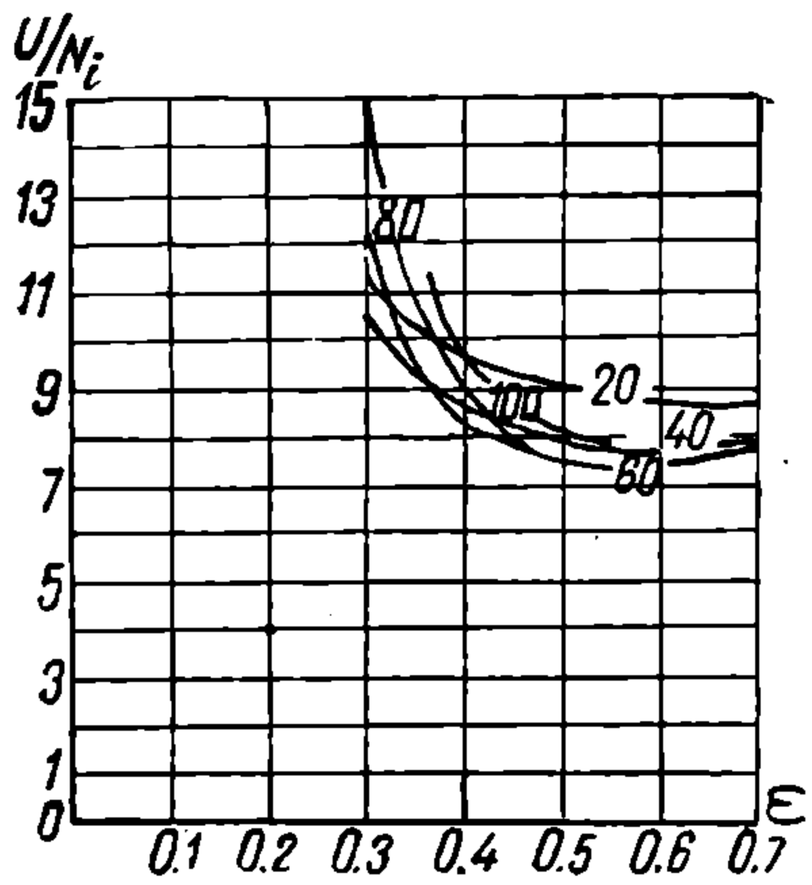
$\frac{U}{N_i}$ пройдет через минимум, и для больших отсечек, дающих

$$\frac{d\xi}{d\varepsilon} < \frac{\xi}{u} \cdot \frac{du}{d\varepsilon},$$

величина $\frac{U}{N_i}$ будет возрастать с возрастанием ε.



Фиг. 331.



Фиг. 382.

Например, на фиг. 382 приведены кривые для паровоза 1—3—0 Н^{ч} при $\varrho = 1$. Для других паровозов получаем кривые такого же вида. Из них видно, что существуют наивыгоднейшие отсечки для каждой скорости, при которых расход пара наименьший.

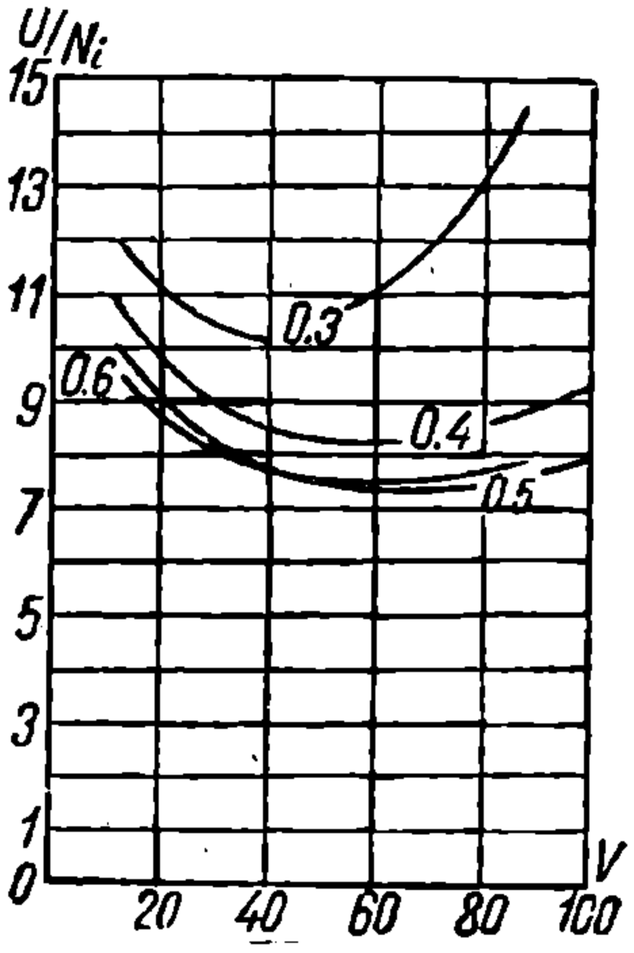
b) Влияние скорости. Кривые $\frac{U}{N_i} = f(V)$ могут быть весьма разнообразны, но в общем также имеют минимум по таким же причинам: на эту величину влияют конденсация и утечка, которые убывают с увеличением скорости, и торможение в окнах, которое возрастает со скоростью. При малых скоростях на величину $\frac{U}{N_i}$ больше влияют первые, и расход пара уменьшается; при больших, на-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

оборот, влияние конденсации ничтожно, но возрастает торможение, а с ним и расход пара на 1 *л. с.* Есть, следовательно, скорость при которой эти влияния уравновешиваются

$$\left(\text{т.е. } \frac{d\frac{U}{N_i}}{dV}=0\right)$$ и величина $\frac{U}{N_i}$ проходит через минимум.

Например, на фиг. 383 для того же паровоза приведены соответствующие кривые, из которых видно, что даже есть наивыгоднейшие скорости, разные для разных отсечек, но обыкновенно лежащие в тесных пределах.



Фиг. 383.

III. Предварительное нахождение расхода пара. При проектировании паровоза необходимо знать расход машиною пара. Как видно из сказанного выше, расход пара зависит от стольких данных, что объять их какою-нибудь одною общею формою невозможно. Многие из них (например проф. Петрова, Лейцмана) дают расход в зависимости только от отсечки, что совершенно неправильно. При этом иногда расход пара на конденсацию и пр. (сверх полезного) берется в известном проценте от индикаторного, что также неправильно, так как, находясь в зависимости от конструкции паровоза, скорости поезда, отсечки и пр., он часто достигает нескольких десятков процентов.

Наиболее точен метод Надаля, но и он дает величины, меньшие действительных.

Поэтому из формул приводим только одну (Храбака), которая, будучи проверена опытно, дает вполне удовлетворительные результаты:[1]

$$\frac{U}{N_i}=\left[\frac{27\,(\varepsilon+m)}{p_i}+\frac{9{,}8}{\sqrt{v}}+\frac{4{,}5}{v\sqrt{p_i}}\right]\frac{\lambda_0}{\lambda_1}, \qquad (75)$$

где:

v — средняя скорость поршней;

p_i — среднее индикаторное давление, определяемое по формуле (71) в *кг/см*^{2};

ε — отсечка в сотых долях хода поршня;

m — вредное пространство цилиндров;

λ_0 и λ_1 — теплосодержание 1 *кг* пара до перегревателя и после него или в золотниковой коробке.

Кроме того, существуют эмпирические таблицы. Некоторые из них, например Граве, являются совершенно устаревшими.

[1] Например, при опытах с паровозом 1—3—1 С была расходимость не более 3,5%.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Значительно более точны таблицы Лохнера и Брюкмана (табл. 21 и 22), составленные на основании позднейших данных, которыми можно пользоваться при предварительных расчетах. Они дают расход пара в функции скорости *V км/час.*

Таблица 21 (Лохнера)

Паровозы однократного расширения без перегрева пара

Скорость движения поезда *V км/ч*	0—50	60	70	80	90
Расход пара в час на 1 *л. с.* . .	10,0	10,3	10,7	11,4	12,6

При применении перегретого пара (при давлении в котле, равном от 12 до 14 *атм* по манометру) получается экономия в зависимости от величины перегрева, и размер экономии определяется по табл. 23.

Ход расчета проф. Фармаковский предлагает такой.

Пусть расстояние, которое паровоз должен пройти без набора воды, равно *S км.* Если средняя скорость движения по этому заданному участку равна *V км/час* и средняя сила тяги равна F_i *кг* (что лучше всего определить путем графического анализа хода поезда), то поезд будет находиться в пути $\frac{S}{V} = h$ часов, и средняя работа машины паровоза будет равна $N_i = \frac{F_i \cdot V}{270}$.

Таблица 22 (Брюкмана)

Паровозы компаунд без перегрева пара; расход $\frac{U}{N_1}$

Скорость в *км/час* \ Род паровоза	Двухцилиндровые		Четырехцилиндровые
	товарные	скорые	скорые
10	9,8	—	—
20	8,8	—	—
30	8,4	9,2	8,1
40	8,6	8,6	7,6
50	—	8,48	7,5
60	—	8,61	7,6
70	—	8,81	7,8
80	—	9,33	8,2
90	—	10,27	9,0
100	—	11,45	10,0

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица 23

Температура перегретого пара в °С	Перегрев сверх температуры насыщения пара в °С	Экономия в расходе воды в % (a)	Температура перегретого пара в °С	Перегрев сверх температуры насыщения пара в °С	Экономия в расходе воды в % (a)
250	60	10	310	120	22
260	70	12	320	130	24
270	80	14	330	140	26
280	90	16	340	150	28
290	100	18	350	160	30
300	110	20	—	—	—

Если нам известен расход пара в час на 1 *л. с.*: $\frac{U}{N_i}$, то расход пара машиною в час будет $\frac{U}{N_i} \cdot N_i$, а на всем перегоне длиною S будет:

$$\frac{U}{N_i} \cdot N_i \cdot h = U_s.$$

Величину $\frac{U}{N_i}$ берем из табл. 21 и 22 для заданной средней скорости. Если пар перегретый, то берем еще данные табл. 23, причем могут быть два случая:

а) для паровозов однократного расширения расход будет равен

$$\frac{U}{N_i} \cdot (1 - a);$$

b) для паровозов компаунд надо брать из табл. 23 коэфициент a и умножить на 0,75, т. е. расход будет:

$$\frac{U}{N_i} (1 - 0{,}75 \cdot a).$$

Найдя таким образом U_s, необходимо дальше для паровозов однократного действия и компаунд, работающих насыщенным паром, увеличить U_s на 10% на влажность пара.

Для всех же паровозов вообще надо еще прибавить к U_s: 1) 5% на действие тормозного насоса, арматурных частей и на боксование; 2) 3% на потерю воды инжекторами; 3) 2% на поливку угля (в случае необходимости) и 4) от 5 до 7% на действие форсунки при нефтяном отоплении.

Таким образом получим то количество воды, которое испаряется котлом, и то количество, которое расходуется тендером.

Наконец последние германские данные (1922 г.), которыми пользуются при расчете паровозов однократного расширения, работающих перегретым паром, указаны[1] в табл. 24.

[1] Ст. Метцельтин, «Сборн. и моногр. по вопр. науки и техники», 1922 г., № 1.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Дальнейший расчет ведется в Германии так: беря F_i как силу, необходимую для преодоления всех сопротивлений поезда и паровоза, и обозначая через Q_c сцепной вес паровоза в тоннах, имеем:

$$\psi_k \cdot Q_c \geq \eta_м \cdot F_i;$$

ψ_k берется равным $\frac{1}{6} — \frac{1}{7}$ для двухцилиндровых паровозов и $\frac{1}{5} — \frac{1}{6}$ для четырехцилиндровых; $\eta_м$ равно около 0,88—0,91 (в среднем 0,9).

Отсюда находим:

$$F_i = \frac{\psi_k \cdot Q_c}{\eta_м} \text{ и } N_i = \frac{F_i \cdot V}{270},$$

каковое число лошадиных сил для данного числа оборотов в минуту $\frac{V \cdot 1000}{\pi D \cdot 60}$ умножают на соответствующие данные табл. 24.

Таблица 24

Число оборотов в минуту	Расход пара *кг* на 1 инд. *л. с.* в час при отсечках $\varepsilon\% =$								
	15	20	25	30	35	40	45	50	60
100	—	9,60	9,34	—	—	—	—	—	—
110	—	9,25	8,95	9,04	9,12	9,19	9,26	—	—
120	9,40	8,93	8,69	8,84	8,97	9,07	9,15	9,18	9,16
130	9,16	8,70	8,52	8,69	8,81	8,96	9,05	9,11	9,12
140	8,92	8,49	8,36	8,55	8,66	8,85	8,95	9,04	9,06
150	8,74	8,33	8,24	8,42	8,54	8,74	8,87	8,97	9,00
160	8,55	8,20	8,14	8,31	8,41	8,64	8,78	8,90	—
170	8,40	8,08	8,06	8,21	8,34	8,54	8,70	8,84	—
180	8,27	7,97	7,97	8,12	8,26	8,45	8,63	8,77	—
190	8,14	7,88	7,90	8,04	8,19	8,39	8,56	8,71	—
200	8,04	7,80	7,83	7,97	8,12	8,30	8,49	8,66	—
210	7,94	7,73	7,76	7,90	8,06	8,23	8,43	8,59	—
220	7,85	7,67	7,70	7,84	8,00	8,17	8,37	8,53	—
230	7,76	7,62	7,64	7,79	7,94	8,12	8,32	8,48	—
240	7,68	7,58	7,59	7,74	7,89	8,08	8,28	—	—
250	7,61	7,53	7,55	7,70	7,84	8,04	8,25	—	—
260	7,55	7,49	7,51	7,66	7,79	8,01	—	—	—
270	7,50	7,46	7,48	7,62	7,75	7,93	—	—	—
280	7,45	7,42	7,45	7,58	7,71	—	—	—	—
290	7,40	7,38	7,41	7,55	7,67	—	—	—	—
300	7,36	7,35	7,38	7,51	7,64	—	—	—	—
310	7,31	7,33	7,36	7,48	7,61	—	—	—	—
320	7,27	7,30	7,33	7,45	—	—	—	—	—
330	7,24	7,27	7,31	7,42	—	—	—	—	—
340	7,20	7,25	7,28	7,39	—	—	—	—	—
350	7,16	7,22	7,26	7,36	—	—	—	—	—
360	7,14	7,20	7,25	7,34	—	—	—	—	—

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Табл. 25 дает расход пара для средних современных условий давлений и перегрева. Проф. Игель[1] дает эти величины расхода при „наивыгоднейшей степени наполнения ε и при экономически лучших V“, т. е. наименьшие (см. табл. 21 и 22).

Таблица 25

Род пара и система машины	Абсолютное давление в котле	Температура пара в °С	U/N_i в кг/л.с.	Род пара и система машины	Абсолютное давление в котле	Температура перегретого пара	U/N_i в кг/л.с.
Насыщенный . . .	11	183,1	12,5	Перегретый	13	300	7,4
	12	186,9	11,9			325	7,0
						350	6,7
Машина однократного расширения	13	190,6	11,2	Машина однократного расширения	15	300	7,2
	14	194,0	10,7			325	6,85
	15	197,2	10,2			350	6,55
Машина компаунд.	13	190,6	9,6	Машина компаунд.	15	300	7,0
	15	197,2	6,2			325	6,7
						350	6,4

Все данные табл. 21 и 22 относятся к средней работе паровоза, т. е. соответствующей средним отсечкам. При наибольших отсечках числа надо уменьшить на 5%, при наименьших—увеличить на 7%. Как видим из этих таблиц, для каждого типа существует наивыгоднейшая скорость, для которой расход пара наименьший. Она обыкновенно совпадает со средними скоростями, что мы видели и выше.

На практике очень малый расход был получен для паровозов 1—5—0 (1918 г.,) работающих перегретым паром при отсечке 30%, и $N_i = 3000$ во время опытов на Пенсильванских ж. д. (паровозо-испытательная станция в Алтуне): $\frac{U}{N_i} = 6{,}8$ *кг*.

Этот расход исключительно мал для машины однократного расширения, работающей без конденсации, и для таковых трудно достижим даже при стационарных установках, что показывает на высокую степень совершенства современных паровозов. При применении компаунд и перегрева цифры получаются еще ниже. Игель считает $\frac{U}{N_i}$ = от 6,3 до 7, при опытах же с нашим паровозом 0—4—0 Ыч получены цифры даже ниже 6 (при $\varepsilon = 0{,}4$ и $V = 50$ расход падал до 5,8 *кг*).

Все указанные величины дают только ориентировочный материал, хотя они и даются авторитетными лицами на основании много-

[1] „Руководство к паровозостроению“, 1924 г., стр. 66.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

численных и заслуживающих внимания опытов. Здесь трудно ориентироваться при проектировании определенного типа, для чего наиболее точный путь—пользоваться данными опытов над паровозами подходящего типа.

В этом отношении особенно благоприятно положение у нас, так как почти все типы русских паровозов исследованы опытно. Все данные опытов опубликованы в так называемых паровозных паспортах и в ряде изданных курсов тяговых расчетов и монографий, где и можно найти ответы на все указанные вопросы в каждом частном случае.

Что касается методов наивыгоднейшего регулирования работы паровоза, касающегося не только машины, но и котла, то он сводится к определению ϱ, ε, V и z, при которых расход пара и угля на 1 *л. с.* будет наименьший[1].

В заключение следует отметить, что в паровозах должно существовать известное равновесие между пятью основными элементами:

1) сгоранием топлива,
2) парообразованием,
3) перегревом пара,
4) действием пара в цилиндрах и
5) сцепным весом (или максимальною силою тяги на ободе).

Любое нарушение этого равновесия уже ухудшает работу паровоза: усиление одного из этих элементов или нескольких, вне согласования с остальными, приносит не пользу, а вред Те паровозы, у которых указанное равновесие не соблюдено, построены неправильно и не дают ожидаемого результата. Обратно, при строгом согласовании элементов между собою и при использовании их до высшего предела, получаем наибольший коммерческий коэфициент полезного действия, т. е. наибольшее произведение из веса поезда на его скорость.

§ 71. Контрпар. Ввиду неожиданной опасности является иногда необходимость быстро остановить поезд на полном ходу. Для этого машинист, если не имеется специального непрерывного тормоза, переставляет кулисный механизм на обратный ход, что называется дать противопар. Хотя поезд продолжает по инерции некоторое время итти вперед, но пар будет оказывать тормозящее действие, и поезд вскоре остановится.

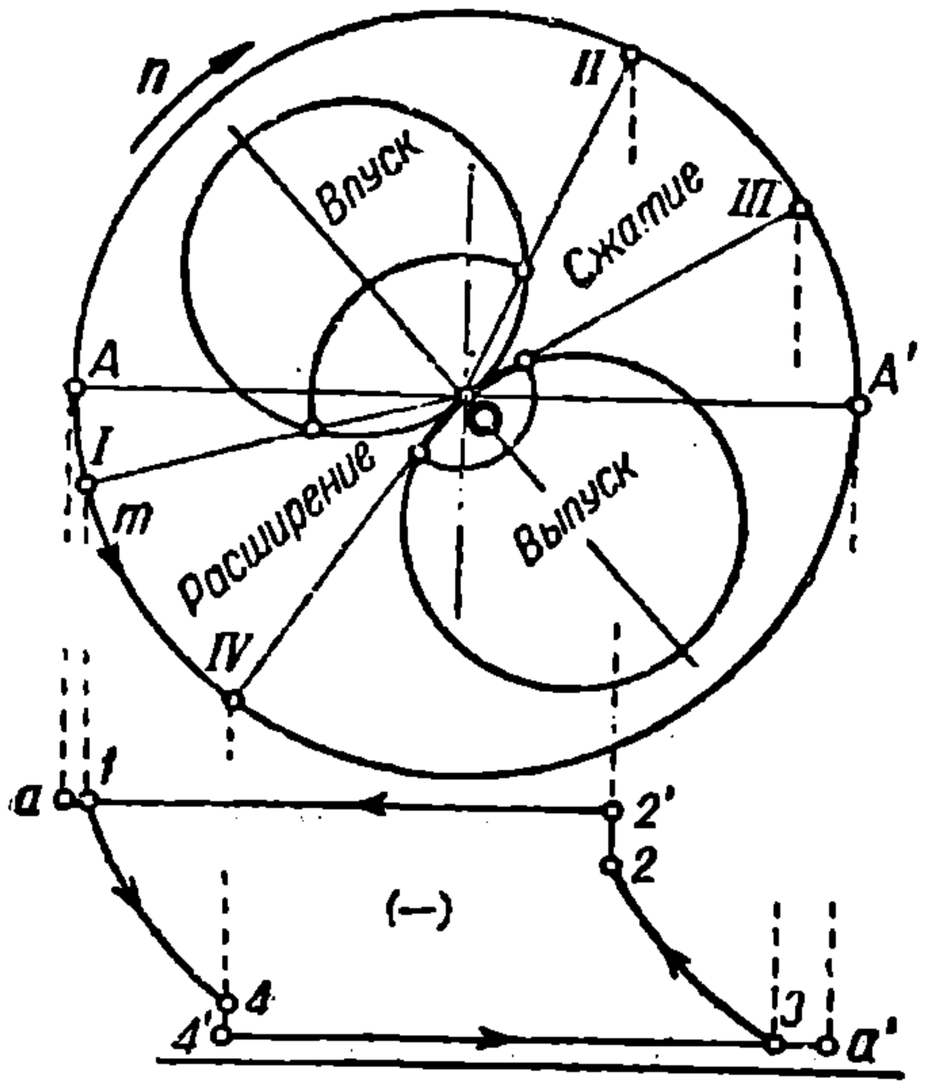
Для рассмотрения происходящего здесь пораспределения надо вычертить для прямого хода паровоза диаграмму на обратный ход, или, наоборот, оставив ту же диаграмму прямого хода, вообразить, что кривошип вращается обратно. Моменты перемены фаз пораспределения остаются те же.

---

[1] Таковой подробно изложен в обстоятельной статье проф. С. П. Сыромятникова—«Новый метод построения диаграмм наивыгоднейшего регулирования работ паровозов и его практическое применение», «Техника и экономика путей сообщения» за 1923 г., № 1, и в кратком извлечении—ч. I курса.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Итак пусть, например, фиг. 384 представляет диаграмму распределения при контрпаре, т. е. предполагается, что при данной диаграмме кривошип идет обратно часовой стрелке *n*; угол впуска при этом будет равен *AOI*, т. е. очень мал. Между *I* и *IV* будет расширение вместо бывшего раньше сжатия; так как пара выпущено мало, а расширение значительно, то в конце расширения давление часто равно или даже ниже атмосферного; в *IV* начнется предварительный выпуск, но так как поршень должен пройти большую часть своего хода, то через паровыпускной канал начнет всасываться (вследствие увеличения объема, описываемого поршнем) внешний воздух, и к концу хода в цилиндре будет смесь небольшого количества паров с всосанным воздухом, которого вытечет обратно во время выпуска от *A'* до *III* только незначительная часть, большая же часть будет сжиматься до положения *II*, чтобы во время очень продолжительного впуска *II A* быть втолкнутой в котел через паровпускной канал. Очевидно, давление позади поршня все время будет ниже чем впереди, т. е. машина будет работать как энергичный тормоз.



Фиг. 384.

Идеальная индикаторная диаграмма, построенная—предполагая что падение давления *44'* и возвышение давления *22'* при открытии паровпускного и паровыпускного каналов происходит сразу,—представляет величину отрицательной работы контрпара.

Недостатки подобного торможения заключаются в следующем:

1. Паровые цилиндры, всасывая через пароотводный канал воздух и погоняя его в котел, действуют как нагнетательные насосы, и поэтому давление в котле при контрпаре очень быстро повышается. При этом плоский регулятор, если он закрыт, откидывается от своего зеркала, сжимая пружину, придавливающую золотник к зеркалу. При клапанных регуляторах этого нет, в паропроводных труоах резко поднимается давление, и они могут быть разорваны, во избежание чего ставят на них небольшие предохранительные клапаны.

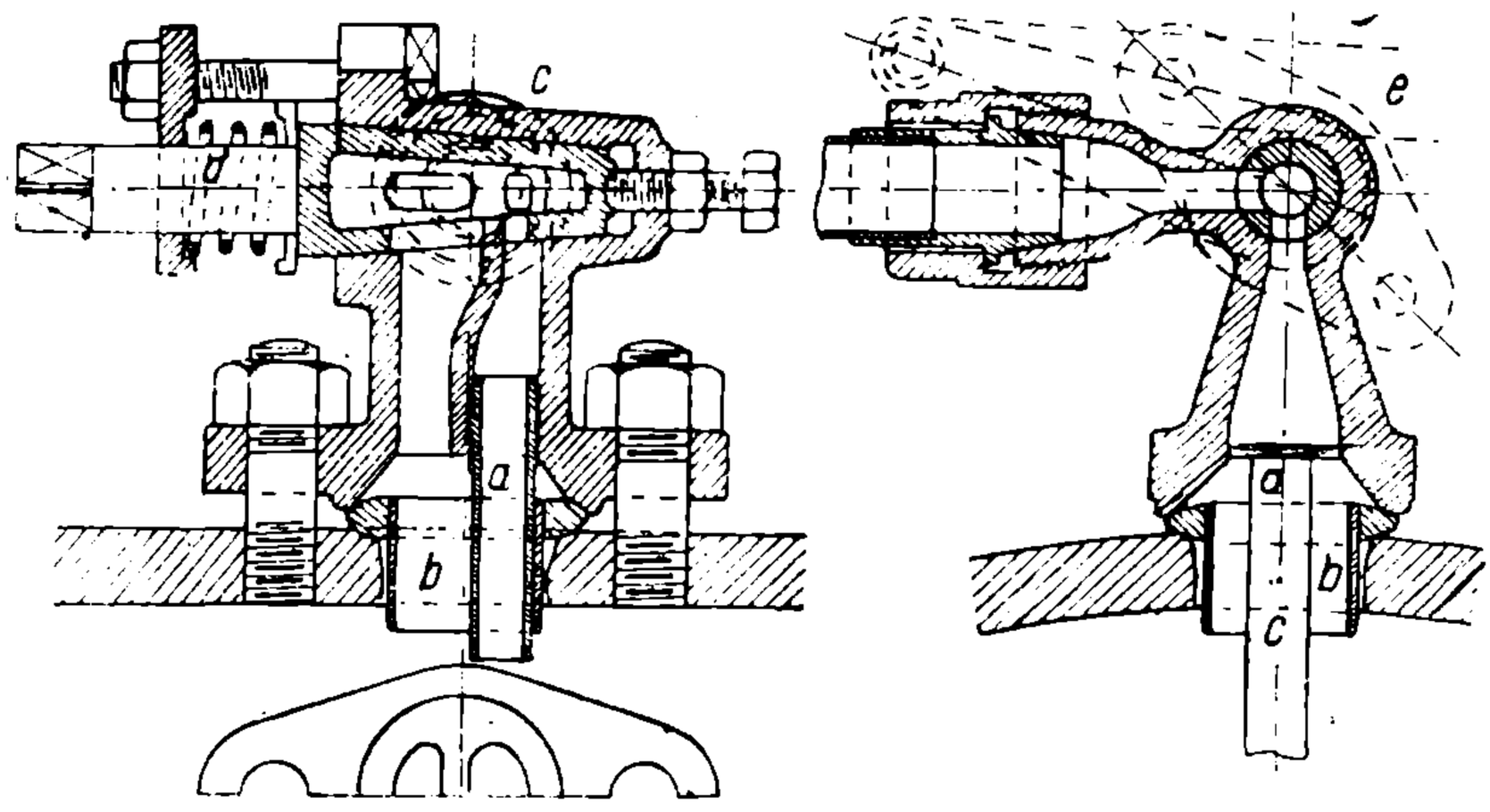
Общий характер явления остается и при перегретом паре. Поэтому управление контрпаром требует опытности и осторожности, и регулятор должен быть открыт.

2. Сжимаемый воздух сильно нагревается и причиняет перегорание сальниковых набивок, а попадая в котел—проникает вместе с паром в инжектор, прекращая его действие.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

3. Всасываемые газы и воздух из дымовой коробки через конус увлекают с собою твердые частицы угля и золы, которые портят цилиндры, поршневые кольца и плоскости скольжения золотников.

Для избежания этого ставят особый кран, так называемый паровой тормоз Лешателье (Lechatelier), принцип которого заключается в следующем. От крана идут две трубки, из которых одна опускается в воду, а другая—в паровое пространство; третий ход крана соединен с трубкою снаружи котла, которая смесь пара и воды впускает в цилиндровый пароотводный канал или лучше в пароотводную трубу. Эта смесь при контрпаре всасывается тогда в цилиндры, и при соприкосновении со стенками цилиндра вода обращается в пар, заполняя каналы и препятствуя всасыванию газов и воздуха.



Фиг. 385.

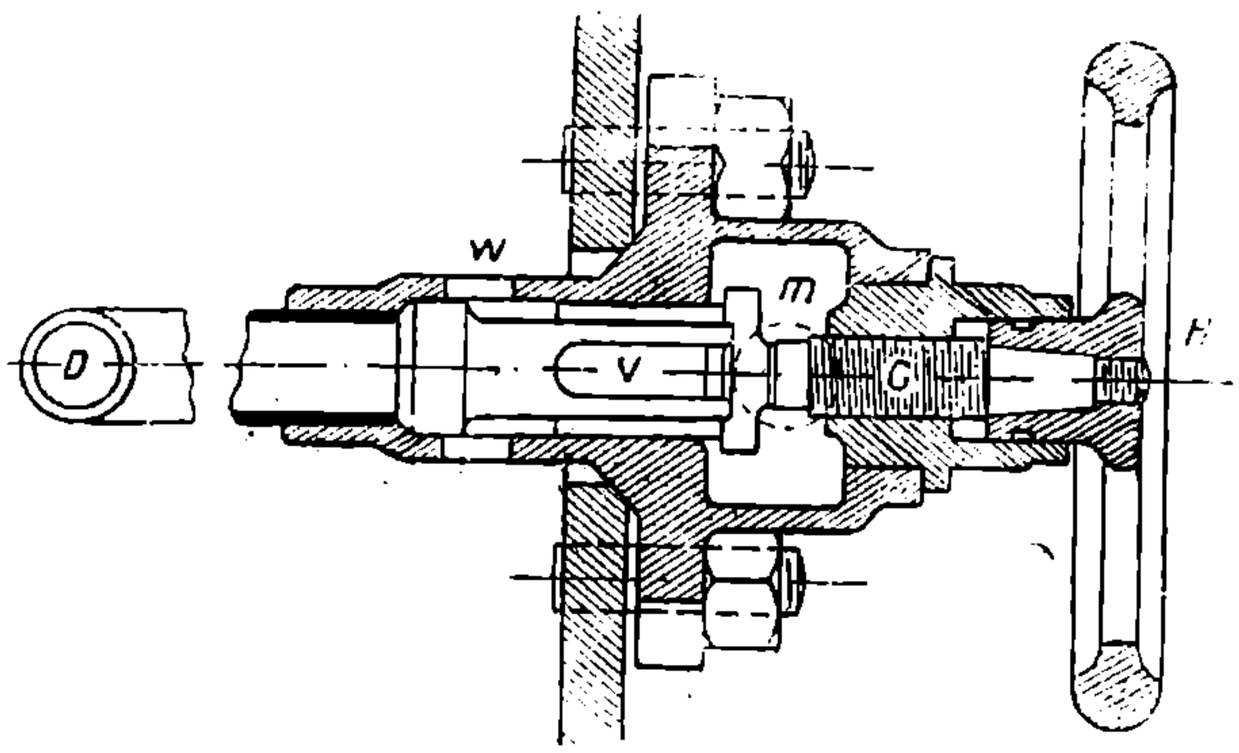
Давая контрпар, можно значительно уменьшить скорость движения поезда и даже его остановить, но он действует, как показывают расчеты и опыт, значительно слабее даже ручных тормозов и потому устанавливается только для совместного действия с ручными тормозами и для замедления хода при спуске поездов с больших уклонов.

Кран Лешателье может быть самых разнообразных конструкций, из каковых приводим кран для паровозов 0—4—0 $O^{в}$ (фиг. 385): *b*—паровая трубка, *a*—водяная, *c*—общая, ведущая к цилиндрам. Большим распространением пользуется видоизменение фон-Борриса (фиг.386): *D* паровая трубка; вода подводится через *W*; клапан *V* служит для произвольного изменения отверстия маховичком *H*; *m*—трубка для отвода смеси.

При нефтяной смазке (а также при нефтяном отоплении) происходит иногда взрыв паровозных цилиндров (преимущественно золотниковых коробок) при контрпаре. Объясняется это образованием

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при этом углеводородов (от находящейся в большом количестве в золотниковой коробке нефтяной смазки) под влиянием высокой температуры всасываемых при контрпаре газов, затем образованием и взрывом гремучей смеси. Подобные взрывы довольно часты и сопровождаются разрушением цилиндров. Лучшим средством против взрывов считается постановка крана Лешателье, но, по указанию инж. Цванцигера, обыкновенный кран здесь уже не удовлетворяет своему назначению, так как действует недостаточно быстро, тогда как для предупреждения взрыва его действие должно быть почти моментальным.



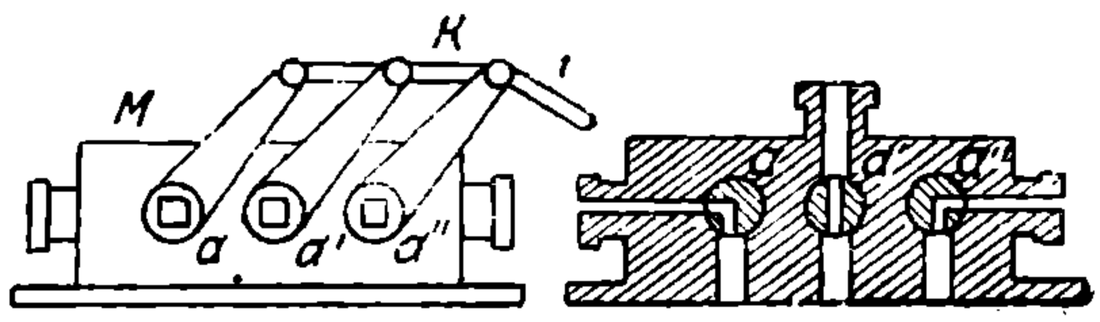
Фиг. 386.

Инж. Цванцигер поэтому предлагает в данном случае:

1) увеличить размеры крана;

2) перенести его из будки ближе к дымовой трубке и к цилиндрам;

3) устроить в кране еще одно отверстие (кроме существующих) для сифона, чтобы увеличить тягу в дымовой трубе и воспрепятствовать образованию черного дыма[1].



Фиг. 387.

Такой измененный кран представлен на фиг. 387: *M* — коробка, *a* и *a''* — два крана Лешателье отдельно для каждого цилиндра и *a'* — сифонный кран. Все краны на одном поводке *K* и открываются при помощи тяги *1* из будки машиниста. Торможение происходит таким образом:

a) открывается кран;

b) реверс становится на первый зуб обратного хода;

c) открывается регулятор и

d) переставляется реверс на следующие зубцы (т. е. манипуляции довольно сложны).

Кран Лешателье получил всеобщее распространение. Более сложные приспособления, преследующие ту же цель, например прибор Крауса, распространения не получили.

---

[1] При нефтяном отоплении он образуется вследствие недостатка тяги и состоит из углеводородов. Всасываясь в цилиндры, он еще более будет способствовать возможности взрыва их.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сканувала Петренко О.А.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)