

Проф. Я. С. КОЗЬМИН

МАШИНЫ
непрерывного
транспорта

ОНТИ

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Проф. П. С. КОЗЬМИН

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

(ЭЛЕВАТОРЫ, ТРАНСПОРТЕРЫ И КОНВЕЙЕРЫ)

Часть I

ОБЩАЯ ТЕОРИЯ И ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ
ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН С ТЯГОВЫМ
ОРГАНОМ

*РУКОВОДСТВО ДЛЯ СТУДЕНТОВ
ИНЖЕНЕРОВ И ТЕХНИКОВ*

*Издание 3-е
дополненное и переработанное*



О НТИ НКТП

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ И МЕТАЛЛООБРАБОТКЕ
ЛЕНИНГРАД 1934 МОСКВА

НБ
УДУНТ
(ДИИТ)

Автор книги — профессор, заведующий кафедрой «Подъемные и транспортные машины и внутризаводский транспорт» в Ленинградском Индустриальном институте и в Лесотехнической академии и заведующий кафедрой «Механизация перегрузочных работ» в Ленинградском институте инженеров водного транспорта.

Книга содержит теорию, конструкцию и расчет машин непрерывного транспорта и состоит из 3 частей, а также атласа конструктивных чертежей.

В первой части рассматриваются: тяговые органы, опоры и направляющие для них, натяжные приспособления и приводы, а также приводится общая теория определения сопротивлений движению, натяжений тягового органа и расчета мощности двигателя.

Книга предназначается в качестве практического руководства для инженеров и техников, а также в качестве учебного пособия для студентов старших курсов вузов.

Для изучения книги необходимо знание высшей математики.

ОГЛАВЛЕНИЕ.

Предисловие	5
Условные обозначения	9
Введение	11
Классификация транспортных устройств	—
Характеристика транспортных устройств с тяговым органом и их основных элементов	12
Производительность транспортных устройств	20
Глава I. Тяговые органы	21
§ 1. Цепи	—
§ 2. Канаты	44
§ 3. Ленты	52
Глава II. Опоры и направляющие для тяговых органов	60
§ 4. Ходовые ролики	—
§ 5. Поддерживающие ролики	65
§ 6. Направляющие и ведущие устройства	73
Глава III. Натяжные приспособления	86
§ 7. Ручные натяжные приспособления	87
§ 8. Грузовые натяжные приспособления	93
Глава IV. Определение тяговых усилий на прямолинейных участках пути и на направляющих устройствах	99
§ 9. Сопротивления движению на прямолинейных участках пути	—
§ 10. Сопротивления движению на направляющих канатных блоках и ленточных барабанах	109
§ 11. Сопротивления движению на направляющих цепных блоках и барабанах	113
§ 12. Сопротивления движению на роликовых батареях	117
§ 13. Сопротивления движению по направляющей шине	119
Глава V. Приводы	124
§ 14. Определение натяжений тягового органа и выбор положения привода	—
§ 15. Определение мощности двигателя	148
§ 16. Приводы для цепей	160
§ 17. Определение динамической нагрузки на цепь при многогранных и зубчатых ведущих блоках	162
§ 18. Уравнительные приводы для цепей	185
§ 19. Приводы для канатов	197
§ 20. Приводы для лент	211

Таблицы в конце книги.

Таблица I. — Насыпные веса сыпучих и кусковых материалов	216
Таблица II. — Углы естественного откоса и коэффициенты трения сыпучих и кусковых материалов о стенки труб и жолобов	217
Таблица III. — Короткозвенные сварные цепи по нормам DIN	—
Таблица IV. — Короткозвенные сварные цепи завода Красная Цепь в г. Горьком	218
Таблица V. — Длиннозвенные сварные цепи Jeffrey	—
Таблица VI. — Зажимы для крепления рабочих органов на сварных цепях из круглой стали Jeffrey	219
Таблица VII. — Цепи из круглой и полосовой стали Jeffrey	—
Таблица VIII. — Зажимы для крепления рабочих органов на звеньях цепи из круглой и полосовой стали Jeffrey	220
Таблица IX. — Кованые стальные цепи Brownhoist	221
Таблица X. — Пластинчатые втулочные цепи Renold	222
Таблица XI. — Пластинчатые втулочные цепи с изогнутыми звеньями Chain Belt Co	223
Таблица XII. — Длиннозвенные пластинчатые втулочные цепи с роликами Stephens-Adamson	224
Таблица XIII. — Звенья пластинчатых цепей Renold для укрепления рабочих органов	225
Таблица XIV. — Разборные американские цепи из ковкого чугуна A. Stotz	—

Таблица XV.	— Шарнирные цепи из ковкого чугуна с разъемными звеньями завода Bartlett & Snow	226
Таблица XVI.	— Роликовые шарнирные цепи из ковкого чугуна Jeffrey	—
Таблица XVII.	— Шарнирные цепи из ковкого чугуна с целыми литыми звеньями Jeffrey	227
Таблица XVIII.	— Комбинированная цепь из стальных звеньев и звеньев из ковкого чугуна Jeffrey	—
Таблица XIX.	— Стальные скребковые цепи Jeffrey	228
Таблица XX.	— Скребковые цепи из ковкого чугуна Jeffrey	229
Таблица XXI.	— Патерностерные цепи завода Köhler & Bovenkamp	—
Таблица XXII.	— Канаты двойной свивки завода Красный Гвоздильщик	230
Таблица XXIII.	— Канаты с треугольными прядями завода Felten & Guillaume	—
Таблица XXIV.	— Плоские проволочные канаты завода Красный Гвоздильщик	231
Таблица XXV.	— Временное сопротивление и удельный вес лент	232
Таблица XXVI.	— Вес резиновых транспортерных лент Резинотреста	233
Таблица XXVII.	— Веса пропитанных и окрашенных хлопчатобумажных лент Main Belling Co	234
Таблица XXVIII.	— Веса лент балата R. E. & I. Dick Co	—
Таблица XXIX.	— Гладкие ходовые ролики Link Belt Co	235
Таблица XXX.	— Ходовые ролики с одной ребордой Link Belt Co	236
Таблица XXXI.	— Ходовые ролики с двумя ребордами Link Belt Co	237
Таблица XXXII.	— Сварные трубы для поддерживающих роликов	238
Таблица XXXIII.	— Гладкие блоки для цепей Bartlett & Snow	—
Таблица XXXIV.	— Направляющие блоки для канатов Bartlett & Snow	239
Таблица XXXV.	— Канатные блоки Bartlett & Snow	240
Таблица XXXVI.	— Канатные бл ки с гнездами Caldwell	241
Таблица XXXVII.	— Нормальные размеры ведущих и направляющих барабанов и под поддерживающих роликов ленточных транспортеров по Циммеру	—
Таблица XXXVIII.	— Веса чугунных барабанов для лент Stephens-Adamson	242
Таблица XXXIX.	— Чугунные барабаны для лент Горзавтреста	243
Таблица XL.	— Направляющие барабаны для лент со стальным ободом Никопольского завода им. Ленина	—
Таблица XLI.	— Ленточные барабаны с деревянным ободом Никопольского завода им. Ленина	244
Таблица XLII.	— Винтовые натяжные приспособления Jeffrey	245
Таблица XLIII.	— Винтовые натяжные приспособления для лент Никопольского завода им. Ленина	—
Таблица XLIV.	— Натяжные тележки для лент Link Belt Co	246
Таблица XLV.	— Натяжная тележка для лент Никопольского завода им. Ленина	—
Таблица XLVI.	— Натяжная тележка для лент Горзавтреста	247
Таблица XLVII.	— Приводная станция для лент с одной зубчатой передачей Никопольского завода им. Ленина	248
Таблица XLVIII.	— Приводная станция для лент с двойной зубчатой передачей Никопольского завода им. Ленина	250

Таблицы в тексте.

Таблица 1.	— Допускаемые удельные давления в шарнирах цепей по данным фирмы Chain Belt Co (Rex)	38
Таблица 2.	— Коэффициенты изменения допускаемой нагрузки при различных скоростях цепи по данным фирмы Jeffrey	39
Таблица 3.	— Коэффициенты уменьшения допускаемых нагрузок на цепь при различных скоростях ее по данным Bartlett & Snow, Chain Belt Co и Stephens-Adamson	—
Таблица 4.	— Коэффициенты уменьшения допускаемых нагрузок на цепь при различных скоростях ее по данным фирмы Stephens-Adamson	—
Таблица 5.	— Коэффициенты уменьшения допускаемой нагрузки на цепь при ведущих блоках с числом зубцов $z < 12$ по данным Stephens-Adamson и Chain Belt Co	40
Таблица 6.	— Наибольшие допускаемые скорости цепи по Chain Belt Co	—
Таблица 7.	— Толщина пеняковых и конопляных лент Kaniss	54
Таблица 8.	— Наибольшее и наименьшее число прокладок резиновых лент	—
Таблица 9.	— Размеры ступенчатых стыков резиновых лент по Goodrich	57
Таблица 10.	— Нормальные размеры стальных лент Sandvikens Jernverks Aktienbolag	59
Таблица 11.	— Допускаемые удельные давления в ступицах ходовых роликов по Chain Belt Co	61
Таблица 12.	— Наименьшие диаметры ленточных барабанов по данным НИИПТа	81
Таблица 13.	— Размеры заточки выпуклости обода ленточных барабанов по данным Акц. о-ва „Мельстрой“	—
Таблица 14.	— Коэффициенты трения в ступицах ходовых роликов μ_2	102
Таблица 15.	— Коэффициенты трения в цапфах поддерживающих роликов	106
Таблица 16.	— Коэффициенты трения f проволочных канатов о гладкие блоки	200
Таблица 17.	— Коэффициенты трения лент о барабаны	211

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ.

Инженеры и техники, работающие по рационализации существующих производств и по постройке и проектированию новых промышленных предприятий, на каждом шагу сталкиваются с вопросами внутривозовского транспорта как в отношении выбора наиболее целесообразных типов отдельных транспортных средств и целых установок, так и в отношении расчета их и определения главных размеров, веса и потребляемой энергии.

Техническая литература за последнее десятилетие обогатилась целым рядом капитальных сочинений по массовому транспорту грузов, но все эти сочинения носят по преимуществу описательный энциклопедический характер, знакомят читателя с устройством отдельных транспортных средств, с преимуществами и недостатками каждого из них, с условиями применения их в различных отраслях промышленности, и мало уделяют внимания расчету.

С другой стороны в иностранной литературе появился целый ряд диссертаций, исследовательских работ и журнальных статей, посвященных теоретическому исследованию работы отдельных транспортных средств и их элементов, но все эти исследования разбросаны по разным журналам и не дают общего метода расчета элементов транспортных установок.

К тому же как капитальные сочинения, так и журнальные статьи часто не доступны нашему русскому читателю.

В предлагаемой книге я поставил себе целью собрать и систематизировать имеющиеся в литературе теоретические исследования транспортеров с непрерывной подачей материала, внести в них некоторые дополнения, основанные на личном опыте по расчету и конструированию установок внутривозовского транспорта, и попытаться дать общий метод расчета, который позволял бы учесть как конструктивные особенности, так и условия работы проектируемых транспортных установок.

В тех случаях, когда на основании имеющихся исследований нельзя было дать законченного и точного метода расчета, я пытался наметить хотя бы общие принципы расчета, указывая каждый раз, какие данные должны быть еще получены экспериментальным путем. В таком направлении разработана например глава о пневматических транспортерах, экспериментальное и теоретическое исследование которых в настоящее время еще далеко не закончено, но проектированием которых приходится заниматься многим русским инженерам и техникам.

При описании отдельных транспортных средств я старался ограничиться рассмотрением наиболее характерных деталей и наиболее типичных примеров их установок, чтобы не увеличивать и без того большого объема книги.

Наконец для облегчения предварительных расчетов я считал необходимым дать ряд таблиц с основными размерами как целых транспортных средств, так и их деталей. Таблицы эти составлены по данным американских и частью германских фирм, так как стандартные нормы деталей транспортных средств ни у нас ни за границей еще не разработаны. Для

удобства пользования таблицы помещены в конце книги, так как многие из них имеют отношение к различным ее отделам.

Примерные расчеты, помещенные также в конце книги, имеют целью пояснить способ пользования формулами, выводы которых даны в различных главах книги.

Численные значения коэффициентов, входящих в расчетные формулы, взяты частью из литературных источников, частью по данным фирм и часто имеют лишь ориентировочное значение. За всякое уточнение и исправление цифровых данных, а также за всякое указание на ошибки, которые могли вкрасться в расчеты, буду очень благодарен.

Точно так же приношу свою благодарность американским и германским фирмам, приславшим мне очень ценные материалы, а также давшим мне возможность лично осмотреть целый ряд транспортных установок и их деталей как в процессе их изготовления и сборки, так и в эксплуатации в различных производствах.

П. С. Козьмин.

Ленинград

21 января 1929 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ.

За три года, прошедшие с момента выхода в свет первого издания этой книги, техника непрерывного транспорта продолжала развиваться главным образом в направлении усовершенствования конструкций и специализации отдельных типов машин в целях лучшего приспособления их к обслуживаемым транспортным процессам.

За тот же период времени организовалась и наша собственная советская подъемно-транспортная промышленность, давшая уже целый ряд нормальных конструкций транспортирующих устройств, в том числе и приспособлений для непрерывного транспорта.

Сведения о новых конструкциях, а также данные о продукции советской промышленности, которые я считал необходимым поместить во втором издании книги, настолько увеличили ее объем, что представилось целесообразным разделить книгу на две части.

В первую часть отнесены все транспортные устройства с тяговым органом, во вторую часть — транспортеры без тягового органа.

Номенклатура, принятая в первом издании, осталась почти без изменений и во втором издании, так как в классификации подъемно-транспортного оборудования, изданной НТС металлообработки, а также и в классификации, разрабатываемой НТС промтранспорта и опубликованной в виде предварительных набросков на III Всесоюзной конференции по промышленному транспорту в Ленинграде, принята та же самая номенклатура.

В отношении распределения материала и теоретической его обработки первая часть книги во втором издании подверглась коренной переработке.

В целях упрощения пользования книгой и облегчения отыскивания отдельных расчетных формул все теоретические выводы для определения сопротивлений движению тяговых органов на прямолинейных и криволинейных участках пути сосредоточены в отдельной главе; с той же целью все теоретические выводы для определения расчетных натяжений тяговых органов и мощности двигателя сосредоточены в главе о приводах.

Примеры помещены в конце соответствующих параграфов и глав, а не в конце книги, как было принято в первом издании.

Опыт первого издания показал, что формулы для определения тяговых усилий и мощности двигателей, несмотря на некоторое упрощение их, оказались слишком громоздкими и сложными для практических расче-

тов. Дальнейшее упрощение этих формул лишило бы их общности, поэтому и во втором издании теоретические выводы даны без особых упрощений, но, для облегчения пользования расчетными формулами, для наиболее употребительных из них построены номограммы. Для предварительного же определения мощности цепных и ленточных транспортеров простейшей конфигурации выведены упрощенные формулы, применимые лишь для наиболее распространенных частных случаев.

Глава о приводах, особенно цепных, разработана несколько подробнее, чем в первом издании, так как на практике вопрос о влиянии типа привода и расположения его частей на прочность и размеры тяговых органов вызывает наибольшие затруднения.

Переработка целого ряда теоретических выводов имеет целью уточнение самих выводов и большую конкретизацию полученных результатов. К сожалению следует отметить, что для большинства численных коэффициентов, входящих в расчетные формулы, до сих пор не удалось создать надежной экспериментальной базы, и поэтому приведенные в таблицах значения их носят тот же ориентировочный характер, как и в первом издании.

Проф. П. С. Козьмин.

Ленинград.

16 декабря 1931 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ.

Период времени с 1931 по 1933 г., прошедший с момента выхода в свет второго издания настоящей книги, характеризуется дальнейшим ростом советской подъемно-транспортной промышленности. Два крупных объединения — Союзтранстехпром, слившийся в последнее время со Стальмостом, и Горзавтрест — и их научно-исследовательские и проектирующие организации — Стальпроммеханизация, Гипронимстальмост и Шахтострой — не только освоили за последнее время изготовление большинства машин непрерывного транспорта, но и разработали нормы их, опубликованные в специальных выпусках руководящих материалов по отдельным типам машин непрерывного транспорта и их основным элементам. Данные о подъемно-транспортном оборудовании, изготовляемом как указанными объединениями, так и другими заводами СССР, систематизированы и опубликованы в специальном «Справочнике по подъемно-транспортному оборудованию, изготовляемому заводами СССР».

Все основные данные о конструкции и нормах машин непрерывного транспорта, изготовляемых советской промышленностью, конечно должны быть помещены в книге, предназначенной для советского инженера и техника, и включены поэтому в предлагаемое третье издание книги.

За тот же период времени как в русской, так и в иностранной литературе появился ряд статей и брошюр, посвященных теории и расчету некоторых машин непрерывного транспорта, как например теория винтовых спусков, теория и расчет шнеков и т. д., а также новые данные о расчете ленточных транспортеров и т. д. Наконец опыт освоения таких машин, как ковшевые элеваторы, был связан с целым рядом неудач, которые повели к тому, что во многих случаях стремятся заменять элеваторы другими типами машин, иногда даже за счет усложнения транспортных схем. Это обстоятельство заставило автора разработать теорию ковшевого элеватора, доведя ее до вида, удобного для анализа условий работы элеваторных ковшей при различных перемещаемых материалах.

Форма изложения и распределения материала в третьем издании подверглись также некоторой переработке в связи с тем, что ГУУЗ

УДКУНТ
(ДКУТ)
7

Наркомтяжпрома в 1933 г. рекомендовал эту книгу в качестве учебного пособия для специальных втузов. Для удобства изучения весь вспомогательный материал, как например приведение формул к виду, удобному для построения номограмм, вывод общих формул и т. д., напечатан мелким шрифтом, чтобы не затемнять и не загромождать основного материала, который должен быть изучен студентами.

Для облегчения студентам проектирования машин непрерывного транспорта к книге приложен атлас конструктивных чертежей.

Естественно, что трудность получения чертежей, непрерывное усовершенствование нашими заводами своих конструкций и условия издания атласа лишили автора возможности надлежащим образом подобрать, систематизировать и расположить материал атласа и заставляют рассматривать этот атлас как первую попытку, издание которой диктуется требованиями втузов.

В заключение необходимо упомянуть о номограммах, помещенных в книге. Многие номограммы переработаны по сравнению с предыдущим изданием, но тип их оставлен тот же, так как отзывы целого ряда работников-практиков показывают, что принятый тип номограмм из помеченных линий при выборе типа и размеров машин, а также при анализе их удобнее более современных и более изящных номограмм из помеченных точек.

Указанные изменения настолько увеличили объем книги, что пришлось разделить ее на три части, выделив в первую часть общую теорию и основные элементы транспортных устройств с тяговым органом, отнеся во вторую часть рассмотрение транспортных устройств с тяговым органом и поместив в третью часть транспортные устройства без тягового органа.

Проф. П. С. Козьмин

Ленинград

1 июня 1934 г.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- ч. = час
 мин. = минута
 сек. = секунда
 л. с. = лошадиная сила
 kW = киловатт
 м = метр
 мм = миллиметр
 см = сантиметр
 г = грамм
 кг = килограмм
 т = тонна
 л = литр
 т = масса
 t = время в секундах
 s = путь в м
 v = линейная скорость в м/сек.
 w = линейное ускорение в м/сек.²
 g = ускорение силы тяжести = 9,81 м/сек.²
 φ = угол поворота
 ω = угловая скорость в секунду в радианах
 ε = угловое ускорение в радианах в сек.²
 γ = насыпной вес, т. е. вес единицы объема свободно насыпанного материала в т/м³ или кг/л
 ρ = угол естественного откоса сыпучих материалов
 $f_1 = \text{tg } \rho_1$ = коэффициент трения скольжения в движении
 $f_0 = \text{tg } \rho_0$ = коэффициент трения скольжения в покое
 $f_m = \text{tg } \rho_m$ = коэффициент трения скольжения материала о ленты и о стенки труб и жолобов в движении
 $f_{m_0} = \text{tg } \rho_{m_0}$ = коэффициент трения скольжения материала о ленты и стенки труб и жолобов в покое
 f_2 = коэффициент трения качения в см
 μ = коэффициент трения в цапфах ведущих и направляющих устройств
 μ₁ = коэффициент трения в шарнирах цепей
 μ₂ = коэффициент трения в цапфах ходовых и поддерживающих роликов
 Q = γ V = производительность транспортного устройства в т/ч.
 L = длина горизонтальной проекции пути перемещения материала в м
 L₀ = длина горизонтальной проекции всего транспортера в м
 H = высота подъема в м
 F = площадь поперечного сечения слоя материала плоскостью, перпендикулярной направлению движения, в м²
 G = единичный вес перемещаемых штучных грузов в кг
 $q_1 = 1000 \gamma F$ = полезная нагрузка транспортера или вес перемещаемого материала на единицу длины транспортера в кг/пог. м
 $q_0 = \text{собственный вес движущихся частей транспортера в кг/пог. м}$
 $q_2 = q_1 + q_0$ = полная нагрузка движущихся частей транспортера в кг/пог. м
 δ = для лент — толщина ленты в мм
 δ = для канатов — толщина проволок в мм
 δ = для цепей — диаметр шарнира цепи в мм
 d₂ = диаметр цапф осей ходовых и поддерживающих роликов в мм
 D₂ = диаметр ходовых и поддерживающих роликов в мм
 d_n = диаметр цапф осей направляющих блоков и барабанов в мм
 D_n = диаметр направляющих блоков и барабанов в мм
 d = диаметр цапф ведущего вала в мм
 D = диаметр ведущих блоков и барабанов в мм
 R_n = радиус закруглений направляющих шин в мм

НБ
 УДУНТ
 (ДІТ)

- l = шаг тягового органа (цепи) в мм
 a = расстояние между штучными грузами или между рабочими органами транспортера в м (скребками, лопатками, ковшами, захватами, тележками и т. д.)
 i = полная емкость одного рабочего органа в л
 ψ = коэффициент наполнения рабочего органа перемещаемым материалом
 N = полная мощность, потребляемая транспортером, измеренная на главном приводном валу, в л. с.
 p_2 = вредные сопротивления на 1 пог. м прямолинейного участка пути транспортного устройства в кг/пог. м
 p_L = вредные сопротивления на прямолинейном участке транспортера длиной в кг/пог. м
 $c_2 = \frac{p_2}{q_2}$ = коэффициент тяги для прямолинейных участков пути
 c_0 = коэффициент тяги для прямолинейных горизонтальных участков пути
 p_n = вредные сопротивления на направляющих устройствах в кг
 $\sum p$ = сумма вредных сопротивлений для всего транспортного устройства в кг
 S = натяжение тягового органа в кг
 S_{n-1} = натяжение ветви тягового органа, набегающей на направляющее устройство, в кг
 S_n = натяжение ветви тягового органа, сбегающей с направляющего устройства, в кг
 S_m = натяжение ветви тягового органа, набегающей на ведущий блок или барабан, в кг
 S_0 = натяжение ветви тягового органа, сбегающей с ведущего блока или барабана, в кг
 P = окружное усилие на ободе ведущего блока или барабана в кг
 R_a, R_z, R_b = допускаемые напряжения на сжатие, растяжение и изгиб в кг/см²
 E = модуль упругости на растяжение в кг/см²
 ξ = коэффициент жесткости тягового органа
 τ = действительные касательные напряжения в кг/см²
 σ = действительные нормальные напряжения в кг/см²
 σ_b = временное сопротивление разрыву в кг/см²

НБ
 УДУНТ
 (ДІІТ)

ВВЕДЕНИЕ.

Классификация транспортных устройств.

Устройства и приспособления, применяемые в настоящее время для перемещения грузов и объединяемые общим названием «транспортные устройства», можно делить на группы по самым разнообразным признакам. Можно например классифицировать их по виду перемещаемого груза, по характеру обслуживаемого производства, по роду движущей силы, по типу конструкции и т. д. Каждый из таких признаков может оказаться главным, в зависимости от цели классификации.

Изучая конструкции и методы расчета транспортных устройств, удобнее всего и классифицировать их по типу конструкций, требующих более или менее однородных методов расчета. Одним из важных в этом отношении признаков является характер движения приспособления, непосредственно захватывающего перемещаемый груз и называемого в дальнейшем рабочим органом. По этому признаку все транспортные устройства можно разделить на четыре характерные группы.

1. Устройства для транспорта грузов по специально проложенным дорогам и путям. Сюда относятся: а) ширококолейные и узкоколейные железные дороги, объединяемые общим названием «наземные рельсовые дороги», б) всевозможные тележки, повозки и экипажи, перемещающиеся с грузом по специально устроенным мостовым, объединяемые общим названием «наземные безрельсовые дороги», и в) устройства, в которых груз перемещается в тележках и вагонетках, подвешенных к поднятому над землей рельсу или канату, называемые «подвесными рельсовыми дорогами» и «подвесными канатными дорогами».

При всем конструктивном разнообразии перечисленные устройства обладают одним общим с точки зрения транспорта грузов свойством. Путь, по которому перемещаются рабочие органы в виде вагонов, вагонеток, тележек, повозок, тачек и других типов подвижного состава, может иметь сколько угодно пересечений, разъездов, ответвлений, петель, стрелок и других приспособлений, допускающих переход рабочих органов с одного пути на другой. При таких условиях рабочие органы транспортных устройств первой группы могут совершать попеременно возвратные движения, перемещаясь в одном направлении с грузом и возвращаясь обратно по тому же пути без груза, или могут перемещаться по замкнутому кольцевому пути, часть которого служит для движения рабочего органа с грузом, а другая часть — для обратного возвращения его без груза.

В последнем случае форма и размеры замкнутого кольцевого пути не остаются постоянными, а могут изменяться с помощью переключения соответствующих переводных приспособлений.

2. Вторую группу составляют устройства с одним рабочим органом, подвешенным к подъемной машине, называемой, лебедкой, которая может быть установлена на неподвижной или на подвижной станине. К этой группе относятся все подъемные краны, вертикальные и наклонные подъемники, скрепперы и т. п. устройства. Рабочий орган здесь всегда совер-

шает попеременно возвратное, или, как говорят, маятниковое движение. Груз перемещается порциями, соответствующими объему или грузоподъемности рабочего органа, а промежутки времени между подачами отдельных порций груза равны продолжительности одного цикла работы, состоящего из захвата груза, перемещения рабочего органа с грузом, опораживания рабочего органа и обратного его перемещения для захвата новой порции груза.

3. Устройства третьей группы состоят из целого ряда рабочих органов, соединенных с бесконечным тяговым органом. Устройства этой группы можно объединить одним общим названием «транспортные устройства с тяговым органом». К ним относятся все цепные, канатные и ленточные транспортеры, элеваторы и конвейеры.

В отличие от транспортных устройств второй группы, рабочие органы здесь движутся по замкнутому кольцевому пути, форма и размер которого, в противоположность устройствам первой группы, остаются неизменными.

4. Наконец в устройствах четвертой группы совершенно отсутствует тяговый орган, рабочий же орган устроен так, что, перемещая грузы в определенном направлении, он не должен возвращаться обратно для захвата новых порций груза. Устройства четвертой группы можно объединить одним общим названием «транспортные устройства без тягового органа». К ним относятся так называемые гравитационные или самотечные устройства, в которых груз перемещается под действием собственного веса, винтовые или спиральные транспортеры, устройства, использующие для движения груза силу инерции его, пневматические транспортные устройства и т. п. Транспортные устройства третьей и четвертой групп могут, так же как и устройства первых двух групп, перемещать грузы отдельными порциями, идущими на определенном расстоянии друг от друга. Для этого можно либо расставить соответствующим образом рабочие органы, либо организовать подачу грузов на транспортное устройство определенными порциями через определенные промежутки времени.

С другой стороны в транспортных устройствах третьей и четвертой групп загрузка и выгрузка материала производится во время движения рабочего органа, в то время как в устройствах первых двух групп рабочий орган должен останавливаться для захвата груза, а в большинстве случаев и для его освобождения. Поэтому в транспортных устройствах первой и второй групп расстояние между рабочими органами не может быть меньше определенного предела, зависящего от продолжительности остановок их для захвата и освобождения груза; в транспортных же устройствах третьей и четвертой групп рабочие органы могут быть расположены непосредственно один за другим, а материал может подаваться непрерывной струей.

По этому признаку транспортные устройства первых двух групп называются часто «устройствами с периодической подачей материала» или «устройствами с периодическим движением рабочего органа»; устройства же третьей и четвертой групп называются «устройствами с непрерывной подачей» материала или «устройствами с непрерывным движением рабочего органа».

Целью настоящей книги и является рассмотрение транспортных устройств с непрерывной подачей материала, т. е. устройств третьей и четвертой групп.

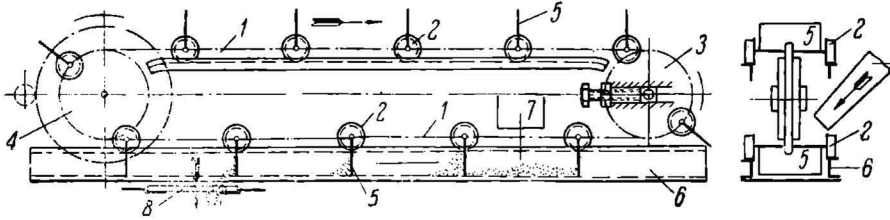
Характеристика транспортных устройств с тяговым органом и их основных элементов.

В Америке всякое транспортное устройство с непрерывным движением рабочего органа называют «конвейером».

В Германии же конвейером называют такое транспортное устройство с непрерывным движением рабочего органа, которое может перемещать материал без перегрузки по любым путям, расположенным в одной плос-

кости или в пространстве. Транспортные устройства с непрерывным движением рабочего органа, перемещающие груз в горизонтальном направлении, чаще называют «транспортерами», а устройства с непрерывным движением рабочего органа в вертикальном направлении — «элеваторами».

В дальнейшем мы будем придерживаться германской терминологии, причем транспортные устройства, расположенные наклонно, будем называть «наклонными элеваторами» в том случае, если они по своей конструкции



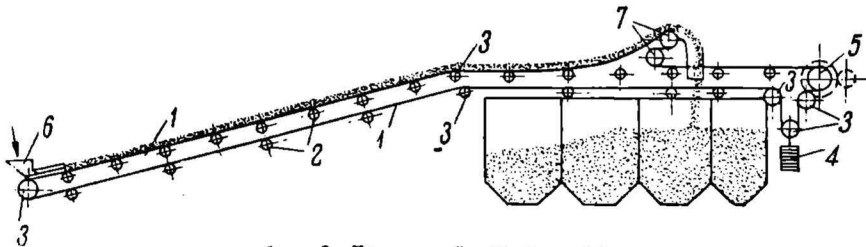
Фиг. 1. Скреповый транспортер.

1 — цепь; 2 — ходовые ролики; 3 — направляющий блок с натяжным приспособлением; 4 — привод; 5 — скребки; 6 — жолоб; 7 — загрузочная труба; 8 — разгрузочное отверстие.

могут быть приспособлены для вертикального перемещения груза, и «наклонными транспортерами», если конструкция и принцип действия их не допускают применения их для вертикального перемещения груза.

Рассмотрим примеры транспортных устройств с тяговым органом.

На фиг. 1 схематически изображен так называемый скреповый транспортер. Бесконечная цепь 1 огибает два блока, из которых один (3) служит лишь для изменения ее направления и называется направляющим блоком, а другой (4) соединен с приводом и называется ведущим блоком, так как служит для приведения цепи в движение. Направляющий блок 3 насажен



Фиг. 2. Ленточный транспортер.

1 — лента; 2 — поддерживающие ролики; 3 — направляющие устройства; 4 — натяжное приспособление; 5 — привод; 6 — загрузочное устройство; 7 — разгрузочное устройство.

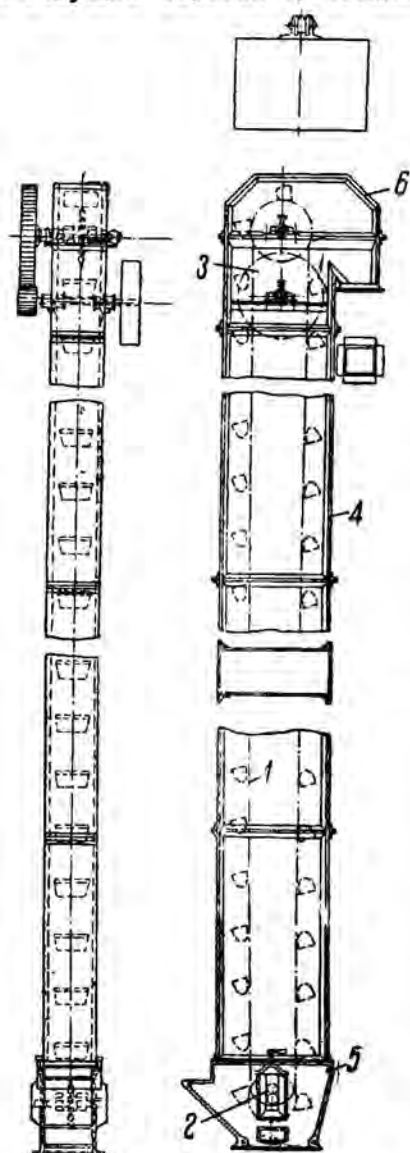
на ось, закрепленную в ползунах, передвигающихся в специально устроенных направляющих с помощью винта, вращающегося в неподвижной гайке. Передвигая таким образом ползун, а с ним вместе и направляющий блок, можно натянуть цепь с силой, необходимой для спокойной и плавной работы транспортера. Устройства, с помощью которых тяговому органу сообщается необходимое для его работы предварительное натяжение, называются натяжными приспособлениями. На цепи укреплены лопатки, или скребки, 5, которые при своем движении толкают перед собой и перемещают таким образом материал, насыпанный в жолоб 6.

На горизонтальных участках пути цепь и скребки поддерживаются специальными роликами 2, оси которых закреплены на скребках. Ролики на нижней ветви цепи катятся по стенкам жолоба, а на верхней ветви по специальным шинам из углового железа, уложенным вдоль транспортера.

Материал поступает в жолоб по подводящей, или загрузочной, трубе 7 и высыпается из него через разгрузочное отверстие 8.

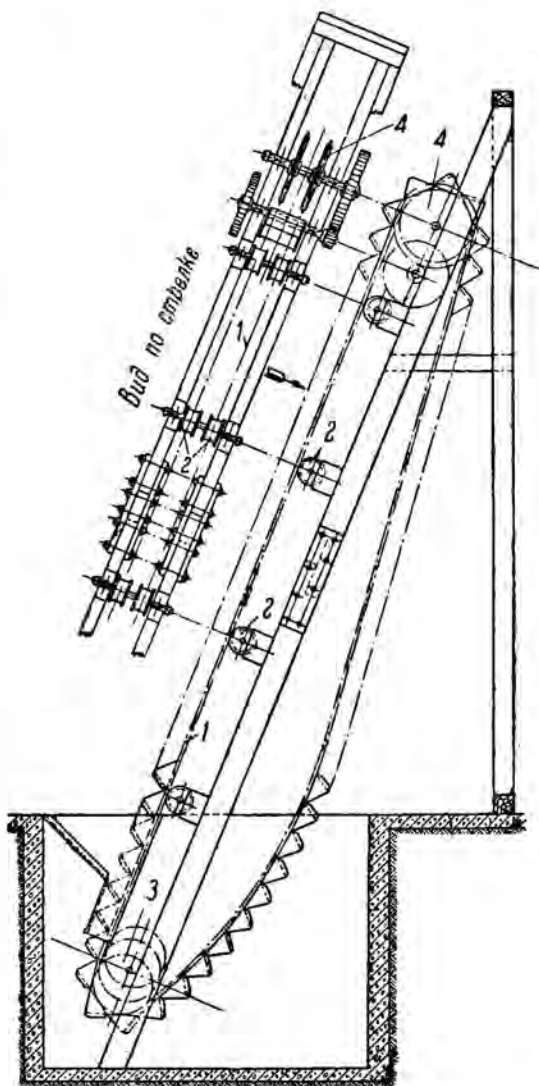
УДУНТ
(ДИТ)

На фиг. 2 изображена схема установки ленточного транспортера для подачи сыпучих или кусковых материалов в бункера. Транспортер состоит из бесконечной ленты 1, огибающей целый ряд направляющих барабанов 3 и ведущий барабан 5, соединенный с приводом. Предварительное натя-



Фиг. 3. Вертикальный ковшевый элеватор.

1 — цепь с ковшами; 2 — направляющий блок с натяжным приспособлением; 3 — привод; 4 — кожух; 5 — башмак; 6 — головка.

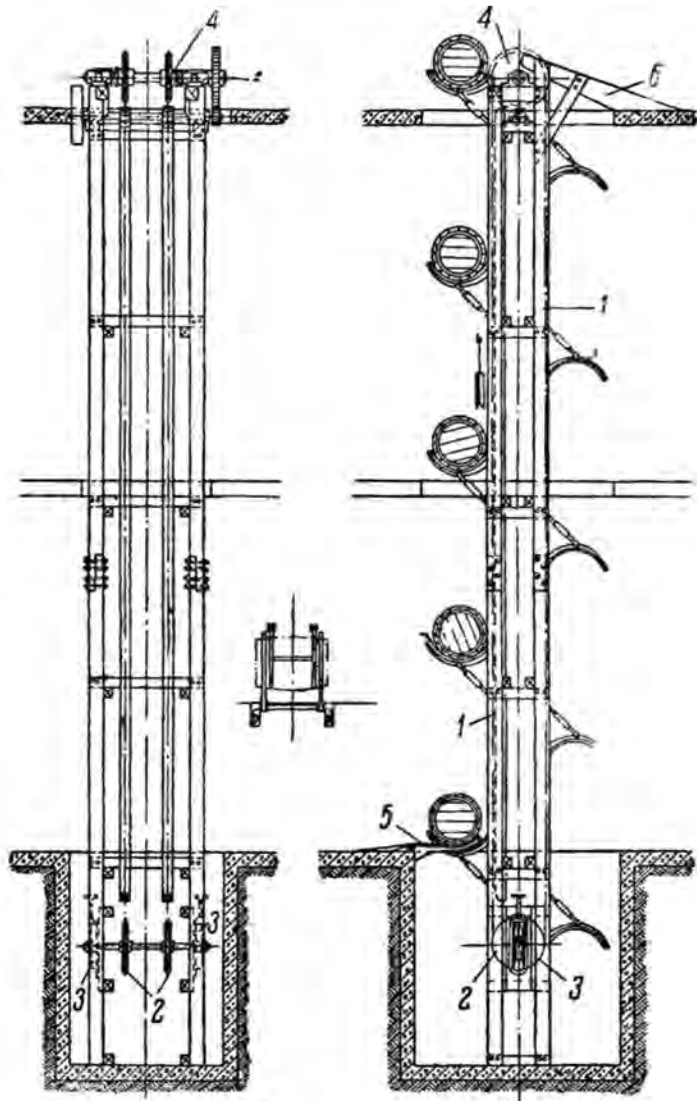


Фиг. 4. Наклонный ковшевый элеватор.

1 — цепь с ковшами; 2 — поддерживающие ролики; 3 — направляющие блоки с натяжным приспособлением; 4 — привод.

жение ленты получает от натяжного приспособления 4, находящегося под действием натяжного груза. На прямолинейных участках пути лента поддерживается роликами 2, оси которых закреплены на станине транспортера. Материал поступает на ленту через загрузочную воронку 6 и сбрасывается с ленты помощью разгрузочного приспособления 7, состоящего из двух направляющих барабанов, на которых лента меняет направление

своего движения, материал же, двигаясь по инерции, сбрасывается с нее и попадает в трубы, отводящие его в бункера. Сбрасывающее приспособление может передвигаться на колесах по шинам, уложенным вдоль транспортера на верхней горизонтальной ветви его, и может поэтому сбрасывать материал в любой из бункеров.



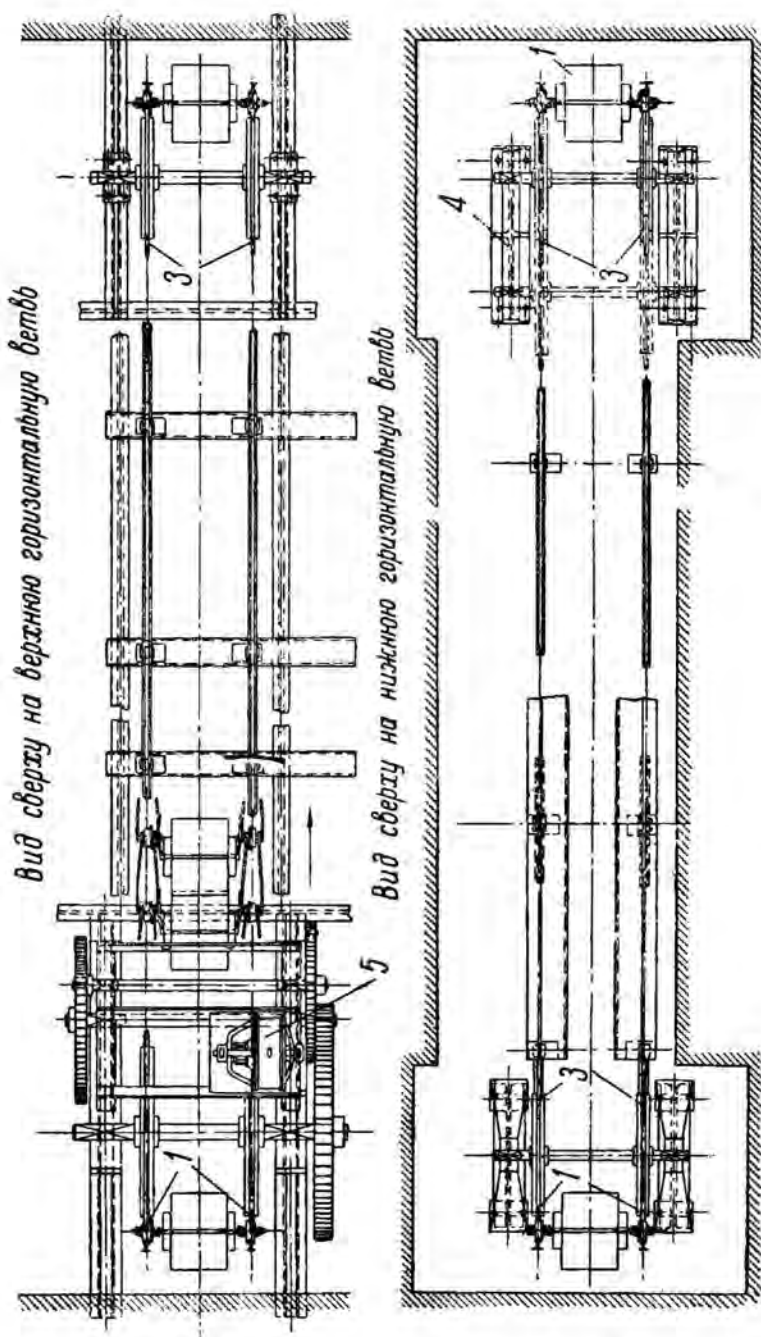
Фиг. 5. Элеватор для бочек.

— цепь с захватами для бочек; 2 — направляющие блоки; 3 — натяжное приспособление; 4 — привод; 5 — загрузочное устройство; 6 — разгрузочное устройство.

На фиг. 3 показан вертикальный ковшевый элеватор. Он состоит из бесконечной цепи 1 с ковшами, огибающей нижний направляющий блок, соединенный с натяжным приспособлением 2, и верхний ведущий блок, соединенный с приводом 3.

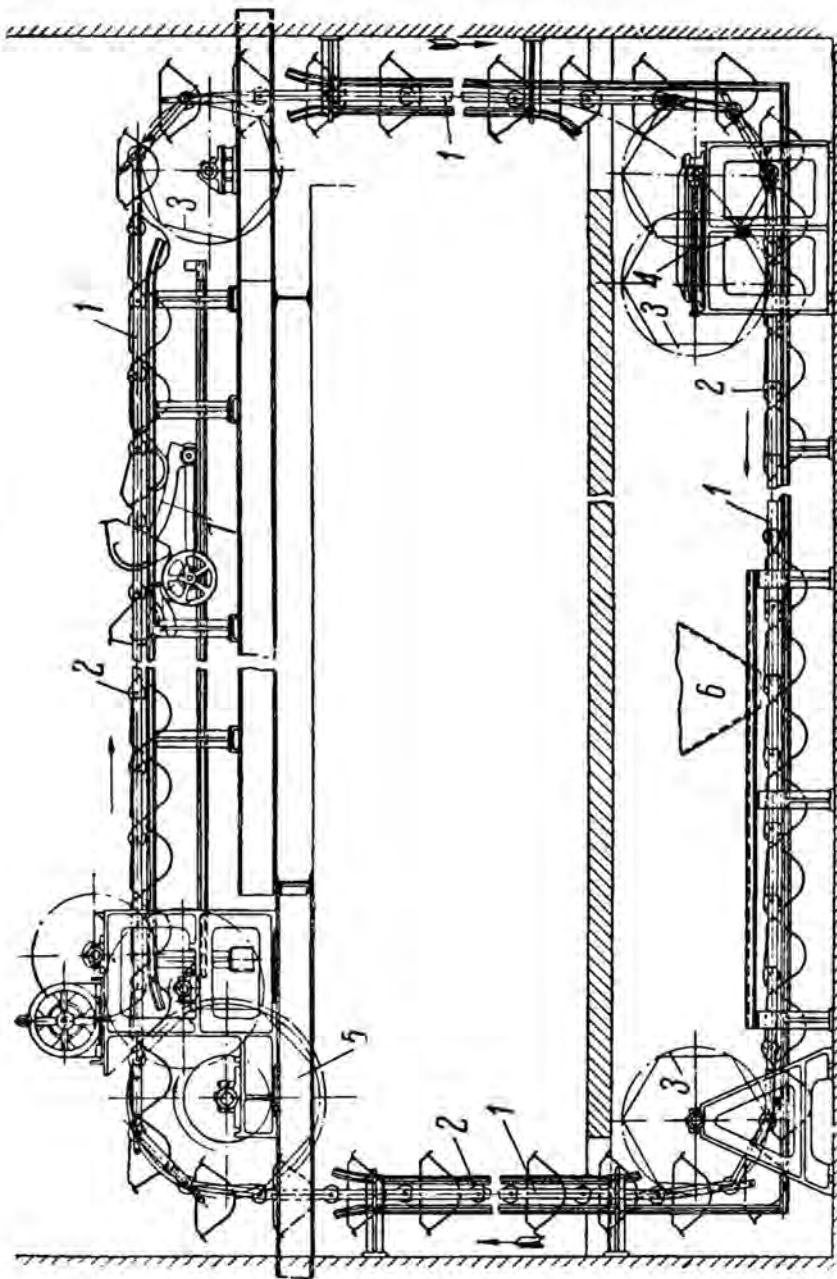
По всей высоте элеватор закрыт кожухом 4. Кожух нижней части 5

вместе с приемной воронкой и натяжным приспособлением называется башмаком элеватора, а кожух верхней части б с ведущим барабаном называется головкой элеватора.



Материал через приемную воронку поступает в башмак элеватора, где зачерпывается поднимающими его ковшами. В головке элеватора он высыпается из ковшей и попадает в трубы, отводящие его к месту назначения.

На фиг. 4 показан наклонный ковшевый элеватор, состоящий из двух бесконечных цепей 1, огибающих нижние направляющие блоки 3, соединенные с натяжным приспособлением, и верхние ведущие блоки 4, соединенные с приводом. Верхние рабочие наклонные ветви цепей поддерживаются



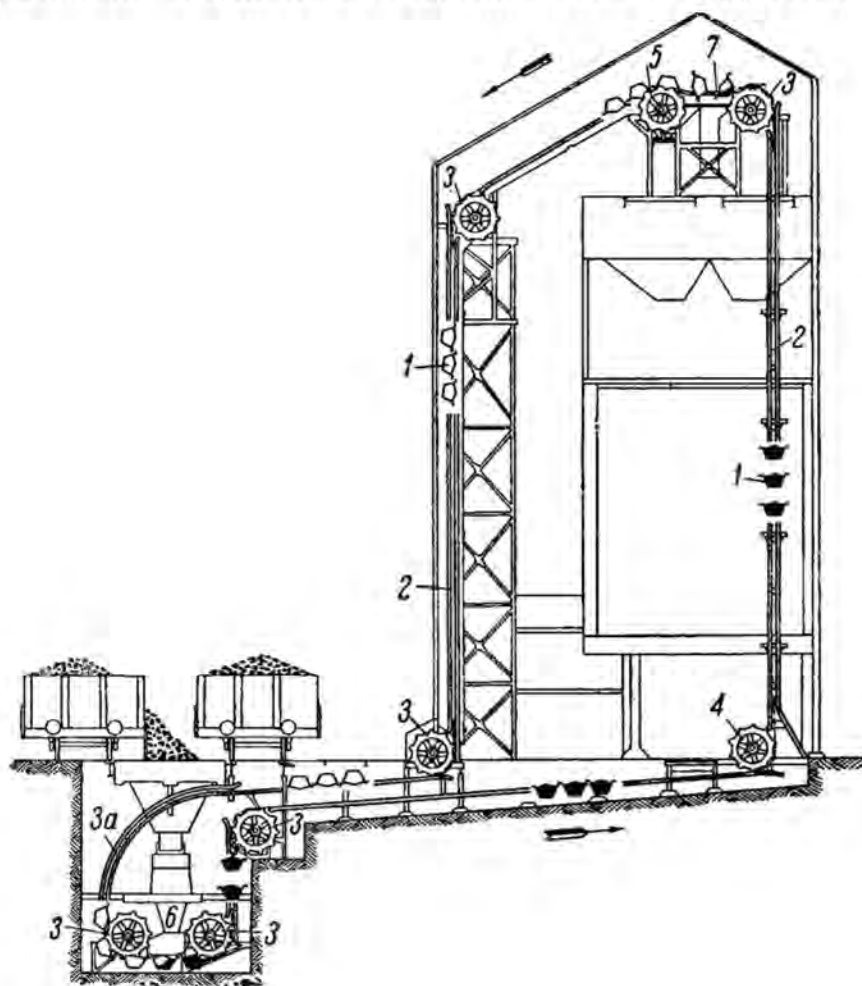
Фиг. 6. Ковшевый конвейер.

1 — цепь с ковшами; 2 — ходовые ролики; 3 — направляющие блоки; 4 — натяжное приспособление; 5 — привод; 6 — разгрузочное устройство; 7 — разгрузочное устройство.

роликами 2, установленными на станине элеватора. Нижняя холостая ветвь свободно провисает между верхним ведущим и нижним направляющим блоками. На цепях укреплены ковши, которые зачерпывают материал и перемещают его вверх. Наличие ковшей позволяет применять такое

устройство и для вертикального перемещения материала, почему оно и называется наклонным элеватором.

На фиг. 5 показан вертикальный элеватор для бочек. Две бесконечные цепи 1 соединены со специальными захватами, форма которых соответствует форме перемещаемого груза. Цепи огибают нижние направляющие блоки 2, соединенные с натяжным приспособлением 3, и верхние ведущие блоки 4, соединенные с приводом. Бочки по загрузочному лотку 5



Фиг. 7. Ковшевый конвейер.

1 — цепь с ковшами; 2 — направляющие шины, по которым катятся ходовые ролики; 3 — направляющие блоки; 3а — криволинейная направляющая шина; 4 — натяжное приспособление; 5 — привод; 6 — загрузочное устройство; 7 — разгрузочное устройство.

поступают на элеватор и по разгрузочному лотку 6 сбрасываются с него. Как захваты, так и загрузочный и разгрузочный лотки в плане имеют форму вилок, причем зубья захватов смещены относительно зубьев загрузочного и разгрузочного лотков, благодаря чему захваты свободно проходят сквозь лотки, захватывают груз, стоящий на нижнем загрузочном лотке, и оставляют его на верхнем разгрузочном лотке. Последний делается наклонным, вследствие чего груз, попавший на него, скатывается по нему и выходит из габарита элеватора.

На фиг. 6 показан ковшевый конвейер, состоящий из двух бесконеч-

ных цепей 1, огибающих целый ряд направляющих блоков 3, из которых один соединен с натяжным приспособлением 4 и один — с приводом 5. На прямолинейных участках пути цепи поддерживаются и направляются роликами, оси которых закреплены на цепи; на горизонтальных ветвях ролики катятся по горизонтальным направляющим шинам, а на вертикальных ветвях они проходят между двумя вертикальными направляющими, предохраняющими цепи от раскачивания. На цепях шарнирно подвешены ковши, центр тяжести которых располагается ниже точки подвеса, благодаря чему как на горизонтальных, так и на вертикальных ветвях они сохраняют одно и то же положение и могут перемещать насыпанный в них материал, подаваемый к конвейеру загрузочной воронкой 6. Для выгрузки материала применяется особое разгрузочное приспособление 7, которое опрокидывает ковши, вследствие чего материал высыпается из них и отводится трубами или лотками к месту назначения.

На фиг. 7 показана схема установки ковшевого конвейера несколько иного устройства для подачи угля, выгруженного из вагонов в бункера.

Две бесконечные цепи с шарнирно подвешенными ковшами огибают ряд направляющих блоков 3, криволинейные направляющие шины 3а, натяжные блоки 4 и ведущие блоки 5, соединенные с приводом, не показанным на чертеже.

На прямолинейных участках пути цепи поддерживаются и направляются шинами 2, по которым катятся ролики цепи, также на чертеже не показанные. Направляющая криволинейная шина заменяет направляющий блок и направляет движение катящихся по ним роликов цепи. Уголь, выгруженный из вагонов, попадает в ковши через загрузочную воронку 6. Опрокидывание ковшей производится в точке 7 помощью разгрузочного приспособления, на чертеже не показанного.

Из рассмотренных примеров видно, что в общем виде транспортное устройство с тяговым органом можно представить состоящим из следующих частей:

- 1) несущего, или рабочего, органа, захватывающего или принимающего на себя перемещаемый материал;
- 2) тягового органа, передающего движение рабочему органу;
- 3) опорных частей, поддерживающих рабочие и тяговые органы при их движении;
- 4) натяжных приспособлений, создающих определенное натяжение тяговых органов, зависящее от характера и расположения транспортера;
- 5) приводов, сообщающих движение тяговому органу, и
- 6) станин и поддерживающих конструкций.

Наличием, характером и расположением перечисленных частей и определяется тип транспортера, причем главное влияние на конструкцию и работу транспортера оказывают характер и форма рабочего органа.

В некоторых случаях рабочий орган оказывается совмещенным с тяговым органом, и например в ленточных, канатных и цепных транспортерах перемещаемый груз лежит непосредственно на тяговом органе, который таким образом является одновременно и рабочим органом.

В других случаях рабочий орган устраивается в виде деревянных или железных пластин, лотков, лопаток, скребков, ковшей и т. п., в связи с чем и все транспортное устройство получает название пластинчатого, лоткового или скребкового транспортера, ковшевого элеватора или конвейера и т. д. Детальные конструкции рабочих органов поэтому целесообразнее всего рассматривать одновременно с изучением соответствующих типов транспортных устройств.

Тяговые же органы, опорные части, натяжные приспособления и приводы являются более или менее общими для большинства транспортных устройств и поэтому могут быть рассмотрены отдельно.

Производительность транспортных устройств.

При определении производительности транспортных устройств могут встретиться следующие три случая.

1. Перемещение сыпучих и кусковых материалов в ковшах, люльках, тележках и других рабочих органах, расположенных на расстоянии a метров друг от друга. При обозначениях, указанных в начале книги, полная производительность транспортного устройства будет:

$$V = 3,6\psi \cdot i \cdot \frac{v}{a} \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (1)$$

или:

$$Q = 3,6 \frac{\psi \cdot i \cdot \gamma \cdot v}{a} \text{ т/ч.} \quad (2)$$

Увеличение производительности таких транспортных устройств может быть достигнуто или уменьшением промежутка времени между отдельными подачами, т. е. уменьшением a или увеличением v , или увеличением объема рабочего органа i и коэффициента наполнения его ψ . Увеличение веса отдельных порций груза $\psi \cdot i \cdot \gamma$ влечет за собой устройство более солидных опор и поддерживающих конструкций, а следовательно и увеличение стоимости транспортера. Поэтому выгоднее всего увеличивать скорость рабочего органа v , затем число рабочих органов, т. е. уменьшать расстояние a между ними, и только тогда, когда эти величины достигнут предельных значений, увеличивать емкость рабочих органов i . Предельные значения v и a зависят от типа транспортера, величины же ψ и i — от конструкции рабочих органов и способа подачи к ним перемещаемого материала.

2. Перемещение сыпучих и кусковых материалов транспортными устройствами с рабочим органом в виде бесконечной движущейся ленты, на которую насыпается слой перемещаемого материала сечением F м².

Производительность таких транспортеров определяется по формулам:

$$V = 3600 \cdot F \cdot v \text{ м}^3/\text{ч.}, \quad (3)$$

$$Q = 3600 \cdot \gamma \cdot F \cdot v \text{ т/ч.} \quad (4)$$

3. Перемещение штучных грузов единичного веса G кг, расположенных на расстоянии a м друг от друга.

Производительность транспортного устройства в этом случае будет:

$$Q = 3,6 \frac{G \cdot v}{a} \text{ т/ч.}, \quad (5)$$

а число грузов, подаваемых в час:

$$n = \frac{3600 \cdot v}{a}. \quad (6)$$

Расход энергии на работу транспортного устройства в общем случае можно определить по формуле:

$$N_{\text{п. о.}} = \frac{\sum p \cdot v}{75} + \frac{Q \cdot H}{270}, \quad (7)$$

где первый член выражает мощность, расходуемую на преодоление всех вредных сопротивлений, зависящих от типа и конструкции транспортера, а второй член — мощность, расходуемую на подъем груза на высоту H .

Методы определения значений p для различных транспортных устройств будут рассмотрены в первых главах книги.

Необходимые для этого данные о насыпных весах перемещаемых материалов, углах естественного откоса их и углах трения перемещаемого материала о трубы и жолоба из различных строительных материалов приведены в табл. I и II в конце книги.

ГЛАВА ПЕРВАЯ.

ТЯГОВЫЕ ОРГАНЫ.

Кроме общих для всякой машины требований прочности, долговечности, удобства сборки, надзора, ухода и ремонта, тяговые органы должны удовлетворять еще специальным требованиям, зависящим от характера и условий работы транспортера.

Особое внимание при выборе тягового органа приходится обращать на:

- 1) гибкость, оказывающую существенное влияние на расход сил и на размеры привода;
- 2) удобство и надежность привода;
- 3) удобство укрепления рабочих органов и
- 4) вытягиваемость тягового органа.

Вытягиваемость тягового органа не оказывает существенного влияния на работу транспортеров, в которых тяговый орган должен огибать гладкие цилиндрические блоки или барабаны, например транспортеров с совмещенным рабочим и тяговым органами, как ленточные, канатные транспортеры и т. п. В случае же применения зубчатых или многогранных блоков, а также блоков с гнездами для рабочих органов или их соединений с тяговым органом вытягиваемость последнего оказывает, наоборот, чрезвычайно большое влияние на работу транспортера, так как при вытягивании тягового органа размеры отдельных элементов его перестанут соответствовать аналогичным элементам ведущих и направляющих блоков, и нормальная работа транспортера станет невозможной.

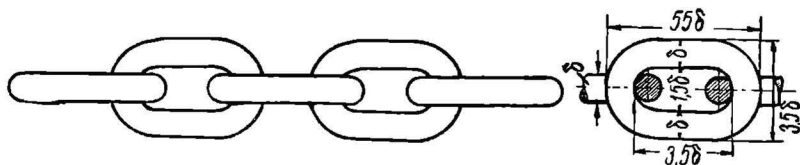
Физические и химические свойства перемещаемых материалов также существенно влияют на выбор тягового органа, так как одни тяговые органы не выдерживают высокой температуры, другие плохо сопротивляются действию влаги или кислотных паров, третьи быстро изнашиваются при перемещении пылящих материалов, четвертые легко повреждаются острыми краями частиц перемещаемого материала и т. д. Наконец стоимость и вес тягового органа могут иногда повлиять даже на выбор типа транспортера.

Таким образом выбор тягового органа требует в каждом частном случае очень серьезного внимания и может оказать существенное влияние на надежность и экономичность работы транспортера.

§ 1. Цепи.

Наиболее распространенными тяговыми органами транспортеров являются цепи. Они могут быть изготовлены для передачи любых тяговых усилий, легко огибают блоки и барабаны небольших радиусов и допускают удобное и надежное укрепление на них рабочих органов. С другой стороны применение зубчатых блоков требует точной калибровки и возможно малого вытягивания цепи во время работы. Вытягиваемость цепи зависит не столько от удлинения отдельных звеньев ее, сколько от изнашивания трущихся поверхностей в местах соприкосновения звеньев друг с другом.

Поэтому при выборе типа и размеров цепи приходится обращать внимание не только на величину допускаемой нагрузки, но и на размеры трущихся поверхностей, на надежность смазки их и на защищенность их от вредного влияния пыли, влаги атмосферного воздуха и т. д. К сожалению цепи, удовлетворяющие всем требованиям, предъявляемым к тяговым органам, получаются тяжелыми и дорогими, и поэтому наряду с ними применяются и менее совершенные, но более дешевые цепи, если условия работы транспортеров это допускают. При выборе шага цепи следует иметь в виду, что с уменьшением шага увеличивается вес и стоимость цепи, а также и число мест, подверженных износу, а следовательно увеличивается

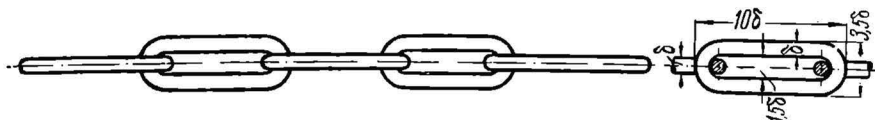


Фиг. 8 (см. табл. III и IV). Короткозвенная транспортерная сварная цепь.

и вытягиваемость цепи. Поэтому в транспортерах чаще применяются цепи с большим шагом, а блоки и барабаны для них устраиваются так, чтобы звенья цепи были совершенно разгружены от изгиба.

С другой стороны, где возможно, стараются избавиться от вредного влияния вытягивания цепи на работу транспортера и отказываются от применения зубчатых или кулачковых блоков, устраивая приводные и направляющие шкивы с гладкими цилиндрическими канавками. В этом случае для уменьшения изгиба звеньев цепь должна быть короткозвенная.

Окончательный выбор шага цепи зависит от типа транспортера и условий его работы, от типа и размеров рабочего органа, от условий изготов-



Фиг. 9 (см. табл. V). Длиннозвенная сварная транспортерная цепь.

ления цепи и наконец от существующих заводских нормалей или установленных стандартов.

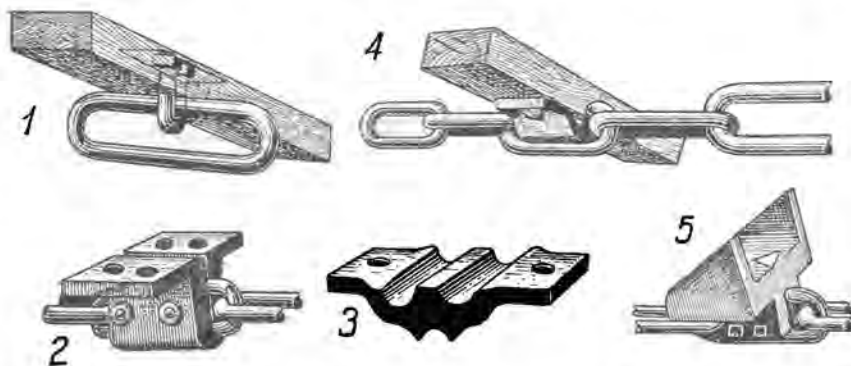
В зависимости от способа изготовления различают цепи со сварными, коваными, штампованными и литыми звеньями.

Сварные цепи. Сварные цепи, предназначенные для работы на гладких цилиндрических блоках, делаются короткозвенными, наподобие подъемных сварных цепей. Необходимо однако иметь в виду, что в транспортерах длина цепей получается значительно больше, чем в подъемных машинах, вследствие чего увеличение веса цепи в транспортерах окажет значительно большее влияние на вес и стоимость всей установки, чем в подъемных машинах. С другой стороны в стационарных приводах транспортеров легче и удобнее применять блоки большего диаметра, чем это допускается в подъемных машинах. Поэтому шаг транспортерных короткозвенных цепей делается обычно несколько больше шага подъемных сварных цепей. В нормах DIN например длина внутреннего овала звена подъемных цепей принята около $2,8\delta$, а транспортерных цепей — $3,5\delta$, где δ — диаметр цепного железа.

Общий вид транспортерной короткозвенной сварной цепи показан

на фиг. 8; размеры ее по нормам DIN даны в табл. III, а по данным завода Красная Цепь в г. Горьком — в табл. IV.

Короткозвенные сварные цепи применяются главным образом в тех случаях, когда нет необходимости точно фиксировать положение отдельных

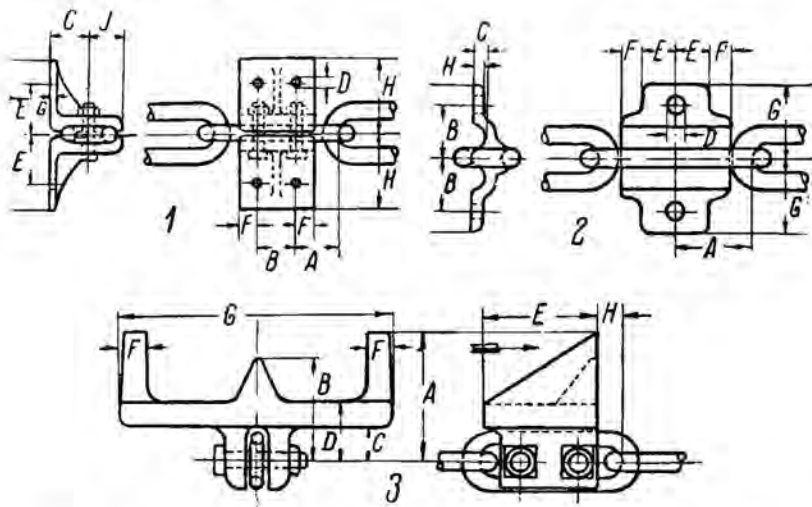


Фиг. 10. Укрепление рабочих органов на корабельных цепях.

1 — скоба; 2 — разъемный зажим; 3 и 4 — съемная накладка; 5 — зажимная накладка.

рабочих органов в определенных точках цепи, как например в наклонных подъемах, в тормозных спусках, в различных дорогах с цепной тягой, в некоторых типах ковшевых элеваторов и т. д.

Легче и дешевле получаются длиннозвенные сварные цепи, называемые часто корабельными цепями.



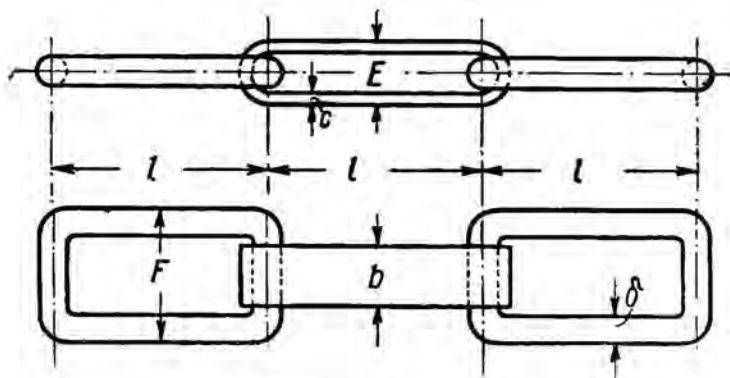
Фиг. 11 (см. табл. VI). Зажимы для крепления рабочих органов на сварных цепях.

1 — разъемный зажим; 2 — съемная накладка; 3 — зажимная накладка.

Длина внутреннего овала их делается $(7-9)\delta$. Общий вид транспортерных длиннозвенных сварных цепей показан на фиг. 9, а размеры их фирмы Jeffrey даны в табл. V.

Для крепления рабочих органов или отковывают специальные звенья или чаще применяют особые зажимы, показанные на фиг. 10 и 11. Размеры таких зажимов фирмы Jeffrey даны в табл. VI.

Единственным достоинством сварных цепей из круглой стали являются простота изготовления их и сравнительная дешевизна. Полное отсутствие жесткости и возможность бокового смещения и перекручивания цепи, а также незначительные размеры трущихся поверхностей и связанное с ними быстрое изнашивание и вытягивание цепи являются крупными недостатками корабельной цепи и делают ее невыгодной для тяжелой и непрерывной работы.



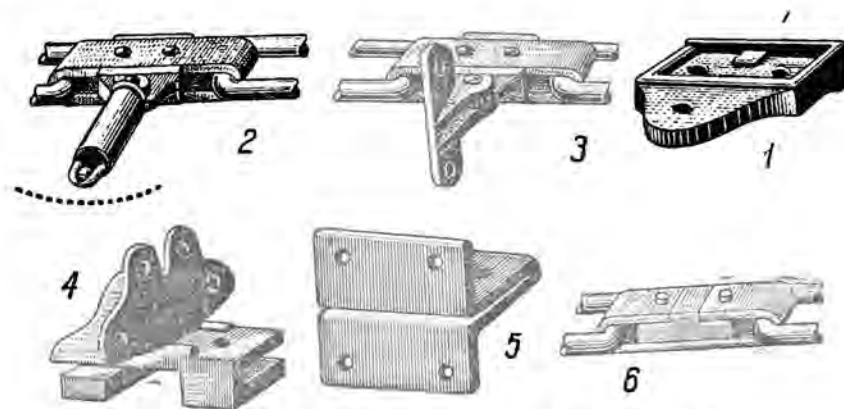
Фиг. 12 (см. табл. VII). Цепь из круглой и полосовой стали.

Проверка размеров сварных цепей из круглой стали производится на растяжение по формуле:

$$\sigma = \frac{S}{\frac{\pi \delta^2}{2} \frac{4}{4}} \leq R_s, \quad (8)$$

где S — усилие, растягивающее цепь.

Сварные цепи изготавливаются обычно из мартеновской литой стали, реже из пудлинговой стали, которая вследствие меньшей чувствительности к перегреву особенно пригодна для изготовления цепей из прутков диаметром $\delta \geq 30$ мм.



Фиг. 13. Укрепление рабочих органов на цепи из круглой и полосовой стали.

1 — вставная планка; 2 и 3 — шарнирное соединение крепящих лапок со вставной планкой; 4 — вставные крепящие лапки; 5 — вставное звено для укрепления ковшей и лотков; 6 — соединительное звено.

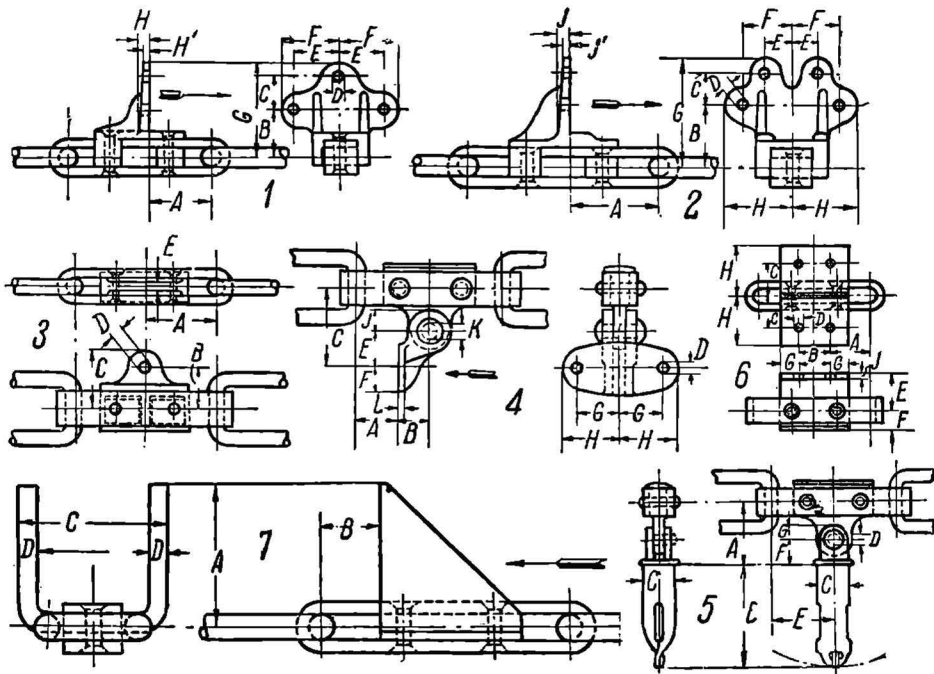
Временное сопротивление такой стали $\sigma_b = 3500 \text{ кг/см}^2$. Учитывая ослабление металла в месте сварки, допускаемое напряжение можно было бы брать в пределах (550—600) кг/см^2 , что и принято в нормах DIN (табл. III).

Но для уменьшения износа транспортерных цепей допускаемое напряжение для них выбирают значительно меньшее и принимают обычно $R_s = (200—250) \text{ кг/см}^2$ (табл. V).

Точно так же для уменьшения износа цепи и изгиба отдельных звеньев при работе короткозвенной цепи на гладких блоках диаметр последних принимают:

$$D = (60 - 100) \delta. \quad (9)$$

Значительно большая жесткость и большая величина трущейся поверхности получаются у цепи со сварными звеньями из круглой и полосовой



Фиг. 14 (см. табл. VIII). Зажимы для крепления рабочих органов на цепи из круглой и полосовой стали

вой стали, изображенной на фиг. 12. Укрепление рабочих органов производится с помощью вставных планок или лапок, зажимаемых болтами на плоских звеньях цепи. Примеры таких планок и лапок показаны на фиг. 13 и 14. Планка, изображенная на фиг. 13—1, снабжается часто с задней стороны осью для ходового ролика, если цепь предназначена для горизонтального транспорта. Соединение концов цепи при сборке производится с помощью особого замкового звена, показанного на фиг. 13—6. Размеры цепей из круглой и полосовой стали завода Jeffrey даны в табл. VII, а зажимов для них—в табл. VIII.

Простота изготовления рассмотренных сварных цепей, не требующих никакой механической обработки, объясняет довольно широкое распространение их в горизонтальных транспортерах, несмотря на то, что в отношении точности изготовления, изнашиваемости и вытягиваемости сварные цепи далеко не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к хорошему тяговому органу.

Проверка размеров сварной цепи из круглой и полосовой стали (фиг. 12) производится на разрыв звеньев из круглой стали:

$$\sigma = \frac{S}{\frac{\pi \delta^2}{4}} \leq R_s, \quad (10)$$

на разрыв звеньев из полосовой стали:

$$\sigma = \frac{S}{2b \cdot c} \leq R_s' \quad (11)$$

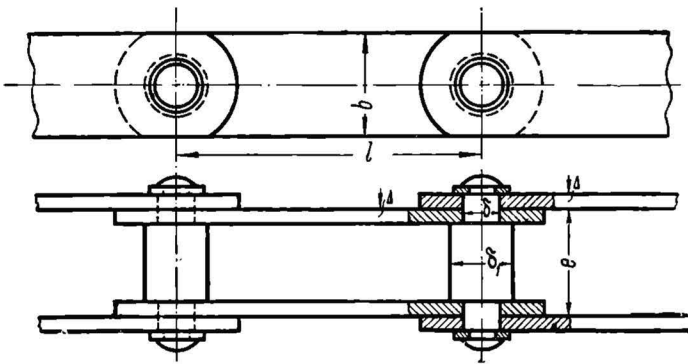
и на удельное давление в трущихся поверхностях шарниров:

$$\frac{S}{b \cdot \delta} \leq q. \quad (12)$$

По данным фирмы Jeffrey (см. табл. VII) допускаемое напряжение на растяжение звеньев круглого сечения можно принимать $R_s = (400-450)$ кг/см², на растяжение звеньев из полосовой стали $R_s' = (500-550)$ кг/см² и допу-

скаемое удельное давление, при скорости цепи $v \leq 0,75$ м/сек., $q = 280$ кг/см². Фирма Stephens-Adamson дает несколько меньшие допускаемые напряжения на растяжение звеньев из полосовой стали и несколько большие допускаемые удельные давления.

Шарнирные стальные цепи. При больших тяговых усилиях и при длинных



Фиг. 15. Штыревая пластинчатая цепь.

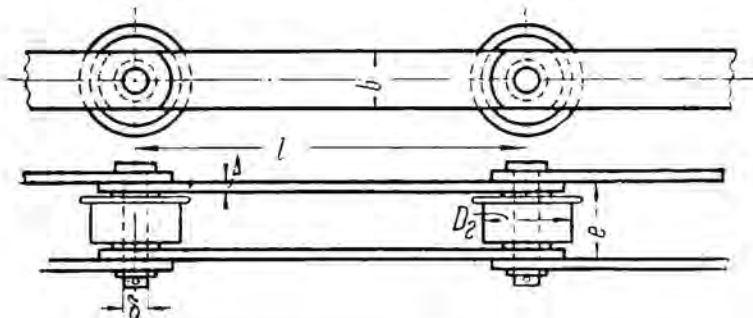
транспортерах, когда небольшой износ трущихся поверхностей вызывает значительное удлинение цепи, лучше применять шарнирные цепи.

Простейший тип шарнирной цепи — штыревая пластинчатая цепь — показан на фиг. 15. Она состоит из боковых пластин, соединенных штырем, образующим шарнир. Концы штыря либо расклепываются, как показано на фиг. 15, либо закрепляются шплинтом (фиг. 16) или специальными замками. Для движения по горизонтальным участкам пути штыревые пластинчатые цепи иногда снабжаются скользящими лапами (лист 1 атласа), иногда такие скользящие лапы укрепляются на рабочих органах, иногда наконечник штыревая пластинчатая цепь на горизонтальных участках пути опирается на поддерживающие ролики.

Чаще однако цепи, предназначенные для горизонтальных и наклонных транспортеров, снабжаются ходовыми роликами, насаживаемыми на штырь цепи, и тогда получается роликовая штыревая пластинчатая цепь, пример которой изображен на фиг. 16.

Рабочие органы или непосредственно привинчиваются либо приклепываются к пластинам цепи, или укрепляются на уголках, приклепываемых к пластинам цепи, или надеваются на выпущенные штыри цепи. Иногда сами пластины делают фасонной формы и служат рабочими органами транспортных устройств, например при перемещении некоторых штучных грузов, лесных материалов и т. д. (листы 2 и 3 атласа).

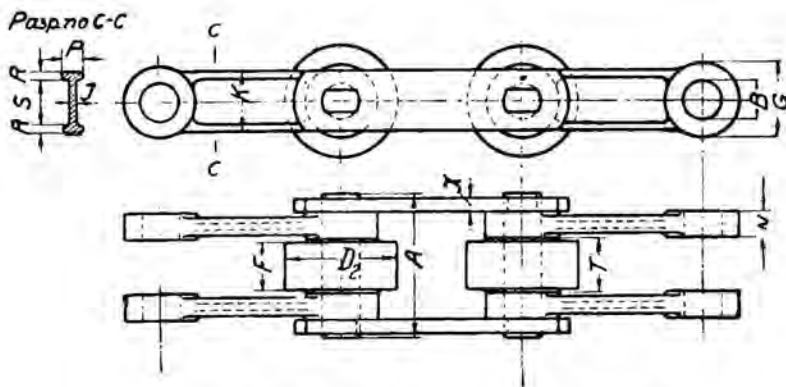
Основным недостатком штыревой пластинчатой цепи являются незащищенность от пыли и грязи и малая величина трущейся поверхности, вследствие чего шарниры цепи быстро изнашиваются, цепь вытягивается, шаг ее увеличивается, и звенья цепи перестают правильно ложиться на зубчатые или многогранные направляющие и ведущие блоки. Поэтому штыревая пластинчатая цепь непригодна для тяжелых условий работы, например при перемещении пылящих и истирающих материалов, или для



Фиг. 16. Роликовая штыревая пластинчатая цепь.

продолжительной непрерывной работы при значительных усилиях, растягивающих цепь, и чаще всего применяется для перемещения штучных грузов, особенно при небольшой или нерегулярной загрузке транспортера. Иногда для увеличения трущейся поверхности цепь изготовляют из фасонных пластин, утолщенных около шарниров. На фиг. 17 показана такая цепь завода Brownhoist, а в табл. IX даны ее размеры.

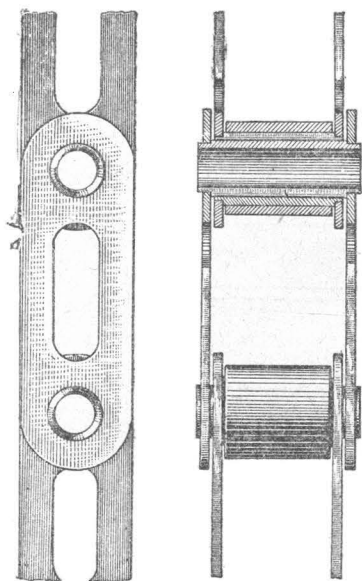
Наружные пластины этой цепи делают прямоугольного сечения и надевают на прямоугольные концы шарнирных болтов; внутренние пла-



Фиг. 17 (см. табл. IX). Кованая цепь с роликами.

стины отковываются из фасонной стали, и утолщенные ушки их надеваются на цилиндрическую часть шарнирных болтов. В зависимости от назначения цепи между фасонными звеньями помещают опорные ролики, свободно вращающиеся на шарнирных болтах, или обходятся без роликов, и тогда цепь получается уже, или удлиняют шарнирные болты и насаживают ролики вне цепи. В последнем случае вся цепь составляется из фасонных звеньев.

Рабочие органы укрепляются на плоских звеньях цепи или подвешиваются к удлиненным шарнирным болтам. Очень часто плоские звенья заменяются уголками, одна полка которых надевается на шарнирные болты, а другая служит для укрепления рабочего органа.

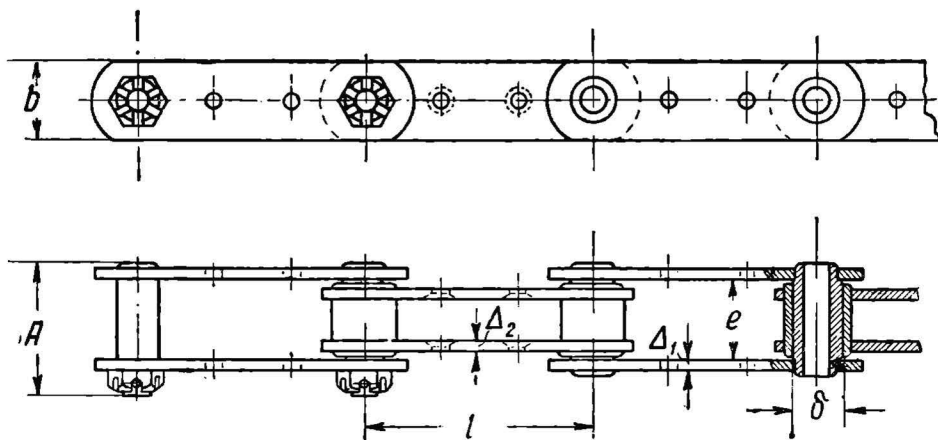


Фиг. 18. Общий вид втулочной пластинчатой цепи.

Brownhoist изготовляет звенья из углеродистой стали с временным сопротивлением разрыву $\sigma_b = 5000 \text{ кг/см}^2$, шарнирные болты из прокатной стали, ролики из чугуна. Плоские звенья не могут поворачиваться вокруг шарнирного болта, и потому трение происходит только между болтом и ушками фасонных звеньев, утолщение которых дает достаточную трущуюся поверхность и уменьшает изнашивание и вытягивание цепи.

Наибольшая трущаяся поверхность получается у втулочных шарнирных цепей. На фиг. 18 показан общий вид, а на фиг. 19 — эскиз пластинчатой втулочной цепи Repold. Вместо шарнирного болта здесь устроена разрезная втулка, соединенная с наружной парой стальных пластин. На внутреннюю втулку надевается наружная также разрезная втулка, соединенная с внутренней парой стальных пластин. Пластины не могут поворачиваться относительно соединенных с ними втулок, и трение происходит только между втулками. При таком устройстве облегчается смазка трущихся поверхностей, которые кроме того оказываются хорошо защищенными от пыли.

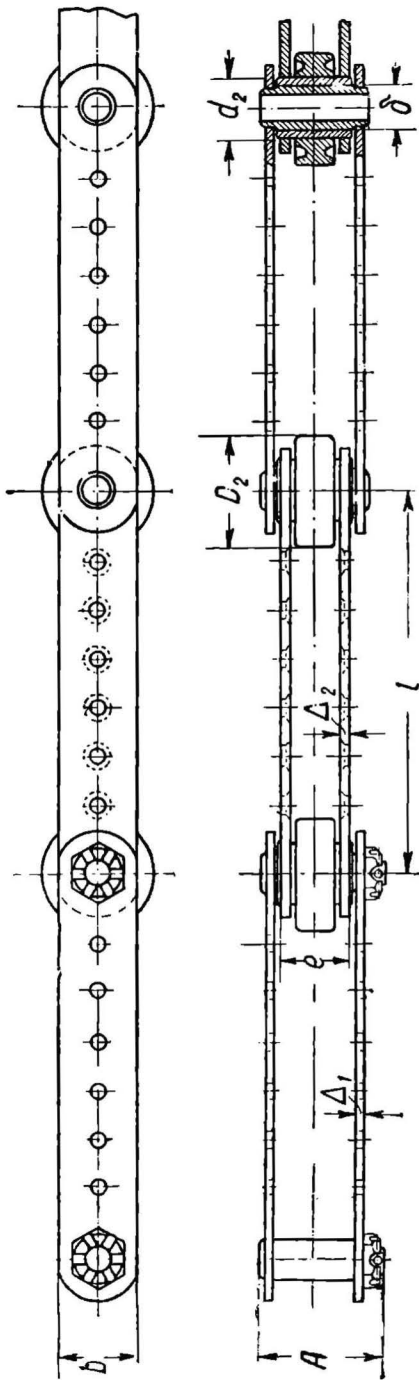
Цепь для горизонтальных транспортеров часто снабжается ходовыми роликами, надеваемыми на наружную втулку. Ходовые ролики делаются гладкими без реборд (фиг. 20) или с одной ребордой (фиг. 21). На послед-



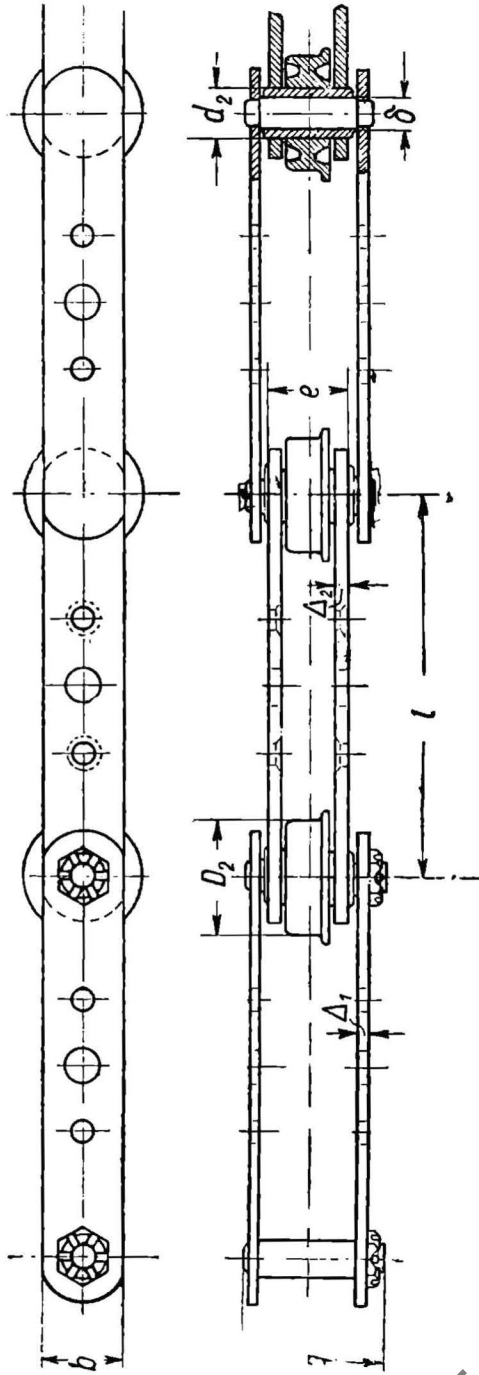
Фиг. 19 (см. табл. X и XII). Втулочная пластинчатая цепь.

ней фигуре показана цепь, предназначенная для передачи значительных тяговых усилий. В этом случае внутренняя втулка заменена сплошным болтом. Как внутренние, так и наружные пластины рассмотренных втулочных пластинчатых цепей имеют по длине целый ряд отверстий для пропуска либо распорных болтов либо болтов или заклепок для укрепления

рабочих органов транспортера. В тех случаях, когда ходовые ролики оказываются излишними, очень часто их заменяют стальными втулками небольшого диаметра, позволяющими избежать скольжения зубьев ведущего блока по шарнирам и уменьшить таким образом износ как шарнирных болтов, так и зубьев ведущего блока.



Фиг. 20 (см. табл. X и XII). Втулочная пластинчатая цепь с гладкими роликами

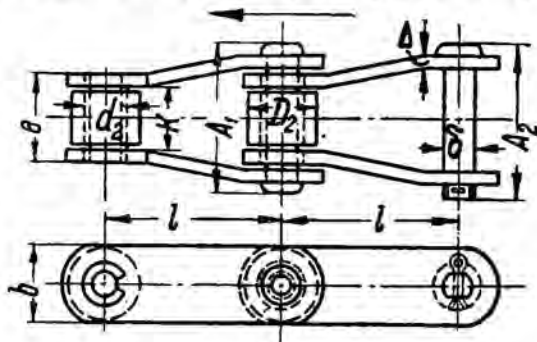


Фиг. 21 (см. табл. X и XII). Втулочная пластинчатая цепь с односторонними роликами.

шого диаметра, позволяющими избежать скольжения зубьев ведущего блока по шарнирам и уменьшить таким образом износ как шарнирных болтов, так и зубьев ведущего блока.

Основные размеры и веса пластинчатых втулочных цепей Renold даны в табл. X.

При набегании рассмотренных пластинчатых цепей на зубчатые ведущие блоки шарнирный болт каждого звена будет изгибаться как балка, лежащая на двух опорах, пролет которой для одних звеньев будет равен расстоянию между внутренними пластинами, а для соседних звеньев — расстоянию между наружными пластинами цепи.

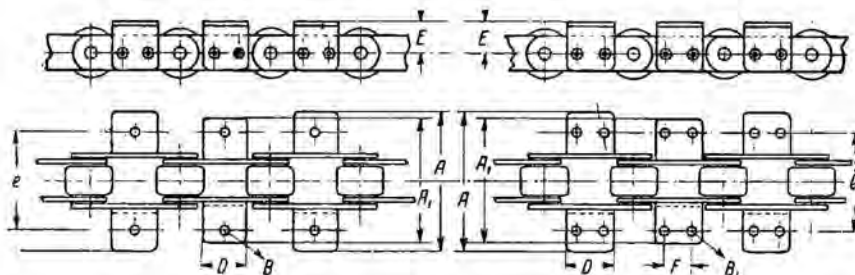


Фиг. 22 (см. табл. XI). Втулочная пластинчатая цепь с изогнутыми звеньями.

Большинство американских фирм изготавливает пластинчатые цепи также с изогнутыми звеньями по фиг. 22. При направлении движения, указанном стрелкой, ось каждого звена такой цепи при набегании на ведущей зубчатый блок будет изгибаться как балка с пролетом, равным наименьшему расстоянию между пластинами, и будет работать следовательно в более благо-

приятных условиях, чем при прямых пластинах цепи. Сами пластины при этом будут испытывать небольшие дополнительные напряжения от изгиба, но эти напряжения будут возникать в целом неослабленном сечении пластин и поэтому не станут оказывать существенного влияния на прочность цепи. Размеры и веса пластинчатых втулочных цепей с изогнутыми звеньями фирмы Chain Belt Co даны в табл. XI.

Для уменьшения веса и стоимости цепи, а также для уменьшения числа мест, подверженных износу, при большой длине транспортеров часто применяют цепи с большим шагом. Размеры и веса длиннозвенных пластинчатых втулочных цепей фирмы Stephens-Adamson даны в табл. XII.



Фиг. 23 (см. табл. XII). Укрепление рабочих органов на пластинчатой цепи.

Рабочие органы транспортеров с пластинчатыми цепями укрепляются или на специальных кованных фасонных звеньях, или на уголках, соединяемых с нормальными звеньями цепи (фиг. 23), или на болтах, пропускаемых через внутреннюю втулку шарнира, или сквозь отверстия в пластинах или наконеч на удлиненных шарнирных болтах цепи. Размеры и веса рабочих звеньев цепей Renold приведены в табл. XIII.

Пластинчатые шарнирные цепи, особенно втулочные, удовлетворяют всем требованиям, предъявляемым к тяговым органам, но высокая стоимость очень часто заставляет отказываться от их применения.

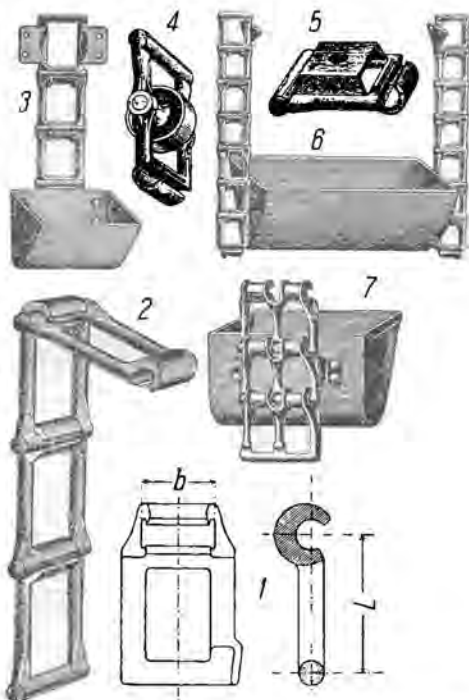
Шарнирные цепи из ковкого чугуна. За границей, особенно в Америке, большим распространением пользуются транспортерные цепи с ли-

тыми звеньями из ковкого чугуна. Главное преимущество их перед стальными цепями, помимо сравнительной дешевизны, состоит в том, что звеньям их можно придать любую форму, наиболее удобную для укрепления рабочих органов. Для равномерного обезуглероживания чугунных звеньев при прокаливании с веществами, содержащими кислород, толщина звеньев не должна превышать (10—15) мм. При таких условиях временное сопротивление ковкого чугуна получается около (3000—4000) кг/см².

На фиг. 24 показаны разборные крючковые цепи из ковкого чугуна. Крючок одного звена захватывает за цапфу другого, причем форма крючка и скосы звеньев у цапфы позволяют вставлять и вынимать звенья из цепи лишь при определенном показанном на фиг. 24—2 положении звена. В растянутом положении или при отклонении звеньев в другую сторону цепь не может быть разобрана. Поэтому при огибании зубчатых блоков цепь должна ложиться на них закрытой стороной крюка. Звенья, к которым прикрепляются рабочие органы, делаются самой разнообразной формы. Примеры таких звеньев показаны на фиг. 24 (3, 5, 6 и 7). В горизонтальных транспортерах звенья цепи снабжаются роликами, расположенными или в середине звена (фиг. 24—4) или сбоку его. При больших тяговых усилиях звенья делаются с распорками (фиг. 24—7). Размеры разборных крючковых цепей, называемых часто цепями Эварта, даны в табл. XIV.

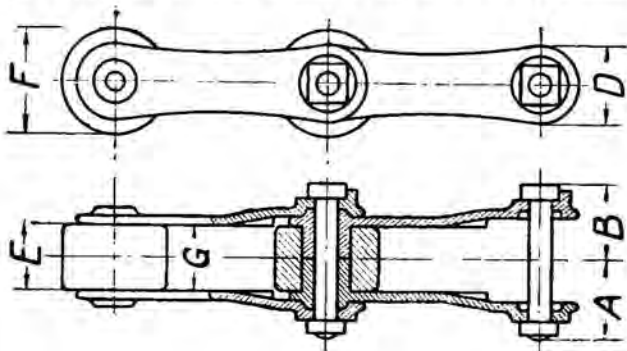
Недостатком крючковых цепей являются быстрое загрязнение открытых зевов крючков и связанное с ними изнашивание трущихся поверхностей и вытягивание цепи.

На фиг. 25 показана втулочная шарнирная цепь со звеньями из ковкого чугуна со стальными болтами и с чугунными роликами. Размеры таких цепей завода Bartlett & Snow даны в табл. XV. Звенья цепи сделаны разъемными для того, чтобы можно было установить ролик. Иногда такие цепи делаются без роликов, и тогда обе половины звена вместе со втулкой отливаются как одно целое. В более совершенных конструкциях (фиг. 26) в длинные чугунные втулки вставляются еще стальные втулки,



Фиг. 24 (см. табл. XIV). Крючковые цепи из ковкого чугуна.

1 — звено; 2 — сборка цепи; 3 — заднее укрепление ковша; 4 — звено с роликом; 5 — звено для укрепления пластины; 6 — боковое укрепление ковша; 7 — цепь с распорками для тяжелых нагрузок.

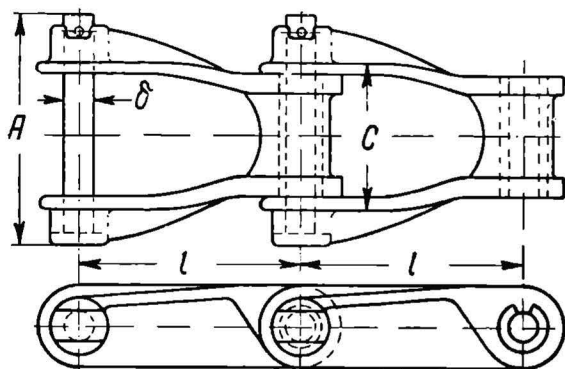


Фиг. 25 (см. табл. XV и XVI). Шарнирная цепь из ковкого чугуна с разъемными звеньями и с роликами

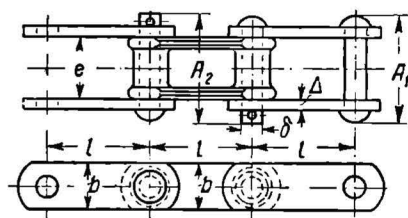
чтобы уменьшить изнашивание и вытягивание цепи. Размеры и веса шарнирных цепей из ковкого чугуна с разъемными звеньями и с роликами фирмы Jeffrey даны в табл. XVI, а цепей с целыми литыми звеньями той же фирмы — в табл. XVII.

Надежность цепей из ковкого чугуна в значительной мере зависит от материала и изготовления звеньев. Хорошие звенья толщиной до (4—5) мм должны изгибаться и скручиваться в холодном состоянии совершенно так же, как и сталь. В общем возможность образования при отливке раковин и пустот делает цепь из ковкого чугуна менее надежной, чем стальные цепи, и поэтому цепи из ковкого чугуна применяются при сравнительно небольших тяговых усилиях. Однако несомненные преимущества литых звеньев в отношении удобства изготовления и приспособления к различным

типам рабочих органов, а также значительные размеры трущихся поверхностей в шарнирах таких цепей объясняют широкое их распространение.



Фиг. 26 (см. табл. XVII). Шарнирная цепь из ковкого чугуна с целыми литыми звеньями.



Фиг. 27 (см. табл. XVIII). Комбинированная цепь из стальных звеньев и звеньев из ковкого чугуна.

Комбинированные цепи. Большинство американских фирм изготавливает также комбинированные цепи со звеньями из ковкого чугуна, соединяющимися со стальными звеньями, как показано на фиг. 27. Размеры и веса комбинированных цепей фирмы Jeffrey даны в табл. XVIII (см. лист 3 атласа).

Наши заводы не имеют пока достаточного опыта в изготовлении цепей из ковкого чугуна, и поэтому у нас такие цепи еще мало распространены, но не подлежит сомнению, что в недалеком будущем этот пробел будет пополнен и мы получим возможность также использовать преимущества транспортных цепей из ковкого чугуна.

Специальные типы транспортных цепей. Помимо рассмотренных характерных и наиболее распространенных типов транспортных цепей существует еще целый ряд специальных типов, конструкция которых соответствует определенным условиям работы специальных типов транспортеров. Так например для скребковых транспортеров удобны специальные скребковые стальные цепи (фиг. 28) или из ковкого чугуна (фиг. 29). Размеры и веса стальных скребковых цепей фирмы Jeffrey даны в табл. XIX. Тип А, показанный на фиг. 28, удобен для транспортирования таких материалов, как древесные опилки, стружки, обрезки, мусор и т. д. Тип С применяется для таких материалов, как уголь, дробленый камень, гравий и т. д. Цепи из ковкого чугуна по типу, изображенному на фиг. 29, имеют шарниры со значительной трущейся поверхностью, хорошо защищенной от перемещаемого материала, и поэтому удобны для транспортирования золы и других рыхлых истирающих материалов. Размеры и веса скребковых цепей из ковкого чугуна фирмы Jeffrey даны в табл. XX.

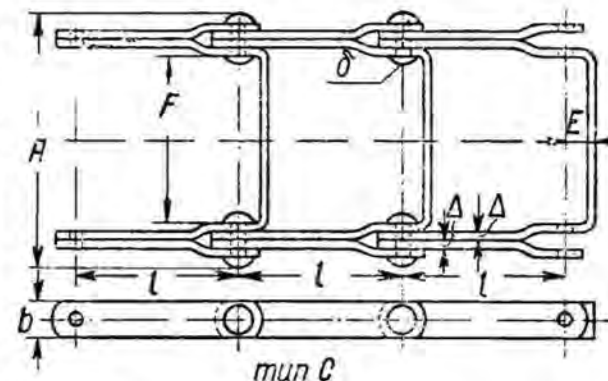
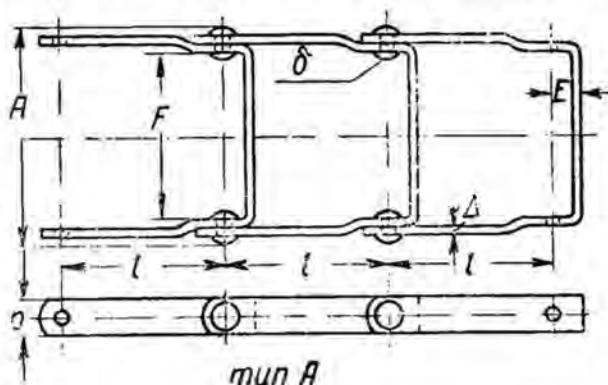
На фиг. 30 показаны цепи, применяемые для многокабиночных подъемников, называемых патерностерами. Размеры и веса этих цепей завода Köhler & Bovenkamp даны в табл. XXI.

На фиг. 31 показаны шарнирные роликовые цепи, которые могут проходить как по вертикальным, так и по горизонтальным закруглениям завода Köhler & Bovenkamp, называемые заводом карданными шарнирными цепями.

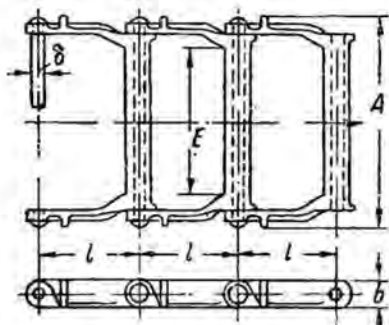
Рассмотренные выше цепи далеко не исчерпывают всех типов цепей, применяемых в качестве тяговых органов в транспортерах, и дают лишь наиболее характерные и распространенные типы.

Некоторые из специальных типов цепей, а также специальные формы звеньев для укрепления рабочих органов будут рассмотрены при описании отдельных типов транспортеров.

Выбор и проверка размеров цепей. Как видно из рассмотренных таблиц размеров транспортерных цепей, изготовляемых различными заводами, шаг шарнирных цепей колеблется в очень широких пределах; стальные шарнирные цепи изготовляются с шагом от 40 до 1000 мм, а шарнирные цепи с литыми звеньями — с шагом от 25 до 200 мм.



Фиг. 28 (см. табл. XIX). Стальная скребковая цепь.



Фиг. 29 (см. табл. XX). Скребковая цепь из ковкого чугуна.

Проектом нашего Союзного стандарта стальных шарнирных пластинчатых цепей, как штыревых, так и втулочных, предусмотрено установление следующих стандартных размеров шагов: 50—75—100—150—225—300—400—500 мм. Цепи с большим шагом отнесены к специальным типам цепей, шаг которых должен выбираться в соответствии с особенностями конструкции, изготовления и эксплуатации транспортных устройств, для которых такие цепи предназначаются.

Для других типов цепей нормальных или стандартных размеров шага еще не разработано.

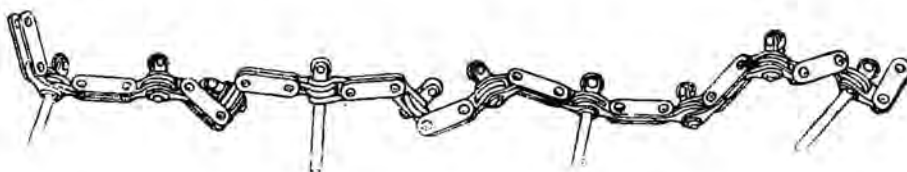
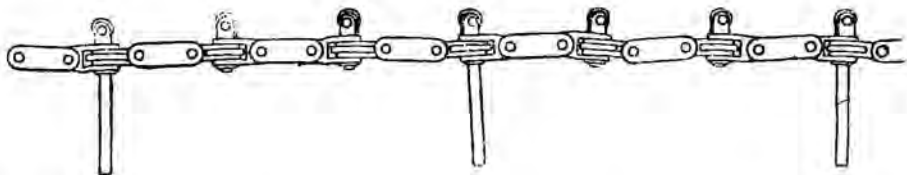
Что касается остальных размеров цепей, то для них никаких стандартов или нормалей также еще не установлено, и лишь для штыревых и втулочных шарнирных цепей был разработан ЛОНИИПТом проект стандарта их, не получивший еще окончательного утверждения.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Установившихся заводских нормалей транспортерных шарнирных цепей наших заводов пока также не имеется, и поэтому при проектировании транспортеров приходится либо выбирать цепи таких размеров, какие уже изготовлялись для других аналогичных транспортеров и работа которых была проверена на практике, либо конструировать цепь, пользуясь данными заграничной практики, для чего и приведен в конце книги целый ряд таблиц размеров цепей, изготовляемых заграничными заводами.



Фиг. 30 (см. табл. XXI). Патерностерные цепи.



Фиг. 31. Карданные цепи фирмы Köhler & Bovenkamp.

Для большинства специальных цепей, а также для цепей из ковкого чугуна еще не разработано более или менее удовлетворительных методов расчета. Попытки различных авторов дать расчет таких цепей остаются пока без результатов, так как не известен закон распределения усилий между отдельными частями цепи и приходится принимать более или менее произвольные допущения, которые уже сами по себе делают расчет неточным и часто приводят к выводам, совершенно не согласующимся с практикой.

Проверка существующих и вполне исправно работающих цепей показывает, что при таких расчетах в одних случаях получаются напряжения, превосходящие предел упругости, а в других случаях наибольшие напряжения получаются совсем не в тех сечениях, в которых эта цепь в действительности разрушается. Поэтому до тех пор, пока работа цепей не будет подробно и всесторонне исследована, приходится отказаться от точного расчета и при выборе размеров цепей руководствоваться данными фирм, специально занимающихся изготовлением цепей специальных типов и цепей из ковкого чугуна.

Пластинчатые шарнирные цепи уже с большим вероятием можно рассчитывать на растяжение пластин, на срез и изгиб штырей, на смятие штырей и втулок втулочных цепей и на удельное давление на трущихся поверхностях. Выбор допускаемых напряжений при этом очень часто диктуется не только качеством выбранного материала, но и характером обработки, нормальным сортаментом металла, идущего на изготовление отдельных элементов цепи, а главное износом цепи. Сколько-нибудь достовер-

ных экспериментальных данных, на которых можно было бы базироваться при выборе допускаемых напряжений в элементах цепи, пока также не имеется, и поэтому при конструировании цепи приходится как соотношения между отдельными ее элементами, так и допускаемые напряжения выбирать на основании анализа данных иностранных заводов и фирм.

Вес цепей оказывает существенное влияние на вес и стоимость всего транспортного устройства, а также и на расход энергии, затрачиваемой на его работу. Поэтому понятно стремление многих фирм понизить вес цепей путем применения высокосортных специальных сталей с временным сопротивлением до $(6000—7000)$ кг/см² и даже до 9000 кг/см². Для шарнирных цепей, изготовленных из таких сортов стали, допускают напряжение на разрыв до 800 кг/см² и даже до 1000 кг/см². Допускаемые рабочие нагрузки для разных типов цепей указаны в большинстве случаев в таблицах размеров их, даваемых фирмами.

Некоторые фирмы дают для своих цепей разрывающую нагрузку, что следует признать более правильным, ибо допускаемая нагрузка зависит в значительной мере от условий работы цепи. В этих случаях приходится задаваться запасом прочности на разрыв, который при нормальных скоростях для шарнирных стальных цепей можно принимать не меньше 6, а для цепей из ковкого чугуна не меньше 10.

Проверку звеньев цепи на разрыв следует производить по наибольшему натяжению цепи, учитывая, если возможно, все динамические нагрузки, связанные с вероятной неравномерностью хода цепи, о чем подробно будет сказано в следующих главах.

Точно так же по наибольшему натяжению цепи следует производить проверку шарнирных болтов на изгиб и на срез.

Однако решающим фактором при выборе размеров цепи обыкновенно оказывается износ цепи, учитывая который, очень часто приходится выбирать нагрузки значительно меньшие, чем это допустимо по условиям прочности на растяжение звеньев и на изгиб и срез шарнирных болтов.

Износ шарниров цепей оказывает существенное влияние на вытягивание цепи, а следовательно и на продолжительность службы ее. Поэтому при выборе цепи необходимо самым тщательным образом взвесить все условия, влияющие на износ трущихся поверхностей в ее шарнирах.

Истирание трущихся поверхностей будет очевидно пропорционально работе трения, приходящейся на единицу трущейся поверхности. При набегании на ведущий блок (фиг. 32) каждое звено поворачивается относительно соседнего на угол:

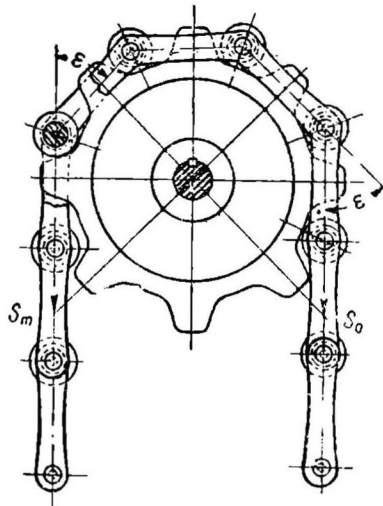
$$\epsilon = \frac{2\pi}{z}.$$

где z — число зубьев или граней блока.

Повороту на угол ϵ будет соответствовать работа трения:

$$T_1 = \mu_1 \cdot S_m \cdot \frac{\delta}{2 \cdot 100} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z} \text{ кгм,}$$

где δ — диаметр шарнира в см.



Фиг. 32. Схема огибания ведущего блока шарнирной пластинчатой цепи.

При сбегании с блока каждое звено повернется относительно соседнего также на угол ϵ , чему будет соответствовать работа трения:

$$T_2 = \mu_1 \cdot S_0 \frac{\delta}{2 \cdot 100} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{z} \text{ кгм.}$$

Совершенно такое же выражение для работы трения в шарнирах цепи получим для набегания и сбегания с каждого направляющего блока, огибаемого цепью, только величина натяжения для каждого блока будет иная.

Обозначая через S среднее натяжение в транспортере, получим среднюю величину работы трения в шарнирах при набегании и сбегании на каждом блоке:

$$T_1 = T_2 = \mu_1 \cdot S \cdot \frac{\delta}{100} \cdot \frac{\pi}{z} \text{ кгм.}$$

Полная работа трения в шарнире при огибании одного блока будет:

$$T = T_1 + T_2 = 2\mu_1 \cdot S \cdot \frac{\delta}{100} \cdot \frac{\pi}{z} \text{ кгм.}$$

Обозначив: L_k — полную длину цепи в транспортере в м,
 v м/сек. — скорость цепи и
 m — полное число блоков в транспортере,
 получим время полного оборота цепи:

$$t = \frac{L_k}{v} \text{ сек.}$$

и работу трения в каждом шарнире цепи в 1 сек.

$$\frac{m \cdot T}{t} = \frac{2\mu_1 \cdot S \cdot \delta \cdot \pi \cdot m \cdot v}{100 \cdot z \cdot L_k}.$$

Обозначая далее через e длину трущейся поверхности шарнира в см, получим величину удельной работы трения:

$$A_1 = \frac{2\mu_1 \cdot S \cdot \delta \cdot \pi \cdot m \cdot v}{100 \cdot z \cdot L_k \cdot e \cdot \delta} = \frac{6,28}{100^2} \frac{\mu_1 \cdot q \cdot \delta \cdot m \cdot v}{z \cdot L_k} \frac{\text{кгм}}{\text{сек. см}^2}, \quad (13)$$

где удельное давление в шарнирах цепи:

$$q = \frac{S}{e \cdot \delta} \text{ кг/см}^2.$$

Наиболее ценные практические результаты уравнение (13) могло бы дать лишь в том случае, если бы была известна зависимость между удельной работой трения и линейной величиной износа шарниров для трущихся поверхностей из различных материалов и для различных конструкций цепи. В этом случае можно было бы из уравнения (13) найти допустимое удельное давление по заданному сроку службы цепи и по допустимому предельному удлинению отдельных звеньев ее и значит можно было бы подобрать цепь, наиболее соответствующую заданным условиям работы. К сожалению необходимые для этого экспериментальные данные до сих пор не получены или во всяком случае не опубликованы, и поэтому уравнение (13) может служить лишь для выяснения влияния отдельных элементов цепи и всего транспортного устройства на выбор допустимого удельного давления в шарнирах цепи.

Перепишем уравнение (13) в следующем виде:

$$q \cong \frac{z \cdot l}{6,28 \cdot \mu_1 \cdot \delta \cdot m \cdot v} \cdot \frac{100 \cdot L_k \cdot A_1}{l} \cong \frac{z \cdot l \cdot A}{6,28 \cdot \mu_1 \cdot \delta \cdot m \cdot v} \text{ кг/см}^2, \quad (14)$$

где:

$$A = \frac{100 L_k \cdot A_1}{l} \frac{\text{кгм}}{\text{сек.} \cdot \text{см}^2}, \quad (15)$$

а l — шаг цепи в см.

Из формулы (14) следует, что допускаемое удельное давление можно увеличивать с увеличением z и L_k и необходимо уменьшать с увеличением δ , m и v .

Таким образом для увеличения трущейся поверхности шарнира выгоднее увеличивать длину трущейся поверхности e , чем диаметр шарнира δ .

Проверка целого ряда американских цепей дает возможность грубо ориентировочно наметить порядок величины A , а именно: для стальных цепей величина A изменяется приблизительно от 10 до $25 \frac{\text{кгм}}{\text{сек.} \cdot \text{см}^2}$, при

среднем значении $A \cong 15 \frac{\text{кгм}}{\text{сек.} \cdot \text{см}^2}$; для цепей из ковкого чугуна A изменяется приблизительно от 8 до $15 \frac{\text{кгм}}{\text{сек.} \cdot \text{см}^2}$, при среднем значении $A \cong 10 \frac{\text{кгм}}{\text{сек.} \cdot \text{см}^2}$.

Из выражения (15) видно, что большие значения для A можно выбирать при увеличении отношения L_k/l и меньшие значения A — для малых значений отношения L_k/l .

Таким же путем можно найти, что отношение входящих в формулу (14) величин δ/l изменяется приблизительно от 0,1 до 0,25 при среднем значении $\delta/l \cong 0,15$.

Коэффициенты трения в шарнирах цепей были исследованы проф. Ганфштенгелем,¹⁾ по опытам которого в лабораторных условиях при хорошей смазке получились:

Для шарнирных цепей	$\mu_1 = 0,1 - 0,11$
„ приводных крючковых цепей	$\mu_1 = 0,13 - 0,15$

Меньшие значения соответствуют большим размерам цепей.

Однако приведенные значения коэффициентов трения действительны только при непродолжительной работе. При длительной работе коэффициент трения увеличивается в зависимости от условий смазки цепи. Если у шарнирных болтов цепей устроены канавки, задерживающие смазку продолжительное время, то коэффициент трения может быть и сохранит свое первоначальное значение. Если же смазочных канавок нет, то в шарнирных цепях смазка довольно быстро выдавливается из трущихся поверхностей и коэффициент трения увеличивается в течение первых $1\frac{1}{2}$ ч. работы приблизительно в 2 раза, а затем достигает наибольшего значения, превышающего в 2,4 раза первоначальную величину.

В крючковых цепях часть смазки удерживается в свободном пространстве между цапфой и крюком, и потому коэффициент трения увеличивается лишь в $1\frac{1}{2}$ раза против указанных выше значений.

В условиях работы цепей в транспортных установках картина получается та же, только первоначальные значения коэффициентов трения полу-

1) Hanffstengel, Mitt. d. V. d. I. über Forschungsarbeiten, тетрадь 145, 1913.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

чаются значительно больше вследствие оседания пыли на трущихся поверхностях и междузвенного трения лобовых поверхностей.

В зависимости от конструкции цепи и характера перемещаемого материала при расчете транспортных средств можно принимать

$$\mu_1 = 0,3 - 0,6,$$

причем меньшие значения соответствуют перемещению штучных грузов при втулочных шарнирных цепях, в которых трущиеся поверхности хорошо защищены от пыли, высшие же значения следует брать в тех случаях, когда по условиям работы можно ожидать значительного загрязнения трущихся поверхностей.

В действительности коэффициент трения μ_1 зависит и от скорости цепи и от удельного давления в шарнирах, и поэтому зависимость q от μ_1 и v на практике должна быть более сложной, чем в формуле (14).

Таким образом не только коэффициенты, входящие в формулу (14), но и сама формула (14) требуют еще дальнейшего уточнения, и пользоваться ею можно лишь для грубых ориентировочных расчетов. При выборе же окончательных размеров цепи следует данные, полученные путем таких ориентировочных подсчетов, проверить по данным специальных фирм. Наиболее подробные данные о допускаемых нагрузках на цепи при различных условиях работы их, а также о допускаемых скоростях цепи приведены в целом ряде каталогов американских фирм.

Так фирма Chain Belt Co (Rex) рекомендует выбирать допускаемые удельные давления в пределах, указанных в табл. 1.

Таблица 1.

Допускаемые удельные давления в шарнирах цепей по данным фирмы Chain Belt Co (Rex).¹⁾

№ по порядку	Материал трущихся поверхностей	Допускаемые удельные давления в шарнирах кг/см ²
1	Закаленная сталь по закаленной стали . . .	250
2	Сталь по стали при развернутых отверстиях .	210
3	Сталь по стали при штампованных отверстиях .	180
4	Сталь по ковкому чугуна .	180
5	Ковкий чугун по ковкому чугуна	144
6	Сталь по бронзе .	72

Примечание. Проф. Ганфштенгель²⁾ для стали по фосфористой бронзе рекомендует брать удельные давления $q = (200 - 250)$ кг/см².

Значения q , указанные в табл. 1, фирма Chain Belt Co рекомендует брать при «нормальной» скорости цепи и в случае работы цепи на блоках с числом зубцов $z \geq 12$. При скорости больше нормальной и при $z < 12$ все фирмы рекомендуют уменьшать допускаемую нагрузку, а следовательно и допускаемое удельное давление, умножая величину q на некоторый коэффициент.

Значения «нормальной» скорости для каждого типа цепи даны для большинства цепей в таблицах фирм (см. таблицы в конце книги). Большинство фирм принимает нормальные скорости цепей в пределах от 0,75 до 1,0 м/сек.

Jeffrey например дает допускаемые нагрузки на свои цепи для скорости $v = 0,75$ м/сек. При всякой другой скорости она рекомендует умножать допускаемую нагрузку на коэффициенты, указанные в табл. 2.

¹⁾ Rex chain and conveyors, каталог 210, стр. 20.

²⁾ Г а н ф ш т е н г е л ь, Перемещение массовых грузов.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица 2.

Коэффициенты изменения допускаемой нагрузки при различных скоростях цепи по данным фирмы Jeffrey.

Скорость м/сек.	Коэффициент изменения нагрузки	Скорость м/сек.	Коэффициент изменения нагрузки	Скорость м/сек.	Коэффициент изменения нагрузки	Скорость м/сек.	Коэффициент изменения нагрузки	Скорость м/сек.	Коэффициент изменения нагрузки
0,1	1,13	0,9	0,97	1,7	0,81	2,5	0,65	3,3	0,49
0,2	1,11	1,0	0,95	1,8	0,79	2,6	0,63	3,4	0,47
0,3	1,09	1,1	0,93	1,9	0,77	2,7	0,61	3,5	0,45
0,4	1,07	1,2	0,91	2,0	0,75	2,8	0,59	3,6	0,43
0,5	1,05	1,3	0,89	2,1	0,73	2,9	0,57	3,7	0,41
0,6	1,03	1,4	0,87	2,2	0,71	3,0	0,55	3,8	0,39
0,7	1,01	1,5	0,85	2,3	0,69	3,1	0,53	3,9	0,37
0,8	0,99	1,6	0,83	2,4	0,67	3,2	0,51	4,0	0,35

Фирмы Bartlett & Snow, Chain Belt Co и Stephens-Adamson дают допускаемые нагрузки при скоростях $v \leq 1,0$ м/сек. При других скоростях эти фирмы дают коэффициенты уменьшения нагрузок, указанные в табл. 3.

Таблица 3.

Коэффициенты уменьшения допускаемых нагрузок на цепь при различных скоростях ее по данным фирм Bartlett & Snow, Chain Belt Co и Stephens-Adamson.

Скорости цепи м/сек.	1,0—1,5	1,5—2	2—2,5	2,5—3	3—3,5	3,5—4
Коэффициенты уменьшения нагрузки на цепь	0,75	0,60	0,50	0,4	0,3	0,25

Stephens-Adamson рекомендует кроме того выбирать нормальные рабочие скорости в зависимости от конструкции цепи в пределах, указанных в табл. 4, в которой даны также коэффициенты уменьшения допускаемых нагрузок при увеличении скорости цепи.

Таблица 4.

Коэффициенты уменьшения допускаемых нагрузок на цепь при различных скоростях ее по данным фирмы Stephens-Adamson.

Тип цепи	Нормальн. скорость м/сек.	Скорость цепи м/сек.	Коэфф. уменьшен. нагрузки	Скорость цепи м/сек.	Коэфф. уменьшен. нагрузки	Скорость цепи м/сек.	Коэфф. уменьшен. нагрузки	Скорость цепи м/сек.	Коэфф. уменьшен. нагрузки	Скорость цепи м/сек.	Коэфф. уменьшен. нагрузки
1. Цепи без втулок .	0,25	0,25 0,5	0,835	0,5 0,75	0,666	0,75 1,0	0,5	1,0 1,25	0,4	—	—
2. Цепи из круглой и полосовой стали	0,5	0,5 1,0	0,8	1,0 1,5	0,7	—	—	—	—	—	—
3. Втулочные цепи	1,0	1,0 1,5	0,8	1,5 2,0	0,65	2,0 2,5	0,55	2,5 3,0	0,5	3,0 3,5	0,45

Для длиннозвенных пластинчатых цепей Stephens-Adamson указывает допускаемую статическую нагрузку (табл. XII) и метод расчета уменьшения нагрузки в зависимости от скорости цепи, шага ее и числа зубцов блока. Эта зависимость, данная в каталоге фирмы в виде таблицы, легко приводится к формуле:

$$P_{\text{дин.}} = P_{\text{стат.}} \left(1 - 0,42 \frac{v \sqrt{l}}{z} \right), \quad (16)$$

где v — скорость цепи в м/сек.,

l — шаг цепи в см,

z — число зубцов или граней ведущего блока.

$P_{\text{стат.}}$ можно определить, рассчитывая звенья цепи на растяжение и допуская для ослабленного сечения $R_z = (800 - 1000)$ кг/см². Renold в своих цепях принимает допускаемую нагрузку равной $1/10$ разрывающей. Так как удельное давление при этом получается очень низким, то нагрузку можно не уменьшать до скорости $v \leq 2$ м/сек. При больших скоростях Renold уменьшает допускаемую нагрузку на 2—3% при увеличении скорости на каждые 0,5 м/сек. Предельную скорость Renold дает равной 4 м/сек.

В случае применения ведущего блока с числом зубцов $z < 12$, Stephens-Adamson и Chain Belt Co рекомендуют уменьшать допускаемую нагрузку, умножая ее на коэффициенты, указанные в табл. 5.

Таблица 5.

Коэффициенты уменьшения допускаемой нагрузки на цепь при ведущих блоках с числом зубцов $z < 12$ по данным фирм Stephens-Adamson и Chain Belt Co.

Число зубцов z ведущего блока	11	10	9	8
Коэффициент уменьшения допускаемой нагрузки	0,9	0,85	0,8	0,7

Фирма Chain Belt Co рекомендует и наибольшие допускаемые скорости цепи выбирать в зависимости от числа зубцов ведущего блока, как указано в табл. 6.

Таблица 6.

Наибольшие допускаемые скорости цепи по Chain Belt Co.

Число зубцов z ведущего блока	11	10	9	8	7	6
Наибольшая допускаемая скорость цепи м/сек.	0,75	0,6	0,5	0,4	0,25	0,15

Stephens-Adamson для длиннозвенных цепей дает таблицу изменения наибольшей допускаемой скорости цепи, которую можно выразить формулой:

$$v_{\text{max}} = 0,6 \frac{z}{\sqrt{l}} \text{ м/сек.}, \quad (17)$$

где l — шаг цепи в см.

Bartlett & Snow указывает в таблицах предельные скорости для своих цепей. Для цепей из ковкого чугуна Bartlett & Snow допускает при малом шаге $v_{\text{max}} = 3$ м/сек., а при большом шаге $v_{\text{max}} = 1,0$ м/сек.

По последним данным некоторые германские фирмы, применяя для изготовления цепей специальные стали и обрабатывая соответствующим

образом шарниры цепей, увеличивают в некоторых случаях допускаемое удельное давление до 1100 кг/см²,¹⁾ но продолжительность службы этих цепей опытом повидимому пока еще не установлена, и поэтому такое повышение удельного давления вряд ли можно рекомендовать.

В последнее время, для уменьшения износа трущихся поверхностей и для получения возможности увеличивать допускаемые удельные давления и уменьшать благодаря этому размеры и вес цепей, пробуют цементировать, хромировать, нитрировать и обрабатывать иными способами трущиеся поверхности; но экспериментальной проверки таких цепей еще нет, а следовательно и нет данных для выбора допускаемых удельных давлений в этих случаях.

Обозначая S_{\max} — наибольшее усилие, растягивающее цепь, S — среднее натяжение цепи в транспортере и сохраняя обозначения, указанные на фиг. 15, для штыревой пластинчатой цепи будем иметь следующие напряжения в отдельных ее элементах.

Удельное давление в шарнирах:
среднее:

$$q = \frac{S}{2\delta \cdot \Delta} \leq q_{\text{доп.}}, \quad (18)$$

наибольшее:

$$q_{\max} = \frac{S_{\max}}{2\delta \cdot \Delta}. \quad (18a)$$

Напряжение в проушине пластин по формуле Лямэ:

$$\sigma = \frac{q_{\max}(b^2 + \delta^2)}{b^2 - \delta^2} \leq R_s. \quad (19)$$

Напряжение на срез штыря:

$$\tau = \frac{S_{\max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot \delta^2}{4}} \leq R_s. \quad (20)$$

Напряжение на изгиб штыря на прямолинейных ветвях цепи:

$$\sigma = \frac{S_{\max} \cdot \Delta}{2 \cdot 0,1 \delta^3} \leq R_b. \quad (21)$$

Напряжение на изгиб штыря на зубчатых блоках:

$$\sigma = \frac{S_{\max}(e + \Delta)}{4 \cdot 0,1 \delta^3} \leq R_b. \quad (22)$$

Для втулочной пластинчатой цепи (фиг. 19).

Удельное давление на трущихся поверхностях шарнира:

$$q = \frac{S}{e \cdot \delta} \leq q_{\text{доп.}} \quad (23)$$

На смятие наружных пластин:

$$q_1 = \frac{S_{\max}}{2\delta \cdot \Delta_1} \leq R_{\text{см.}}. \quad (24)$$

¹⁾ Seil und Kette auf der Werkstoffschau, 1927; Dip.-Ing. Fr. Riedig, Fördert und Frachtv. I, 25, 1928.

УДНБ
УДУНТ
(ДІІТ)
41

На смятие внутренних пластин (наружный диаметр втулки $\delta_1 = d_2$):

$$q_2 = \frac{S_{\max}}{2\delta_1 \cdot \Delta_2} \leq R_{\text{см.}} \quad (25)$$

Напряжение в проушине наружных пластин:

$$\sigma = \frac{q_1 (b^2 + \delta^2)}{b^2 - \delta^2} \leq R_r \quad (26)$$

Напряжение в проушине внутренних пластин:

$$\sigma = \frac{q^2 (b^2 + \delta_1^2)}{b^2 - \delta_1^2} \leq R_r \quad (27)$$

Напряжение на срез штыря:

$$\tau = \frac{S_{\max}}{2 \cdot \pi \cdot \delta_2} \leq R_r \quad (28)$$

Напряжение на изгиб штыря (при сплошном штыре):

$$\sigma = \frac{S_{\max} (e + \Delta)}{4 \cdot 0,1 \delta^3} \leq R_b \quad (29)$$

Напряжение на изгиб втулки:

$$\sigma = \frac{S_{\max} (e - \Delta)}{4 \cdot 0,1 (\delta_1^4 - \delta^4)} \leq R_b \quad (30)$$

Напряжение на срез втулки:

$$\tau = \frac{S_{\max}}{2\pi \cdot (\delta_1^2 - \delta^2)} \leq R_r \quad (31)$$

Проверка напряжения на изгиб штыря на зубчатых блоках по формуле (22) для штыревой цепи и по формуле (29) для втулочной цепи, а также на изгиб втулок по формуле (30) имеет смысл лишь в случае цепей без ходовых роликов, когда зубцы ведущего блока захватывают либо непосредственно за штырь или за втулку, либо за закругленные концы внутренних пластин. В случае пластинчатых цепей с роликами давление от зуба на штырь или на втулку передается через ролик, и поэтому условия работы штыря или втулки на изгиб получаются более сложными. Проверка штырей и втулок работающих цепей по формулам (22), (29) и (30) в данном случае дает напряжения, превышающие предел упругости, а иногда даже и временное сопротивление материала, из которого изготовлены штыри или втулки, что показывает неприменимость такого упрощенного расчета в этих случаях.

Анализ данных о шарнирных пластинчатых цепях американских фирм показывает, что большинство этих фирм для стальных пластин и закаленных стальных штырей допускает наибольшее удельное давление $q_{\max} = 350$ кг/см при нормальных скоростях цепи и нормальных диаметрах блоков. Правильнее однако при определении удельного давления исходить не из наибольшей величины его, при которой цепь работает только при набегании на ведущий блок, а из среднего удельного давления, при котором цепь работает на всех блоках транспортера, т. е. на ведущем и на направляющих блоках, так как в этом случае можно учесть влияние расстановки направляющих блоков на износ цепи. Удельное давление при этом целе-

сообразно брать не больше 0,6 от максимального допускаемого фирмами, т. е. принимать $q_{\text{доп.}} = (210-220) \text{ кг/см}^2$, уменьшая это давление при увеличении скорости цепи и при уменьшении числа зубцов или граней ведущего и направляющих блоков, сообразно с данными американских фирм, указанными в табл. 2—5.

Материалом для штырей обычно служит сталь марки Ст. 5, а для пластин сталь марки Ст. 3 или Ст. 4.

В этом случае допускаемое напряжение на растяжение в проушинах цепи можно принимать для пластин из Ст. 3 $R_s \leq 400 \text{ кг/см}^2$, а для пластин из Ст. 4 $R_s \leq 500 \text{ кг/см}^2$, допускаемое напряжение на срез штыря и втулки $R_s \leq 400 \text{ кг/см}^2$, на изгиб штыря и втулки $R_b \leq (550-600) \text{ кг/см}^2$ и наконец на смятие пластин в месте соединения их со штырем или со втулкой $R_{\text{см.}} \leq (550-600) \text{ кг/см}^2$.

Во втулочных шарнирных цепях некоторые американские фирмы берут внутренние пластины, ослабленные отверстиями для втулок, несколько большей толщины, чем наружные пластины, ослабленные отверстиями для штыря. Однако проверка таких цепей по формуле Лямэ показывает, что напряжения во внутренних пластинах получаются меньше, чем в наружных, так как напряжение на смятие в них получается значительно меньше. Поэтому увеличивать толщину внутренних пластин нет никаких оснований.

Пример 1. Проверить цепь Chain Belt Co № 532 (табл. XI).

Из таблицы находим размеры:

$$b = 50,8 \text{ мм}; \Delta = 12,7 \text{ мм}; \delta = 19,1 \text{ мм}; \delta_1 = d_2 = 28,6 \text{ мм}; e = 65 \text{ мм}.$$

Наибольшая нагрузка $S_{\text{max}} = 3000 \text{ кг}$; среднюю нагрузку примем $S = 1700 \text{ кг}$.

Тогда получим среднее удельное давление в шарнире:

$$q = \frac{S}{e \cdot \delta} = \frac{1700}{6,5 \cdot 1,91} = 137 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее удельное давление в шарнире:

$$q_{\text{max}} = \frac{S_{\text{max}}}{e \cdot \delta} = \frac{3000}{6,5 \cdot 1,91} = 243 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление между пластиной и штырем:

$$q_1 = \frac{S_{\text{max}}}{2 \cdot \delta \cdot \Delta} = \frac{3000}{2 \cdot 1,91 \cdot 1,27} = 618 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление между пластиной и втулкой:

$$q_2 = \frac{S_{\text{max}}}{2 \cdot \delta_1 \cdot \Delta} = \frac{3000}{2 \cdot 2,86 \cdot 1,27} = 413 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в проушине наружных пластин:

$$\sigma_1 = \frac{q_1 (b^2 + \delta^2)}{b^2 - \delta^2} = \frac{618 (5,08^2 + 1,91^2)}{5,08^2 - 1,91^2} = 825 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в проушине внутренних пластин:

$$\sigma_2 = \frac{q_2 (b^2 + \delta_1^2)}{b^2 - \delta_1^2} = \frac{413 (5,08^2 + 2,86^2)}{5,08^2 - 2,86^2} = 798 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение на срез штыря:

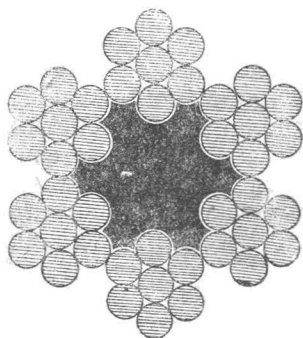
$$\tau = \frac{2 \cdot S_{\text{max}}}{\pi \cdot \delta^2} = \frac{2 \cdot 3000}{\pi \cdot 1,91^2} = 525 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение на срез втулки:

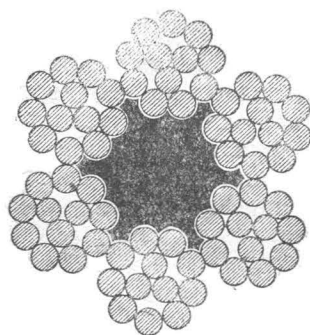
$$\tau = \frac{S_{\max} \cdot 2}{\pi(\delta_1^2 - \delta^2)} = \frac{2 \cdot 3000}{\pi(2,86^2 - 1,91^2)} = 424 \text{ кг/см}^2.$$

§ 2. Канаты.

Главное применение в качестве тягового органа канаты получили в разного рода дорогах с канатной тягой, в которых рабочий орган не соединяется накрепко с канатом, а может быть соединен или разъединен с ним помощью особого рода зажимов. В этом случае вытягивание каната



Фиг. 33 (см. табл. XXII). Проволочный канат двойной свивки из 6 прядей по 7 проволок.



Фиг. 34. Проволочный канат двойной свивки из 6 прядей по 12 проволок.

не оказывает влияния на работу транспортера, так как канат огибает гладкие цилиндрические шкивы, а натяжение его регулируется особыми натяжными приспособлениями. Точно так же не встречается препятствий против применения канатов там, где тяговый орган служит одновременно и рабочим органом. В транспортерах же, в которых рабочие органы укрепляются на определенном и неизменном расстоянии друг от друга, применение канатов затруднено вытягиванием их, так как в этом случае приходится применять шкивы с гнездами, в которые ложатся приспособления для укрепления рабочих органов, и при изменении расстояния между рабочими органами канат не сможет правильно ложиться на шкивы. Применением толстых слабо нагруженных канатов или нескольких канатов, составленных из коротких кусков, или наконец особых шкивов, позволяющих изменять расстояние между гнездами, уменьшают как самое вытягивание каната, так и вредное влияние его на работу транспортера, но пока такие транспортеры широкого распространения не получили.

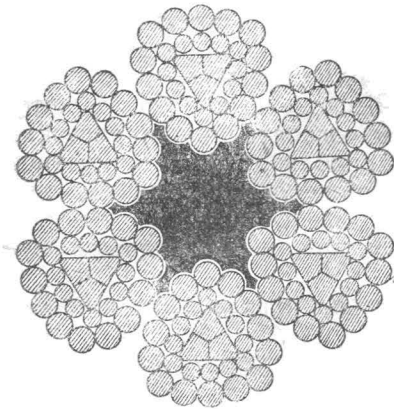
Помимо вытягивания, на работу транспортеров оказывает существенное влияние сопротивление каната сдавливанию зажимными приспособлениями и жесткость его в отношении эксцентрично действующих сил. Поэтому в транспортных установках применяются исключительно стальные проволочные канаты с толстыми проволоками, а для уменьшения изнашивания их берут канатные шкивы большого диаметра.

При нормальных условиях работы канаты оказываются выгоднее цепей и удобнее их в отношении наблюдения и ухода, так как уменьшение прочности канатов происходит постепенно по мере обрыва отдельных проволок, что легко заметить при осмотре каната.

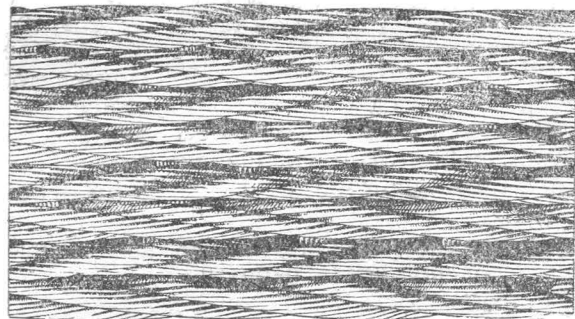
Поперечное сечение нормальных тяговых канатов, изготавливаемых заводом Красный Гвоздильщик в Ленинграде, показано на фиг. 33 и 34, а размеры их даны в табл. XXII. Канаты свиваются из 6 прядей по 7 или по 12 проволок в каждой с одним пеньковым сердечником. Для работ в помещениях с высокой температурой пеньковый сердечник заменяется асбестовым. Для получения более гладкой поверхности, при которой наружные проволоки при огибании блоков меньше изнашиваются,

следовало бы применять канаты параллельной свивки, т. е. такие, в которых как отдельные пряди, так и весь канат свиваются в одну сторону. Для уменьшения же стремления канатов к самораскручиванию, что особенно важно при длинных канатах, пряди и канаты следует свивать в разные стороны, т. е. брать канаты крестовой свивки.

Сочетание таких противоположных требований выполнено в канате, изображенном на фиг. 35. Здесь половина прядей свита в одну сторону, а другая половина — в другую. Таким образом канат получается наполовину параллельной, наполовину крестовой свивки. Другой особенностью такого каната является конструкция прядей в нем. Каждая прядь состоит из трех проволок треугольного сечения, образующих сердечник пряди, вокруг которого укладывается внутренний ряд тонких и наружный ряд



Фиг. 35 (см. табл. XXIII). Проволочные канаты с треугольными прядями.



Фиг. 36 (см. табл. XXIV). Плоский проволочный канат.

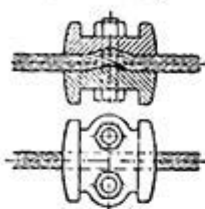
толстых проволок. Пряди получаются почти треугольного сечения и касаются друг друга большей поверхностью, чем в обыкновенных канатах, благодаря чему уменьшается вытягивание каната и увеличивается сопротивление его боковому сдавливанию. Наружная поверхность получается также более гладкой, и износ каната уменьшается. Размеры таких канатов завода Felten & Guillaume даны в табл. XXIII. Временное сопротивление фасонных проволок берется заводом 10 000 кг/см², а круглых проволок от 13 000 до 18 000 кг/см².

За границей нашли себе большое распространение, особенно в горном деле, плоские канаты по типу, изображенному на фиг. 36. Они состоят из ряда штрэнг, свитых из определенного числа прядей. Штрэнги соединяются между собой поперечной сшивкой из 4 проволок. Плоские канаты более гибки и требуют барабанов меньшего диаметра, меньше вытягиваются и меньше изнашиваются, чем круглые канаты, но дороже и слабее их. Для плоских канатов применяются барабаны особого вида, называемые бобинами и состоящие из цилиндра с высокими фланцами, расстояние между которыми несколько больше ширины каната. Диаметр таких барабанов делается от 400 до 600 диаметров проволок, из которых свит канат. Размеры плоских канатов завода Красный Гвоздильщик даны в табл. XXIV.

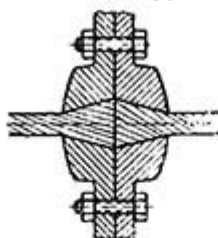
Для укрепления рабочих органов применяются зажимы, форма которых зависит от характера рабочего органа. На фиг. 37 показан пример такого рабочего зажима. Он состоит из двух половин, надеваемых на канат и стягиваемых двумя или четырьмя болтами. Сращивание канатов производится или помощью тех же рабочих зажимов или же помощью специ-

альной дисковой муфты (фиг. 38), в ступицу которой вставляются расплетенные концы каната, которые затем заливаются свинцом. Обе половины муфты соединяются четырьмя болтами.

В случае применения нескольких канатов последние для уменьшения вытягивания составляют из нескольких коротких кусков, причем между каждыми двумя зажимами один из канатов прерывается, как показано на



Фиг. 37. Укрепление рабочих органов на канате.



Фиг. 38. Сращивание канатов.

фиг. 39. Прочность остальных канатов должна быть достаточна для передачи полного тягового усилия. Разрыв одного из канатов в таком случае не вызывает остановки в работе, а по окончании работы канат легко может быть заменен новым. Сращивание помощью зажимных накладок оказалось на практике достаточно надежным для передачи значительных тяговых усилий.

Концы бесконечных канатов, которые должны огибать цилиндрические блоки без гнезд, сплетаются на длине, равной приблизительно 60-кратной длине витка с каждого конца каната. Таким образом для канатов диаметром до 10 мм на соединение должно быть оставлено по 2,5 м с каждого конца, при диаметре от 10 до 25 мм — по 3,5 м, при большем диаметре — до 4,5 м.

Несомненными преимуществами канатов перед цепями являются:

- 1) бесшумность работы;
- 2) плавность работы и отсутствие ударов и толчков;
- 3) меньший вес канатов;

из таблиц в конце книги можно видеть, что для одной и той же допускаемой нагрузки канат весит в 4—6 раз, а иногда и в 10 раз меньше цепи;

- 4) меньшая стоимость каната;
- 5) простота ухода и наблюдения за работой каната.

Столь существенные преимущества канатов побуждают специалистов искать новых путей для замены в транспортных устройствах цепей канатами.

На весенней Лейпцигской выставке 1930 г. было показано устройство кругового люлечного конвейера, в котором, вместо обычной сварной цепи, был применен канат, составленный из отдельных отрезков, соединяющихся друг с другом зажимами, которые одновременно служили и для подвешивания рабочих органов. Расстояние между зажимами, а следовательно и длина отдельных отрезков каната, было взято около 1 м. Канат работал на гладких блоках с двумя гнездами, в которых совершенно свободно, с зазором, помещались зажимы, и таким образом вся работа передавалась трением канатов о блоки.

Французская фирма Société Anonyme de la Chaîne Câblée применяет в целом ряде транспортных устройств так называемые «канатные цепи». Общий вид такой цепи показан на фиг. 40, детали ее — на фиг. 41 и 42 и перспективный вид соединения отдельных ее элементов — на фиг. 43. Канатная цепь состоит из отдельных отрезков каната, концы которых залиты в стаканах, имеющих форму, показанную на фиг. 41—1; стаканы эти вставляются в прорезы оси (фиг. 41—2), как на фиг. 43, и предохраняются от выпадения шплинтами. Оси, соединяющие отдельные отрезки каната, служат в то же время и для соединения канатной цепи с рабочими

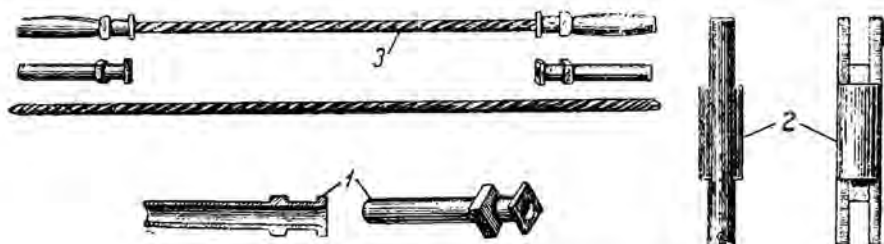


Фиг. 39. Сращивание канатов помощью зажимных накладок.

органами, как будет показано при рассмотрении примеров применения канатной цепи. На фиг. 44 изображена канатная цепь из четырех канатов. Канатные цепи работают также на гладких блоках с широкими гнездами,

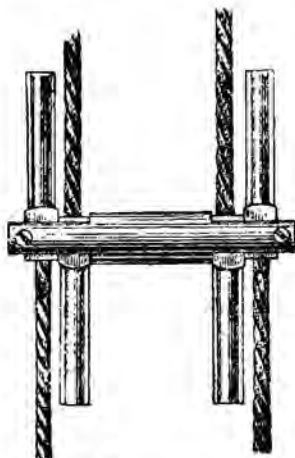


Фиг. 40. Канатная цепь фирмы Société Anonyme de la Chaîne Câblée. Общий вид.

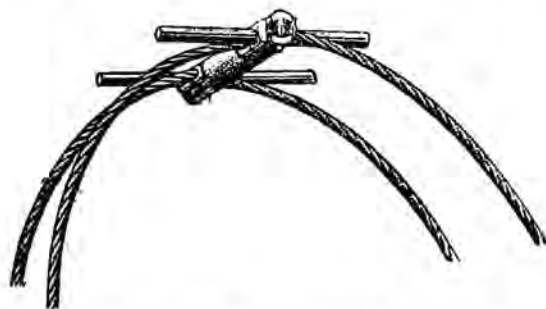


41. Канатная цепь фирмы Chaîne Câblée.
Детали: 1 — стакан; 2 — ось; 3 — звено.

в которые совершенно свободно, с зазором, ложатся оси цепи (фиг. 45). Таким образом работа и здесь передается лишь трением канатов о блоки; форма и размеры гнезд позволяют канатной цепи правильно ложиться на блоки и при небольшом вытягивании канатов. Для уменьшения же вытягивания цепи фирма рекомендует применять проволоочные канаты со стальным сердечником и выбирать допускаемую нагрузку с 10-кратным запасом прочности. Особое внимание должно быть обращено на равенство длин отдельных звеньев и на равномерность вытягивания их.



Фиг. 42. Деталь соединения канатов с осью в канатной цепи Chaîne Câblée.



Фиг. 43. Канатная цепь фирмы Chaîne Câblée.
Общий вид.

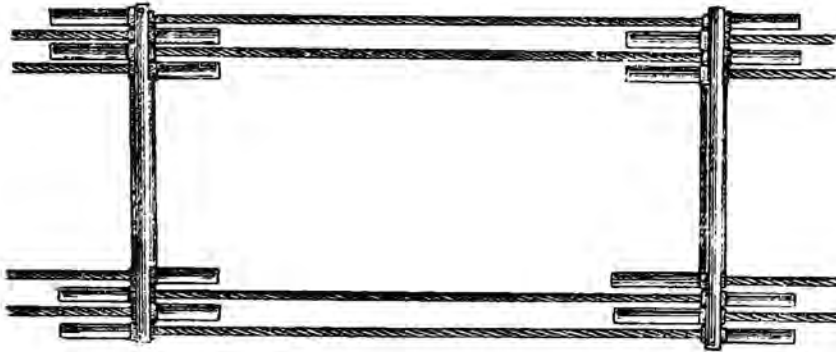
Расчет проволоочных канатов ведется обыкновенно на сложное сопротивление изгибу и растяжению. Напряжениями на поперечное сжатие и кручение пренебрегают, так как величина этих напряжений мала по сравнению с напряжениями от растяжения и изгиба.

УДУНТ
(ДИТ)

Если бы усилие, растягивающее канат, распределялось равномерно между всеми проволоками, то напряжение от растяжения было бы:

$$\sigma_s = \frac{S}{F} = \frac{S}{i \cdot \frac{\pi \cdot \delta^2}{4}}$$

где i — число проволок в канате, а δ — диаметр проволок в см.



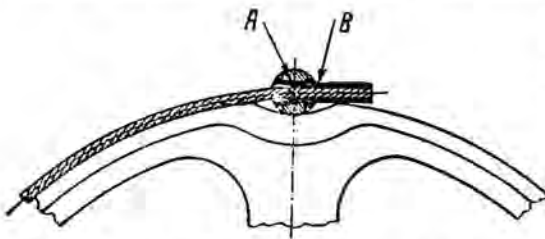
Фиг. 44. Канатная цепь с четырьмя канатами фирмы *Chaîne Câblée*.

Если бы каждая проволока, независимо от других, изгибалась по окружности блока диаметром D см, то напряжение от изгиба было бы:

$$\sigma_b = E \frac{\delta}{D},$$

где модуль упругости на растяжение для литой стали $E = 2\,100\,000$ кг/см².

В действительности проволоки навиваются не по окружности, а по винтовой линии, и нейтральная ось их совпадает не с осью проволок, а с осью каната, благодаря чему момент инерции проволок будет больше,



Фиг. 45. Схема расположения канатной цепи на блоке.

а напряжения от изгиба меньше, чем при изгибе отдельной проволоки. Поэтому в расчет вводят некоторый поправочный коэффициент. Обычно принимают этот коэффициент по Баху равным $\frac{3}{8}$, хотя более поздние исследования показывают, что такой коэффициент можно принимать лишь для канатов, изгибающихся постоянно в одном направлении; Изааксен¹⁾ рекомендует для канатов, изгибаемых постоянно

в одном направлении, принимать поправочный коэффициент равным $\frac{1}{2}$, а для канатов, изгибаемых в противоположных направлениях, берет его равным 1.

Принимая коэффициент Баха, получим полное напряжение проволок:

$$\sigma = \sigma_s + \frac{3}{8} \sigma_b = \frac{4S}{i \cdot \pi \cdot \delta^2} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D}.$$

¹⁾ Z. d. V. d. I., 652, 1907.

Формула (32) служит обыкновенно для проверки напряжений в канате, выбранном по каталогу какой-либо фирмы по заданному растягивающему усилию и по усилию, разрывающему канат, которое всегда указывается в каталогах. Для увеличения срока службы каната, а также для уменьшения вытягивания его лучше всего выбирать канат с разрывающим усилием, по крайней мере в 10 раз превосходящим заданное растягивающее усилие, т. е. выбирать канат с номинальным запасом прочности не менее 10. Подставив размеры каната и диаметра шкива в формулу (32), находят действительное напряжение проволок каната. Стефан¹⁾ указывает, что канаты могут работать продолжительное время, если действительное напряжение не превышает половины временного сопротивления. Однако по требованиям охраны труда, относящимся правда к подъемным канатам, действительный запас прочности, т. е. отношение временного сопротивления к действительному напряжению, не должен быть меньше 5. С точки зрения срока службы каната, а главное вытягивания его, такой же запас прочности можно рекомендовать и для тяговых канатов. Диаметр шкивов для тяговых канатов берут от (600—1000) δ , а иногда и больше для уменьшения изнашивания каната.

Вопрос продолжительности службы каната в транспортных устройствах естественно играет первостепенную роль. Поэтому при расчете тяговых канатов целесообразно учитывать влияние различных факторов на продолжительность службы каната. Некоторые указания в этом отношении можно почерпнуть из исследований, которые были произведены за последнее десятилетие в Германии проф. Бенуа и Вёрнле²⁾ и в Англии Скоблем³⁾ с подъемными канатами. Все эти исследования имели целью установить зависимость числа изгибов каната до его разрушения от конструкции каната и блока и от условий работы каната.

Сравнение результатов этих исследований было произведено проф. Клейном⁴⁾. Оно сводится к следующему: число перегибов, которое может выдержать канат до своего разрушения, колеблется от 200 000 до 2 000 000, увеличиваясь:

- 1) с увеличением отношения $D:\delta$;
- 2) с увеличением числа проволок и с уменьшением диаметра их, хотя казалось бы можно ожидать более скорого изнашивания тонких проволок;
- 3) с применением пеньковых сердечников или сердечников из толстой проволоки из мягкой стали;
- 4) в случае применения параллельной свивки, вместо крестовой;
- 5) с уменьшением рабочего напряжения проволок каната;
- 6) в случае применения блоков с канавками, в которых канат ложится плотно без зазора.

Значительное влияние на число перегибов каната до его разрушения оказывает направление, в котором изгибаются проволоки: при изгибе проволок всегда в одном направлении канат может выдержать приблизительно вдвое большее число изгибов, чем при изгибе в противоположных направлениях. Таким образом можно считать, что изгиб в противоположном направлении равносильен двум изгибам в одном и том же направлении. Наконец число перегибов каната до его разрушения в значительной мере зависит от угла подъема проволок в канате и от давления отдельных проволок друг на друга, создаваемого при изготовлении каната.

¹⁾ P. Stephan, Die Drahtseilbahnen, 1926.

²⁾ Woernle, Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage, Z. d. V. d. I., 417, 1929.

³⁾ 1, 2 и 3 Report of the wire ropes research committee, 1920, 1924 и 1928. Engineering, 856, 1924; 522, 1928.

⁴⁾ Prof. P. Klein, Ueber Bruchbiegezahlen von Drahtseilen, Fördertech. u. Frachtverk. I, 1930.

Последнее обстоятельство показывает, что цифры, полученные при испытании каната на число изгибов его до разрушения, имеют абсолютное значение лишь для канатов той же конструкции и того же завода, как и испытанный канат. Для канатов другой конструкции или для канатов, изготовленных на других заводах, необходимо проделать самостоятельные испытания.

Таким образом для наших канатов данные, полученные проф. Бенуа, Вёрле и Скоблем, имеют лишь ориентировочное значение и должны быть проверены новыми опытами.

Во всяком случае на основании многих опытов следует считать, что при $D/\delta > 600$, допуская $n_1 = 5$, можно для ориентировочных расчетов в среднем принимать число перегибов каната до разрушения в пределах от 500 000 до 1 000 000, а при $D/\delta > 1000$ и при $n_1 = 10$ — от 1 000 000 до 2 000 000. Здесь $n_1 = s_p/s$, где s_p — усилие, разрывающее канат, а s — действительное усилие, растягивающее канат.

В номограмме № 1 дана зависимость предельного числа перегибов каната от выбранных отношений D/δ и n_1 . Номограмма эта составлена проф. Креллем на основании опытных данных Бенуа для канатов двойной свивки¹⁾.

Для увеличения продолжительности службы каната необходимо стремиться, насколько возможно, упростить схему транспортного устройства, уменьшая число перегибов каната до возможного минимума.

Приведенные данные позволяют грубо ориентировочно определять в каждом случае, на какой срок службы каната можно рассчитывать или при данном сроке службы каната выбрать наиболее целесообразный диаметр канатного блока.

Обозначим:

L_0 м — полная длина каната в транспортере;

v м/сек. — скорость движения каната;

m_1 — полное число блоков, огибаемых канатом в одном направлении;

m_2 — то же в противоположном направлении;

T ч. — число часов работы, на которое рассчитывается канат;

Z — число перегибов, которое канат должен испытать за время своей работы;

Z_0 — число перегибов каната, которое он может выдержать до разрушения;

$n_0 = Z_0/Z$ — коэффициент запаса каната на износ;

$n = \sigma_b/\sigma$ — действительный запас прочности каната;

$n_1 = s_p/s$ — номинальный запас прочности.

Если $m_1 > m_2$, то, принимая во внимание, что перегиб каната в противоположных направлениях равносильен в отношении износа каната двойному перегибу в одном и том же направлении, можно принять полное число перегибов, которое выдерживает канат за время пробега по всей длине транспортера:

$$n = m_1 + 2 m_2.$$

Тогда в 1 сек. канат будет испытывать $\frac{m \cdot v}{L_0}$ перегибов, и число перегибов, которое он должен испытать за все время своей службы, выразится:

$$Z = 3600 \frac{m \cdot v}{L_0} \cdot T.$$

Задаваясь коэффициентом запаса каната на износ n_0 , получим:

$$Z_0 = n_0 \cdot Z = 3600 n_0 \frac{m \cdot v}{L_0} \cdot T$$

¹⁾ Prof. Rudolf Krell, Entwürfe im Kranbau, табл. 11.

Для полученного таким образом Z_0 по номограмме № 1 можно подобрать D/δ и n_1 , по которому и следует выбирать канат.

Пример 2. Подобрать канат для растягивающего усилия $S = 1500$ кг таким образом, чтобы при полной длине каната в транспортере $L_0 = 60$ м и при скорости $v = 1,5$ м/сек., работая по 8 ч. в сутки, канат мог проработать 3 месяца по 25 дней, если полное число блоков в транспортере 12, из коих 8 огибаются канатом в одном направлении и 4 в противоположном.

Находим:

$$m = m_1 + 2m_2 = 8 + 2 \cdot 4 = 16.$$

Задаваясь коэффициентом запаса на износ каната $n_0 = 2$ и определяя полное число часов работы каната:

$$T = 8 \cdot 25 \cdot 3 = 600 \text{ ч.},$$

найдем:

$$Z_0 = 3600 \cdot n_0 \cdot \frac{m \cdot v}{L} \cdot T = 3600 \cdot 2 \cdot \frac{16 \cdot 1,5}{60} \cdot 600 = 1\,725\,000 \text{ перегибов.}$$

Тогда из номограммы № 1 находим, что:

При $n_1 = 4$	необходимо иметь	$D/\delta = 890$
$n_1 = 5$	"	$D/\delta = 720$
$n_1 = 6$	"	$D/\delta = 640$
$n_1 = 7$	"	$D/\delta = 600$
$n_1 = 8$	"	$D/\delta = 580$
$n_1 = 10$	"	$D/\delta = 560$

Из всех возможных решений выберем такое, при котором вес каната получится наименьшим, а действительный запас прочности будет $n \geq 4,5$. Материал для проволок каната возьмем с временным сопротивлением $\sigma_s = 14\,000$ кг/см².

Все возможные решения сведем в следующую таблицу.

	$s_p = n_1 s$	По табл. XXII				$\frac{D}{\delta}$	σ по формуле (32)	$n = \frac{14\,000}{\sigma}$	Диаметр блока D
		№ каната	Число проволок i	Диаметр проволок δ	Вес 1 пог. м				
4	6 000	110 105	42	1,2	0,43	890	4 050	3,46	1 070
5	7 500	110 106	42	1,3	0,5	720	3 800	3,69	935
6	9 000	110 108	42	1,5	0,67	640	3 270	4,29	960
7	10 500	110 109	42	1,6	0,76	600	3 110	4,5	960
8	12 000	110 110	42	1,7	0,86	580	2 950	4,75	985
10	15 000	110 112	42	1,9	1,08	560	2 690	5,2	1 065

Поставленным условиям удовлетворяет канат № 110109. Диаметр блока следует взять около 960 мм.

В тех случаях, когда вытягивание каната может нарушить работу транспортера, полезно определить упругое удлинение каната λ или, задавшись им, найти необходимую площадь сечения проволок каната F см².

Как известно из сопротивления материалов, удлинение проволоки длиной l см и сечением F см², растягиваемой силой S кг при напряжениях, не превосходящих предела упругости, будет:

$$\lambda = \frac{S \cdot l}{E \cdot F}$$

В канате же проволоки свиты в пряди, а пряди свиты в канат, и потому длина проволок будет больше длины каната. Кроме того при наличии пенькового сердечника, который может быть сжат прилегающими к нему проволоками, удлинение последних при том же усилии получится больше, чем при растяжении прямой проволоки. Поэтому удлинение каната будет больше удлинения прямой проволоки, и для канатов двойной свивки Бах вводит перед модулем упругости поправочный коэффициент $\frac{3}{8}$.

Таким образом для канатов двойной свивки с пеньковым сердечником получается упругое удлинение:

$$\lambda = \frac{S \cdot L_0}{\frac{3}{8} E \cdot F}, \quad (34)$$

где L_0 — полная длина каната.

Пример 3. Найти упругое удлинение каната по данным примера 2. По формуле (34) находим:

$$S = \frac{S \cdot L_0}{\frac{3}{8} E \cdot F} = \frac{1500 \cdot 6000 \cdot 4}{800\,000 \cdot 42 \pi \cdot 0,16^2} = 13,4 \text{ см} = 134 \text{ мм.}$$

§ 3. Ленты.

Ленты чаще всего служат одновременно и тяговым и рабочим органом, но применяются также и для укрепления отдельных рабочих органов, главным образом ковшей для сыпучих материалов при небольшой нагрузке на единицу длины транспортера. Вытягивание лент не оказывает никакого влияния на работу транспортера, так как ленты всегда оггибают гладкие цилиндрические барабаны и натяжение их регулируется специальными натяжными приспособлениями. Плавный, спокойный и бесшумный ход лент, гибкость и небольшая, при нормальных условиях работы, изнашиваемость позволяют применять их при больших скоростях движения, благодаря чему ленточные транспортеры получают легче и требуют меньшего расхода сил, чем цепные транспортеры.

Наибольшим распространением пользуются ленты из растительных или животных тканей.

Для перемещения сухих и нелипких сыпучих материалов при температуре, не превышающей 100° , кусковых материалов, если куски не имеют острых кромок и углов, а также для перемещения штучных грузов небольшого веса применяются ленты из конопляных и пеньковых ниток и из хлопчатобумажной ткани. При работе в сырых помещениях эти ленты, впитывая в себя влагу из окружающего воздуха, очень быстро загнивают, и поэтому их пропитывают дубильной кислотой, воском или другими химическими составами, предохраняющими их от вредного влияния сырости. Другим недостатком конопляных и хлопчатобумажных лент является их быстрая изнашиваемость, почему такие ленты при интенсивной работе и особенно при перемещении грубых кусковых или штучных грузов оказываются невыгодными.

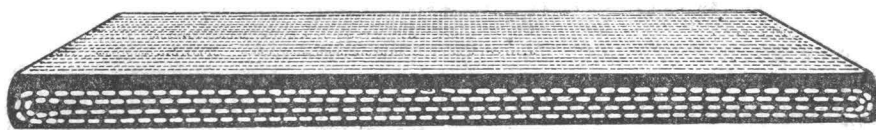
Значительно лучше в этом отношении, но гораздо дороже ленты, изготовленные из шерсти животных, главным образом из верблюжьей шерсти. Шерстяные ленты менее чувствительны к сырости и хорошо сопротивляются действию кислотных паров, что позволяет применять их в некоторых отраслях химической промышленности, где другие ленты работать не могут.

Наиболее устойчивыми против сырости и наиболее долговечными являются ленты балата и резиновые ленты.

Ленты балата состоят из нескольких склеенных и прошитых слоев хлопчатобумажной ткани, покрытых особой массой балата, приготовленной

из растительной смолы, добываемой в Индии и на северном побережье Южной Америки. По характеру своему балата занимает среднее место между гуттаперчей и резиной, но прочнее их и меньше окисляется на воздухе. Балата становится тягучей при 100° , но уже при 50° начинает размягчаться, вследствие чего ленты балата не применимы для перемещения материалов с температурой выше 50° .

Резиновые ленты (фиг. 46) также состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, между которыми помещаются прокладки из резины; снаружи ленты помещается слой резины, называемый резиновой обкладкой, делающий наружную поверхность чрезвычайно гладкой, благодаря чему резиновые ленты мало изнашиваются в работе. Приготовленную таким образом ленту прессуют и вытягивают под давлением в 250 ат для уменьшения вытягивания ее во время работы. Резиновые ленты могут работать при температуре не выше $60-66^{\circ}$, так как при более высокой температуре резина очень быстро портится.



Фиг. 46 (см. табл. XXV — XXVIII). Разрез резиновой ленты.

В последнее время появились особые сорта резиновых лент для работы при температуре 120° и выше, но, заказывая такие ленты, следует каждый раз оговаривать в заказе температуру, при которой лента должна работать. Обычно в таких случаях обкладку, соприкасающуюся с горячим перемещаемым материалом, делают из асбеста.

Ленты балата и резиновые ленты в высшей степени нечувствительны к сырости до тех пор, пока цел наружный слой массы балата или резиновой обкладки, предохраняющий внутренние слои хлопчатобумажной ткани от непосредственного соприкосновения с наружным воздухом. Но стоит только повредить этот наружный слой и открыть доступ воздуху к внутренним хлопчатобумажным слоям, как действие сырости начинает сказываться чрезвычайно быстро, лента расслаивается на свои составные части и в короткий срок приходит в полную негодность. Таким образом как резиновые ленты, так и ленты балата требуют от конструкции транспортера особых мер для предохранения наружных слоев их от повреждения, и при наличии таких мер они оказываются чрезвычайно долговечными, причем резиновая лента изнашивается даже медленнее железных и стальных лент, применяемых иногда в транспортерах.

Перечисленные ленты из растительных тканей изготавливаются различной ширины и толщины. Наибольшая нормальная ширина лент доходит до 1200 мм, но по особому заказу некоторые сорта лент делаются шириной до 2 м.

По проекту стандарта резиновых лент, разработанному Резинотрестом, предусмотрены следующие размеры по ширине ленты: 300—400—500—600—750—900—1000—1050—1100—1200 мм.

Длина лент в целых кусках по тому же проекту стандарта не должна превышать 150 м.

Толщина лент зависит от числа слоев и от толщины ниток или пряжи, из которых изготовлена лента.

Для пеньковых и конопляных лент например германская фабрика Kapiss в Вюрцене указывает данные, приведенные в табл. 7.

Таблица 7.

Толщина пеньковых и конопляных лент Kaniss.

Материал ленты	Пеньковая лента					Конопляная лента	
	Тканая	2 4—5	3 6—7	4 8—10	6 11—12	1 6—7	2 7—10
Число слоев							
Толщина мм	3—4						

Ленты балата изготовляются с числом прокладок от 3 до 8. В резиновых лентах число прокладок колеблется от 2 до 10 и даже в исключительных случаях до 14.

Число прокладок определяется с одной стороны расчетом на прочность, а с другой — зависит от назначения и условия работы транспортера. Тонкие ленты в горизонтальных транспортерах слишком сильно провисают под нагрузкой и требуют частого расположения опор, что конечно удорожает установку, толстые же ленты оказываются слишком жесткими, и при них труднее достигнуть ровного и спокойного хода.

Нагрузка на ленту при сыпучих и кусковых материалах, как увидим дальше, увеличивается приблизительно пропорционально квадрату ширины ленты, и поэтому с увеличением ширины ленты для уменьшения провисания приходится увеличивать и толщину ее, тем более что при широких лентах и жесткость их оказывает меньшее влияние на работу транспортера, чем при узких лентах. В вертикальных транспортерах (элеваторах) толщина ленты должна быть достаточной для надежного укрепления на ленте рабочего органа. Вес рабочих органов увеличивается с увеличением ширины ленты и насыпного веса перемещаемого материала, и поэтому в вертикальных транспортерах толщина ленты также должна увеличиваться с шириной ее.

В табл. 8 дано наименьшее и наибольшее число прокладок для различных условий работы лент.

Таблица 8.

Наибольшее и наименьшее число прокладок резиновых лент.

Ширина лент мм	Горизонтальные транспортеры				Элеваторы	
	Наименьшее число прокладок			Наибольшее число про- кладок	Наименьшее число прокладок	
	Зерно, мука, древесные стружки и дру- гие легкие не истирающие материалы	Тяжелые не истирающие материалы и штучные грузы	Руда, камень, уголь и другие тяжелые и истирающие материалы		Тяжелые материалы	Зерно и другие легкие мате- риалы
250—300	2	2—3	3	4	5	4
350—400	2	3	3—4	4—5	6	5
450—500	2—3	3—4	4	5—6	7	6
600	3	4	5	7	7	6
700—750	3	4	5	7	7	6
800	3	4	5	8	8	7
900	4	5	6	9	8	7
1 000—1 100	4	5	6	10	8	7
1 200	4	5	6	11	8	7
1 400	5	6	7	12	8	7
1 600	5	6	7	13	8	7

Толщина обкладок зависит исключительно от характера перемещаемого материала. Чем грубее наружная поверхность частиц перемещаемого материала и чем сильнее он истирает ленту, тем толще следует брать

обкладку, чтобы предохранить ленту от изнашивания. С другой стороны необходимо иметь в виду, что с увеличением толщины обкладки увеличивается и жесткость ленты, и расход сил и стоимость как самой ленты, так и всей установки. Поэтому при выборе толщины обкладок необходимо руководствоваться данными практики.

Jeffrey рекомендует для горизонтальных транспортеров, перемещающих зерно, сахар, глину, древесные опилки, щепки и т. д., брать толщину обкладки 0,8 мм, при перемещении цемента, мелкого угля, грязи, песка и т. д. — 1,6 мм, для холодного шлака, руды, щебня, крупного угля и пр. — 3,2 мм и для особенно тяжелых условий работы — от 4,8 до 6,35 мм.

Очень часто толщина обкладки для рабочей поверхности ленты, непосредственно соприкасающейся с перемещаемым материалом, делается больше, чем для нерабочей поверхности ленты. Так для горизонтальных транспортеров толщину обкладки для нерабочей поверхности ленты многие фирмы берут равной 0,8 мм и реже 1,6 мм, независимо от характера перемещаемого материала.

Для элеваторов Goodrich советует брать толщину обкладки при перемещении нешлифующих материалов 0,8 мм, для шлифующих материалов — от 1,6 до 2,4 мм. Для рудничных элеваторов, перемещающих мелкий шлифующий материал, Goodrich рекомендует толщину обкладки со стороны ковшей брать 2,4 мм, а со стороны, касающейся барабанов, — 4 мм, так как здесь мелкие частицы материала могут вдавливаться в толщу обкладки и быстро изнашивать ее. При перемещении материалов с высокой температурой толщина обкладок не должна превышать 1,6—2,4 мм, так как более толстые обкладки при продолжительном нагревании быстро растрескиваются.

Резинотрест рекомендует принимать для перемещения посылок, пакетов и мелких порошкообразных материалов толщину обкладки на рабочей поверхности 0,75 мм и на нерабочей поверхности также 0,75 мм, для мелких материалов средней твердости, как зерно, — 1,5 мм для рабочей и 0,75 мм для нерабочей поверхности, для кусковых материалов средней твердости, как уголь, гравий, крупный песок и пр., — 3 мм для рабочей и 1,0 мм для нерабочей поверхности и для тяжелых твердых материалов, как руда, камень, кокс, клинкер и т. д., — 5 мм и 6,5 мм для рабочей и 1,0 мм для нерабочей поверхности.

Ширина ленты зависит от производительности транспортера и от размеров частиц перемещаемого материала; определение ее будет дано при расчете транспортеров.

Размеры лент, выбранные на основании указанных соображений, должны быть проверены на разрыв действующими в транспортере усилиями.

Удельные веса и временные сопротивления на разрыв для различных лент даны в табл. XXV.

Допускаемые напряжения американские фирмы выбирают около $\frac{1}{16}$ временного сопротивления. Некоторые германские фирмы уменьшают запас прочности до 12 и берут допускаемые напряжения равными $\frac{1}{12}$ временного сопротивления. Наши технические условия на поставку ленточных элеваторов и транспортеров допускают рабочую нагрузку не более $\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{12}$ разрывающей.

Для резиновых лент Goodrich рекомендует допускать нагрузку 4,5 кг на 1 см ширины каждой прокладки и в исключительных случаях, при особенно благоприятных условиях работы, увеличивать ее до 6,5 кг. Stephens-Adamsон в зависимости от номера пряжи, из которой изготовлены прокладки, допускает от 4,3 до 5,3 кг на 1 см ширины каждой прокладки. Jeffrey допускает 5,4 кг на 1 см ширины каждой прокладки.

Такие же примерно нагрузки можно допускать и для лент балата.

Main Belting Co дает рабочую нагрузку для хлопчатобумажных лент 5,4 кг на 1 см ширины каждой прокладки.

Весы и толщины резиновых лент Резинотреста даны в табл. XXVI.

Приблизительно такие же данные можно получить, считая вес 1 пог. м каждой прокладки шириной 1 см равным 0,0129 кг/м, а вес 1 пог. м обкладки шириной 1 см и толщиной 1 мм равным 0,0147 кг/м.

Пример 4. Лента шириной 507 мм с 4 прокладками, с одной обкладкой толщиной 3,2 мм и с другой обкладкой толщиной 0,8 мм, т. е. с полной толщиной обкладок 4,0 мм, будет весить:

$$0,0129 \cdot 50,7 \cdot 4 + 0,0147 \cdot 50,7 \cdot 4 = 2,62 + 2,98 = 5,6 \text{ кг/м}$$

Толщина одной прокладки для резиновых лент и лент балата зависит от номера пряжи, из которой изготовлены прокладки, и колеблется от 1,25 до 2,0 мм при среднем значении 1,6 мм. В соответствии с этим и вес 1 пог. м каждой прокладки шириной 1 см колеблется от 0,0129 до 0,02 кг/м при среднем значении 0,016 кг/м.

При ориентировочных расчетах, когда точно толщина и вес прокладок не известны, лучше принимать указанные средние значения.

Пример 5. Определить толщину, допускаемую нагрузку и вес 1 пог. м резиновой ленты шириной 400 мм с тремя прокладками и с двумя обкладками, из которых одна толщиной 4 мм, а другая 1 мм.

Принимая среднюю толщину каждой прокладки 1,6 мм, получим полную толщину ленты:

$$\delta = 3 \cdot 1,6 + 4 + 1 = 9,8 \text{ мм.}$$

Принимая среднюю допускаемую нагрузку на 1 см ширины каждой прокладки 4,5 кг, получим полную допускаемую нагрузку на ленту:

$$S_{\max} = 4,5 \cdot 3 \cdot 40 = 540 \text{ кг.}$$

Принимая средний вес 1 пог. м каждой прокладки шириной 1 см равным 0,016 кг/м, получим вес 1 пог. м ленты:

$$q_0 = 0,016 \cdot 40 \cdot 3 + 0,0147 \cdot 40 \cdot 5 = 1,92 + 2,94 = 4,86 \text{ кг/м.}$$

Весы хлопчатобумажных лент и лент балата даны в табл. XXVII и XXVIII.

По длине ленты делаются любых размеров и часто изготавливаются в виде бесконечной ленты; такие бесконечные ленты удобны в том отношении, что устраняются перекосы, возможные при неправильном соединении концов обыкновенной ленты во время установки транспортеров. В большинстве же случаев покупают ленту конечной длины, доставляемую в рулонах, разрезают ее на куски, сообразуясь с длиной транспортера, и концы ее соединяют одним из способов, указанных дальше. Такой порядок имеет свои преимущества, так как позволяет при установке изменять длину транспортера, если это окажется необходимым. Но при соединении концов ленты приходится обращать особое внимание на то, чтобы соединяемые концы ленты были срезаны точно под прямым углом к ее краям, так как в противном случае получится перекося ленты и во время работы она будет сходиться в сторону. Кроме того приходится заботиться, чтобы толщина ленты не очень увеличивалась в месте соединения, так как утолщенная часть, проходя по роликам, будет испытывать толчки, при которых перемещаемый материал будет рассыпаться в стороны и может ссыпаться с ленты. Поэтому в транспортерах ленты соединяются впритык и либо сшиваются ремешками либо соединяются особыми соединителями.

Для предохранения от перекося концы ленты стягиваются перед сшивкой особыми натяжными приспособлениями, как например это изображено на фиг. 47. Струбцины должны устанавливаться точно под прямым углом

к краям ленты. Очень удобны также натяжные приспособления, в которых струбчинки стягиваются не винтами, а обыкновенными таями (фиг. 48), с помощью которых каждая сторона ленты стягивается самостоятельно и при правильно срезанных краях ленты получается соединение, не дающее перекосов.

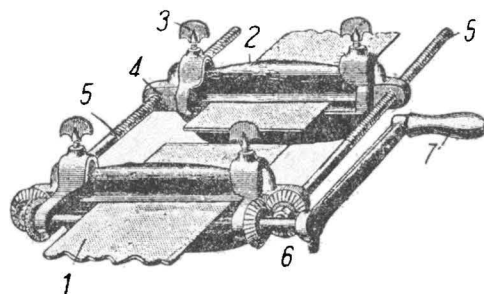
Сшивка концов ленты ремешками показана на фиг. 49; здесь с обеих сторон ленты стык перекрывается накладками из холста или из тонкой кожи.

Очень простое соединение получается с помощью соединительных скоб, изображенных на фиг. 50.

В элеваторах ленты часто соединяются джексоновскими соединителями, показанными на фиг. 51.

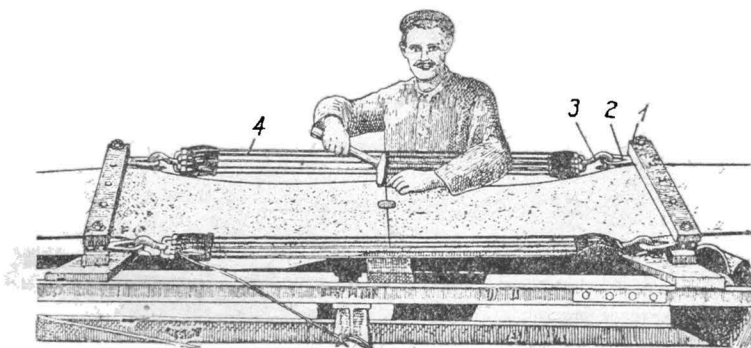
Чаще же всего резиновые ленты и ленты балата соединяются ступенчатым стыком по фиг. 52.

Размеры ступеней в зависимости от ширины ленты и числа прокладок можно брать по данным Goodrich, приведенным в табл. 9



Фиг. 47. Винтовое натяжное приспособление для стягивания ленты при сшивке.

1 — концы ленты; 2 — струбчинки; 3 — барашки; 4 — гайки в струбчинках; 5 — винт; 6 — конические передалки; 7 — рукоятка.



Фиг. 48. Натяжное приспособление с таями для стягивания ленты при сшивке.

1 — стальные полосы; 2 — петли; 3 — крюки талей; 4 — тали.

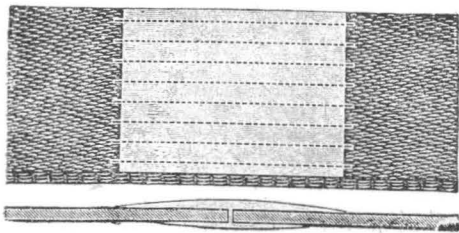
Таблица 9.

Размеры ступенчатых стыков резиновых лент по Goodrich.

Ширина ленты	A	4 прокладки		5 прокладок		6 прокладок		7 прокладок	
		B	C	B	C	B	C	B	C
в миллиметрах									
400	330	840	280	1 200	300	—	—	—	—
450	350	900	300	1 320	300	—	—	—	—
500	350	1 050	350	1 520	380	1 500	300	—	—
600	400	1 200	400	1 520	380	1 650	330	1 800	300
750	450	1 350	450	1 520	380	1 750	350	1 800	300
900	500	—	—	1 520	380	1 750	350	1 800	300

УДУНТ (ДИТ)

Наложенные друг на друга ступени склеиваются холодным или горячим способом и кроме того прошиваются ремнями. При склеивании холодным способом применяется жидкий резиновый клей, продаваемый фабриками, изготовляющими резиновые ленты. Ступени намазываются этим

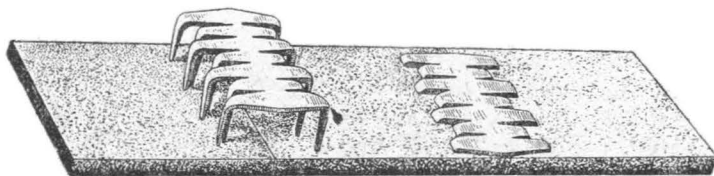


Фиг. 49. Сшивка лент ремешками.

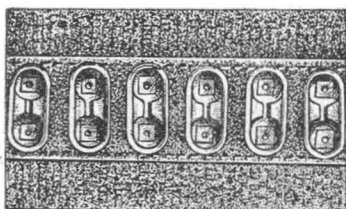
клеем, складываются и прижимаются друг к другу досками, положенными сверху и снизу стыка и стянутыми друг с другом обыкновенными струбцинками.

Приблизительно через сутки, когда клей совершенно застынет, струбцинки и доски снимают, и соединенные концы прошиваются ремнями. Для горячей склейки, дающей лучшие результаты, чем холодная, применяется листовой резиновый клей, также продаваемый фабриками, изготовляющими резиновые ленты.

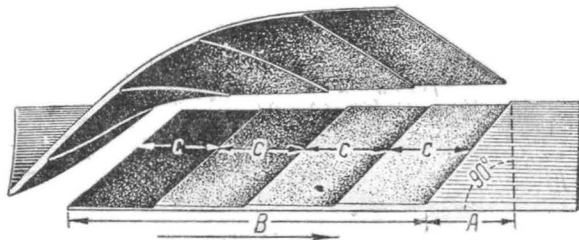
Листы такого клея прокладываются между сложенными ступенями на концах ленты, затем сверху и снизу ленты кладутся горячие железные листы или чугунные плиты, которые прижимаются к ленте досками, стягиваемыми струбцинками, расположенными по бокам ленты. Соединенные



Фиг. 50. Стальные шшивки для лент.



Фиг. 51. Соединители Джексона для лент.



Фиг. 52. Ступенчатый стык лент.

в горячем состоянии концы ленты также прошиваются затем ремешками. Иногда вместо прошивки ремешками концы резиновых лент после склейки соединяются медными заклепками или болтиками, но такое соединение применяется редко.

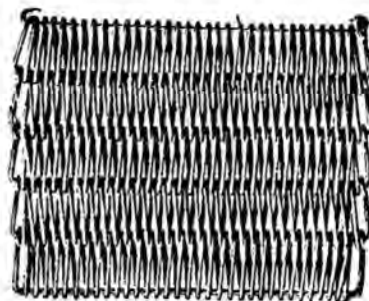
В заключение необходимо упомянуть о принятом в Америке, а в настоящее время и у нас, методе испытания силы сцепления между отдельными прокладками лент: от резиновой ленты отрезается продольная полоса шириной 25 мм; один край полосы подвешивается к крюку, ко второму (нижнему) краю подвешивается груз в 4 кг; затем прокладки по одной отслаиваются на 50 мм, после чего каждая прокладка оттягивается грузом в 9 кг; скорость расслоения при этом не должна превышать 25 мм/мин.

отделение друг от друга двух последних прокладок испытанию не подлежит. Резинотрест дает скорость расслоения 100 мм/мин.

Для транспортирования мокрых материалов (например угля, зерна, шерсти и т. д., после промывки их) очень удобны ленты из стальной проволоки, сплетенной в тонкие спирали, соединенные шарнирно друг с другом (фиг. 53).

В этом случае лента служит одновременно и решетом, сквозь которое стекает вода с транспортируемого материала.

Наконец для транспортирования горячих и липких материалов все перечисленные сорта ленты совершенно не годятся, и в этих случаях применяют стальные ленты, которые изготавливаются пока только в Швеции из специальной, вальцованной в холодном состоянии стали и подвергаются особой закалке, благодаря чему они получают очень гибкими с гладкой поверхностью, прекрасно сопротивляющейся изнашиванию.



Фиг. 53. Лента из стальных проволоч.

Нормальные размеры стальных лент даны в табл. 10.

Таблица 10.

Нормальные размеры стальных лент фирмы Sandvikens Jernverks Aktienbolag.

Ширина	Толщина	Ширина	Толщина	Ширина	Толщина
в миллиметрах					
250	0,8	350	0,9	500	1,0
300	0,8	400	0,9	600	1,0
300	0,9	450	0,9	—	—

Удельный вес и временное сопротивление стальных лент разрыву даны в табл. XXV в конце книги.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ОПОРЫ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ ДЛЯ ТЯГОВЫХ ОРГАНОВ.

Для уменьшения провеса горизонтально и наклонно расположенных тяговых органов, а также для устранения раскачивания при вертикальном расположении их устраиваются опоры, которые по конструкции и характеру работы можно разделить на три группы: 1) скользящие опоры, 2) ходовые ролики и 3) поддерживающие ролики.

Скользящие опоры устраиваются в виде укрепленных на тяговых или рабочих органах лапок или салазок, скользящих по особым направляющим, уложенным параллельно оси транспортера с каждой его стороны (см. лист 1 атласа). Устройство и обслуживание таких опор чрезвычайно просто и дешево, но быстрый износ их и значительный расход энергии, поглощаемой трением башмаков о направляющие, делают эксплуатацию их невыгодной и позволяют применять их только там, где первоначальные затраты имеют решающее значение.

Ходовые ролики свободно вращаются на осях, закрепленных либо на звеньях цепи либо на рабочих органах, и при движении транспортера катятся также по направляющим, уложенным вдоль транспортера. Ходовые ролики в большинстве случаев устраиваются с ребордами, обеспечивающими правильное направление движения тяговых и рабочих органов, что особенно важно при значительной длине транспортера. С другой стороны ходовые ролики увеличивают вес и стоимость движущихся частей и требуют внимательного ухода и регулярной смазки. Расход энергии при них меньше, чем при скользящих опорах, но больше, чем при поддерживающих роликах. Ходовые ролики чаще всего применяются при цепях, реже при канатах.

Поддерживающие ролики устанавливаются на неподвижных опорах, расстояние между которыми зависит от характера и нагрузки транспортера и изменяется от нескольких сантиметров до десятков метров. Поддерживающие ролики применяются главным образом при лентах и канатах, реже при цепях.

§ 4. Ходовые ролики.

Пример ходового ролика на втулочной шарнирной цепи показан на фиг. 54. Длина ступицы ходового ролика e_2 и диаметр ее d_2 должны быть проверены на удельное давление, допускаемая величина которого выбирается в зависимости от условий работы цепи. При движении ходовых роликов по прямолинейному пути, наклоненному под углом β_2 к горизонту, трение в их ступицах зависит от нормального давления ролика на направляющую шину, и проверка на удельное давление может быть произведена по формуле:

$$\frac{l_2 \cdot q_2 \cdot \cos \beta_2}{i_2 \cdot e_2 \cdot d_2} \leq q', \quad (35)$$

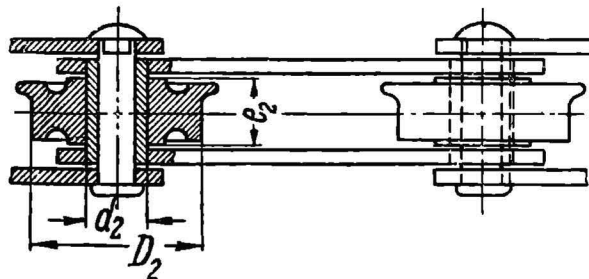
где q_2 — вес движущихся частей транспортера в кг/пог. м,
 i_2 — число цепей в транспортере,
 l_2 — расстояние между ходовыми роликами в м,
 q'' — допускаемое удельное давление в ступицах ходовых роликов в кг/см².

В тех случаях, когда ходовые ролики при прохождении через ведущий и направляющие блоки захватываются зубьями последних, удельное давление следует проверять по среднему натяжению цепи S :

$$\frac{S}{e_2 \cdot d_2} \leq q'' \quad (36)$$

Точно так же и при движении ходовых роликов по криволинейным направляющим шинам удельное давление зависит от натяжения цепи и не должно превышать q''

На прямолинейных участках пути удельное давление обычно получается меньше, чем на закруглениях, путь же трения, а следовательно и работа трения и износ ступицы на прямолинейных участках пути получаются значительно больше, чем на закруглениях. Поэтому обычно выбирают $q' < q''$. Фирма Chain Belt Co рекомендует выбирать значения q' и q'' по табл. 11.



Фиг. 54. Ходовой ролик на втулочной цепи.

Таблица 11.

Допускаемые удельные давления в ступицах ходовых роликов по данным фирмы Chain Belt Co.

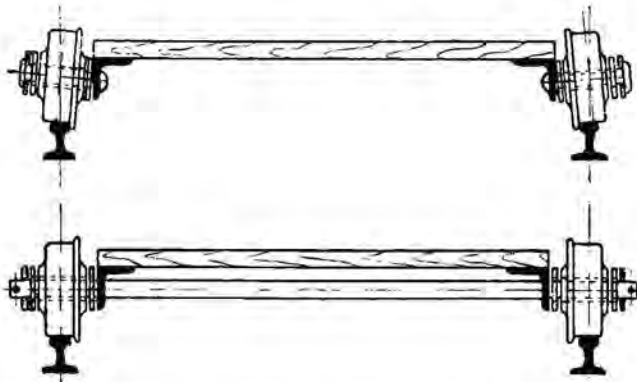
Материал трущихся поверхностей	q' кг/см ²	q'' кг/см ²
Закаленная сталь по закаленной стали	100	250
" " чугуну . . .	72	180
" " ковкому чугуну	72	180
" " бронзе . . .	29	72
Ковкий чугун по ковкому чугуну	58	144
Чугун по бронзе	29	72

Износ ступиц и реборд ходовых роликов, а также величина тягового усилия цепи в значительной мере зависят от устройства и расположения осей ходовых роликов. Короткие оси, закрепленные в пластинах цепи, как показано на фиг. 54, выгодны с точки зрения веса цепи, но не обеспечивают достаточной жесткости ее. На фиг. 55 показано положение ходовых роликов на шинах при коротких осях и при длинных осях, проходящих поперек всего транспортера. Сквозные оси в этом случае обеспечивают правильное положение ходового ролика на шине и содействуют уменьшению трения в ступицах роликов и трения реборд о шины.

На фиг. 56 показаны возможные положения ходовых роликов в плане при коротких и сквозных осях. И в этом случае сквозные оси, обеспечивая жесткость всей системы, содействуют правильному ходу роликов и уменьшению трения как в ступицах, так и реборд о шины.

УДУНТ
(ДИТ)

Таким образом сквозные оси лучше всего обеспечивают правильное движение цепей с ходовыми роликами, и поэтому применение их надо признать безусловно необходимым, но для облегчения цепи сквозными можно делать не все оси, а лишь часть их, как показано на фиг. 56.



Фиг. 55. Влияние сквозных осей на положение ходовых роликов.

В зависимости от назначения ходовые ролики делаются гладкими без реборд, с одной ребордой и с двумя ребордами.

Пример гладких массивных ходовых роликов без реборд показан на фиг. 57, размеры их даны в табл. XXIX.

Очень часто в теле ходового ролика оставляется полость для смазки, или при больших диаметрах делают, вместо

массивных роликов, ролики, состоящие из обода и ступицы, соединяемых диском небольшой толщины.

На фиг. 58 показан массивный ходовой ролик с одной ребордой, а на фиг. 59 такой же ролик, но с полостью для смазки. Размеры таких роликов даны в табл. XXX (см. также лист 4 атласа).

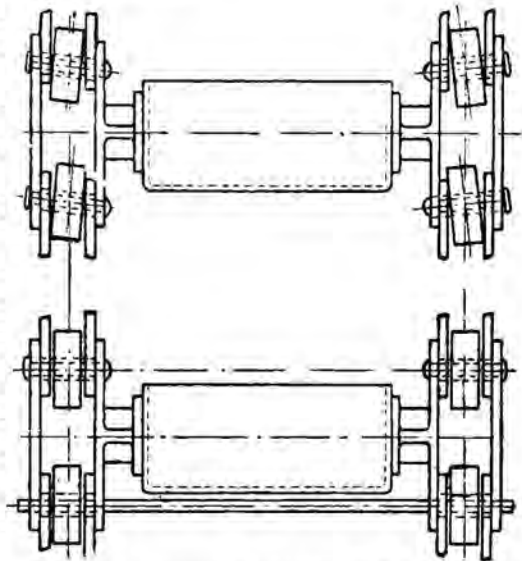
На фиг. 60 показаны различные типы ходовых роликов с двумя ребордами, а размеры их даны в табл. XXXI.

Для уменьшения изнашивания наружной поверхности роликов их чаще всего отливают в металлических формах и не обрабатывают, чтобы получить более твердую рабочую поверхность.

Главная задача при конструировании ходовых роликов состоит в том, чтобы получить надежную смазку трущихся поверхностей и в то же время избежать проливания масла, которое невыгодно само по себе и неудобно в том отношении, что делает транспортную установку неопрятной, загрязняет помещение и может даже попортить перемещаемый груз.

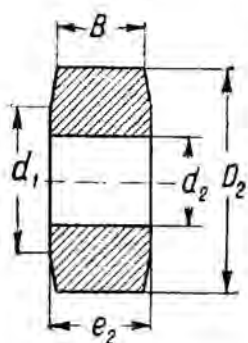
Смазка ходовых роликов производится жиром, графитом или маслом.

Для жировой смазки применяются масленки Штауфера, ввинчиваемые или в ступицу ходовых роликов или, чаще, в головку оси, как показано на фиг. 61. Для поджимания крышек масленок их иногда снабжают зубчатым венцом, который может сцепляться с рейкой, установленной в определенном пункте, чаще всего около приводного шкива; помощью рычажного

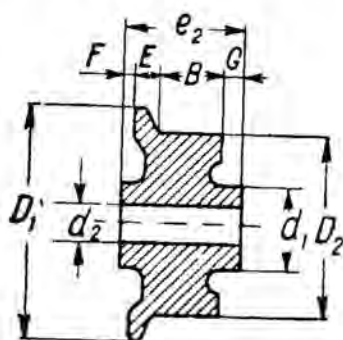


Фиг. 56. Влияние сквозных осей на движение ходовых роликов.

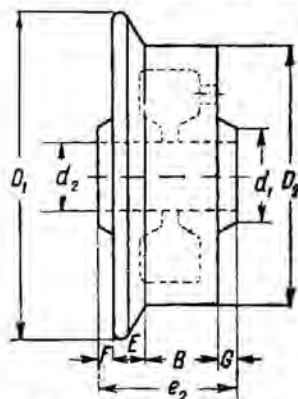
привода рабочий в определенное время вводит рейку в сцепление с зубчатыми венцами крышек и ждет, пока транспортер сделает полный оборот,



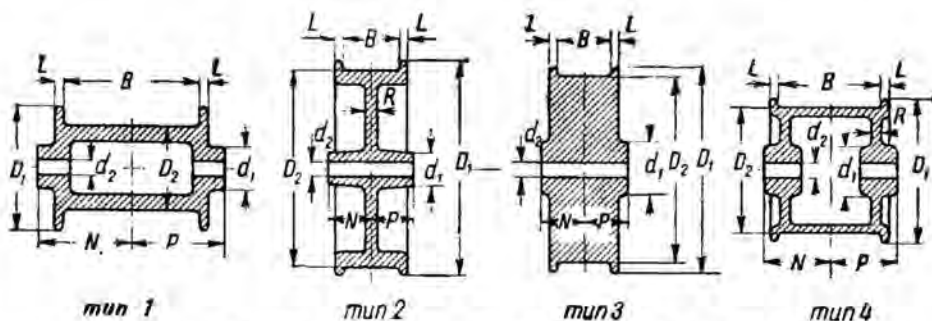
Фиг. 57 (см. табл. XXIX). Гладкий сплошной ходовой ролик.



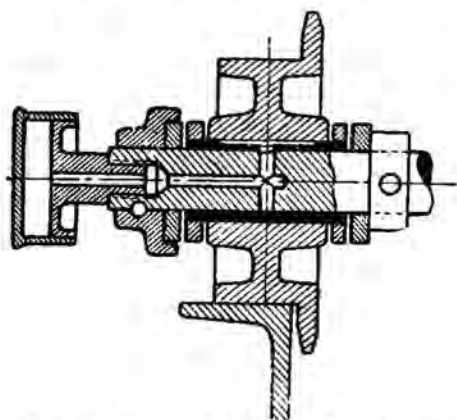
Фиг. 58 (см. табл. XXX). Ходовой ролик с одной ребордой.



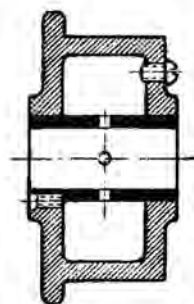
Фиг. 59. Ходовой ролик с одной ребордой и с полостью для масла.



Фиг. 60 (см. табл. XXXI). Ходовые ролики с двумя ребордами.



Фиг. 61. Ходовой ролик Luther с масляной Штауфера.



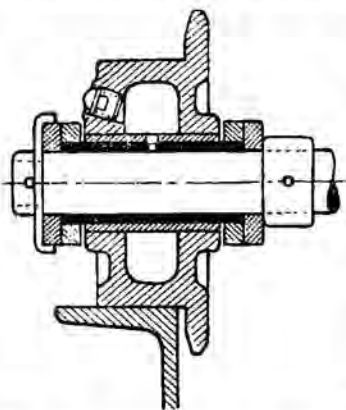
Фиг. 62. Ходовой ролик Fredenhagen с графитовой смазкой.

после чего зубчатая рейка выключается. Таким образом достигается равномерное поджимание всех крышек, независимо от внимания рабочего.

На фиг. 62 показан ходовой ролик завода Fredenhagen с графитовой смазкой: графит вводится в полость ролика через отверстие, закрываемое

винтовой пробкой. Графит, отделяемый при вращении роликов, подводится к трущейся поверхности через отверстие во втулке. Смазка графитом удобна в том отношении, что не требует почти никакого ухода и не загрязняет помещения.

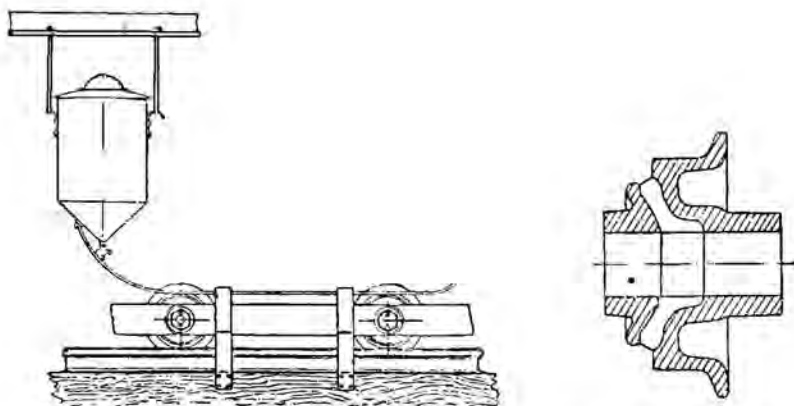
Жидкая смазка обыкновенно наливается в полость ролика (фиг. 63), заполненную войлочной набивкой, которая впитывает в себя и сохраняет масло; набивка касается трущихся поверхностей и равномерно их смазывает.



Фиг. 63. Ходовой ролик Luther с жидкой смазкой.

Фирма Link Belt Co помещает набивку в кольцевую полость между ребрами ходового ролика (фиг. 64) таким образом, что набивка с одной стороны касается оси ролика, а с другой — остается совершенно открытой. Резервуар с маслом, подвешенный в каком-нибудь месте транспортера, снабжен прутком, который все время касается набивки проходящих под ним роликов. Масло медленно стекает из резервуара по прутку и забирается скользящим по нему наружным краем набивки. Таким образом набивка все время автоматически пропитывается маслом, обеспечивая надежную смазку трущихся поверхностей.

На фиг. 65 показано общее расположение приспособления для автоматической смазки ходовых роликов американской фирмы Saginaw, а на фиг. 66 — его устройство. На поддерживающих шинах установлены резервуары с жидкой смазкой, снабженные в нижней своей части капельницей. Под капельницей шарнирно подвешен зажим для щеток с внутренней полостью, в которую стекает масло с капельницы; из полости масло попадает на щетки, с которых оно забирается маслоприемниками, установленными на ступицах ходовых роликов.



Фиг. 64. Автоматическая смазка ходовых роликов Link Belt Co.

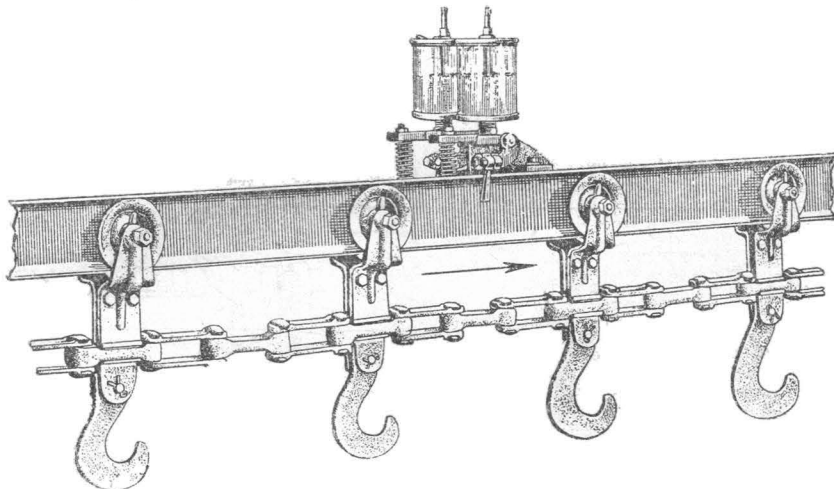
В последнее время получила широкое распространение так называемая лубрикаторная смазка или жировая смазка под давлением, вводимая в полость, оставляемую или в оси или в теле ролика, помощью специального насоса.

На фиг. 67 показан ходовой ролик Repold. Смазка вводится в полость в оси ролика через отверстие, закрываемое шариком; пружина постоянно

прижимает шарик к отверстию, чем достигается плотное закрытие отверстия и надежная защита смазки от загрязнения.

На листе 4 атласа показан ходовой ролик завода им. Шевченко с полостью для смазки под давлением в теле ролика; отверстие для смазки здесь также закрывается шариком, находящимся под постоянным действием пружины.

На том же 4 листе атласа показан ходовой ролик завода им. Шевченко такого же типа, как только-что рассмотренный, но в котором вместо шарика применен стержень с полушаровой головкой, прижимаемой пружиной к отверстию для смазки.



Фиг. 65. Приспособление для смазки ходовых роликов во время движения конвейера фирмы Saginaw.

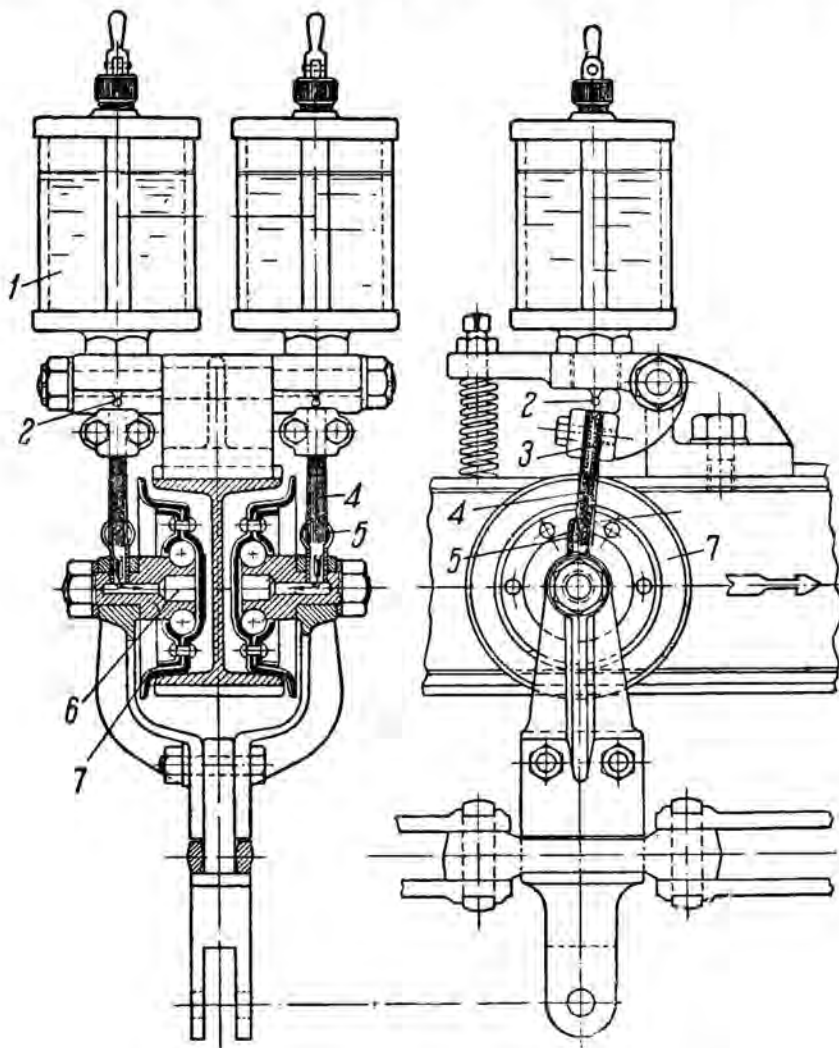
Иногда для достижения возможно легкого хода транспортера и для уменьшения сопротивления движению цепи ходовые ролики устраиваются на шариковых опорах; пример такого ходового ролика показан на листе 4 атласа. Сравнительно высокая стоимость таких роликов при большом числе ходовых роликов на транспортере значительно повышает стоимость всей установки, и поэтому ходовые ролики с шариковыми опорами применяются сравнительно редко.

§ 5. Поддерживающие ролики.

Поддерживающие ролики для цепей иногда устраивают в виде зубчатых блоков, заклиненных на осях, свободно вращающихся в подшипниках. Устройство их ничем не отличается от направляющих зубчатых блоков и будет рассмотрено в следующем параграфе. Разница заключается только в том, что направляющие блоки отклоняют цепь на некоторый угол, а на поддерживающих цепь лежит свободно и изгибается только благодаря провесу. Поэтому для поддерживающих блоков можно брать меньшее число зубцов, чем для направляющих. При частом расположении поддерживающих блоков получается беспокойный ход цепи, и поэтому их можно применять лишь при небольшой нагрузке или при допустимости значительного провеса, чтобы блоки можно было располагать на большом расстоянии друг от друга.

Цилиндрические поддерживающие блоки, применяемые в редких случаях для цепей, также ничем не отличаются от направляющих блоков. При цилиндрических блоках и при цилиндрических роликах для лент и

канатов приходится обращать внимание на то, чтобы трение тягового органа о гладкий ролик или блок было больше тягового усилия, необходимого для вращения ролика, так как в случае остановки его тяговый орган очень быстро истирает ролик и приводит его в полную негодность.



Фиг. 66. Деталь смазывающего приспособления для ходовых роликов конвейера Saginaw.

1 — резервуар с маслом; 2 — капельница; 3 — зажим для щеток с каналом для масла; 4 — смазывающие щетки; 5 — маслоприемник ходового ролика; 6 — полость для смазки; 7 — ходовой ролик.

Избежать этого можно, увеличивая момент, вращающий ролик, т. е. при заданной силе трения увеличивая размер ролика или уменьшая сопротивление вращению ролика целесообразным устройством подшипников для него и уменьшением веса вращающихся частей.

На фиг. 68 показан гладкий цилиндрический поддерживающий ролик для цепи конструкции Bleichert. Щеки и обод ролика состоят из двух штампованных стальных листов, приклепанных четырьмя заклепками к чугунной ступице; ролик свободно вращается на неподвижной оси, в полости

которой находится смазка под давлением; шариковый затвор закрывает отверстие для смазки в масленке, вставленной в торец оси. Зазор между щеками служит для свободного прохода на обратной холостой ветви (фиг. 68) захватов, вставленных между пластинами цепи. Тонкостенные стальные щеки позволяют увеличивать диаметр ролика без заметного увеличения его веса. Применение неподвижной оси также уменьшает вес вращающихся частей ролика и уменьшает таким образом усилие, которое надо приложить к ободу ролика для его вращения.

В зависимости от устройства оси поддерживающие ролики для лент, канатов и т. д. можно разделить на две группы: ролики с вращающимися осями и ролики с неподвижными осями.

Поддерживающие ролики с вращающимися осями делаются либо чугунными, заклиненными на оси, либо деревянными со вбитыми в торцы завершенными концами осей (лист 6 атласа), но чаще всего для уменьшения веса роликов их делают из сварных или цельнотянутых стальных труб со стальными цапфами или втулками.

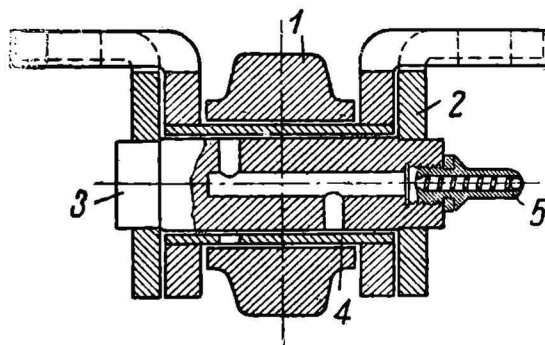
Пример закрепления цапфы в ролике из стальной трубы показан на листе 6 атласа. Труба в горячем состоянии надевается на чугунную втулку с залитой в ней цапфой и скрепляется с ней пропущенным насквозь и расклепаным на концах впотай стержнем.

Иногда соединение цапфы со втулкой делается разъемным, но это стоит дороже и не дает особых преимуществ, так как обычно ролик приходит в негодность скорее цапфы.

Подшипники для вращающихся осей поддерживающих роликов делаются либо в виде простых стаканов с жировой смазкой либо с кольцевой смазкой. Имея в виду, что поддерживающие ролики в самых редких случаях делают около 100 об./мин., в большинстве же случаев число оборотов их достигает 500—600 в 1 мин., приходится признать простую жировую смазку для их подшипников нерациональной и отдавать предпочтение подшипникам с кольцевой смазкой или шариковым и роликовым подшипникам.

На листе 6 атласа изображены подшипники с кольцевой смазкой, один стоячий, другой подвесной. Для уменьшения возможности перекоса и заклинивания цапфы при установке ролика, подшипники укрепляются всего одним болтом и благодаря этому имеют возможность поворачиваться вокруг этого болта, что до некоторой степени позволяет им следить за направлением цапфы. Значительно совершеннее в этом отношении изображенный на фиг. 69 подшипник Webster с отдельным вкладышем, установленным на двух вертикальных болтах, позволяющих регулировать его положение; корпус же подшипника подвешен к особой стойке на двух горизонтальных цапфах, дающих возможность подшипнику поворачиваться вокруг горизонтальной оси.

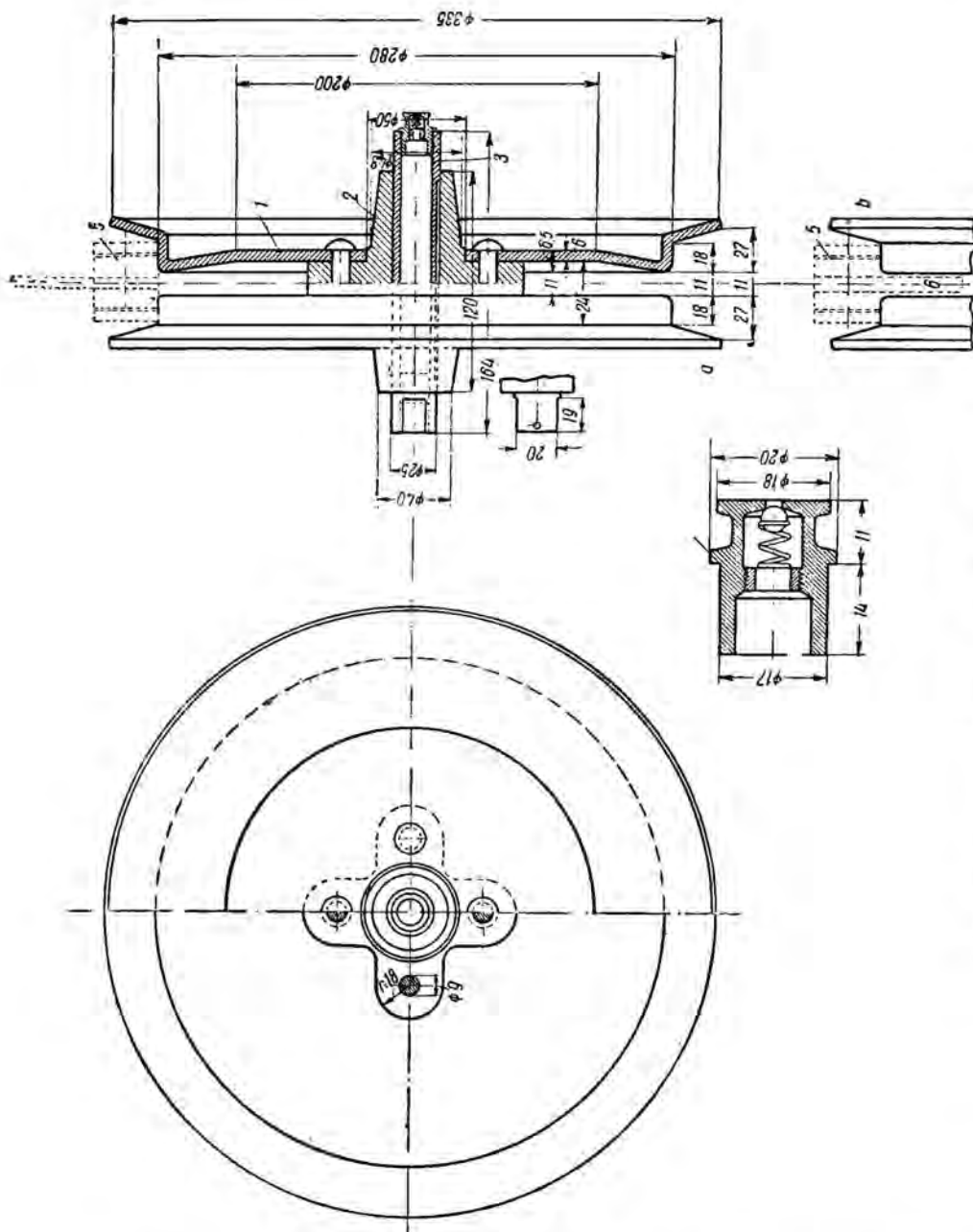
На листе 5 атласа показаны: закрепленный на оси поддерживающий ролик конструкции завода им. Андрэ Марти, подшипник с кольцевой смазкой для него, кронштейн и рамка с установочными болтами для подшипников.



Фиг. 67. Ходовой ролик Renold с жировой смазкой под давлением.

1 — ходовой ролик; 2 — звенья цепи; 3 — ось шарнира цепи; 4 — втулка; 5 — шариковый затвор отверстия для смазки.

На фиг. 70 показан роликовый подшипник с установочными болтами, около которых подшипник может поворачиваться в вертикальной плоскости и которые дают возможность точно устанавливать его в горизонтальной плоскости.



Фиг. 68. Поддерживающий ролик для цепей фирмы **Veichert**.
 1 — стальные щеки; 2 — ступица; 3 — ось; 4 — шариковый затвор отверстия для смазки; 5 — цепь; 6 — захваты цепи.

Рассмотренные типы подшипников для роликов с вращающейся осью, хотя и облегчают установку роликов и уменьшают возможность перекоса и заклинивания цапф, но не исключают ее, так как при неумелом или небрежном монтаже или уходе подшипник может занять неправильное

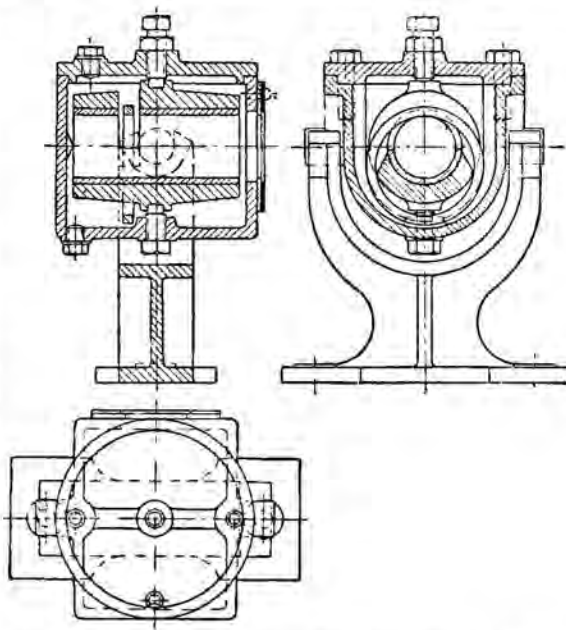
УДМУТ
(ДИТ)

положение. Кроме того при работе в пыльных помещениях масло может загрязниться, и грязь вместе с маслом может попасть на трущиеся поверхности.

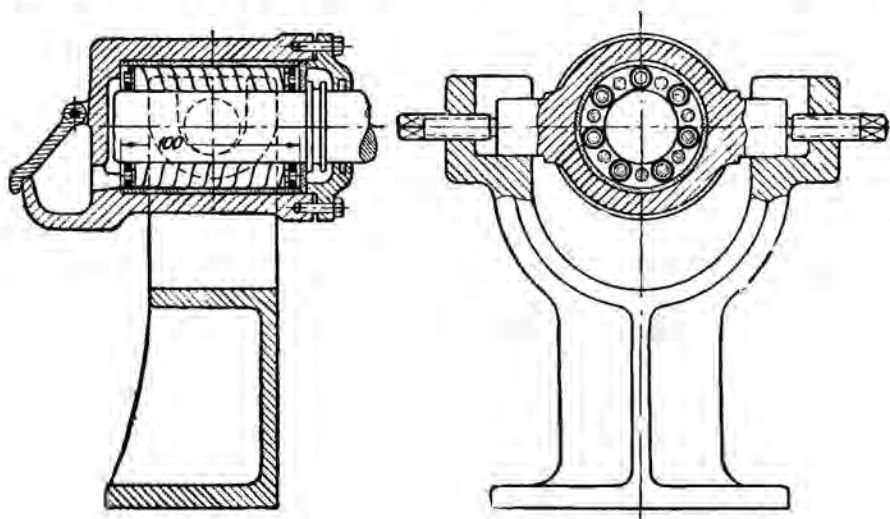
Поддерживающие ролики с неподвижными осями свободны от большинства из этих недостатков и получают в последнее время все большее и большее распространение.

На фиг. 71 показан поддерживающий ролик фирмы Robins, составленный для уменьшения веса из нескольких коротких частей, свободно вращающихся на неподвижной оси. Густая смазка, выжимаемая масленкой Штауфера, подается к трущимся поверхностям по внутренней полости оси. При таком устройстве средние ролики очень часто оказываются плохо смазанными и останавливаются во время работы, следствием чего является чрезвычайно быстрый износ наружной поверхности ролика скользящим по ней тяговым органом.

На фиг. 72 показан ролик из стальной трубы, надетой на чугунную втулку, вращающуюся на шариках на неподвижной оси. Полость внутри



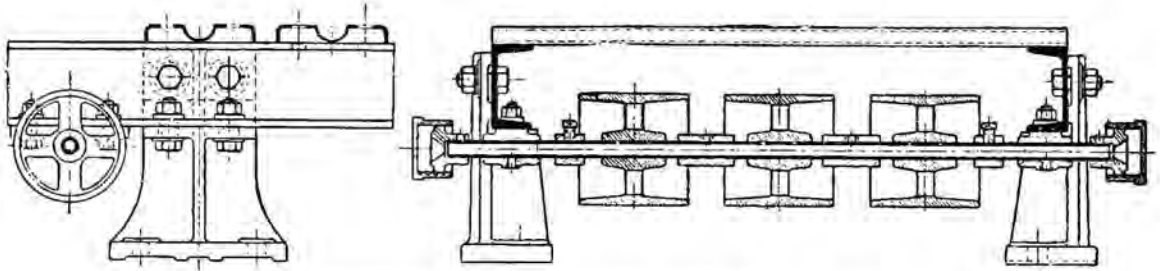
Фиг. 69. Самоустанавливающийся подшипник Webster с кольцевой смазкой для поддерживающих роликов.



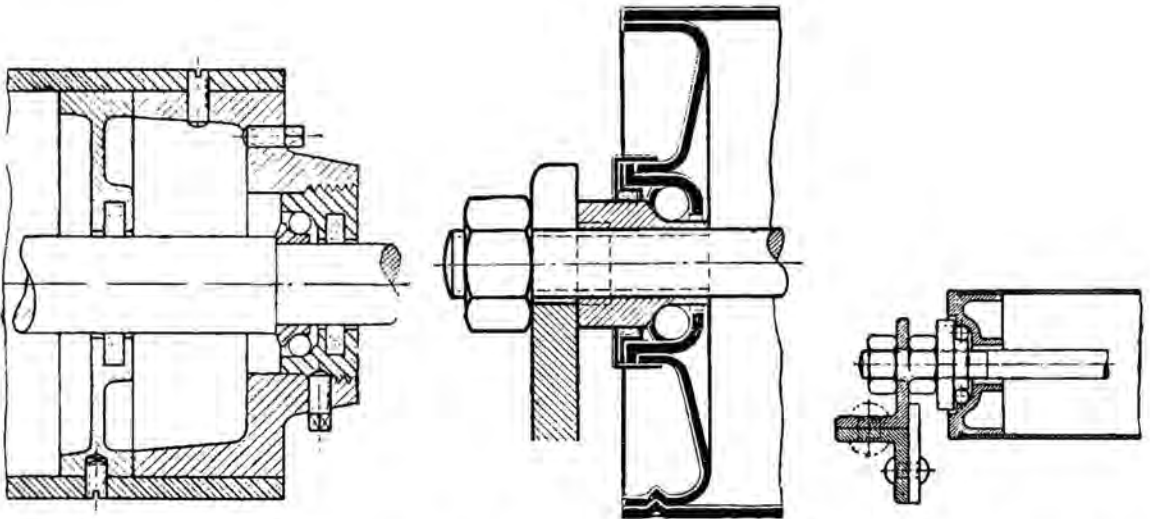
Фиг. 70. Роликовый подшипник для поддерживающих роликов.

втулки заполняется маслом. Войлочные прокладки препятствуют загрязнению масла и вытеканию его из ролика.

В ролике Siegerin, изображенном на фиг. 73, чугунная втулка заменена стальной штампованой, что конечно удешевляет изготовление ролика.



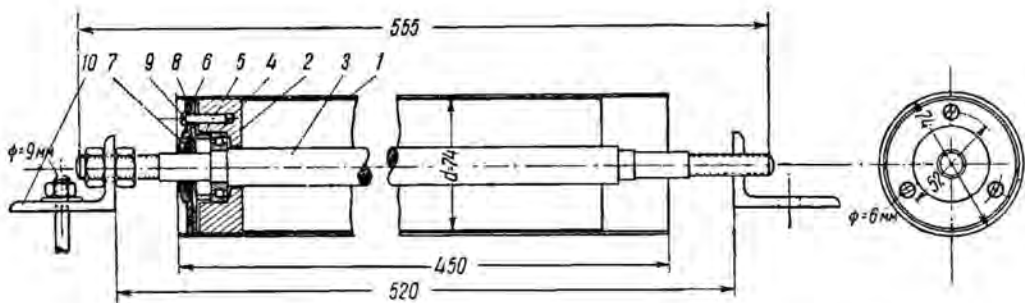
Фиг. 71. Поддерживающий ролик с неподвижной осью для ленты.



Фиг. 72. Поддерживающий ролик с шариковой опорой.

Фиг. 73. Поддерживающий ролик Siegrip.

Фиг. 74. Поддерживающий ролик Stöhr



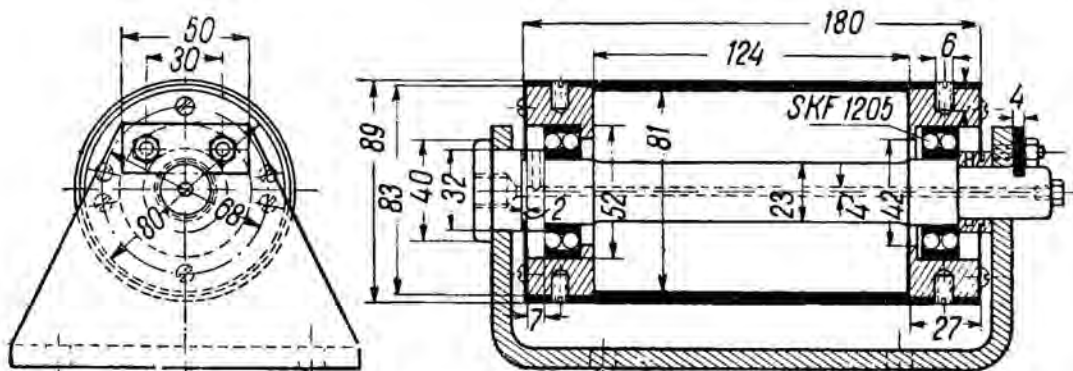
Фиг. 75 (см. табл. XXXII). Поддерживающий ролик Тремасса для лент.

1 — труба; 2 — головка; 3 — ось; 4 — шариковый подшипник; 5 — упорная трубка; 6 — крышка; 7 — войлочное кольцо; 8 — крышка; 9 — винт; 10 — угольник.

На фиг. 74 показан ролик Stöhr с более простой шариковой опорой на неподвижной оси.

На фиг. 75 и на листе 6 атласа показан поддерживающий ролик Тре-масса с неподвижной осью и шариковыми подшипниками SKF.

В рассмотренных поддерживающих роликах длина труб и осей изменяется в зависимости от ширины ленты, от размеров перемещаемого груза и т. д. Вместе с изменением длины ролика может изменяться и диаметр оси, так как будет изменяться момент, изгибающий как трубу, так и ось.

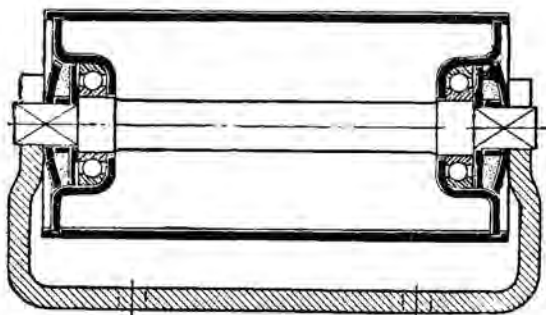


Фиг. 76. Поддерживающий ролик завода Красный Путиловец.

Для получения стандартного типа поддерживающих роликов и для массового их изготовления независимо от размеров транспортеров, для которых они предназначены, в Америке, а в последнее время и у нас стали собирать поддерживающие ролики из отдельных коротких элементов, которые устанавливаются на месте на поперечинах из уголков, из швеллеров или из полосовой стали, укрепляемых на станине транспортера.

На фиг. 76 показан роликовый элемент завода Красный Путиловец с шариковыми подшипниками SKF.

На фиг. 77 показан элемент поддерживающего ролика с шариковыми опорами, а на фиг. 78 — с роликовыми опорами фирмы Stephens-Adamson. Уплотняющие кольца и набивка защищают смазку от загрязнения, что является основным условием применения шариковых и роликовых опор. Применение штампованных частей конечно удешевляет ролики и уменьшает вес вращающихся частей их, что сказывается и на усилие, которое надо приложить к наружной окружности ролика для его вращения.



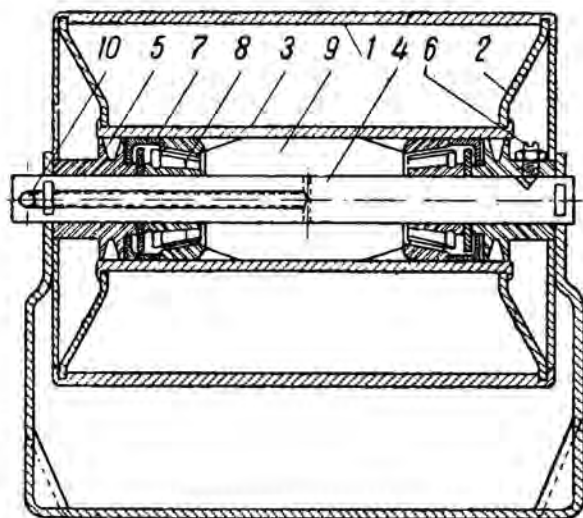
Фиг. 77. Поддерживающий ролик с шариковой опорой Stephens-Adamson для лент.

На фиг. 79 изображен поддерживающий ролик Saginaw на шариковых опорах, составленный из труб и штампованных частей, в котором шариковая опора прекрасно защищена от загрязнения.

На фиг. 80 показан общий вид, а на фиг. 81 — деталь опоры поддерживающего ролика с роликовыми опорами Link Belt Co; две шайбы из уголков с проложенным между ними войлочным кольцом и защитная крышка также хорошо предохраняют роликовую опору от загрязнения.

УДУНТ
(ДИТ)

Рассмотренные поддерживающие ролики с неподвижными осями применяются как в ленточных и канатных транспортерах, в которых перемещаемый груз опирается на тяговый орган, так и в роликовых транспортерах, в которых перемещаемый груз опирается непосредственно на поддерживающие ролики.



Фиг. 78. Поддерживающий ролик с роликовой опорой Stephens-Adams для лент.

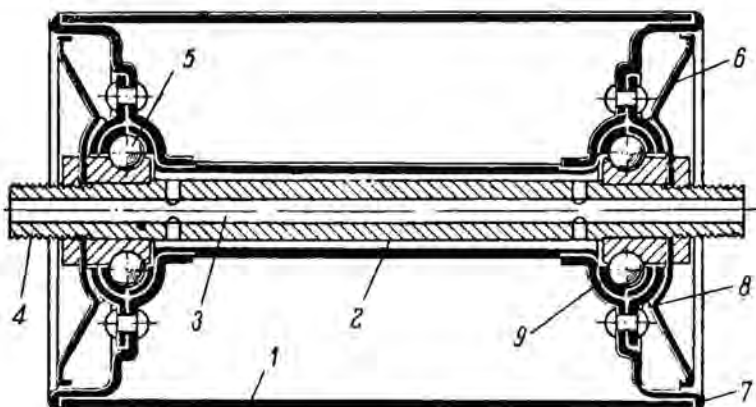
1 — труба; 2 — штампованные щеки; 3 — внутренняя трубка; 4 — ось; 5 — втулка на оси; 6 — стопорный болт; 7 — уплотняющий лабиринт; 8 — ролики; 9 — полость для масла; 10 — трубка, подающая масло под давлением с шаровым затвором.

В ленточных транспортерах диаметр поддерживающих роликов чаще всего берется в пределах от 80 до 125 мм и лишь при широких лентах доходит до (200—250) мм. При стальных лентах он увеличивается до 300 мм, так как при меньших диаметрах момент трения ненагруженной ленты о ролик может оказывать меньше момента вредных сопротивлений и ролик не будет вращаться.

Английские нормы размеров поддерживающих роликов для ленточных транспортеров даны в табл. XXXVII. В Германии при той же ширине берут диаметры роликов на (25—50) мм меньше, а ши-

рину роликов на 50 мм больше английских норм.

Размеры стальных сварных труб, из которых обычно изготавливаются ролики, даны в табл. XXXII. Ввиду того, что толщина стенок таких труб не остается строго постоянной и может изменяться на 5—10%, ролики,



Фиг. 79. Поддерживающий ролик Saginaw с шариковыми опорами.

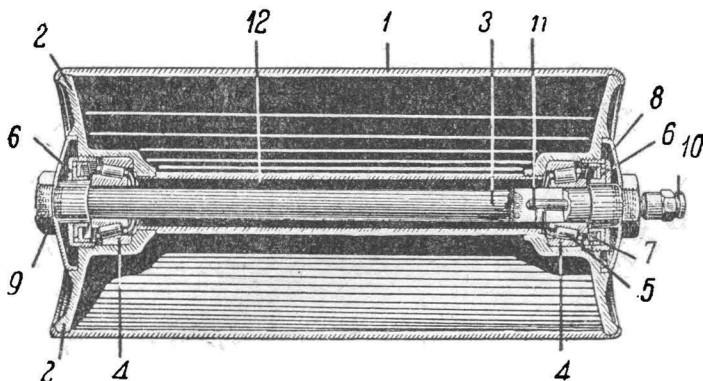
1 — пустотелая стальная труба; 2 — неподвижная ось; 3 — полость для смазки; 4 — нарезанный конец оси; 5 — шарики; 6 — защитный лист; 7 — корпус; 8 — крышка; 9 — обойма для шариков.

изготовленные из них, должны быть хорошо сбалансированы, так как в противном случае ролик будет вращаться неравномерно и будет скользить по ленте, а может даже случиться, что холостая ненагруженная лента не будет в состоянии вообще вращать ролик.

Расстояния между роликами зависят от типа и нагрузки транспортера и будут даны дальше.

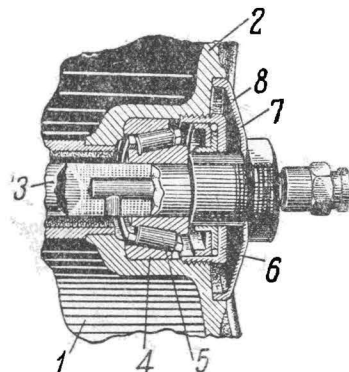
Поддерживающие ролики для канатов устраиваются иногда так же, как для лент, а иногда делаются с канавками, как у направляющих блоков. Конструкция и размеры таких блоков будут даны в следующем параграфе.

Определение усилий, необходимых для вращения поддерживающих и ходовых роликов будет рассмотрено дальше в § 9.



Фиг. 80. Поддерживающий ролик с роликовой опорой Link Belt Co.

1 — стальная труба; 2 — втулки; 3 — ось; 4 — обойма; 5 — ролики; 6 — крышка; 7 — шайбы; 8 — защитный лист; 9 — головка оси; 10 — масленка; 11 — каналы для смазки; 12 — полость для смазки.



Фиг. 81. Деталь роликовой опоры поддерживающего ролика Link Belt Co.

1 — труба; 2 — втулка; 3 — ось; 4 — обойма; 5 — ролики; 6 — крышка; 7 — шайбы; 8 — защитный лист.

§ 6. Направляющие и ведущие устройства.

Направляющие устройства применяются для изменения направления движения тягового органа, а в вертикальных транспортных устройствах также и для устранения раскачивания его.

В последнем случае вдоль транспортера укладываются два ряда прямолинейных направляющих шин, между которыми катятся ходовые ролики цепи или скользят лапки, укрепленные на звеньях цепи или на рабочих органах.

Для изменения направления движения цепных и некоторых типов канатных транспортеров очень часто устраивают криволинейные направляющие шины, по которым катятся ходовые ролики транспортного устройства.

На фиг. 82 показан пример криволинейной направляющей шины. Из $\triangle OAB$ имеем:

$$OB = \sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4}}.$$

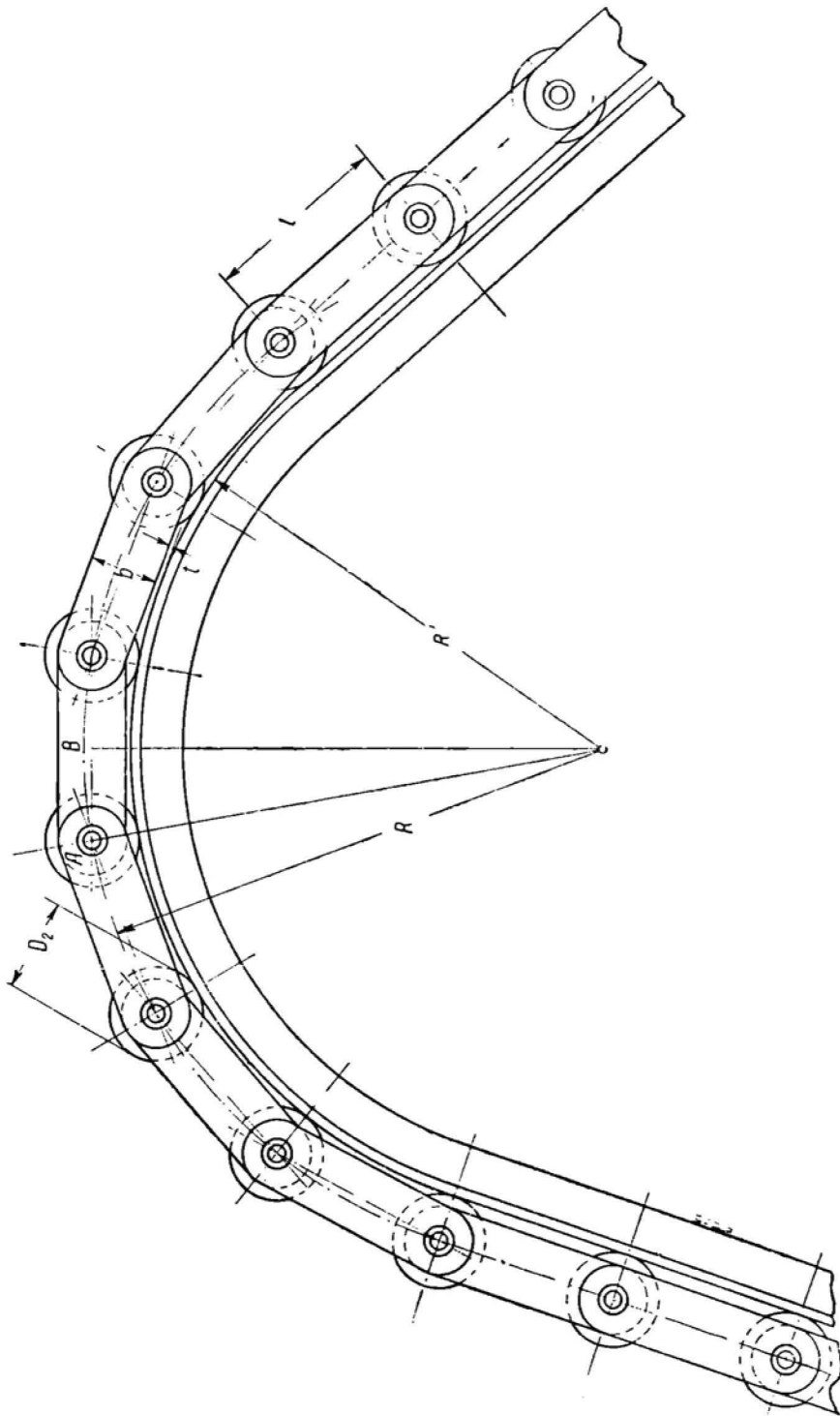
С другой стороны имеем:

$$OB = R' + \frac{b}{2} + t = R - \frac{D_2}{2} + \frac{b}{2} + t;$$

отсюда:

$$\sqrt{R^2 - \frac{l^2}{4}} = R - \frac{D_2 - b - 2t}{2},$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)
78



Фиг. 82. Криволинейная направляющая шина

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

и наименьший допустимый радиус закругления:

$$R_{\min} = \frac{(D_2 - b - 2t)^2 + l^2}{4(D_2 - b - 2t)}. \quad (37)$$

Для ускорения вычислений приведена номограмма № 2 формулы (37).

Пример 6. Определить наименьший радиус закругления направляющей шины для цепи Stephens-Adamson № 8241 — табл. XII.

Из табл. XII находим:

$$D_2 = 152 \text{ мм}; b = 76 \text{ мм}; l = 610 \text{ мм}.$$

Задаемся зазором $t = 5$ мм.

Имеем:

$$D_2 - b - 2t = 152 - 76 - 2 \cdot 5 = 66 \text{ мм}.$$

Соединяем в номограмме № 2 точку с отметкой 66 на оси абсцисс с точкой, имеющей отметку 610 на оси l ; в точке пересечения этой линии с осью R находим $R_{\min} = 1400$ мм. По формуле (37) точно имеем:

$$R_{\min} = \frac{66^2 + 610^2}{4 \cdot 66} = 1426 \text{ мм}.$$

Зная радиус закругления R , нетрудно найти радиус кривизны самой шины:

$$R' = R - \frac{D_2}{2}.$$

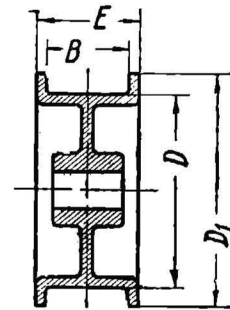
При малых радиусах закруглений ходовые ролики, проходя по криволинейным шинам, сильно изнашиваются, и поэтому, где возможно, лучше радиусы закруглений увеличивать. При недостатке места для установки криволинейных направляющих шин достаточно большого радиуса лучше заменять их направляющими блоками, на которых ходовые ролики или вовсе не работают или работают в значительно более благоприятных условиях.

Преимущество направляющих шин перед зубчатыми блоками заключается в том, что работа их совершенно не зависит от вытягивания цепи. Такую же независимость от вытягивания цепи можно получить и при устройстве гладких направляющих блоков или без канавок (фиг. 83) или с цилиндрическими канавками, форма которых зависит от формы и размеров звеньев цепи. Размеры гладких блоков Bartlett & Snow даны в табл. XXXIII. Для уменьшения изгиба звеньев цепи с увеличением длины звеньев приходится увеличивать диаметр блока, и поэтому гладкие цилиндрические блоки применимы лишь для короткозвенных сварных цепей или для цепей из ковкого чугуна. При длиннозвенных цепях лучше применять многогранные барабаны или зубчатые блоки. Влияние многогранных барабанов на работу цепи будет подробно рассмотрено в главе о приводах.

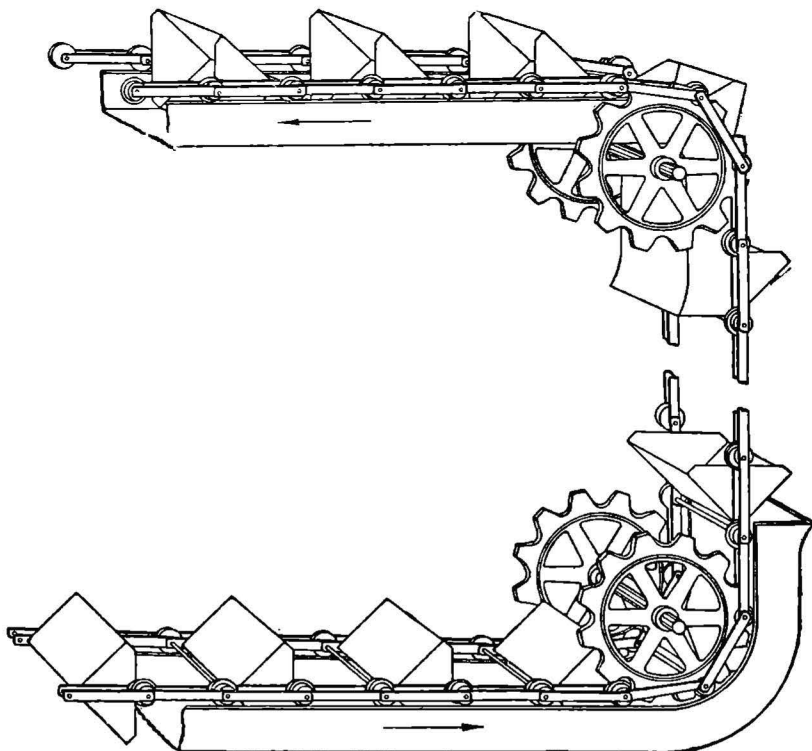
Общий вид направляющих блоков цепного ковшевого конвейера показан на фиг. 84.

Общий вид шарнирной цепи на блоке дан на фиг. 85.

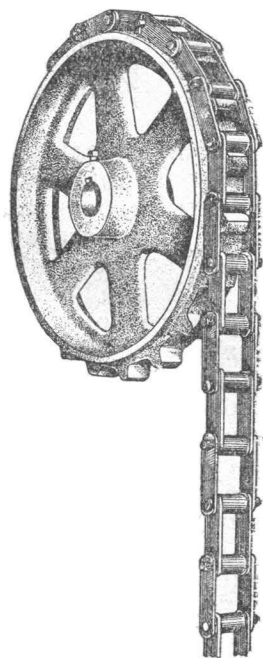
В большинстве случаев зубчатые и многогранные блоки делаются одинаковыми как в случае применения их в качестве направляющих блоков, так и в случае применения их в качестве ведущих блоков. Иногда же



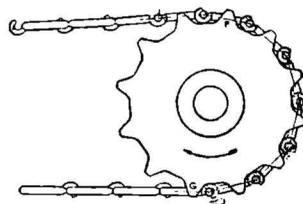
Фиг. 83 (см. табл. XXXIII). Гладкий направляющий блок для цепи Bartlett & Snow.



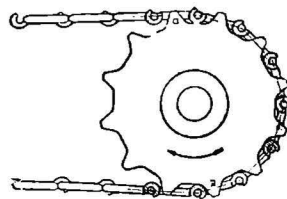
Фиг. 84. Общий вид направляющих блоков цепного ковшевого конвейера.



Фиг. 85. Общий вид шарнирной цепи на блоке.



Фиг. 86. Схема цепи на направляющем зубчатом блоке.

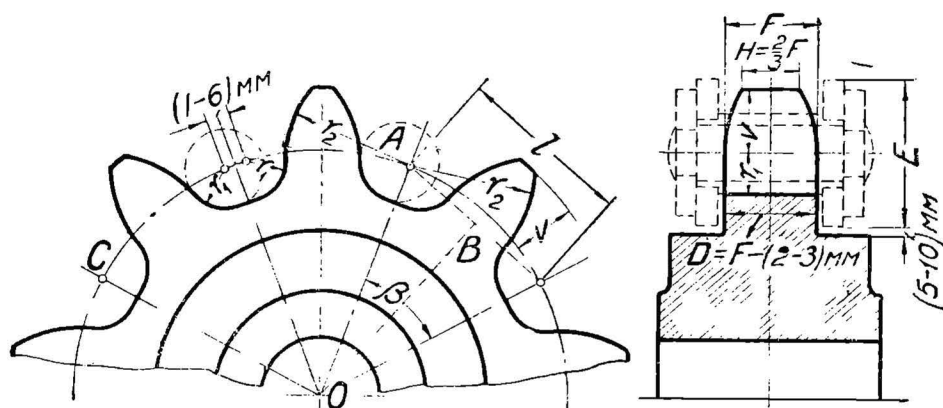


Фиг. 87. Схема ведущего блока для крючковой цепи Jeffrey.

для уменьшения вредного влияния вытягивания цепи шаг направляющего блока делается несколько меньше, а шаг ведущего блока несколько больше шага цепи.

Пример направляющего блока для крючковой цепи Jeffrey с шагом зубцов, меньшим шага цепи, показан на фиг. 86. В этом случае блок получает движение от сбегающего звена цепи в точке G , и при небольшом вытягивании отдельных звеньев цепи они все же могут правильно ложиться на блок, не влияя на работу последнего.

На фиг. 87 показан такой же блок, но служащий в качестве ведущего блока. Шаг зубцов сделан несколько большим шага цепи, благодаря чему при небольшом вытягивании цепь может продолжать работать на таком блоке.



Фиг. 88. Построение зубцов блоков для шарнирных цепей.

В обыкновенных зубчатых блоках для пластинчатых цепей очертание зубцов делается таким же, как в звездочках Галля, и не должно препятствовать свободному входу и выходу звеньев цепи. Простой способ вычерчивания зубцов для ведущих блоков шарнирных цепей показан на фиг. 88.

Из той же фигуры находим радиус зубчатого блока:

$$R = OA = \frac{AB}{\sin \frac{\beta}{2}} = \frac{l}{2 \sin \frac{180}{z}}, \quad (38)$$

где z — число зубцов блока.

Радиус кулачковых блоков может быть определен по той же формуле, если подставить в нее вместо l расстояние между соседними кулаками, измеренное по начальной окружности.

Форма зубцов зубчатых блоков для других типов цепей зависит от формы и размеров звеньев цепи. Например для длиннорычковых сварных цепей Jeffrey применяют блоки, изображенные на фиг. 89. Число зубьев Jeffrey берет от 5 до 9.

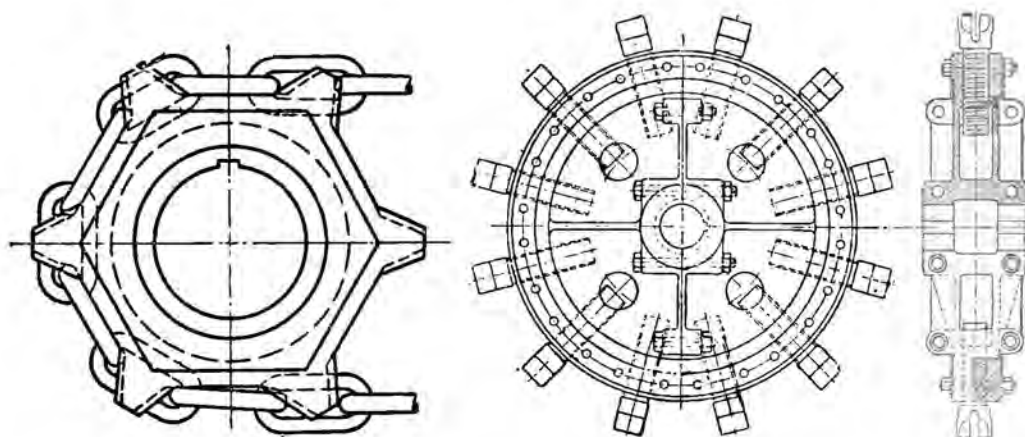
Примеры зубчатых цепных блоков даны в листе 7 атласа.

При больших нагрузках и при длиннорычковых цепях применяются кулачковые или просто многогранные блоки. Цепь в этих случаях должна быть калибрована.

Многогранные блоки применяются главным образом при большой длине звена, при которой зубчатые блоки получились бы слишком большого диаметра. Длина граней берется равной длине звена. Число граней



Фиг. 89. Зубчатые блоки для длиннозвенных цепей Jeffrey.



Фиг. 90. Кулачковый ведущий блок для сварной цепи.

Фиг. 91. Цепной блок Hasenclever с выдвижными кулаками.

блока берется обычно равным 4 или 5 и лишь в редких случаях 6. Чем больше граней у блока, тем больше он приближается к гладкому блоку и тем сильнее должна быть натянута цепь во избежание проскальзывания ее по блоку. Уже при 6 гранях слабо натянутые цепи легко проскальзывают, и потому их лучше снабжать кулаками или заменять кулачковыми блоками.

На фиг. 90 показан такой шестигранный блок с кулаками, препятствующими проскальзыванию цепи. Иногда кулаки устраиваются в середине грани и делаются вставными, чтобы можно было износившиеся заменять новыми. Иногда зубцы или кулаки на многогранных блоках служат лишь для того, чтобы удержать цепь от боковых смещений. Иногда же для этой цели у многогранного блока устраивают боковые щеки, как показано на листе 7 атласа.

На листе 8 атласа показан многогранный блок Bleichert с кулаками. Блок этот предназначен для шарнирной пластинчатой цепи, у которой длинные звенья чередуются с короткими рабочими звеньями. Кулаки сделаны съемными и могут перемещаться в направляющих, укрепленных на стальных щеках блока.

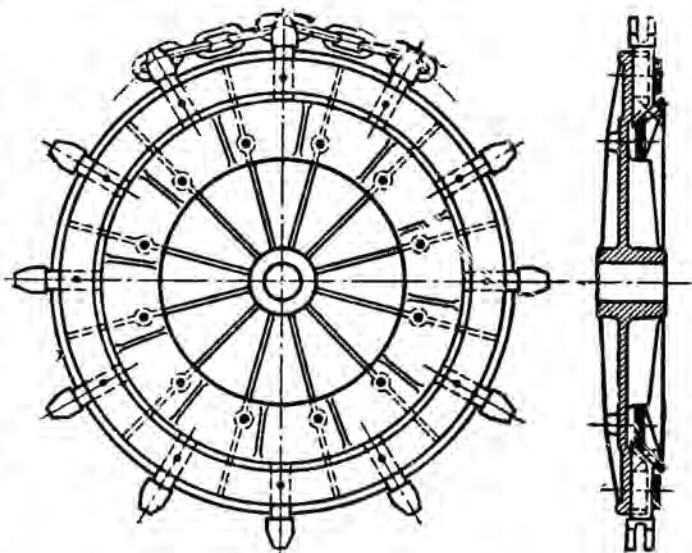
Положение кулаков регулируется установочными болтами, головки которых упираются в выступы на чугунной ступице блока. Благодаря стальным щекам уменьшается вес блоков.

Для больших нагрузок и для длинных цепей часто применяются зубчатые блоки со вставными выдвигающимися зубцами, позволяющими увеличивать шаг зубчатого блока при вытягивании цепи и заменять износившиеся зубцы новыми.

На фиг. 91 показан цепной блок Hasenclever с выдвигающимися кулаками. Каждый кулак снабжен хвостом с нарезкой, которая ввинчивается или прямо в обод или в отдельную гайку, вставленную в обод блока. Обод состоит из двух половин, из которых одна отлита вместе со ступицей, а другая сделана в виде съемного кольца, которое болтами прижимается к неподвижной части и зажимает ввинченные в обод кулаки. Для изменения шага кулаков достаточно ослабить болты, стягивающие части обода, и повернуть каждый кулак отдельно на 180° . Шаг кулаков обыкновенно выбирается таким, чтобы кулаки захватывали каждое четвертое или пятое звено цепи.

В кулачковом блоке Hessel, изображенном на фиг. 92, все кулаки выдвигаются равномерно на требуемую величину помощью конической шайбы, нажимающей на хвосты кулаков.

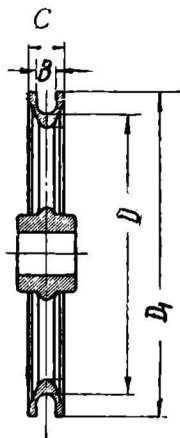
Для шарнирных цепей ведущие блоки делаются иногда в виде зубчатых дисков, во впадины которых входят ходовые ролики или втулки или шарнирные болты цепи.



Фиг. 92. Цепной блок Hessel.

На листе 9 атласа показана ведущая звездочка Bleichert со съемными кулаками, захватывающими за ходовые ролики цепи.

Направляющие блоки для канатов устраиваются с канавками такой формы, чтобы канат в них не заклинивался. Примеры направляющих блоков для канатов показаны на фиг. 93. Блоки малого диаметра применяются для отклонения канатов на небольшой угол, а также в качестве поддерживающих роликов. При больших углах отклонения диаметр блока должен быть не меньше 500 диаметров проволок, но лучше даже выбирать его равным (600—1000) δ . Размеры направляющих канатных блоков Bartlett & Snow даны в табл. XXXIV.

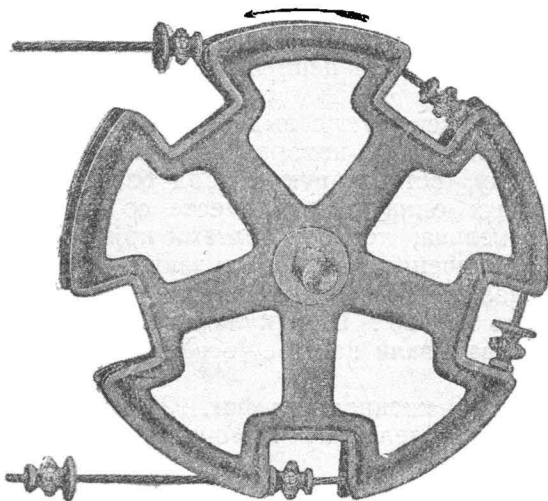


Фиг. 93 (см. табл. XXXIV). Направляющие блоки для канатов Bartlett & Snow.

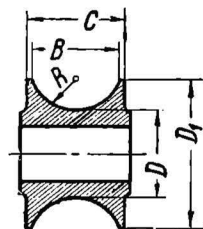
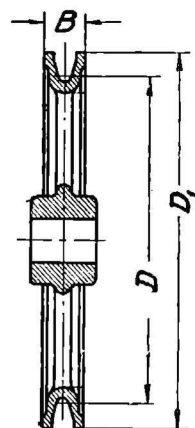
Ведущие блоки для канатов чаще всего устраиваются также с гладкими канавками такой формы и размеров, чтобы канат лежал в них плотно, но без заклинивания. Пример такого блока показан на фиг. 94, а размеры его завода Bartlett & Snow даны в табл. XXXV.

Даже в тех случаях, когда на канатах закреплены зажимы для рабочих органов, предпочитают пользоваться гладкими ведущими блоками, работа которых не зависит от вытягивания каната. При этом в ободке гладких блоков устраивают гнезда таких размеров, чтобы зажимы ложились в них свободно, как уже было рассмотрено на фиг. 45 для канатной цепи.

Иногда впрочем для канатов с укрепленными на них рабочими органами применяются ведущие блоки с гнездами или кулаками, сцепляющимися с рабочими органами или с упорками, закрепленными на канате. На фиг. 95 показан пример такого блока с гнездами американской фирмы Caldwell, а размеры его даны в табл. XXXVI.



Фиг. 95 (см. табл. XXXVI). Канатный блок Caldwell с гнездами.



Фиг. 94 (см. табл. XXXV). Гладкий канатный блок Bartlett & Snow.

В качестве направляющих и ведущих устройств для лент применяются направляющие и ведущие барабаны, конструкция и размеры которых оказывают существенное влияние на продолжительность службы лент и на работу всего транспортного устройства в целом. Для уменьшения веса и стоимости барабанов желательно понижать их диаметр. С другой стороны при сгибании барабанов малого диаметра приходится затрачивать относительно значительные усилия на преодоление жесткости лент, причем сами ленты

в этом случае довольно быстро изнашиваются. Целесообразно поэтому выбирать диаметр барабанов в зависимости от толщины ленты. Американская фирма Goodrich например рекомендует выбирать наименьший диаметр направляющих барабанов $D \geq 100 m_{\text{мм}}$, где m — число прокладок ленты, а наименьший диаметр ведущих барабанов $D \geq 150 m_{\text{мм}}$.

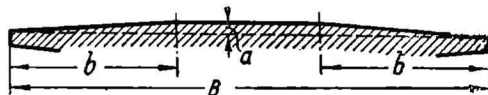
Нормальные размеры ведущих и направляющих барабанов по Циммеру приведены в табл. XXXVII. В Германии диаметры направляющих барабанов берут на 50—100 мм меньше указанных в этой таблице и редко делают их более 500 мм. Ширину барабанов в Германии обычно берут на 100 мм больше ширины ленты.

Научно-исследовательский институт по подъемно-транспортным машинам (НИИПТ) рекомендует брать диаметры ленточных барабанов не меньше указанных в табл. 12.

Таблица 12.
Наименьшие диаметры ленточных барабанов по данным НИИПТа.

Число прокладок ленты	Ведущий барабан мм	Концевой барабан мм	Промежуточный барабан мм
2	400	300	200—300
3	500	400	300—400
4	600	500	400—500
5	750	600	400—600
6	900	750	500—750
7	1 000	750	500—750
8	1 100	900	600—900
9	1 200	900	600—900
10	1 300	1 000	750—1 000

Барабаны вследствие трения о них ленты оказывают чрезвычайно большое влияние на правильный ход ленты, для лучшего центрирования которой обод барабанов целесообразно делать овальным или стачивать края его слегка на конус. Исключение в этом отношении составляют ведущие барабаны, обод которых для лучшего сцепления с лентой целесообразно оставлять цилиндрическим.



Фиг. 96. Очертание обода направляющих ленточных барабанов.

Очертание обода направляющих барабанов показано на фиг. 96, размеры же заточки выпуклости обода по данным Акц. о-ва „Мельстрой“ указаны в табл. 13.

Таблица 13.
Размеры заточки выпуклости обода ленточных барабанов по данным Акц. о-ва „Мельстрой“ (по фиг. 96).

Ширина обода барабана B мм .	500	600	700	750	850	1 000	1 200	1 450
Выпуклость обода a мм .	4,5	5	5,5	6	6	6,5	7	8
Длина скоса b мм .	200	250	250	250	300	350	400	500

Выпуклость обода в этой таблице подсчитана по формуле:

$$a = 0,065 \sqrt{B}, \quad (39)$$

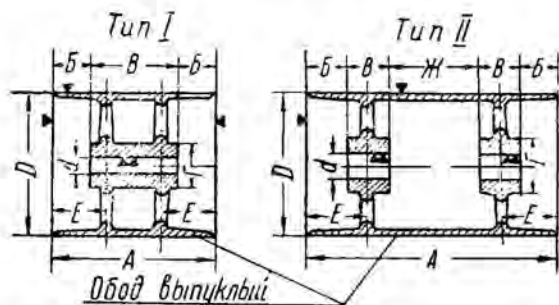
где a и B выражены в сантиметрах.

По нормам DIN выпуклость обода берется $a = 0,005 B$, но не менее 4 мм.

Нормальные чугунные барабаны для лент показаны на фиг. 97 и на листе 10 атласа.

При небольших ширине и диаметре барабаны делают с одной ступицей, а при значительных ширине и диаметре устраиваются две отдельные ступицы.

Весы чугунных барабанов Stephens-Adamson даны в табл. XXXVIII, а барабанов завода Горзавтреста по схемам фиг. 97 — в табл. XXXIX.

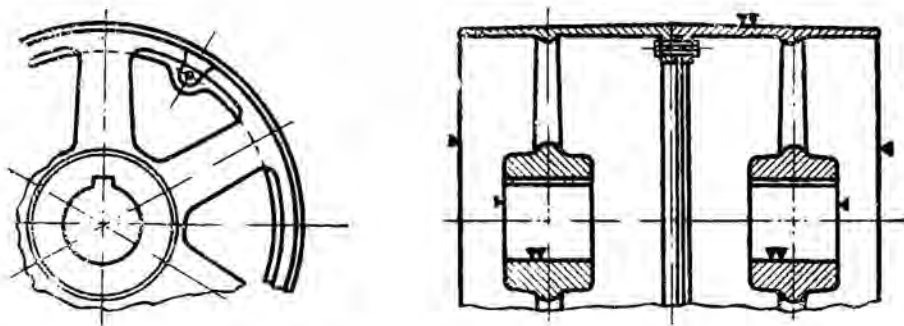


Фиг. 97 (см. табл. XXXIX). Чугунные барабаны для лент Горзавтреста.

Иногда широкие барабаны для удобства отливки делают свертными, соединенными из двух барабанов половинной ширины, как показано на фиг. 98, иногда же просто заклинивают на валу два барабана, не соединяя их между собой.

Большим распространением благодаря своей легкости пользуются направляющие барабаны со стальным ободом или из цельнотянутой стальной трубы (лист 10 атласа) или из стального листа, приклепанного к чугунной ступице.

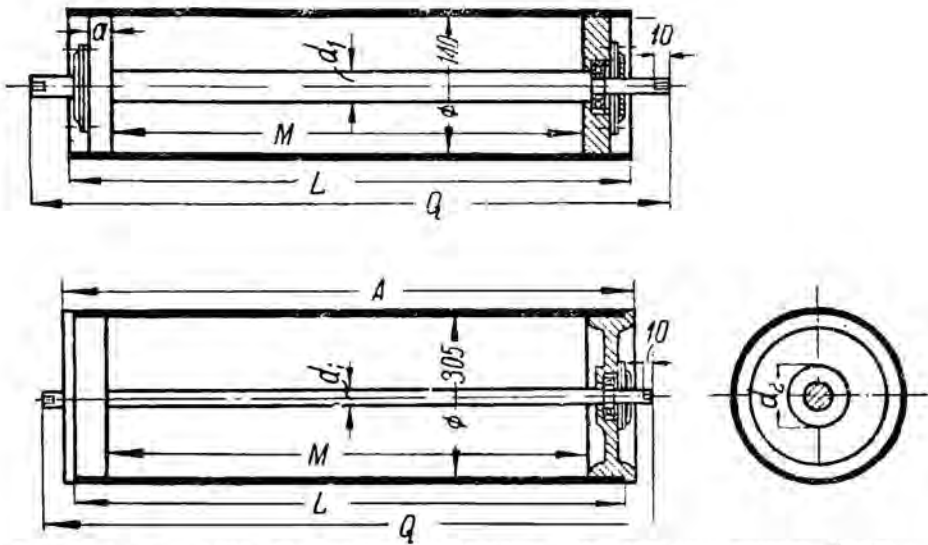
Пример направляющего барабана со стальным ободом показан на фиг. 99, а веса таких барабанов Никопольского завода им. Ленина даны в табл. XL.



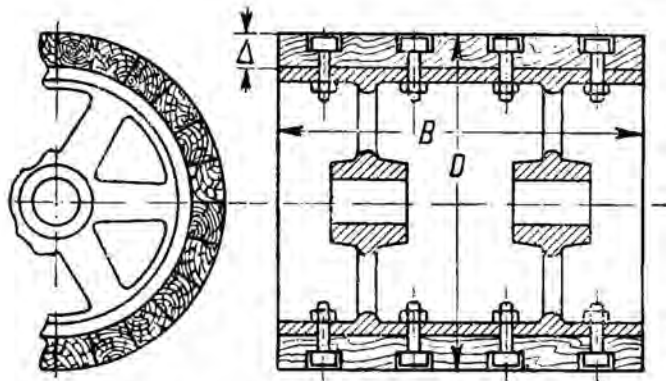
Фиг. 98. Свертные чугунные барабаны для лент Никопольского завода им. Ленина.

Иногда чугунные и стальные барабаны соединяются с электромагнитом, и тогда такой барабан отбирает из сыпучих или кусковых перемещаемых материалов случайно попавшие в них металлические предметы, которые остаются на некотором угле обхвата прижатыми к ленте, в то время как материал сбрасывается с нее.

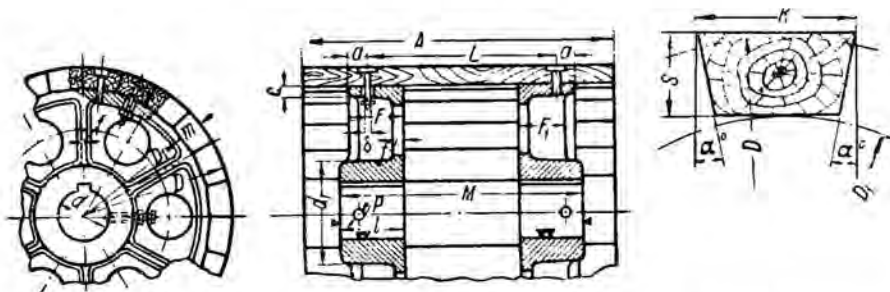
Для увеличения трения ленты о ведущий барабан обод последнего иногда обшивают кожей, резиной, пеньковыми канатами, деревянными планками, а для стальных лент — пробкой. Очень часто для обшивки ведущих барабанов применяют резиновую ленту с четырьмя прокладками,



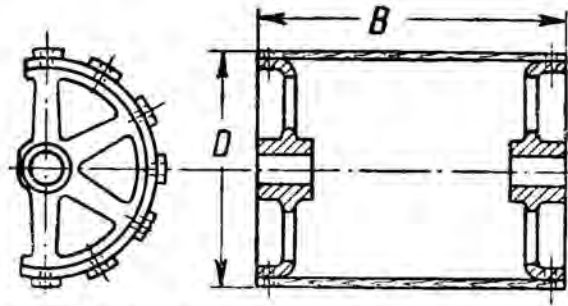
Фиг. 99 (см. табл. XL). Направляющие барабаны для лент со стальным ободом Никопольского завода им. Ленина.



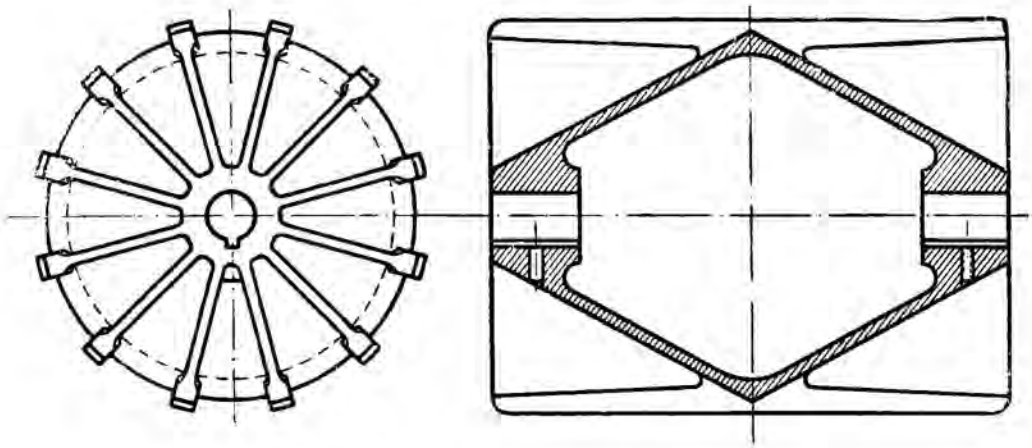
Фиг. 100. Барабан для лент, обшитый деревом.



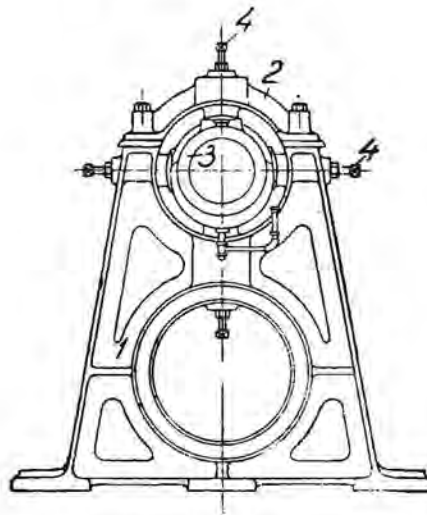
Фиг. 101 (см. табл. XL). Ленточный барабан с деревянным ободом Никопольского завода им. Ленина.



Фиг. 102. Барабан из полосовой стали для лент, перемещающих твердые материалы.



Фиг. 103. Барабан для лент, перемещающих твердые материалы.



Фиг. 104. Стойка для подшипника с установочными болтами.

1 — стойка; 2 — крышка; 3 — подшипник; 4 — установочные болты.

укрепляемую на ободе болтиками с потайными головками. Stephens-Adamson применяет иногда барабаны с ободом, обклеенным спирально навитым пеньковым канатом, витки которого плотно прилегают друг к другу.

На фиг. 100 показан барабан Stephens-Adamson, обшитый деревянными планками, укрепленными на чугунном ободе болтиками с утопленными головками. Барабаны диаметром до 900 мм обшиваются планками толщиной $\Delta \cong 50$ мм (2"). Для барабанов большего диаметра толщина планок берется $\Delta \cong 75$ мм (3").

На фиг. 101 показан ленточный барабан Никопольского завода им. Ленина, у которого обод состоит из деревянных брусков, укрепляемых на чугунных ступицах болтиками с утопленными головками. Размеры этих барабанов даны в табл. XLI.

При перемещении твердых истирающих материалов как лента, так и барабан легко могут быть повреждены частицами материала, попадающими между ними. Для уменьшения порчи лент в этом случае часто устраивают направляющие барабаны с уменьшенной поверхностью обода. На фиг. 102 показан барабан, обод которого составлен из планок из полосовой стали; планки эти расположены на некотором расстоянии друг от друга так, что между ними образуются большие или меньшие зазоры в зависимости от величины кусков или зерен перемещаемого материала. На фиг. 103 показан чугунный направляющий барабан для очень истирающих и твердых материалов. Поверхность соприкосновения ленты и барабана в этом случае сведена к минимуму.

Для удобства регулировки хода ленты и для правильной и точной установки направляющих барабанов подшипники осей их часто ставятся на установочных болтах, гайки которых закрепляются в специальных стойках, пример которых показан на фиг. 104. Часто направляющие барабаны устанавливаются на неподвижных осях. Пример такого барабана с шариковой опорой показан на листе 11 атласа.

НАТЯЖНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ.

Натяжение тягового органа, необходимое для работы транспортера, достигается с помощью натяжного приспособления, нажимающего на один из направляющих барабанов или блоков или на одну из направляющих шин. Барабан, блок или шина, соединенные с натяжным приспособлением, делаются подвижными, причем ход их должен быть согласован с вытягиванием тягового органа. При цепях например ход натяжного приспособления должен давать возможность вынуть звено из вытянувшейся цепи при переводе натяжного приспособления в первоначальное положение. Для канатов и лент ход должен быть таким, чтобы не приходилось слишком часто сращивать канат или перешивать ленту.

Обычно ход натяжного приспособления для лент в горизонтальных транспортерах делается равным 1%, а в вертикальных и наклонных транспортерах $1\frac{1}{4}\%$ с первоначальной длины ленты.

Сила нажатия натяжного приспособления должна быть равна алгебраической сумме проекций натяжений обеих ветвей тягового органа на направление хода натяжного приспособления. Натяжение тягового органа в различных точках транспортера зависит от полного тягового усилия, передаваемого транспортером, от характера и расположения привода, от расстояния между поддерживающими роликами, от нагрузки транспортера, от допускаемого провеса тягового органа и определяется в каждом отдельном случае в зависимости от характера и условий работы транспортера.

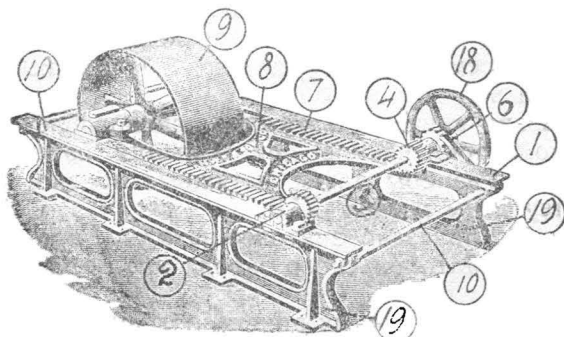
В следующей главе будут рассмотрены потери тягового усилия на различные сопротивления, возникающие в различных частях транспортеров. Все эти сопротивления зависят от целого ряда условий, точно учесть которые невозможно. Поэтому потери тягового усилия, определяемые данными в следующей главе формулами, надо рассматривать как средние значения их; действительные потери могут оказаться либо больше либо меньше расчетных, и следовательно может случиться, что определенная расчетом сила нажатия натяжного приспособления будет либо недостаточна либо велика для работы транспортера. При недостаточной силе нажатия транспортер или вовсе не будет работать, или ход его будет неровный и беспокойный, или наконец провес тягового органа может оказаться настолько значительным, что тяговый орган будет задевать за неподвижные части станины транспортера. При слишком сильном натяжении транспортер будет работать вполне исправно, но расход сил и изнашивание всех частей транспортера будут больше, чем это необходимо, так как нагрузка на все части, кроме поддерживающих роликов, будет напрасно увеличена. Поэтому натяжное приспособление должно давать возможность регулировать натяжение тягового органа и тем самым исправлять неточности расчета.

В зависимости от величины необходимого нажатия, места и условий установки и размеров транспортера изменяется и конструкция натяжных приспособлений.

§ 7. Ручные натяжные приспособления.

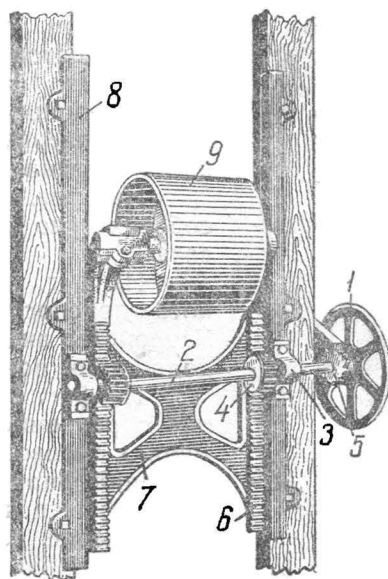
На фиг. 105 показано реечное натяжное приспособление. Подшипники направляющего барабана установлены на подвижной станине, передвигающейся в неподвижных направляющих помощью ручного маховика, вращающего две шестерни, сцепляющиеся с рейками, укрепленными на подвижной станине. Храповой механизм препятствует обратному ходу натяжного приспособления. Одновременное передвижение обоих подшипников облегчает равномерное подтягивание ленты, но при неправильной установке неподвижной рамы или при неравномерном изнашивании реек и шестерен будет, наоборот, вызывать перекос ленты. Поэтому в таких устройствах соединение подшипников вала направляющего барабана с подвижной рамой должно давать возможность передвигать каждый подшипник отдельно и регулировать таким образом положение барабана и натяжение каждой стороны ленты.

Аналогичное реечное натяжное приспособление, но для вертикального перемещения натяжного барабана показано на фиг. 106.



Фиг. 105. Реечное натяжное приспособление.

1 — маховик; 2 — глухие подшипники; 3 — вал маховика; 4 — шестерни; 6 — храповой механизм; 7 — зубчатая рейка; 8 — подвижная плита; 9 — направляющий барабан; 10 — станина с распорными болтами.



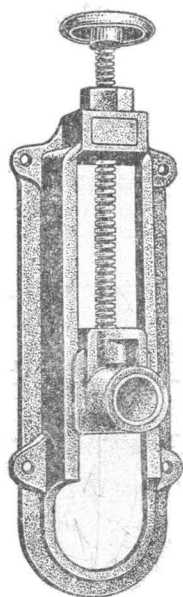
Фиг. 106. Вертикальное реечное натяжное приспособление для лент.

1 — маховик; 2 — вал маховика; 3 — подшипники; 4 — шестерни; 5 — храповик; 6 — рейка; 7 — подвижная плита; 8 — направляющие; 9 — барабан.

Значительно чаще применяются винтовые или шпindelные натяжные приспособления, в которых подшипники направляющего барабана или блока передвигаются с помощью шпинделя с квадратной или треугольной нарезкой. Для устранения возможности самоотвинчивания нарезки и обратного хода натяжного приспособления нарезка должна быть самотормозящей.

Общий вид винтового натяжного приспособления Jeffrey с вертикальным ходом, применяемого в элеваторах, показан на фиг. 107. Подшипник натяжного вала ходит в вертикальных направляющих, в верхней части которых неподвижно закреплена гайка шпинделя с прямоугольной нарезкой. Наверху шпинделя насажен маховик, а внизу кольцо, входящее в гнездо, оставленное в корпусе подшипника натяжного вала. Контргайка, поставленная сверху гайки, закрепленной в станине, дает возможность закрепить шпиндель в любом положении. Такие натяжные приспособления устанавливаются обыкновенно в нижней части элеватора, и поэтому натяжное усилие в них должно быть направлено вниз. Таким образом шпиндель здесь работает на сжатие, а кольцо, закрепленное в нижней его части, служит лишь для подъема подшипника при укорачивании вытянувшегося тягового органа

На фиг. 108 показано вертикальное шпindelное натяжное приспособление для элеваторов. На кожухе элеватора укреплены направляющие 9 из двух уголков, по которым передвигается рама 22 подшипника 21 натяжного вала 25. Шпindel ввернут в верхний стакан рамы 22 и закреплен в нем шплинтом. В верхней части шпindel проходит через гайку 2, которая может вращаться в неподвижной втулке 3, но не может перемещаться вдоль оси; маховик 5 насажен на гайку, которую и вращает для перемещения вверх и вниз подшипника натяжного вала. При таком устройстве маховичок остается всегда на одной и той же высоте при всех положениях подшипника натяжного вала, что конечно удобнее для управления, чем в случае маховичка, поднимающегося вместе со шпindelом, как это устроено в натяжном приспособлении, показанном на фиг. 107. Другим достоинством натяжного приспособления, изображенного на фиг. 108, является устройство шаровых опор для подшипника, дающих возможность последнему следить за направлением натяжного вала и устраняющих возможность заедания цапф при небольших перекосах вала.



Фиг. 107. Винтовое натяжное приспособление для элеватора.

На фиг. 109 изображено такое же натяжное приспособление, но с шариковыми подшипниками для натяжного вала.

На фиг. 110 показан общий вид шпindelного натяжного приспособления для горизонтальных транспортеров. Устройство аналогично рассмотренному на фиг. 107, только подшипник повернут на 90°.

На фиг. 111 показано винтовое натяжное приспособление с разъемной рамой, применяемое при больших натяжениях тягового органа. Размеры таких натяжных приспособлений фирмы Jeffrey даны в табл. XLII.

Наконец на фиг. 112 показано винтовое натяжное приспособление для лент Мелитопольского завода им. Ворова.

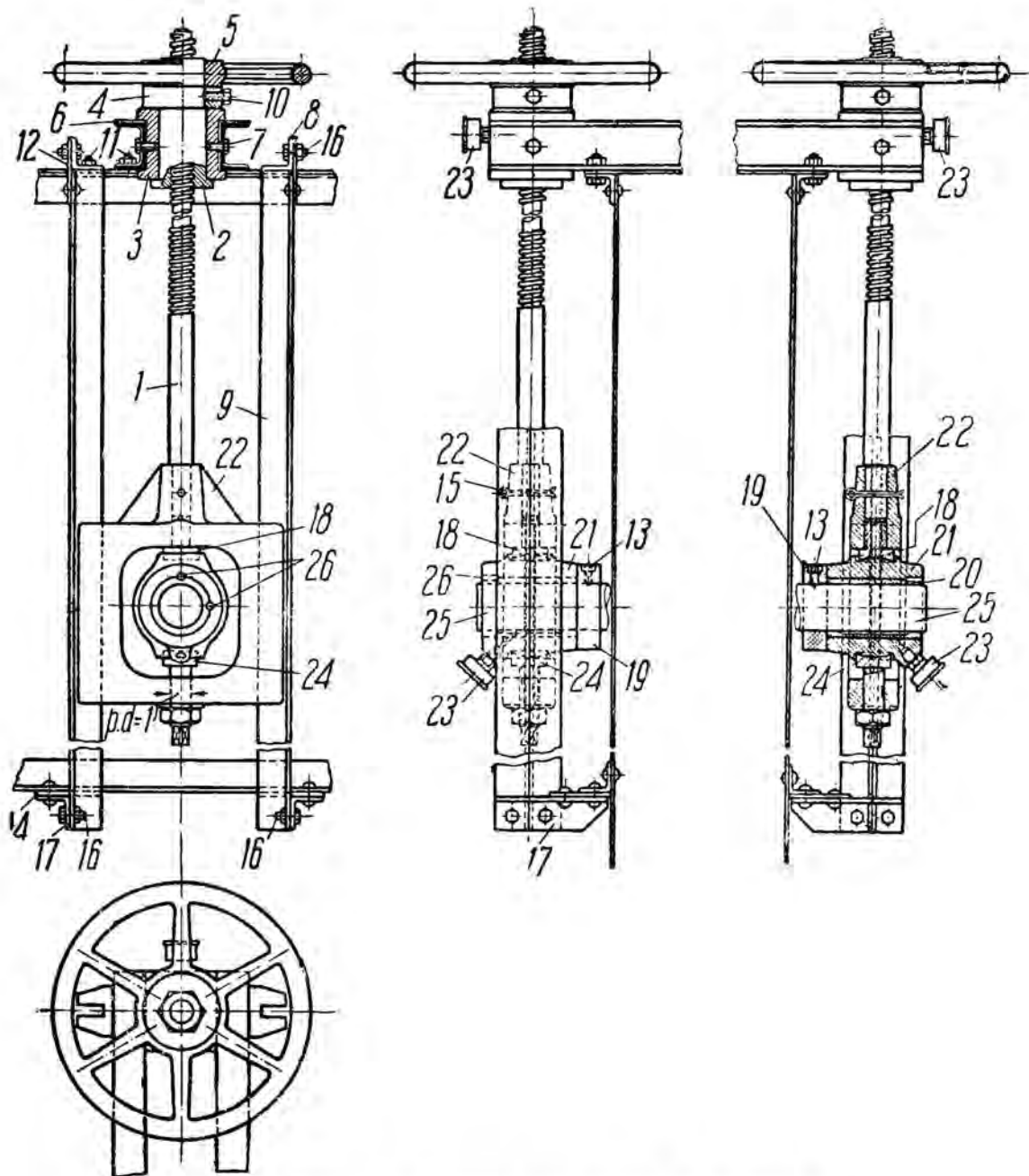
Во всех рассмотренных натяжных приспособлениях для горизонтальных транспортеров шпindel должен работать на сжатие, и поэтому все они должны быть расположены по отношению к тяговому органу так, как изображено на фиг. 113.

До сих пор мы рассмотрели натяжные приспособления, в которых шпindel перемещается вместе с подшипником натяжного вала, вследствие чего такие натяжные приспособления занимают много места. Поэтому целый ряд конструкций винтовых натяжных приспособлений устроен с неподвижным вращающимся шпindelом, по которому перемещается гайка, связанная с подшипником натяжного вала.

В натяжном приспособлении, изображенном на фиг. 114, винтовой шпindel при своем вращении не может перемещаться вдоль оси, подшипник же перемещается на супорте, снабженном гайкой и передвигающемся при вращении шпинделя по двум направляющим круглого сечения. Оба шпинделя могут быть соединены друг с другом, как показано на фиг. 114, или могут быть снабжены отдельными маховичками. При одновременном связанном вращении обоих шпинделей целесообразно дать возможность подшипникам перемещаться по супорту для устранения возможных перекосов и для удобства регулирования хода лент.

На фиг. 115 показано аналогичное натяжное приспособление с неподвижным шпindelом, в котором направляющие устроены прямоугольного сечения.

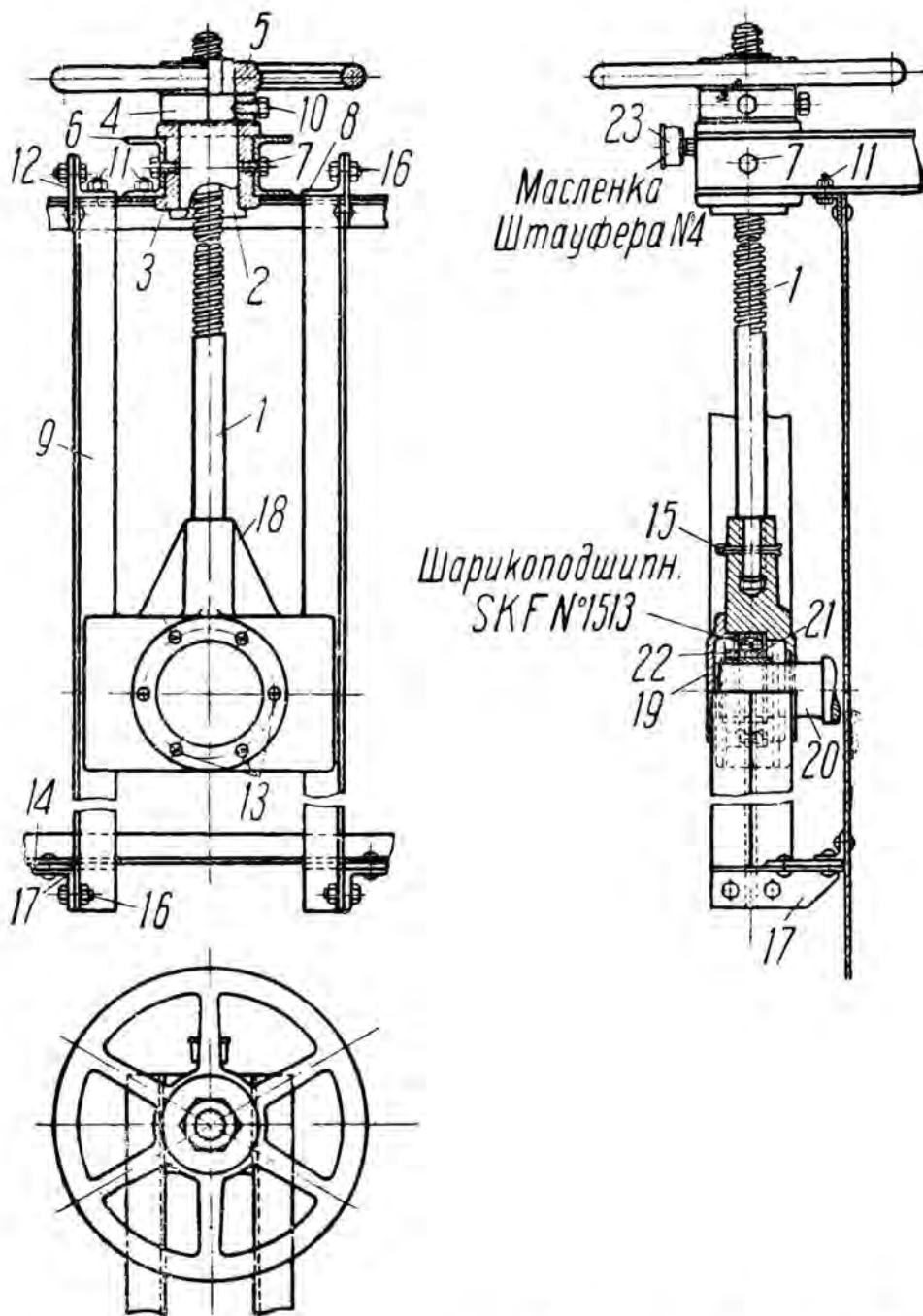
На фиг. 116 показано общее расположение винтового натяжного приспособления с неподвижным шпindelом для цепного конвейера с четырехгранным натяжным блоком.



Фиг. 108. Вертикальное шпindelное натяжное приспособление.

1—натяжной болт; 2—гайка к нему; 3—втулка; 4—стопорное кольцо; 5—маховичок; 6—швеллер; 7—болт; 8—угольник; 9—направляющие угольники; 10—стопорный болт; 11—болты; 12—верхняя косынка; 13—стопорный болт; 14—нижняя косынка; 15—шпиль; 16—болты; 17—угольник; 18—верхний сферический упор; 19—стопорное кольцо; 20—втулка подшипника; 21—корпус подшипника; 22—рама подшипника; 23—масленка Штауфера; 24—нижний сферический упор; 25—вал; 26—стопорные винты втулки

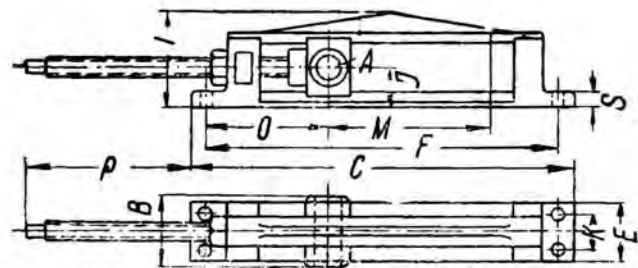
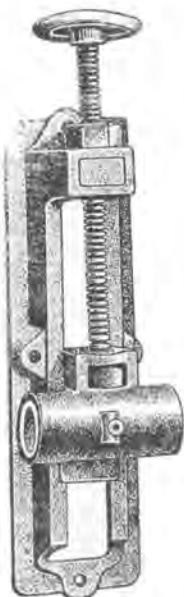
НБ
УДУНТ
(ДИТ)
89



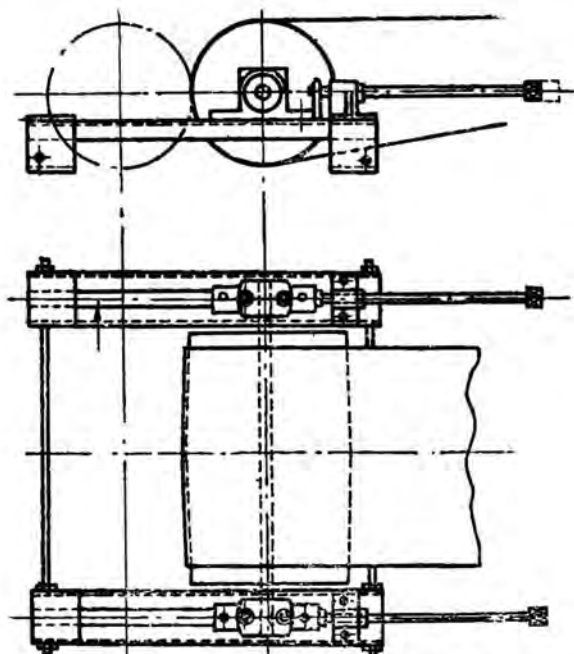
Фиг. 109. Вертикальное шпиндельное натяжное приспособление с шариковым подшипником.

1 — натяжной болт; 2 — гайка к нему; 3 — втулка; 4 — стопорное кольцо; 5 — маховичок; 6 — швеллер; 7 — крепежный болт; 8 — угольник; 9 — направляющий угольник; 10 — стопорный болт; 11 — болт; 12 — верхняя косынка; 13 — скрепляющие винты; 14 — нижняя косынка; 15 — шпindel; 16 — болты; 17 — угольник; 18 — корпус подшипника; 19 — крышка подшипника; 20 — вал; 21 — шарико-подшипник SKF; 22 — упорное кольцо; 23 — масленка Штауфера.

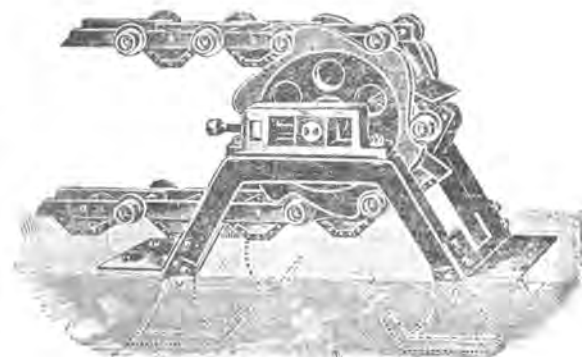
Фиг. 110. Винтовое натяжное приспособление для горизонтальных транспортеров.



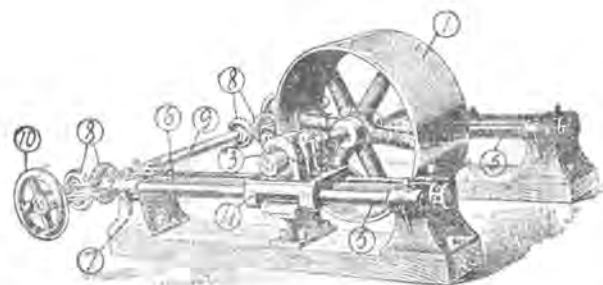
Фиг. 111 (см. табл. XLII). Винтовое натяжное приспособление с разъемной рамой.



Фиг. 112. Винтовое натяжное приспособление для лент Мелитопольского завода им. Воровского.



Фиг. 113. Общий вид шпиндельного натяжного приспособления.

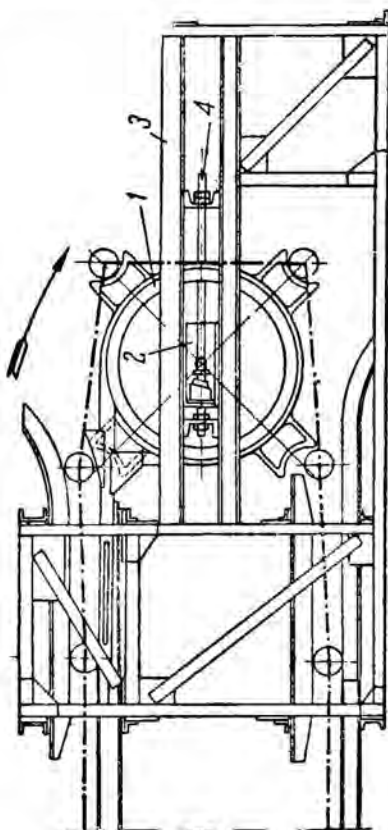


Фиг. 114. Винтовое натяжное приспособление с неподвижным шпинделем.

1 — барабан; 2 — ось барабана; 3 — подшипники; 4 — суппорт;
5 — направляющие для суппорта; 6 — шпиндель; 7 — станина;
8 — конические передачи; 9 — вал маховика; 10 — маховик.

На фиг. 117 показано винтовое натяжное приспособление для лент Никопольского завода им. Ленина, а в табл. XLIII даны его размеры.

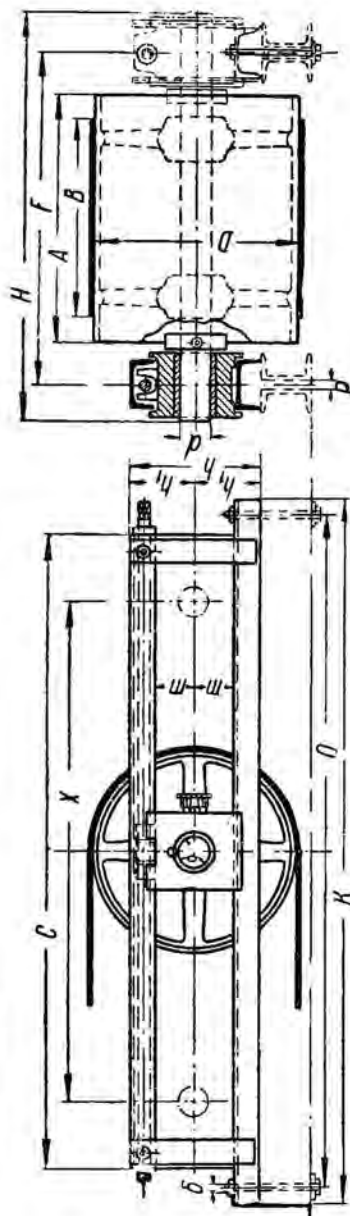
Примеры конструктивного оформления шпindelных натяжных приспособлений даны на листах 13—16 атласа.



Фиг. 116. Шпindelное натяжное приспособление.
1 — натяжной блок; 2 — ползун; 3 — направляющие; 4 — шпindelь.



Фиг. 115. Двухшпindelное натяжное приспособление с направляющими прямо-угольного сечения.



Фиг. 117 (см. табл. XLIII). Винтовое натяжное приспособление для лент Никопольского завода им. Ленина.

Место для установки ручных натяжных приспособлений может быть выбрано более или менее произвольно. Для уменьшения силы нажатия, а следовательно и усилия рабочего на маховичке выгоднее ставить натяжное приспособление в местах наименьшего натяжения тягового органа, а также

там, где тяговый орган отклоняется на 90° , так как в этом случае натяжное приспособление можно поставить так, что ход его будет параллелен одной из ветвей и сила натяжения будет равна натяжению этой ветви. С другой стороны ветвь, перпендикулярная ходу натяжного приспособления, будет несколько отклоняться от своего первоначального положения при подтягивании натяжного приспособления, что не всегда может быть допущено условиями установки. Ход натяжного приспособления в этом случае должен быть равен предполагаемому вытягиванию тягового органа. При установке же натяжного приспособления у направляющего барабана, отклоняющего тяговый орган на 180° , наоборот, сила нажатия должна быть равна двойному натяжению тягового органа, ход же может быть вдвое меньше предполагаемого вытягивания его, и обе ветви будут сохранять свое первоначальное положение во все время работы транспортера.

При сильном вытягивании тягового органа ручные натяжные приспособления неудобны в том отношении, что приходится часто подтягивать их, и кроме того натяжение тягового органа все время меняется и при каждом подтягивании приходится сообщать ему натяжение большее, чем это необходимо. Поэтому ручные натяжные приспособления применимы лишь при коротких транспортерах или при слабом вытягивании тягового органа.

§ 8. Грузовые натяжные приспособления.

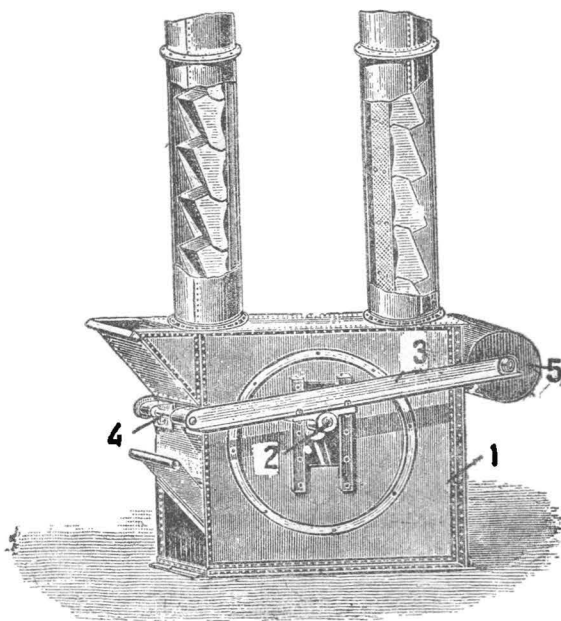
Постоянное натяжение тягового органа, независимо от вытягивания его, достигается устройством грузовых натяжных приспособлений.

На фиг. 118 показано грузовое натяжное приспособление для элеватора. Подшипники оси натяжного барабана укреплены на рычагах с неподвижными осями вращения по одну сторону и с грузом по другую сторону кожуха.

В горизонтальных транспортерах грузовое натяжное приспособление может быть осуществлено различными путями.

Простейший способ натяжения тягового органа весом свободно провисающей холстой ветви его показан на фиг. 119.

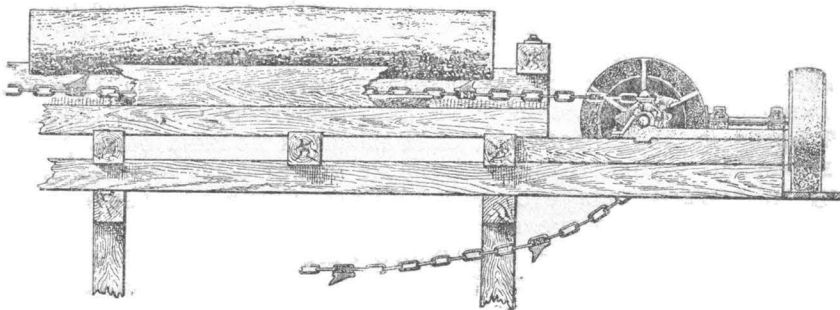
Другой способ состоит в том, что на ведомой ветви ленты около ведущего барабана устанавливаются три направляющих барабана: из них два барабана устанавливаются на неподвижных подшипниках и служат для изменения направления ленты, а третий подвижный барабан свободно висит в петле, образуемой лентой, и натягивается кроме того грузом. Очень часто в таких случаях обходятся вовсе без груза, если вес подвиж-



Фиг. 118. Грузовое натяжное приспособление для элеватора.

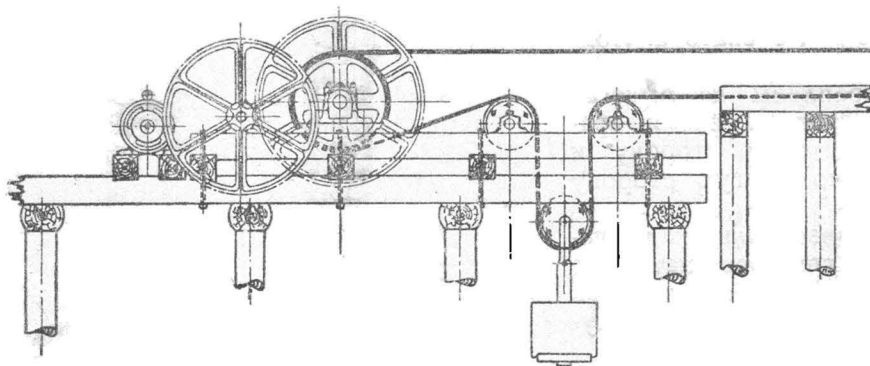
1 — кожух для направляющего барабана; 2 — ось барабана; 3 — рычаг натяжного приспособления; 4 — ось вращения рычага; 5 — натяжной груз.

ного барабана оказывается достаточным для того, чтобы вызвать необходимое натяжение ленты. Схема установки такого подвижного грузового натяжного приспособления показана на фиг. 120.



Фиг. 119. Натяжение цепи провесом нижней ветви.

Общий вид установки подвешного натяжного приспособления фирмы R. Voby Ltd показан на фиг. 121. Подшипники неподвижных направляющих барабанов установлены на подвесках, подвешенных к станине транспортера; подшипники подвижного направляющего барабана снабжены ползунами, скользящими по вертикальным направляющим и соединенными между собой штангой, к которой подвешен натяжной груз.



Фиг. 120. Подвесное натяжное приспособление.

Схема устройства подвешного грузового натяжного приспособления заводов Горзавтреста изображена на фиг. 122, Никопольского завода им. Ленина — на фиг. 123 и Мелитопольского завода им. Воровского — на фиг. 124.

На фиг. 125 показана схема наиболее распространенного грузового натяжного приспособления. Подшипники направляющего барабана устанавливаются на щеках тележки, ось которой канатом или цепью соединяется с натяжным грузом. Для возможности регулирования натяжения тягового органа натяжной груз выполняется или в виде нескольких чугунных дисков, надетых на общий стержень, или в виде ведра, в которое насыпается свинец или щебень. При установке транспортера подвешивают груз, меньший расчетного, и затем, смотря по ходу транспортера, груз увеличивают до тех пор, пока не будет достигнут плавный и спокойный ход.

На фиг. 126 показана натяжная тележка для лент фирмы Link Belt C₀, а в таблице XLIV даны ее размеры.

На фиг. 127 показана натяжная тележка Никопольского завода им. Ленина и в табл. XLV даны ее размеры.

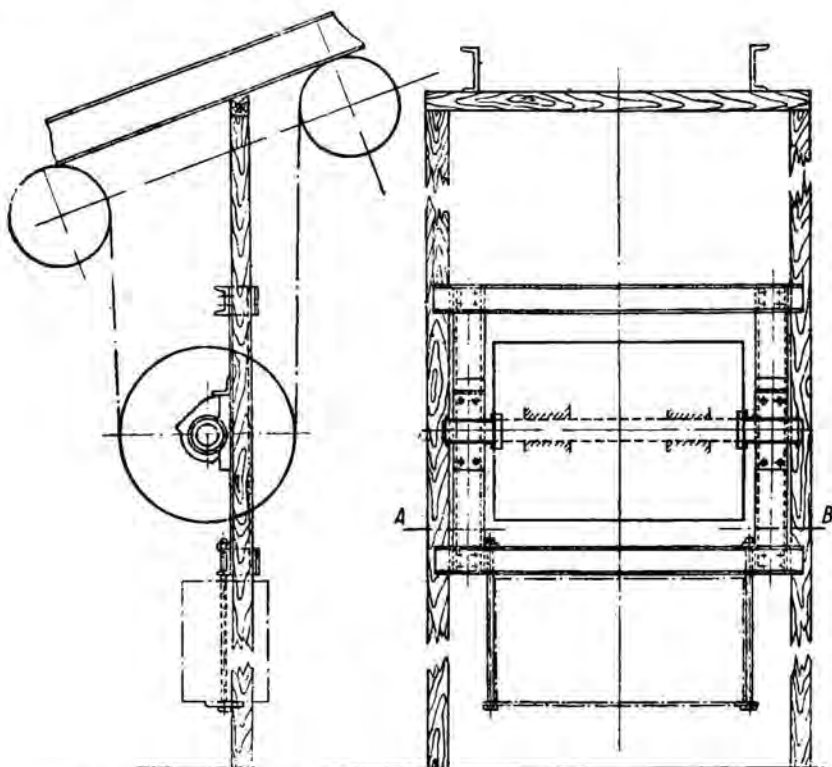
На фиг. 128 показана натяжная тележка для лент Горзавтреста, а в табл. XLVI даны ее размеры.

На фиг. 129 изображено грузовое натяжное приспособление, действующее на подвижную направляющую шину цепного транспортера. Шина передвигается на роликах по неподвижным направляющим и натягивается грузом. Для устранения перекоса ветви, перпендикулярной к направлению хода натяжного приспособления, над последним установлены дополнительные направляющие для цепи, благодаря чему цепь может отклоняться от своего первоначального положения только на небольшом участке между натяжным приспособлением и верхними направляющими.

На фиг. 130 показана натяжная тележка для каната, применяемая обыкновенно в канатных дорогах. Для большей надежности однако в канатных дорогах всегда применяется натяжной канат вместо показанной на фиг. 130 цепи.

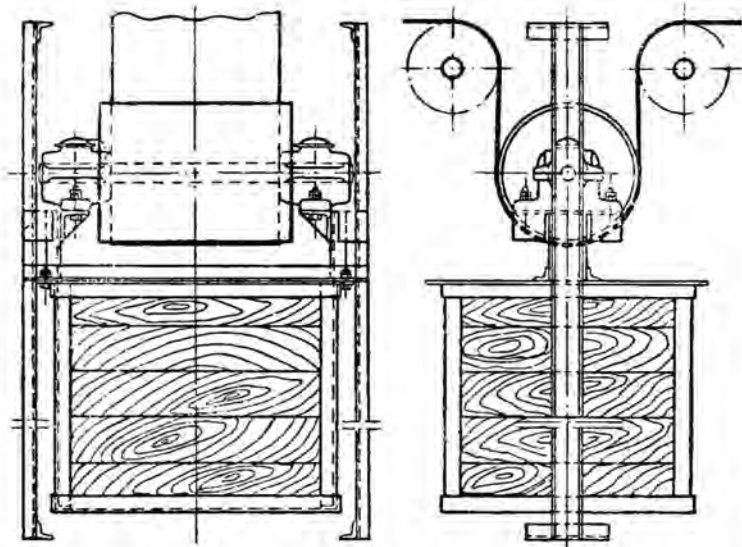


Фиг. 121. Грузовое натяжное приспособление с вертикальными направляющими R. Boby Ltd.

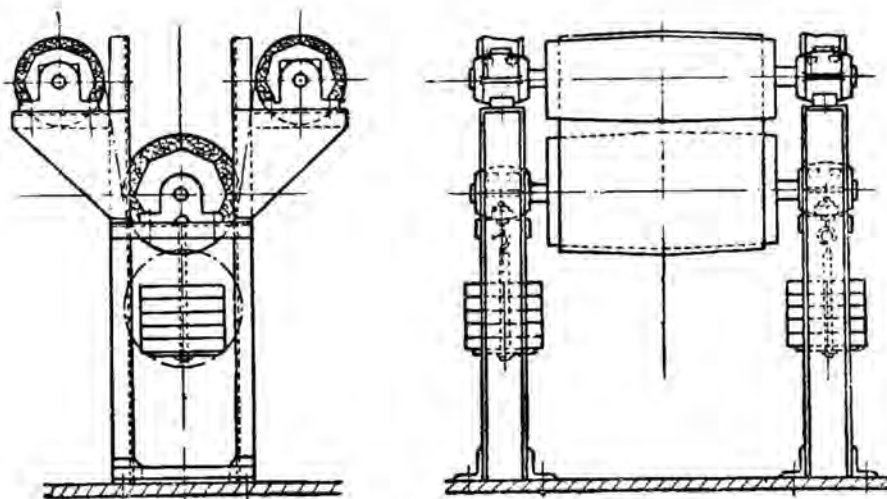


Фиг. 122. Вертикальное грузовое натяжное приспособление Горзавтреста.

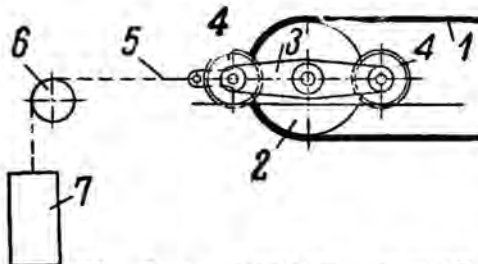
НБ
УДУНТ
(ДИТ)



Фиг. 123. Вертикальное грузовое натяжное приспособление для лент Никопольского завода им. Ленина.



Фиг. 124. Схема установки вертикального грузового натяжного приспособления для лент Мелитопольского завода им. Ворожского.



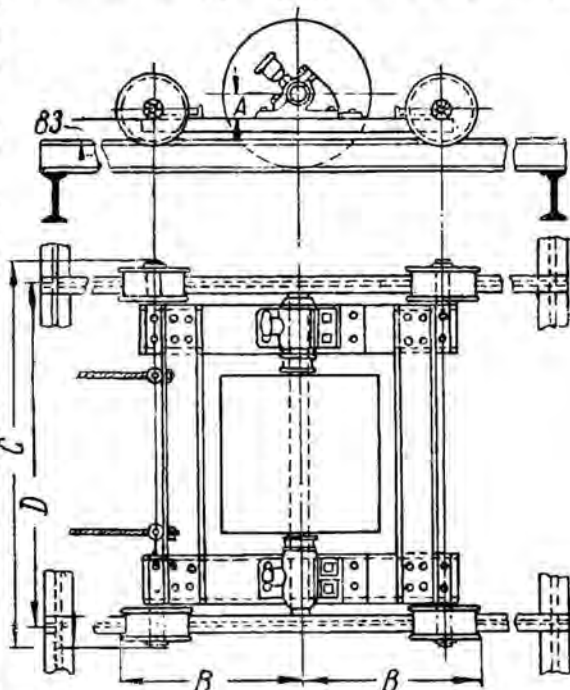
Фиг. 125. Схема грузового натяжного приспособления.

1 — лента; 2 — направляющий барабан; 3 — щеки телешки; 4 — катки; 5 — грузовой канат; 6 — направляющий блок; 7 — натяжной груз.

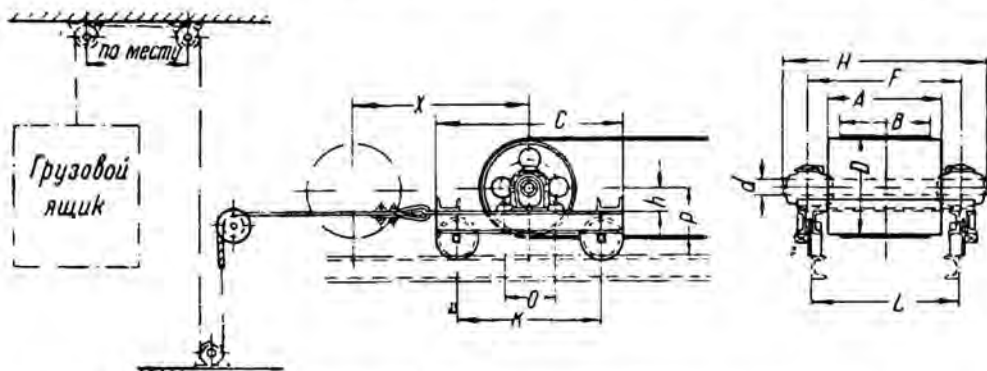
В транспортерах с тяговым органом, состоящим из нескольких параллельных канатов, для устранения перекоса, возможного при неравномерном вытягивании канатов, для каждого каната следует устраивать отдельное натяжное приспособление, которое должно натягивать каждый канат, независимо от натяжения других канатов.

Примеры конструкций натяжных тележек приведены в листах 17—20 атласа.

Для уменьшения веса натяжного груза выгоднее располагать его в местах наименьшего натяжения тягового органа. Такое расположение натяжного груза целесообразно еще и в том отношении, что при вытягивании гибкого органа ослабление его более всего заметно именно в местах наименьшего натяжения, и, если при длинных транспортерах натяжной груз будет удален от этого места на значительное расстояние, то может случиться, что при внезапном ослаблении тягового органа, последний может слишком сильно провиснуть и задевать за неподвижные части транспортера, или, в случае применения цепи, цепь может соскочить с зубчатых блоков или может сложиться и образовать узлы. В этих случаях иногда приходится отказываться от использования одного из существующих или необходимых для работы транспортера направляющих барабанов и создавать с помощью



Фиг. 126 (см. табл. XLIV). Натяжная тележка для лент фирмы Link Belt Co.

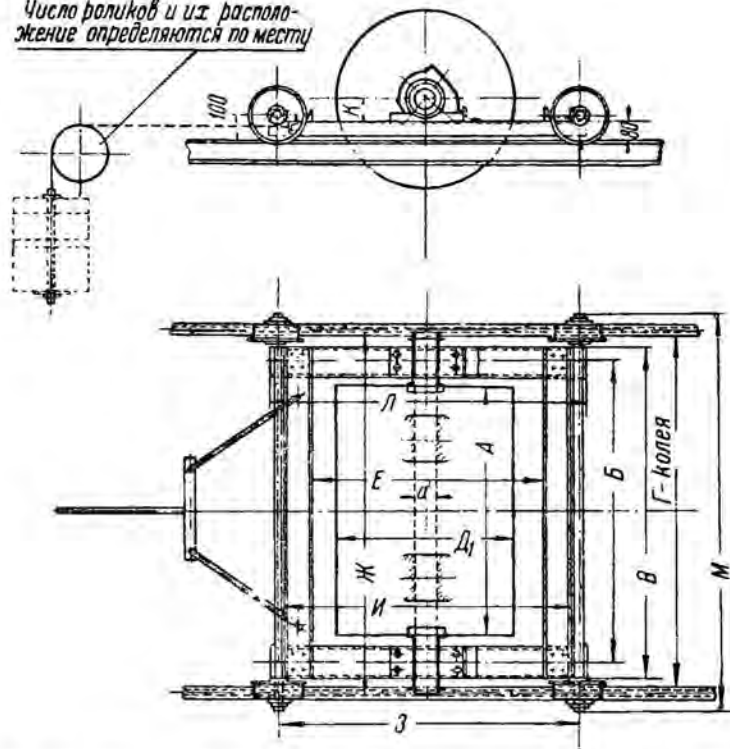


Фиг. 127 (см. табл. XLV). Натяжная тележка для лент Никопольского завода им. Ленина.

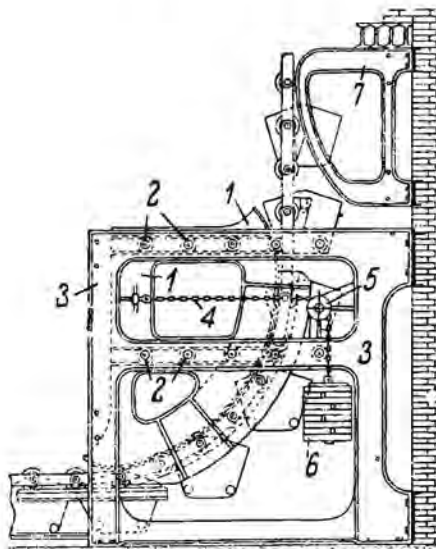
дополнительных барабанов искусственный перегиб тягового органа в месте наименьшего натяжения его. В некоторых же случаях натяжение тягового органа может оказаться меньше опасного предела в нескольких точках транспортера. При значительном удалении таких точек друг от друга лучше ставить в каждой из них отдельное натяжное приспособление.

УДУНТ
(ДИТ)

Число роликов и их расположение определяются по месту

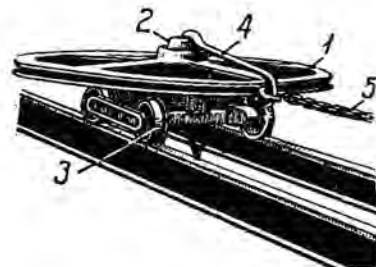


Фиг. 128 (см. табл. XLVI). Натяжная тележка для лент Горзавтреста.



Фиг. 129. Натяжное приспособление с подвижной направляющей шиной.

1 — подвижная направляющая шина; 2 — катки; 3 — неподвижная станина с направляющими для катков; 4 — грузовая цепь; 5 — направляющий блок; 6 — натяжной груз; 7 — неподвижная направляющая шина.



Фиг. 130. Натяжная тележка для каната.

1 — направляющий канатный блок; 2 — ось блока; 3 — тележка; 4 — бутель; 5 — грузовая цепь.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ НА ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКАХ ПУТИ И НА НАПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ.

Для определения прочных размеров отдельных элементов транспортеров и мощности их двигателей необходимо знать натяжения тягового органа в любой точке транспортера. Натяжение тягового органа складывается из предварительного натяжения, сообщаемого тяговому органу натяжным приспособлением, и тяговых усилий, сообщаемых тяговому органу приводом транспортера и поглощаемых сопротивлениями движению тяговых и рабочих органов транспортера и перемещаемого материала.

Величина предварительного натяжения тягового органа зависит от типа транспортера и условий его работы; основания для выбора ее будут рассмотрены при рассмотрении отдельных типов транспортеров.

Сопротивления движению отдельных элементов транспортера можно разделить на три группы:

1) сопротивления движению по прямолинейным участкам пути; эти сопротивления распределяются равномерно по отдельным участкам пути;

2) сопротивления движению по направляющим устройствам: блокам, барабанам и шинам; эти сопротивления сосредоточены в отдельных точках транспортера;

3) сопротивления, поглощаемые загрузочными и разгрузочными устройствами и другими вспомогательными приспособлениями; эти сопротивления также сосредоточены в отдельных точках транспортера.

Последняя группа сопротивлений зависит от типа транспортера и будет рассмотрена в соответствующих главах.

Сопротивления второй группы зависят от типа направляющих устройств; в настоящей главе мы рассмотрим сопротивления движению по направляющим устройствам, описанным в § 6 и встречающимся во многих транспортерах, т. е. по канатным блокам, ленточным барабанам, цепным блокам и по вертикальным направляющим шинам; сопротивления движению по горизонтальным направляющим шинам и по другим направляющим устройствам, конструкция которых зависит от типа и конструкции транспортера, будут рассмотрены в соответствующих главах второй части книги.

Из сопротивлений первой группы в настоящей главе будут рассмотрены лишь такие, которые встречаются в большинстве транспортных устройств. Сопротивления же, свойственные специальным типам транспортеров, будут рассмотрены в соответствующих главах второй части книги.

§ 9. Сопротивления движению на прямолинейных участках пути.

В зависимости от конструкции опор, поддерживающих тяговой орган, здесь можно различать три случая.

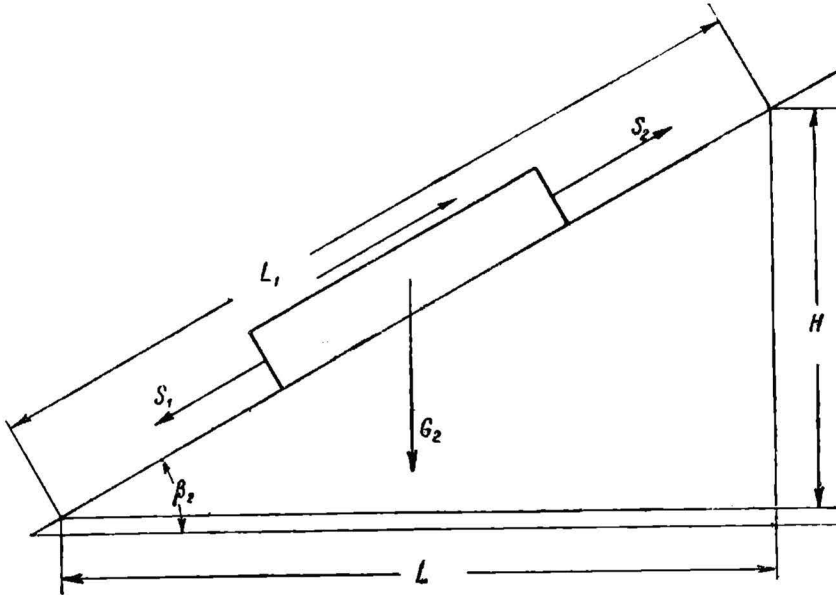
Случай I. Скользящие опоры на тяговом или рабочем органе. В общем случае движения груза весом G_2 по прямолинейному пути, наклонен-

ному под углом β_2 к горизонту, по фиг. 131 найдем сопротивление движению:

$$S_2 - S_1 = G_2 \cdot \sin \beta_2 + f_1 G_2 \cdot \cos \beta_2 = (\sin \beta_2 + f_1 \cos \beta_2) G_2,$$

где f_1 — коэффициент трения скольжения поддерживающих лап по направляющим. Для стальных лап по стальным направляющим при умеренной смазке можно принимать $f_1 = 0,2 - 0,25$.

Коэффициент, заключенный в скобки, зависит лишь от конструкции транспортера и для определенного участка пути является величиной постоянной. Таким образом сопротивление движению груза по прямолинейному участку пути можно определить как произведение некоторого коэффициента, зависящего от конструкции транспортера, на вес перемещаемого груза.



Фиг. 131. Случай I. Скользящие опоры.

Для дальнейших расчетов удобнее относить сопротивление движению по прямолинейному пути к 1 м длины этого пути, вводя в расчет вместо веса перемещаемого груза G_2 , нагрузку на 1 пог. м транспортера q_2 . Нагрузка эта для рабочих участков, т. е. для участков, по которым перемещается перемещаемый материал, будет:

$$q_2 = q_1 + q_0,$$

где $q_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot v}$ кг/м = весу перемещаемого материала на 1 пог. м транспортера и

q_0 — собственный вес 1 пог. м движущихся частей транспортера.

Для холостых участков транспортера $q_2 = q_0$.

При таких обозначениях сопротивление движению на 1 пог. м прямолинейного пути будет:

$$p_2 = (\sin \beta_2 + f_1 \cdot \cos \beta_2) q_2 = c_2 \cdot q_2, \quad (40)$$

где

$$c_2 = \sin \beta_2 + f_1 \cdot \cos \beta_2. \quad (41)$$

Для горизонтального участка пути, т. е. для $\beta_2 = 0$:

$$c_0 = f_1.$$

Подставляя c_0 в формулу (41), получаем:

$$c_2 = \sin \beta_2 + c_0 \cdot \cos \beta_2. \quad (42)$$

Если рассматривать движение на наклонном участке пути длиной L_1 (фиг. 131), то полное тяговое усилие, расходуемое на этом участке пути, будет:

$$\begin{aligned} P_2 = p_2 \cdot L_1 = c_2 \cdot L_1 \cdot q_2 &= (L_1 \cdot \sin \beta_2 + c_0 \cdot L_1 \cdot \cos \beta_2) q_2 = \\ &= (H + c_0 \cdot L) q_2 = H \cdot q_2 + c_0 \cdot L \cdot q_2. \end{aligned} \quad (43)$$

Здесь первый член выражает тяговое усилие, затрачиваемое на подъем груза, а второй член — на горизонтальное перемещение его, т. е. на преодоление вредных сопротивлений на рассматриваемом участке пути. Поэтому коэффициент c_2 , представляющий отношение полного тягового усилия к весу перемещаемого груза, можно назвать полным коэффициентом тяги прямолинейного участка пути, а коэффициент c_0 , представляющий отношение тягового усилия, поглощаемого горизонтальным перемещением груза, к весу груза — коэффициентом тяги на горизонтальных участках пути или коэффициентом вредных сопротивлений прямолинейного участка пути.

Случай II. Движение на ходовых роликах. Ходовыми роликами будем называть катки или ролики, оси которых закреплены на рабочих или тяговых органах и которые при движении тягового органа перемещаются вместе с ним, катясь по направляющим, уложенным вдоль транспортера.

При движении ходовых роликов по направляющим тяговое усилие будет расходоваться на преодоление следующих вредных сопротивлений:

- 1) трение в ступицах ходовых роликов,
- 2) трение качения ходового ролика по направляющим и
- 3) трение реборд ходовых роликов о направляющие.

Определение первых двух сопротивлений не представляет затруднений.

Трение реборд о направляющие на криволинейных участках пути будет рассмотрено при исследовании движения по горизонтальным криволинейным направляющим шинам. На прямолинейных же участках пути трение реборд о направляющие появится только при перекосе тягового или рабочего органа, а также при перекосе направляющих шин, что точно учесть невозможно. Поэтому обыкновенно трение реборд о направляющие учитывают умножением остальных вредных сопротивлений на некоторый коэффициент k_2 , который при обычных для транспортеров условиях можно принимать $k_2 = 1,25$.

Обозначая

μ_2 — коэффициент трения в ступицах ходовых роликов, f_2 — коэффициент трения качения ходовых роликов по направляющим и при остальных обозначениях по фиг. 132, найдем сопротивление движению на 1 пог. м прямолинейного пути:

$$p_2 = S_2 - S_1 = q_2 \cdot \sin \beta_2 + k_2 \frac{\mu_2 \cdot d_2 + 2f_2}{D_2} q_2 \cdot \cos \beta_2 = c_2 \cdot q_2, \quad (44)$$

где полный коэффициент тяги:

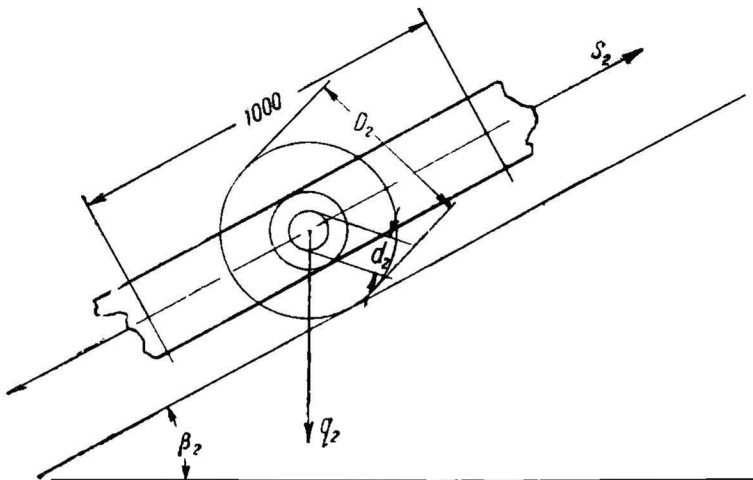
$$c_2 = \sin \beta_2 + k_2 \frac{\mu_2 \cdot d_2 + 2f_2}{D_2} \cos \beta_2 = \sin \beta_2 + c_0 \cdot \cos \beta_2, \quad (45)$$

а коэффициент вредных сопротивлений:

$$c_0 = k_2 \frac{\mu_2 \cdot d_2 + 2f_2}{D_2}. \quad (46)$$

Коэффициент трения качения стальных или отбеленных чугунных роликов о стальные рельсы можно было бы принять $f_2 = 0,005$ см, но это значение будет верно только при совершенно чистых и хорошо выверенных рельсах.

В большинстве транспортных устройств рельсы бывают покрыты слоем пыли, а кроме того и сами рельсы при монтаже недостаточно тщательно выравниваются и неровности их создают дополнительные сопротивления перекачиванию роликов. Поэтому для ходовых роликов чаще всего принимают $f_2 = (0,05 - 0,1)$ см.



Фиг. 132. Случай II. Ходовые ролики.

Коэффициент трения в ступице также в значительной мере зависит от условий работы транспортера, от характера перемещаемых материалов и от условий смазки.

В табл. 14 даны приблизительные значения μ_2 для различных условий работы.

Таблица 14.

Коэффициенты трения в ступицах ходовых роликов μ_2 .

Характер смазки	Условия работы		
	При перемещении пылящих материалов в закрытом помещении	При перемещении пылящих материалов на открытом воздухе	При перемещении непылящих материалов в закрытом помещении
Жировая смазка .	0,25	0,2	0,15
Жидкая смазка	0,2	0,15	0,1

Для уменьшения тягового усилия выгоднее уменьшить отношение d_2/D_2 . Диаметр оси d_2 часто зависит от размера цепи и должен быть при всех условиях проверен на изгиб и на удельное давление, так как число оборотов ходовых роликов даже при скорости цепи $v = 0,75$ м/сек. колеблется от 100 до 500 об./мин., а при больших скоростях увеличивается еще больше. Таким образом уменьшение d_2/D_2 возможно лишь путем увеличения диаметра ролика D_2 , но с увеличением D_2 увеличиваются вес движущих

щихся частей и стоимость их, а иногда значительное увеличение D_2 невозможно и по условиям установки. В большинстве случаев принимают:

$$\frac{d_2}{D_2} = \left(\frac{1}{5} - \frac{1}{7} \right),$$

а иногда это отношение увеличивается до $1/3$ и даже до $1/2$ (ср. табл. X, XI, XII и др.).

Для формул (45) и (46) построена номограмма № 3, в которой принят $k_2 = 1,25$. Номограммой этой можно пользоваться также для вычисления c_2 по формулам (41) и (42), приняв $c_0 = f_1$ и начиная отсчеты от оси c_0 . Положительные значения угла β_2 соответствуют подъему, а отрицательные — спуску груза по наклонной плоскости. Положительные значения c_2 дают величину коэффициента тяги, а отрицательные значения — величину коэффициента для определения тормозного усилия при спуске груза.

Пример 7. Определить коэффициенты вредных сопротивлений c_0 и тяги c_2 для ветви транспортера, наклоненного под углом $\beta_2 = 20^\circ$ к горизонту, если диаметр ходовых роликов $D_2 = 100$ мм и диаметр ступиц их $d_2 = 25$ мм. Транспортер работает в закрытом помещении и перемещает ящики.

Принимая $f_2 = 0,1$ см, выбирая по табл. 14 для заданных условий работы $\mu_2 = 0,15$ и принимая $k_2 = 1,25$, получим:

$$c_0 = k_2 \frac{\mu_2 \cdot d_2 + 2f_2}{D_2} = 1,25 \frac{0,15 \cdot 2,5 + 2 \cdot 0,1}{10} = 0,0719$$

и

$$c_2 = \sin \beta_2 + c_0 \cdot \cos \beta_2 = \sin 20^\circ + 0,0719 \cos 20^\circ = 0,342 + 0,0719 \cdot 0,94 = 0,41.$$

По номограмме № 3, начав отсчеты от точки $D_2 = 100$ мм и проведя указанные на номограмме пунктирные линии, получаем:

$$c_0 \cong 0,072$$

и

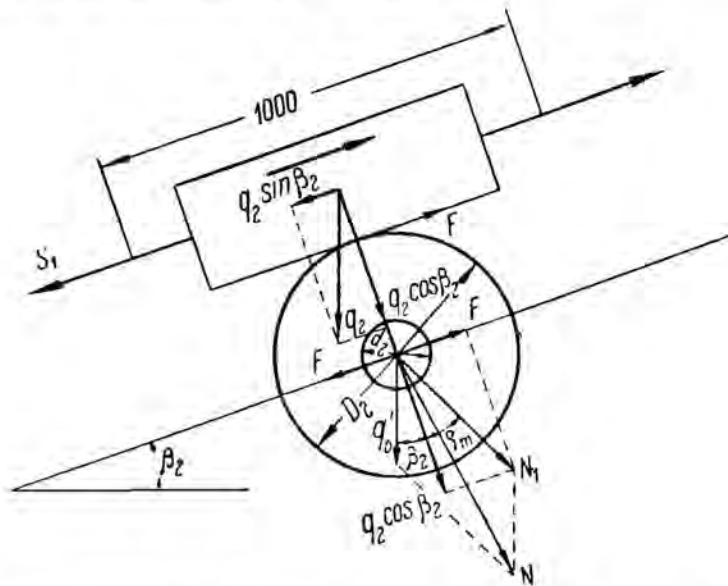
$$c_2 \cong 0,42.$$

Случай III. Движение на поддерживающих роликах. Поддерживающими роликами в отличие от ходовых мы назвали ролики, установленные на неподвижных опорах. На поддерживающие ролики могут опираться при своем движении либо непосредственно перемещаемые грузы, либо рабочие органы, либо тяговые органы транспортеров, в зависимости от чего изменяется и величина тягового усилия. Поэтому рассмотрим отдельно случай, когда на поддерживающие ролики опираются непосредственно перемещаемые грузы или рабочие органы, и случай, когда груз опирается на тяговый орган, лежащий на поддерживающих роликах.

Случай IIIa. Груз опирается непосредственно на поддерживающие ролики. Рассмотрим, как и в предыдущих случаях, участок пути длиной 1 м. Обозначим через q_2 вес 1 пог. м движущихся частей транспортера с полезной нагрузкой и через q_0' вес вращающихся частей поддерживающих роликов на 1 пог. м транспортера.

От перемещаемого груза и от движущихся частей транспортера на поддерживающий ролик будет передаваться (фиг. 133) нормальное давление $q_2 \cdot \cos \beta_2$ и касательное усилие F . Величина этого касательного усилия будет зависеть от режима работы транспортера. При непрерывном расположении перемещаемых грузов или рабочих органов, опирающихся на поддерживающие ролики, окружная скорость роликов будет постоянной и равной скорости движения грузов; в этом случае момент касательного усилия F относительно оси вращения ролика должен быть равен моменту

трения в цапфах поддерживающего ролика относительно его оси. В тех же случаях, когда перемещаемые грузы или рабочие органы расположены на некотором расстоянии друг от друга, окружная скорость роликов не будет оставаться постоянной, так как в интервалы между проходом над роликом двух соседних грузов или рабочих органов ролик будет вращаться по инерции, и окружная скорость его будет уменьшаться; в этом случае касательное усилие F должно преодолеть не только трение в цапфах ролика, но и инерцию вращающихся частей ролика, для того чтобы увеличить окружную скорость его до скорости движения перемещаемого груза; кроме того в данном случае вследствие разности скоростей груза и ролика груз будет скользить по ролику.



Фиг. 133. Случай III. Груз опирается непосредственно на поддерживающие ролик'и.

Наибольшее касательное усилие, которое может быть передано от груза или рабочего органа ролику, будет очевидно равно трению скольжения груза или рабочего органа по ролику.

Обозначая через f_m коэффициент трения скольжения груза или рабочего органа по ролику, через ρ_m — соответствующий угол трения, получим:

$$F = f_m \cdot q_2 \cdot \cos \beta_2.$$

Тогда полное давление движущихся частей транспортера на ролик составит (фиг. 133):

$$N_1 = \frac{q_2 \cdot \cos \beta_2}{\cos \rho_m}.$$

Полное давление на цапфы поддерживающего ролика будет равно геометрической сумме давления от груза N_1 и собственного веса вращающихся частей ролика q_0 :

$$N = \sqrt{q_0'^2 + \frac{q_2^2 \cdot \cos^2 \beta_2}{\cos^2 \rho_m} + 2q_0' \cdot q_2 \frac{\cos \beta_2}{\cos \rho_m} \cos(\rho_m + \beta_2)}.$$

Тогда:

$$\begin{aligned}
 p_2 &= S_2 - S_1 = q_2 \cdot \sin \beta_2 + k_2 \cdot N \frac{\mu_2 \cdot d_2}{D_2} + k_2 \frac{2f_2}{D_2} q_2 \cdot \cos \beta_2 = \\
 &= q_2 \cdot \sin \beta_2 + k_2 \frac{\mu_2 \cdot d_2}{D_2} \sqrt{q_0^2 + \frac{q_2^2 \cdot \cos^2 \beta_2}{\cos^2 \rho_m} + 2q_0' \cdot q_2 \frac{\cos \beta_2}{\cos \rho_m} \cos(\rho_m + \beta_2)} + \\
 &\quad + k_2 \frac{2f_2}{D_2} q_2 \cdot \cos \beta_2 = \\
 &= \left\{ \sin \beta_2 + k_2 \left(\frac{\mu_2 \cdot d_2}{D_2} \sqrt{\frac{q_0^2}{q_2^2 \cdot \cos^2 \beta_2} + \frac{1}{\cos^2 \rho_m} + 2 \frac{q_0'}{q_2} \frac{\cos(\rho_m + \beta_2)}{\cos \rho_m \cdot \cos \beta_2}} + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + \frac{2f_2}{D_2} \right) \cos \beta_2 \right\} q_2 = c_2 \cdot q_2. \tag{47}
 \end{aligned}$$

Обозначая:

$$\mu_2 \sqrt{\frac{q_0^2}{q_2^2 \cos^2 \beta_2} + \frac{1}{\cos^2 \rho_m} + 2 \frac{q_0'}{q_2} \frac{\cos(\rho_m + \beta_2)}{\cos \rho_m \cdot \cos \beta_2}} = \mu_2', \tag{48}$$

получим полный коэффициент тяги:

$$c_2 = \sin \beta_2 + k_2 \frac{\mu_2 \cdot d_2 + 2f_2}{D_2} \cos \beta_2 = \sin \beta_2 + c_0 \cdot \cos \beta_2 \tag{49}$$

и коэффициент вредных сопротивлений:

$$c_0 = k_2 \frac{\mu_2' \cdot d_2 + 2f_2}{D_2}. \tag{50}$$

Таким образом выражения для c_2 и c_0 можно привести к виду формул (45) и (46), подставив в них вместо μ_2 коэффициент μ_2' , определяемый формулой (48). В этом случае для определения c_2 и c_0 можно пользоваться номограммой № 3.

Формула (48) может быть преобразована следующим образом:

$$\begin{aligned}
 &= \mu_2 \sqrt{\frac{q_0'^2}{q_2^2 \cos^2 \beta_2} + \frac{1}{\cos^2 \rho_m} + 2 \frac{q_0'}{q_2} \cdot \frac{\cos(\rho_m + \beta_2)}{\cos \rho_m \cdot \cos \beta_2}} = \\
 &= \mu_2 \sqrt{\frac{q_0'^2}{q_2^2} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) + (1 + \operatorname{tg}^2 \rho_m) + 2 \frac{q_0'}{q_2} \cdot \frac{\cos \rho_m \cdot \cos \beta_2 - \sin \rho_m \cdot \sin \beta_2}{\cos \rho_m \cdot \cos \beta_2}} = \\
 &= \mu_2 \sqrt{\frac{q_0'^2}{q_2^2} (1 + \operatorname{tg}^2 \beta_2) + (1 + f_m^2) + 2 \frac{q_0'}{q_2} (1 - f_m \operatorname{tg} \beta_2)}
 \end{aligned}$$

Примечание. При вертикальном перемещении груза $\beta_2 = \pm \pi/2$ по формуле (42) $c_2 = \pm 1$ и значит $p_2 = \pm q_2'$, где знак (+) соответствует подъему, а знак (-) опусканию груза.

В тех случаях однако, когда и на вертикальной ветви транспортного устройства во избежание раскачивания тяговых органов и перемещаемого

груза установлены поддерживающие ролики, тяговое усилие определится из формулы (47) при $\beta_2 = \pm \pi/2$, а именно:

$$p_2 = \pm q_2 + k_2 \frac{v_2 \cdot d_2}{D_2} q'_0.$$

Коэффициент k_2 учитывает трение груза или рабочих органов о боковые направляющие, если транспортер снабжен ими, и может быть принят $k_2 = 1 - 1,25$.

Коэффициент трения в цапфах зависит от характера смазки, конструкции подшипника и условий его работы и может быть взят по табл. 15.

Таблица 15.

Коэффициенты трения в цапфах поддерживающих роликов

Конструкция и характер смазки подшипников	Условия работы подшипников		
	При перемещении пылящих материалов в закрытом помещении	При перемещении пылящих материалов на открытом воздухе	При перемещении непьющих материалов в закрытом помещении
Густая смазка:			
Закрепленные подшипники	0,25	0,2	0,15
Самоустанавливающиеся подшипники	0,2	0,15	0,10
Жидкая смазка:			
Закрепленные подшипники	0,15	0,12	0,10
Самоустанавливающиеся подшипники	0,12	0,10	0,06
Шариковые подшипники .	0,05—0,01	0,05—0,01	0,05—0,01

Пример 8. Определить коэффициент тяги c_2 и коэффициент вредных сопротивлений c_0 для движения по поддерживающим роликам ящиков весом 80 кг, следующих через 2 м друг за другом по пути, наклоненному под углом $\beta_2 = 30^\circ$ к горизонту, если вес тяговых органов $q_0 = 10$ кг/м, вес каждого поддерживающего ролика 40 кг, расстояние между ними 0,5 м, диаметр $D_2 = 100$ мм и диаметр оси ролика $d_2 = 20$ мм.

Тогда:

$$q_2 = \frac{80}{2} + 10 = 50 \text{ кг/м}$$

и

$$q'_0 = \frac{40}{0,5} = 80 \text{ кг/м.}$$

Принимая ролики на шарикоподшипниках, можно считать $\mu_2 = 0,05$, $f_2 = 0,05$ см и $f_m = 0,2$ и значит $\rho_m = 11^\circ 20'$; тогда при $\cos \beta_2 = \cos 30^\circ = 0,87$ по формуле (48) найдем:

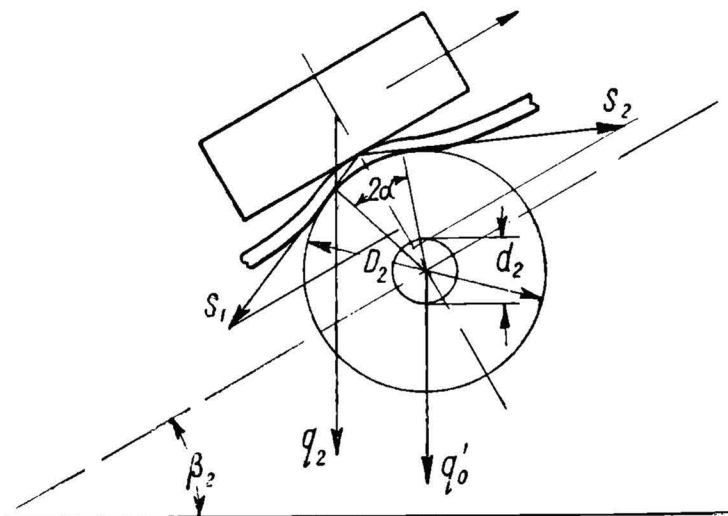
$$\begin{aligned} \mu'_2 &= \mu_2 \sqrt{\frac{q_0'^2}{q_2 \cos^2 \beta_2} + \frac{1}{\cos^2 \rho_m} + 2 \frac{q_0'}{q_2} \cdot \frac{\cos(\rho_m + \beta_2)}{\cos \rho_m \cdot \cos \beta_2}} = \\ &= 0,05 \sqrt{\frac{80^2}{50^2 \cdot \cos^2 30^\circ} + \frac{1}{\cos^2 11^\circ 20'} + 2 \frac{80}{50} \cdot \frac{\cos(11^\circ 20' + 30^\circ)}{\cos 11^\circ 20' \cdot \cos 30^\circ}} = 0,135 \approx 0,15. \end{aligned}$$

По номограмме №.3 находим:

$$c_0 = 0,046$$

$$c_2 = 0,54.$$

Случай IIIб. Груз опирается на тяговый орган, лежащий на поддерживающих роликах. Благодаря неизбежному провесу между роликами тяговые органы огибают ролики под некоторым углом 2α , как показано схематично на фиг. 134. Вследствие этого давление на цапфы поддерживающих роликов будет складываться из веса перемещаемого груза и движущихся частей транспортера q_2 и веса поддерживающих роликов q'_0 .



Фиг. 134. Случай IIIб. Груз опирается на тяговый орган, лежащий на поддерживающем ролике.

Кроме того при определении тягового усилия в данном случае следует учесть сопротивление от жесткости тягового органа при огибании поддерживающих роликов на угол 2α .

Наконец при определении сопротивления от трения качения здесь необходимо учитывать коэффициент трения качения поддерживающих роликов по тяговому органу, а не по грузу, как в предыдущем случае.

Величина угла 2α зависит от натяжения тягового органа, нагрузки на него, расстояния между поддерживающими роликами и в значительной мере от жесткости тягового органа. В самом деле, если представить себе тяговый орган в виде сплошного металлического стержня, то стрела провеса и угол α будут настолько малы, что практически их можно было бы принять равными нулю; в этом случае и сопротивление от жесткости тягового органа при огибании поддерживающих роликов было бы также равно нулю.

Наоборот, короткозвенная шарнирная цепь, провисая свободно между поддерживающими роликами, может огибать ролики под значительным углом α , благодаря чему и сопротивления от жесткости тягового органа при огибании роликов могут достигнуть значительной величины.

Ленты, обладая большей жесткостью, будут провисать меньше, чем цепи, канаты же будут провисать меньше, чем ленты.

К сожалению вопрос о жесткости канатов и лент еще недостаточно изучен; точно так же недостаточно изучены коэффициенты трения качения роликов по канатам и лентам.

Поэтому при определении тягового усилия для канатов и лент, лежащих на поддерживающих роликах, чаще всего учитывают лишь трение в цапфах, увеличивая несколько коэффициент трения, для того чтобы учесть отброшенные сопротивления, т. е. принимают:

$$P_2 = c_2 \cdot q_2, \quad (51)$$

$$c_2 = \sin \beta_2 + c_0 \cos \beta_2 \quad (52)$$

и

$$c_0 = k_2 \frac{\mu_2'' \cdot d_2}{D_2}, \quad (53)$$

где

$$\mu_2'' = \mu_2' + a_2. \quad (54)$$

Величину a_2 можно принимать для лент $a_2 \cong 0,05 - 0,1$.

Из сравнения формул (48) и (54) видно, что уменьшение коэффициента μ_2 , т. е. применение более совершенных и в частности шариковых и роликовых подшипников дает значительно больший эффект в случае перемещения грузов непосредственно по поддерживающим роликам, чем в том случае, когда груз опирается на тяговый орган. В последнем случае следовало бы уменьшать величину a_2 с уменьшением расстояния между поддерживающими роликами, но опытных данных, устанавливающих зависимость между этими величинами, к сожалению пока не имеется.

Необходимо при этом отметить, что с уменьшением расстояния между поддерживающими роликами будет увеличиваться q_0' , что повлечет за собой увеличение μ_2' , но опыт показывает, что при шариковых и роликовых подшипниках с уменьшением расстояния между поддерживающими роликами расход мощности уменьшается; отсюда можно заключить, что в этом случае уменьшение величины a_2 даст больший результат, чем увеличение q_0' .

В цепных транспортерах, как уже было упомянуто, можно ожидать значительно большего влияния провисания цепи на величину тягового усилия. Но в этом случае дополнительную величину тягового усилия проще всего учесть, рассматривая поддерживающий ролик как направляющий блок, огибаемый цепью на угле 2α , что будет сделано в одном из следующих параграфов.

Пример 9. Определить коэффициент тяги c_2 и коэффициент вредных сопротивлений c_0 для ленточного транспортера производительностью $Q = 100$ т/час при скорости $v = 1,7$ м/сек. Наклон транспортера к горизонту $\beta_2 = 27^\circ$, вес ленты $q_0 = 8,6$ кг/м, вес каждого поддерживающего ролика $G_0 = 22,5$ кг, расстояние между ними $l = 1,35$ м, диаметр ролика $D_2 = 125$ мм, диаметр цапфы $d_2 = 25$ мм.

Находим:

$$q_2 = \frac{Q}{3,6 \cdot v} + q_0 = \frac{100}{3,6 \cdot 1,7} + 8,6 = 25 \text{ кг/м}$$

$$q_0' = \frac{G_0}{l} = \frac{22,5}{1,35} = 16,6 \text{ кг/м.}$$

Принимая по табл. 15 $\mu_2 = 0,15$ и $f_m = 0,25$, а значит $\rho_m \cong 14^\circ$, найдем по формуле (48):

$$\mu_2 = \mu_2 \sqrt{\frac{q_0'^2}{q_2'^2 \cdot \cos^2 \beta_2} + \frac{1}{\cos^2 \rho_m} + 2 \frac{q_0'}{q_2'} \cdot \frac{\cos(\rho_m + \beta_2)}{\cos \rho_m \cdot \cos \beta_2}} =$$

$$= 0,15 \sqrt{\frac{16,65^2}{25^2 \cdot \cos^2 27^\circ} + \frac{1}{\cos^2 14^\circ} + 2 \frac{16,6}{25} \cdot \frac{\cos(14^\circ + 27^\circ)}{\cos 14^\circ \cdot \cos 27^\circ}} = 0,25$$

и

$$\mu_2'' = \mu_2' + a = 0,25 + 0,05 = 0,3.$$

Тогда по номограмме № 3 при $f_2 = 0$ имеем:

$$c_0 = 0,075$$

и

$$c_2 = 0,52.$$

§ 10. Сопротивления движению на направляющих канатных блоках и ленточных барабанах.

Сопротивления движению на направляющих канатных блоках и ленточных барабанах складываются из сопротивления трения в цапфах и сопротивления от жесткости каната или ленты при сгибании их на блоке или барабане.

1. *Канатные направляющие блоки.* Тяговое усилие, которое необходимо приложить к канату для преодоления сопротивления сгибанию его при набегании на блок и выпрямлению при сгибании с блока, можно выразить формулой:

$$P_{\text{ж}} = \xi_1 \cdot S_{n-1}, \quad (55)$$

где S_{n-1} — натяжение ветви каната, набегающей на блок, и

ξ_1 — коэффициент жесткости каната.

По опытам Вейсбаха, обработанными Гиршландом¹⁾, можно принимать

$$\xi_1 = \frac{1}{10} \cdot \frac{1 + \frac{120}{S_{n-1}}}{D_n - 10} d_k^2, \quad (56)$$

где D_n — диаметр окружности, по которой изгибается канат, в см и d_k — диаметр каната в см.

Примем для упрощения расчетов давление на цапфы равным приблизительно $(S_n + S_{n-1}) \sin \frac{\alpha}{2}$, что будет мало отличаться от действительного давления, равно геометрической сумме натяжений S_n и S_{n-1} , так как эти натяжения по величине мало отличаются друг от друга.

Тогда при обозначениях по фиг. 135 из условия равновесия имеем:

$$S_n \frac{D_n}{2} - S_{n-1} \frac{D_n}{2} - \mu \cdot S \cdot \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot S_{n-1} \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - P_{\text{ж}} \frac{D_n}{2} = 0.$$

¹⁾ D. p. J., 264, 1906.

Поделив все уравнение на $D_n/2$, подставив значение p_x по формулам (55) и (56) и перенеся в правую часть все члены, не содержащие S_n , получим:

$$S_n \left(1 - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}\right) = S_{n-1} \left(1 + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D_n - 10}\right) + \frac{12 d_k^2}{D_n - 10},$$

откуда:

$$S_n = \frac{1 + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} + 2\mu \frac{0,1 d_k^2}{D_n - 10}}{1 - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} S_{n-1} +$$

$$+ \frac{12 d_k^2}{D_n - 10} =$$

$$= c_n \cdot S_{n-1} + C_n, \quad (57)$$

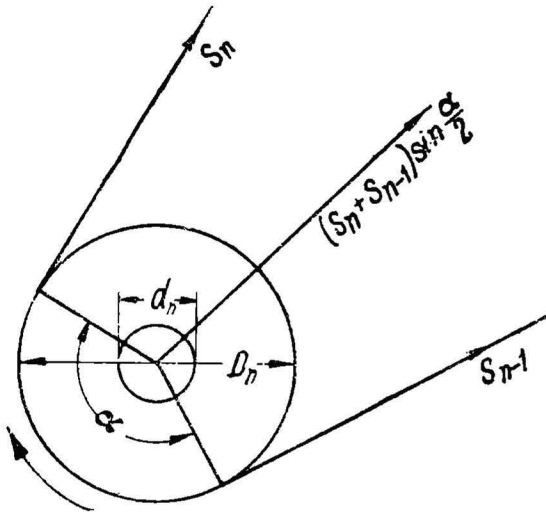
и полное тяговое усилие, поглощаемое направляющим блоком:

$$p_n = S_n - S_{n-1} =$$

$$= \frac{0,1 d_k^2}{D_n - 10} + 2\mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} S_{n-1} +$$

$$+ \frac{12 d_k^2}{D_n - 10} =$$

$$= c'_n S_{n-1} + C_n \quad (58)$$



Фиг. 135. Схема расположения усилий, действующих на гладкий направляющий блок или барабан.

Знаменатель всех членов выражений (57) и (58) может иметь значения:

$$0,96 < 1 - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} < 1.$$

Принимая наименьшее значение его, получим:

$$c_n = 1,04 \left(1 + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D_n - 10}\right), \quad (59)$$

$$c'_n = \frac{0,104 \cdot d_k^2}{D_n - 10} + 2,08 \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (60)$$

$$C_n = \frac{12,5 \cdot d_k^2}{D_n - 10} \text{ кг.} \quad (61)$$

Для формул (59), (60) и (61) построена номограмма № 4.

Значения коэффициентов трения в цапфах μ можно брать по табл. 15.

Пример 10. Определить коэффициенты c'_n , c_n и C_n для канатного направляющего блока диаметром $D_n = 500$ мм, огибаемого канатом на угол $\alpha = 120^\circ$. Диаметр каната $d_k = 25$ мм; отношение $d_n/D_n = 0,12$. Установка работает на открытом воздухе; подшипники закреплены.

По табл. 15 находим $\mu = 0,1$.

Точные значения коэффициентов по формуле (58) будут:

$$c'_n = \frac{0,1 \frac{d_k^2}{D_n - 10} + 2\mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,1 \cdot 2,5^2}{50 - 10} + 2 \cdot 0,1 \cdot 0,12 \cdot 0,866}{1 - 0,1 \cdot 0,12 \cdot 0,866} = 0,0367,$$

$$C_n = \frac{12 \cdot \frac{d_k^2}{D_n - 10}}{1 - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{12 \cdot 2,5^2}{50 - 10} = 1,91 \text{ кг}$$

и

$$c_n = 1 + c'_n = 1,0367.$$

По номограмме № 4 имеем $c'_n = 0,038$ и $C_n = 2,1$ кг.

II. *Направляющие барабаны для лент.* Тяговое усилие, поглощаемое сопротивлением ленты сгибанию и выпрямлению при огибании барабана, может быть выражено, так же как для каната, формулой (55).

Коэффициент жесткости лент ξ_1 по опытам Ганфштенгеля¹⁾ зависит от радиуса барабана $R_{см}$, толщины ленты $\delta_{см}$, скорости движения ленты $v_{м/сек.}$ и может быть определен по формулам: ²⁾ для хлопчатобумажных и конопляных лент:

$$\xi_1 = 2,68 \frac{\delta}{R} v^{1/12}, \quad (62)$$

для лент балата с хлопчатобумажными слоями толщиной около 1,0 мм каждый и с одной обкладкой:

$$\xi_1 = 1,61 \left(\frac{\delta}{R}\right)^{1,37} v^{1/12}, \quad (63)$$

для резиновых лент с хлопчатобумажными слоями толщиной около 1,0 мм каждый с двумя обкладками:

$$\xi_1 = 1,07 \left(\frac{\delta}{R}\right)^{1,09} v^{1/7} \quad (64)$$

Формулы (62) — (64) получены при $0,05 > \delta/R > 0,015$ и при $4 > v > 0,2$ м/сек. и годятся только для этих пределов.

Потеря тягового усилия на одном барабане получится таким образом в зависимости от натяжения набегающей ветви ленты S_{n-1} :

$$p_1 = \xi_1 \cdot S_{n-1}. \quad (65)$$

Проф. Хейман³⁾ считает, что при средних скоростях ленты влияние скорости на потерю тягового усилия от изгиба ленты настолько ничтожно, что им можно пренебречь, и дает величину потери в зависимости от натяжения сбегающей ветви ленты S_n :

$$p_x = c \frac{\delta}{R^k} (S_n + \delta \cdot B \cdot \sigma_0), \quad (66)$$

¹⁾ Hanfstengel, Mitt. d. V.d.I. über Forschungsarbeiten, т. 145, 1913.

²⁾ Prof. Stephan, Technische Mechanik, ч. 2, 222.

³⁾ Prof. Heumann, Gurtspannkraft und Leistungsbedarf von Gurtförderern. — Förder-technik und Frachtverkehr, 18, 312, 1927.

где B — ширина ленты в см; c , k и σ_0 — коэффициенты, зависящие от рода ленты; δ — толщина ленты в см; R — радиус барабана в см.

Для резиновых лент:

$$c = 0,5; k = 1,3 \text{ и } \sigma_0 = 8 \text{ кг/см}^2.$$

Для лент балата:

$$c = 0,5; k = 1,3 \text{ и } \sigma_0 = 9,5 \text{ кг/см}^2.$$

При обозначениях по фиг. 135 из условия равновесия имеем:

$$S_n \frac{D_n}{2} - S_{n-1} \frac{D_n}{2} - \mu \cdot S_{n-1} \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot S_n \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - p_{\text{ж}} \frac{D_n}{2} = 0.$$

Поделив это уравнение на $D_n/2$, подставив значение $p_{\text{ж}}$ из формулы (66) и перенеся в правую часть все члены, не содержащие S_n , получим:

$$S_n \left(1 - \frac{c \cdot \delta}{R^k} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right) = S_{n-1} \left(1 + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{c \cdot B \cdot \delta^2 \cdot \sigma_0}{R^k},$$

откуда:

$$S_n = \frac{1 + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \frac{c \cdot \delta}{R^k} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot S_{n-1} + \frac{\frac{c \cdot B \cdot \delta^2 \cdot \sigma_0}{R^k}}{1 - \frac{c \cdot \delta}{R^k} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} = c_n \cdot S_{n-1} + C_n, \quad (67)$$

и полное тяговое усилие, поглощаемое направляющим барабаном:

$$p_n = S_n - S_{n-1} = \frac{\frac{c \cdot \delta}{R^k} + 2\mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \frac{c \cdot \delta}{R^k} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot S_{n-1} + \frac{\frac{c \cdot B \cdot \delta^2 \cdot \sigma_0}{R^k}}{1 - \frac{c \cdot \delta}{R^k} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} = c'_n \cdot S_{n-1} = C_n. \quad (68)$$

Знаменатель во всех членах формул (67) и (68) имеет значения:

$$0,95 < 1 - \frac{c \cdot \delta}{R^k} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} < 1.$$

Принимая наименьшее значение его, получим:

$$c'_n = 1,05 \frac{c \cdot \delta}{R^k} + 2,1 \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (69)$$

$$c_n = c'_n + 1 = 1 + 1,05 \frac{c \cdot \delta}{R^k} + 2,1 \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (70)$$

$$C_n = 1,05 \frac{c \cdot B \cdot \delta^2 \cdot \sigma_0}{R^k}. \quad (71)$$

Подставляя значения c , k и σ_0 для резиновых лент и лент балата, получим для тех и других лент:

$$c'_n = 1,3 \frac{\delta}{D_n^{1,3}} + 2,1 \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (72)$$

для резиновых лент

$$C_n = 10,3 B \frac{\delta^2}{D_n^{1,3}}, \quad (73)$$

для лент балата:

$$C_n = 12,3 B \frac{\delta^2}{D_n^{1,3}}. \quad (74)$$

Для формул (72), (73) и (74) построена номограмма № 5.

Пример 11. Определить коэффициенты c_n , c'_n и C_n направляющего барабана диаметром $D_n = 600$ мм для резиновой ленты шириной $B = 1000$ мм и толщиной $\delta = 11$ мм; диаметр цапфы $d_n = 70$ мм; отношение $d_n/D_n = \frac{70}{600} = 0,116$; угол обхвата $\alpha = 80^\circ$.

По табл. 15 примем $\mu = 0,15$.

Точное значение искомым коэффициентов по формуле (68) будет:

$$\begin{aligned} c'_n &= \frac{c \cdot \delta}{R^k} + 2\mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} = \\ &= \frac{0,5 \cdot 1,1}{30^{1,3}} + 2 \cdot 0,15 \cdot 0,116 \cdot \sin 40^\circ = 0,03, \\ c_n &= 1 + c'_n = 1,03, \\ C_n &= \frac{c \cdot B \cdot \delta^2 \cdot \sigma_0}{R^k} = \\ &= \frac{0,5 \cdot 1000 \cdot 1,1^2 \cdot 8}{30^{1,3}} = 5,88 \text{ кг} \cong 6 \text{ кг}. \end{aligned}$$

По номограмме № 5 имеем:

$$c'_n = 0,03 \text{ и } C_n \cong 6 \text{ кг}.$$

§ 11. Сопротивления движению на направляющих цепных блоках и барабанах.

Из прикладной механики известно, что тяговое усилие, поглощаемое жесткостью цепи, т. е. трением в шарнирах при повороте одного звена относительно другого при огибании блока диаметром D_n , может быть выражено формулой:

$$P_{ж} = \mu_1 \cdot \frac{\delta}{D_n} \cdot S,$$

где μ_1 — коэффициент трения в шарнирах цепи (см. § 1),

δ — диаметр шарнира цепи в см,

S — натяжение цепи в кг.

Таким образом при набегании цепи на направляющий блок приходится затрачивать на сгибание цепи тяговое усилие:

$$p_{ж_{n-1}} = \mu_1 \frac{\delta}{D_n} \cdot S_{n-1}, \quad (75a)$$

а при сбегании с направляющего блока приходится затрачивать на выпрямление цепи тяговое усилие:

$$p_{ж_n} = \mu_1 \frac{\delta}{D_n} \cdot S_n. \quad (75b)$$

Полное тяговое усилие, расходуемое на направляющем цепном блоке, зависит от конструкции блока и должно быть рассмотрено отдельно для гладкого блока и отдельно для зубчатого блока или многогранного барабана.

Случай I. Гладкий направляющий цепной блок. Схема расположения цепи на гладком направляющем блоке ничем не отличается от схемы расположения каната или ленты, изображенной на фиг. 135.

Из условий равновесия имеем:

$$S_n \frac{D_n}{2} - S_{n-1} \frac{D_n}{2} - \mu \cdot S_n \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - \\ - \mu \cdot S_{n-1} \cdot \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - p_{ж_{n-1}} \frac{D_n}{2} - p_{ж_n} \frac{D_n}{2} = 0.$$

Поделив это уравнение на $D_n/2$, подставив вместо $p_{ж_{n-1}}$ и $p_{ж_n}$ их значения по формулам (75a) и (75b) и перенеся в правую часть все члены, не содержащие S_n , получим:

$$S_n \left(1 - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right) = S_{n-1} \left(1 + \mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right),$$

откуда:

$$S_n = \frac{1 + \mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot S_{n-1} = c_n \cdot S_{n-1}, \quad (76)$$

и полное тяговое усилие, поглощаемое направляющим блоком, будет:

$$p_n = S_n - S_{n-1} = 2 \frac{\mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} S_{n-1} = c'_n \cdot S_{n-1}, \quad (77)$$

где

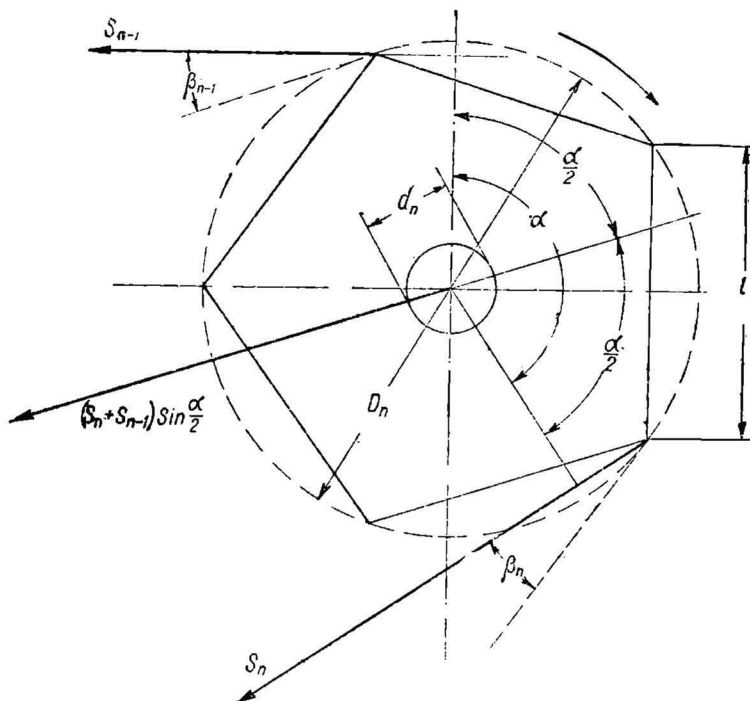
$$c'_n = 2 \frac{\mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{1 - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (78)$$

Случай II. Зубчатый блок или многогранный барабан. Схема расположения цепи на многогранном блоке показана на фиг. 136.

Из условий равновесия имеем:

$$S_n \frac{D_n}{2} \cos \beta_n - S_{n-1} \frac{D_n}{2} \cos \beta_{n-1} - \mu \cdot S_n \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - \\ - \mu \cdot S_{n-1} \frac{d_n}{2} \sin \frac{\alpha}{2} - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} S_{n-1} \frac{D_n}{2} - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} S_n \frac{D_n}{2} = 0,$$

где β_{n-1} и β_n — углы, составляемые набегающей и сбегающей ветвями цепи с касательными к окружности блока в точках набегаия и сбегаия цепи.



Фиг. 136. Схема расположения цепи на многогранном блоке.

Поделив уравнение на $D_n/2$ и перенеся в правую часть члены, не содержащие S_n , получим:

$$S_n \left(\cos \beta_n - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right) = S_{n-1} \left(\cos \beta_{n-1} + \mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right),$$

откуда:

$$S_n = \frac{\cos \beta_{n-1} + \mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta_n - \mu_1 \frac{\delta}{D_n} - \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}} S_{n-1} = c_n \cdot S_{n-1}. \quad (79)$$

Угол β_{n-1} при вращении блока непрерывно меняется, уменьшаясь сначала от некоторого наибольшего значения в момент захвата ведущим ребром блока какого-либо звена цепи до нуля, а затем снова увеличиваясь до наибольшего значения к моменту захвата следующим ведущим ребром блока нового звена цепи.

Точно так же изменяется и угол β_n .

Наибольшие значения углов β_{n-1} и β_n зависят от относительного расположения набегающей и сбегавшей ветвей цепи и направляющего блока. Нахождение их в каждом частном случае не представляет затруднений.

Ввиду того что в большинстве случаев наибольшие значения углов β_n и β_{n-1} мало отличаются друг от друга, можно считать, что углы эти изменяются в одних и тех же пределах, и для упрощения дальнейших расчетов принять:

$$\beta_n = \beta_{n-1} = \beta.$$

Тогда полное тяговое усилие, поглощаемое направляющим блоком, будет:

$$p_n = S_n - S_{n-1} = 2 \frac{\mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta - \left(\mu_1 \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right)} S_{n-1} = c'_n \cdot S_{n-1}. \quad (80)$$

Наивысшего возможного значения угол β достигнет в том случае, если направление цепи в какой-либо момент будет совпадать с направлением грани блока, т. е.:

$$\beta_{\max} = \frac{\pi}{z},$$

где z — число граней или зубцов направляющего блока.

Этому значению β соответствуют наибольшие значения c_n и p_n .

Среднее значение c_n и p_n будет соответствовать среднему значению $\cos \beta_0$, равному:

$$\cos \beta_0 = \frac{\int_0^{\frac{\pi}{z}} \cos \beta \cdot d\beta}{\frac{\pi}{z} - 0} = \frac{z}{\pi} \sin \frac{\pi}{z}.$$

Далее преобразуем в формуле (80) отношение δ/D_n следующим образом:

$$\frac{\delta}{D_n} = \frac{\delta}{l} \cdot \frac{l}{D_n} = \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{z}.$$

Подставляя это значение δ/D_n и среднее значение $\cos \beta$ в уравнение (80), получим среднее значение:

$$c'_n = 2 \frac{\mu_1 \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{z} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{\frac{z}{\pi} \sin \frac{\pi}{z} - \left(\mu_1 \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{z} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right)}. \quad (81)$$

Формулой (81) можно пользоваться для всех значений z , кроме $z = \infty$. В этом случае, подставляя $\beta = 0$ в формулу (80), получим для c'_n такое же выражение, какое было выведено нами для случая гладкого блока, т. е. получим формулу (78).

Значение δ/l для большинства цепей изменяется в пределах:

$$0,07 < \frac{\delta}{l} < 0,25.$$

Для формулы (81) построена номограмма № 6:

Той же номограммой можно пользоваться и для определения c'_n по формуле (78), для чего отсчеты $\mu_1 \delta/D_n$ надо начинать от оси, по которой отложены отношения δ/D_n , и при дальнейшем построении пользоваться кривой для $z = \infty$.

Вывод формул (79), (80) и (81) остается справедливым и для зубчатых блоков, которые отличаются от многогранных блоков лишь числом зубцов, что учитывается при выводе формул.

Пример 12. Определить коэффициент c'_n шестигранного направляющего цепного блока, огибаемого цепью на угле $\alpha = 120^\circ$, если $\delta/l = 0,175$ и $d_n/D_n = 0,125$. Принимая коэффициент трения $\mu_1 = 0,4$ и $\mu = 0,15$, находим по уравнению (81):

$$c'_n = 2 \frac{\mu_1 \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{z} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{\frac{z}{\pi} \sin \frac{\pi}{z} - \left(\mu_1 \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{z} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right)} =$$

$$= 2 \frac{0,4 \cdot 0,175 \cdot \sin 30^\circ + 0,15 \cdot 0,125 \cdot \sin 60^\circ}{\frac{6}{3,14} \cdot \sin 30^\circ - (0,4 \cdot 0,175 \cdot \sin 30^\circ + 0,15 \cdot 0,125 \cdot \sin 60^\circ)} = 0,112.$$

По номограмме № 6 получим $c'_n \cong 0,112 - 0,113$.

§ 12. Сопротивления движению на роликовых батареях.

Определим величину тягового усилия, поглощаемого несколькими непосредственно друг за другом расположенными направляющими блоками, образующими так называемую роликовую батарею.

В предыдущих параграфах мы получили величину тягового усилия, поглощаемого канатными и ленточными направляющими блоками:

$$P_n = c'_n \cdot S_{n-1} + C_n$$

и цепными блоками:

$$P_n = c'_n \cdot S_{n-1}.$$

Рассмотрим отдельно тяговые усилия, поглощаемые канатными или ленточными и цепными роликовыми батареями.

Случай I. Канатные и ленточные роликовые батареи. При обозначениях по фиг. 137 имеем:

$$S_1 = c_n \cdot S_{n-1} + C_n$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 + C_n = c_n^2 \cdot S_{n-1} + c_n \cdot C_n + C_n$$

$$S_3 = c_n \cdot S_2 + C_n = c_n^3 \cdot S_{n-1} + c_n^2 \cdot C_n + c_n \cdot C_n + C_n$$

$$S_n = c_n^n \cdot S_{n-1} + c_n^{n-1} \cdot C_n + c_n^{n-2} \cdot C_n + \dots + c_n \cdot C_n + C_n =$$

$$= c_n^n \cdot S_{n-1} + C_n (1 + c_n + c_n^2 + \dots + c_n^{n-1}) =$$

$$= c_n^n \cdot S_{n-1} + \frac{c_n^n - 1}{c_n - 1} C_n = c_{n_0} \cdot S_{n-1} + C_{n_0}; \quad (82)$$

полное тяговое усилие, поглощаемое канатной или ленточной батареей, будет:

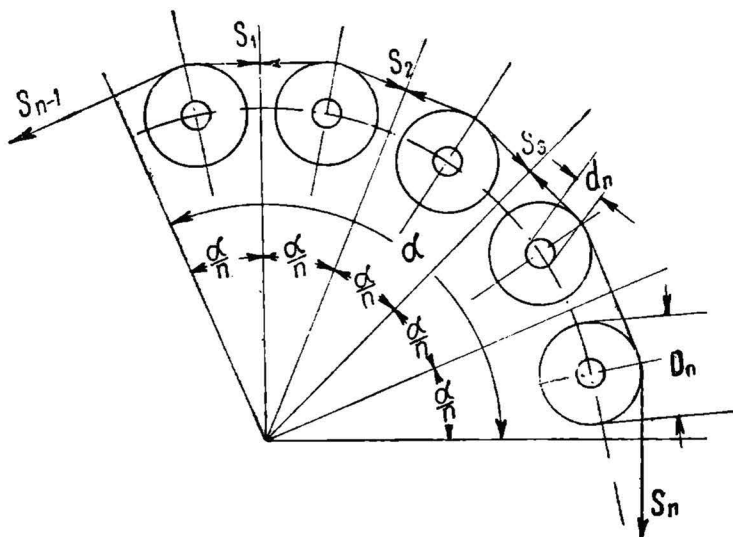
$$P_n = S_n - S_{n-1} = \left(c_n^n - 1 \right) S_{n-1} + \frac{c_n^n - 1}{c_n - 1} C_n = c'_{n_0} \cdot S_{n-1} + C_{n_0}; \quad (83)$$

следовательно:

$$c'_{n_0} = c_n^n - 1 \quad (84)$$

$$C_{n_0} = \frac{c_n^n - 1}{c_n - 1} C_n. \quad (85)$$

Формулы (82)—(85) справедливы для канатных роликовых батарей лишь в том случае, если канаты небольшого диаметра огибают блоки значительного диаметра, например при отношении $D/\delta = 400—1000$, как это имеет место в большинстве транспортных устройств. При малом значении D/δ , какое встречается например в канатных дорогах, канат, огибая



Фиг. 137. Схема огибания тягвым органом нескольких направляющих блоков.

блоки роликовых батарей, вследствие своей жесткости изгибается по дуге радиус которой значительно больше радиуса блока, и поэтому для таких случаев выведенные формулы (82)—(85) не пригодны. Сопротивления движению по роликовым батареям для этого случая выводятся в специальных курсах канатных дорог.

Случай II. Цепные роликовые батареи. При тех же обозначениях имеем:

$$\begin{aligned} S_1 &= c_n \cdot S_{n-1}, \\ S_2 &= c_n \cdot S_1 = c_n^2 \cdot S_{n-1}, \\ S_n &= c_n^n \cdot S_{n-1} = c_{n_0} \cdot S_{n-1}, \end{aligned} \quad (86)$$

и полное тяговое усилие, поглощаемое цепной роликовой батареей, будет:

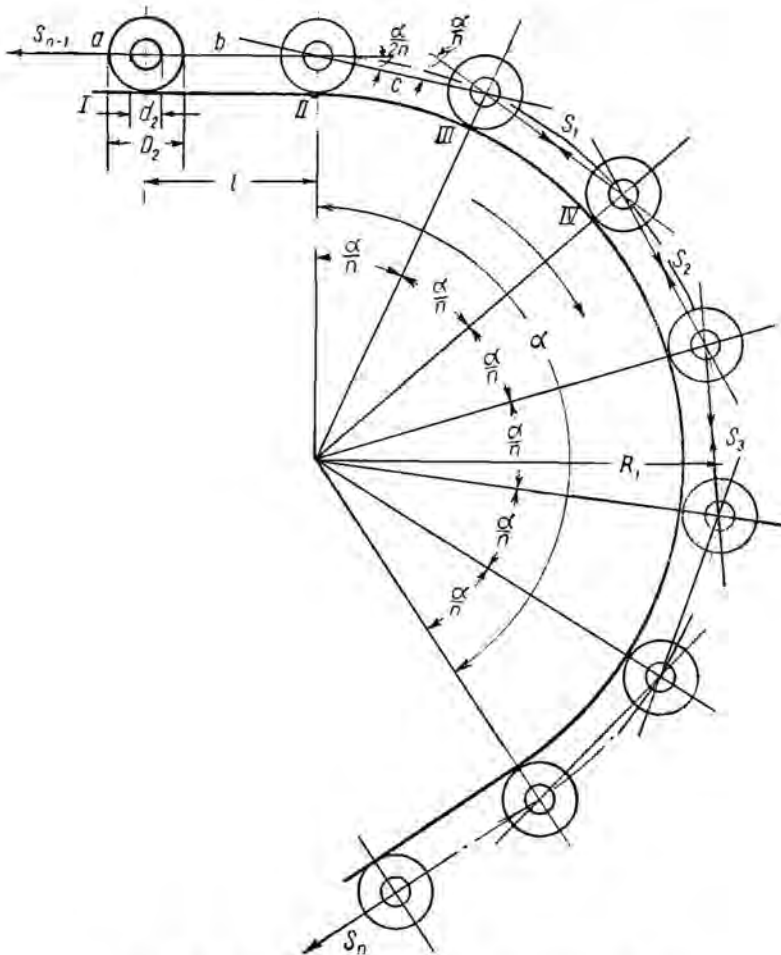
$$P_n = S_n - S_{n-1} = (c_n^n - 1) S_{n-1} = c'_{n_0} \cdot S_{n-1}, \quad (87)$$

где:

$$c'_{n_0} = c_n^n - 1. \quad (88)$$

§ 13. Сопротивления движению по направляющей шине.

Сопротивление движению по направляющей шине составляется главным образом из двух сопротивлений: 1) трения в шарнирах цепи и 2) трения в ступицах ходовых роликов.



Фиг. 138. Схема огибания цепью направляющей шины.

Трение качения ходовых роликов о направляющие шины вследствие незначительной его величины не вводится в расчет и учитывается лишь тем, что длину криволинейного участка пути прибавляют к полной длине транспортера при определении сопротивлений на прямолинейных участках пути.

Обозначая по предыдущему:

μ_2 — коэффициент трения в ступицах ходовых роликов,

μ_1 — коэффициент трения в шарнирах цепи,

δ — диаметр шарниров цепи в см,

l — число звеньев цепи, помещающихся на криволинейной направляющей шине,

и при остальных обозначениях по фиг. 138 рассмотрим отдельно каждое из учитываемых сопротивлений.

1. *Трение в шарнирах цепи.* При набегании цепи на направляющую шину каждое звено поворачивается относительно сзади идущего звена на угол α/n ; при дальнейшем движении по направляющей шине этот угол между звеньями остается неизменным, и лишь при сбегании цепи с направляющей шины цепь выпрямляется, и звенья снова поворачиваются друг относительно друга на угол α/n .

Таким образом трение в шарнирах цепи появляется лишь при набегании и сбегании цепи.

При набегании цепи, пока шарнир ab переходит из положения I в положение II , звено b поворачивается относительно звена a на угол $\alpha/2n$, и трение в шарнире проходит путь $\frac{\delta}{2} \cdot \frac{\alpha}{2n}$. Тяговое усилие, которое будем считать приложенным к шарниру bc , пройдет за это время путь $R_1 \cdot \frac{\alpha}{n}$.

Обозначая через N_1 давление в шарнире цепи, можно написать уравнение работ:

$$p_1 \cdot R_1 \frac{\alpha}{n} = \mu_1 N_1 \frac{\delta}{2} \cdot \frac{\alpha}{2n}.$$

За время прохождения шарнира bc из положения II в положение III натяжение цепи изменится от S_{n-1} до S_1 . Примем среднее значение:

$$N_1 = \frac{S_{n-1} + S_1}{2}.$$

Имея в виду, что:

$$R_1 = \frac{l}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2n}},$$

получим:

$$p_1 = \mu_1 \cdot N_1 \frac{\delta}{4R_1} = \mu_1 (S_{n-1} + S_1) \frac{\delta}{4l} \sin \frac{\alpha}{2n}. \quad (a)$$

При дальнейшем движении цепи шарнир bc перейдет из положения III в положение IV , звено b повернется относительно звена a еще на угол $\frac{\alpha}{2n}$, путь трения в шарнире будет также $\frac{\delta}{2} \cdot \frac{\alpha}{2n}$, и тяговое усилие пройдет еще путь $R \cdot \frac{\alpha}{n}$. Давление же в шарнире будет изменяться за это время от S_1 до S_2 , и среднее значение его будет:

$$N'_1 = \frac{S_1 + S_2}{2}.$$

Аналогично предыдущему для участка пути $III-IV$ получим:

$$p'_1 = \mu_1 (S_1 + S_2) \frac{\delta}{4l} \sin \frac{\alpha}{2n}. \quad (b)$$

2. *Трение в ступицах ходовых роликов* определится также из уравнения работ:

$$p_2 \cdot \pi \cdot D_2 = \mu_2 \cdot N \cdot \pi \cdot d_2.$$

Давление на ступицу за время прохождения ее на участке II—III будет:

$$N = 2N_1 \sin \frac{\alpha}{2n} = 2 \frac{S_{n-1} + S_1}{2} \sin \frac{\alpha}{2n} = (S_{n-1} + S_1) \sin \frac{\alpha}{2n};$$

следовательно:

$$p_2 = \mu_2 (S_{n-1} + S_1) \frac{d_2}{D_2} \sin \frac{\alpha}{2n}. \quad (c)$$

Для участка III—IV давление на ступицу будет:

$$N' = (S_1 + S_2) \sin \frac{\alpha}{2n}$$

и

$$p'_2 = \mu_2 (S_1 + S_2) \frac{d_2}{D_2} \sin \frac{\alpha}{2n}. \quad (d)$$

Из условия равновесия сил, приложенных к цепи на отрезке II—III, имеем:

$$S_1 \cdot R_1 \cos \frac{\alpha}{2n} - S_{n-1} \cdot R_1 - p_1 \cdot R_1 - p_2 \cdot R_1 = 0,$$

откуда:

$$S_1 \cos \frac{\alpha}{2n} - S_{n-1} - \mu_1 (S_{n-1} + S_1) \frac{\delta}{4l} \sin \frac{\alpha}{2n} - \mu (S_{n-1} + S_1) \frac{d_2}{D_2} \sin \frac{\alpha}{2n} = 0.$$

Следовательно:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{\frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2n}} + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}}{1 - \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}} \cdot S_{n-1} \cong \\ &\cong \frac{1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}}{1 - \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}} S_{n-1} = c_1 \cdot S_{n-1}, \end{aligned} \quad (e)$$

так как $\cos \frac{\alpha}{2n}$ близок к единице.

Умножая числителя и знаменателя дроби на

$$1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n},$$

получим:

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{\left[1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n} \right]^2}{1 - \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2n}} \cong \\ &\cong \left[1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n} \right]^2, \end{aligned} \quad (f)$$

так как вычитаемое знаменателя выражается в тысячных долях единицы. Совершенно так же для участка пути III—IV получим:

$$S_2 = \frac{1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}}{1 - \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}} S_1 \cong \\ \cong \left[1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n} \right]^2 \cdot S_1 = c_1 \cdot S_1. \quad (g)$$

Такие же выражения получим и для звеньев, сбегающих с направляющей шины.

Для звеньев, лежащих на промежуточных точках направляющей шины, угол между звеньями цепи остается неизменным, и следовательно трения в шарнирах не будет.

Учитывая поэтому лишь трение в ступицах ходовых роликов, получим:

$$S_2 = \frac{1 + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}}{1 - \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}} S_1 = c_2 \cdot S_1. \quad (h)$$

Умножая числителя и знаменателя на $1 + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n}$, получим:

$$c_2 = \frac{\left(1 + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n} \right)^2}{1 - \left(\mu_2 \frac{d_2}{D_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n} \right)^2} \cong \left(1 + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n} \right)^2 \quad (i)$$

При n звеньях, лежащих на криволинейной направляющей шине, для двух пар набегающих и двух пар сбегающих звеньев придется учитывать трение в шарнирах и принимать коэффициент c_1 , а для остальных $(n-4)$ звеньев придется принимать коэффициент c_2 .

Таким образом получим:

$$S_n = c_1^4 \cdot c_2^{n-4} \cdot S_{n-1} = c_n \cdot S_{n-1}. \quad (89)$$

Имея в виду, что угол $\frac{\alpha}{2n}$ редко превосходит 10° , можно принять:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2n} \cong \sin \frac{\alpha}{2n} = \frac{l}{2R_1}.$$

Тогда:

$$c_n = c_1^4 \cdot c_2^{n-4} = \left[1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \frac{l}{2R_1} \right]^8 \left(1 + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \cdot \frac{l}{2R_1} \right)^{2n-8} \quad (90)$$

и

$$p_n = S_n - S_{n-1} = (c_n - 1) S_{n-1} = c'_n \cdot S_{n-1}, \quad (91)$$

где:

$$c'_n = \left[1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{4l} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \frac{l}{2R_1} \right]^8 \left(1 + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \cdot \frac{l}{2R_1} \right)^{2n-8} - 1. \quad (92)$$

Для формулы (92) построена номограмма № 7.

При заданном угле поворота α цепи число звеньев n , лежащих на шине, определится по формуле:

$$n = \frac{\alpha}{2 \arcsin \frac{l}{2R_1}}. \quad (93)$$

В действительности при огибании криволинейной направляющей шины рассмотренные выше сопротивления возникают также и звеньях, лежащих на прямолинейных участках пути перед и после криволинейной шины. Поэтому в расчет следовало бы ввести не n , а $n + 2$ звена. Но учитывая, что как участок $I-II$, так и аналогичный ему участок на сбегающей ветви вводятся в расчет при определении сопротивлений на прямолинейных участках пути, эти участки можно и не учитывать при определении сопротивлений от трения в цапфах ходовых роликов на криволинейной шине.

Формула (93) построена также на номограмме № 7.

Ввиду сравнительно сложного вида номограммы № 7 способ пользования ее разъяснен в примере 13.

Натяжение звеньев цепи, лежащих на направляющей шине, будет уже не S_{n-1} , а

$$\frac{S_{n-1}}{\cos \frac{\alpha}{2n}}.$$

Таким образом при набегании на закругление натяжение звеньев увеличивается, а при сбегаии снова уменьшается, и цепь сначала растягивается, а затем сжимается. Следствием этого будет небольшое скольжение цепи по направляющему приспособлению, изнашивание последнего и дальнейшее небольшое увеличение сопротивления движению по направляющему устройству.

Пример 13. Определить коэффициент c'_n сопротивления движению по направляющей шине, изогнутой по дуге круга радиуса $R_1 = 4000$ мм и изменяющей направление движения цепи на угол $\alpha = 180^\circ$. Шаг цепи $l = 610$ мм, $\delta/l = 0,1$ и $d_2/D_2 = 0,3$.

Коэффициенты трения принимаем $\mu_1 = 0,5$ и $\mu_2 = 0,15$.

На номограмме № 7 от точки $I = 610$ на оси l проводим горизонталь до пересечения в точке I с прямой $R_1 = 4000$. Из точки I проводим вертикаль, которая пересекает: в точке II — прямую $\alpha = 180^\circ$, в точке III — прямую AB и в точке IV — прямую $\mu_2 = 0,15$.

Горизонталь, проведенная из точки II , дает на шкале n отсчет $n \cong 20$.

Из точки IV проводим горизонталь до пересечения в точке V с прямой $d_2/D_2 = 0,3$.

Из точки V проводим вертикаль, которая пересекает в точке VI кривую $n = 20$ и продолжается дальше.

Затем из точки III проводим горизонталь до пересечения в точке VII с прямой $\mu_1 = 0,5$; из точки VII проводим вертикаль до пересечения в точке $VIII$ прямой $\delta/l = 0,1$ и из точки $VIII$ — горизонталь до пересечения в точке IX с продолжением вертикали $V-VI$.

Из точки IX проводим прямую, параллельную сетке CD , до пересечения в точке X осью OD ; из точки X проводим горизонталь до пересечения в точке XI с прямой OE и из точки XI — вертикаль до пересечения в точке XII с горизонталью, проведенной из точки VI .

Наконец из точки XII проводим прямую, параллельную ближайшей прямой сетке, OE и в пересечении в точке $XIII$ с осью c_n находим значение $c'_n \cong 1,155$, откуда $c'_n = c_n - 1 = 0,155$.

ГЛАВА ПЯТАЯ.

ПРИВОДЫ

Пользуясь выведенными в предыдущей главе формулами и построенными для них номограммами и имея заданную конфигурацию транспортера, нетрудно уже определить натяжение тягового органа в любой его точке и получить таким образом все необходимые данные как для проверки правильности выбранных размеров тягового органа, так и для расчета и конструирования привода.

§ 14. Определение натяжений тягового органа и выбор положения привода.

Как уже было выяснено в главе третьей, предварительное натяжение тяговый орган получает от натяжного приспособления, которое создает и поддерживает постоянное натяжение S_s в его ветвях, расположенных непосредственно около направляющих устройств, соединенных с натяжным приспособлением.

При остановленном транспортере натяжение тягового органа в любой его точке K будет:

$$S_k = S_s \pm q_2 \cdot H,$$

где q_2 —полная нагрузка на 1 пог. м тягового органа, включая собственный вес его,

H —высота расположения рассматриваемой точки над или под натяжным приспособлением.

Знак (+) соответствует точкам, расположенным выше, а знак (—) ниже натяжного приспособления.

При движении транспортера тяговый орган получает еще дополнительное натяжение от ведущего блока или барабана, соединенного с приводом. Ведущий блок, натягивая тяговый орган, увеличивает натяжение его на участке между натяжным приспособлением и ветвью, набегающей на ведущий блок, которую будем называть ведущей ветвью. С другой стороны ведущий блок как бы выталкивает ветвь, сбегющую с него и называемую ведомой ветвью, и уменьшает таким образом натяжение между ведомой ветвью и натяжным приспособлением.

Разность между натяжениями ведущей ветви S_m и ведомой ветви S_o , создаваемая приводом, поглощается сопротивлениями движению тягового органа.

Таким образом:

$$S_m - S_o = \Sigma p,$$

где Σp складывается из:

1) Σp_n —суммы сопротивлений движению тягового органа на направляющих устройствах, из которых каждое может быть выражено формулой вида:

$$p_n = c_n \cdot S_{n-1} + C_n;$$

2) Σp_2 —сопротивлений движению на прямолинейных участках пути, выражаемых формулой вида:

$$p_2 = c_n \cdot q_2;$$

3) Σp_k —местных сопротивлений различных специальных приспособлений, как питающие и разгрузочные приспособления, встречающиеся в некоторых типах транспортных устройств, если эти приспособления получают движение от тягового органа транспортера.

Натяжение тягового органа в любой точке K работающего транспортера будет:

$$S_k = S_s \pm \Sigma_k p, \quad (94)$$

где $\Sigma_k p$ —сумма сопротивлений на участке транспортера между рассматриваемой точкой K и натяжным приспособлением.

Знак (+) соответствует точкам, лежащим между натяжным приспособлением и ведущей ветвью транспортера, а знак (—) — точкам, лежащим между натяжным приспособлением и ведомой ветвью транспортера.

Значения c_n , C_n и c_2 определяются для различных тяговых органов по соответствующим формулам и номограммам, рассмотренным в предыдущей главе.

Как правило, натяжные приспособления располагаются в тех пунктах транспортера, где можно ожидать наименьшего натяжения тягового органа. Таким путем можно уменьшить вес натяжного груза или величину натяжного усилия, создаваемого натяжным приспособлением, и получить уверенность в том, что натяжение тягового органа нигде не будет меньше допустимого предела, который определяется по допустимому провесу тягового органа или назначается с таким расчетом, чтобы при всяких, даже случайных изменениях сопротивлений движению транспортера натяжение тягового органа не могло стать отрицательным или равным нулю.

В зависимости от конфигурации транспортера и расположения привода натяжение ведомой ветви тягового органа S_o может оказаться больше или меньше натяжения тягового органа S_s у натяжного приспособления. Но во всяком случае S_o не должно быть меньше наименьшего допустимого натяжения тягового органа S_{\min} .

В случае приводов с гладкими ведущими блоками или барабанами натяжение ведомой ветви S_o должно быть достаточным для передачи трением тягового органа о ведущий блок или барабан окружного усилия:

$$P = S_m - S_o = \Sigma p,$$

т. е. должно быть:

$$S_o \geq \frac{k_s \Sigma p}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (95)$$

где k_s —коэффициент надежности,

e —основание неперовых логарифмов,

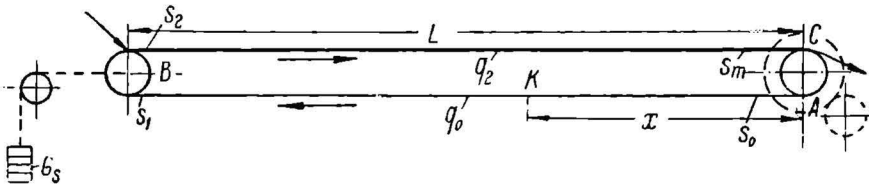
f —коэффициент трения тягового органа о ведущий блок или барабан,

α —угол обхвата ведущего блока или барабана тяговым органом.

В некоторых случаях тип и условия работы транспортного устройства заставляют выбирать S_o и больше указанного предела. Например в транспортерах с тяговым органом, лежащим на поддерживающих роликах, натяжение его проверяется по допустимому провесу тягового органа между роликами, благодаря чему S_o может оказаться больше, чем это необходимо для передачи заданного окружного усилия трением тягового органа о ведущий блок или барабан; точно так же в вертикальных и наклонных транспортных устройствах вес движущихся частей, лежащих ниже привода, может увеличить S_o выше указанного предела.

Вообще же необходимо стремиться к возможному уменьшению натяжения тягового органа, так как при этом:

- 1) уменьшаются размеры, вес и стоимость тягового органа;
- 2) уменьшаются сопротивления движению тягового органа на прямолинейных участках пути, зависящие от веса тягового органа;
- 3) уменьшаются сопротивления движению тягового органа на направляющих устройствах, зависящие от натяжений тягового органа;
- 4) уменьшается расход энергии, потребляемой транспортером и зависящей от сопротивлений движению тягового органа на прямолинейных участках пути и на направляющих устройствах;
- 5) уменьшается износ как тяговых органов, так и направляющих устройств, зависящий также от натяжения тягового органа.



Фиг. 139. Схема горизонтального транспортера с приводом в конце грузовой ветви.

Таким образом при выбранном расположении натяжного устройства и при выбранной величине создаваемого им натяжного усилия целесообразно выбирать расположение привода таким образом, чтобы S_0 было не меньше и не больше, чем это необходимо для нормальной работы транспортногo устройства, и чтобы наибольшее расчетное натяжение тягового органа получилось возможно меньшим.

Построение диаграммы натяжений тягового органа и выбор расположения привода для горизонтального транспортера. Рассмотрим простейший случай горизонтального транспортера длиной L , огибающего два блока—ведущий и направляющий—с грузовой верхней и с холостой нижней ветвями. Для выяснения преимуществ того или иного расположения привода рассмотрим два случая.

Случай I. Привод расположен в конце грузовой ветви (фиг. 139). В этом случае натяжение сбегающей ветви S_0 будет приложено в точке A на нижней ветви тягового органа. Тогда будем иметь следующие натяжения тягового органа в других точках транспортера:

$$S_1 = S_0 + c_0 \cdot q_0 \cdot L,$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 + C_n = c_n \cdot S_0 + c_0 \cdot c_n \cdot q_0 \cdot L + C_n,$$

$$S_m = S_2 + c_0 \cdot q_2 \cdot L = c_n \cdot S_0 + c_0 \cdot c_n \cdot q_0 \cdot L + c_0 \cdot q_2 \cdot L + C_n.$$

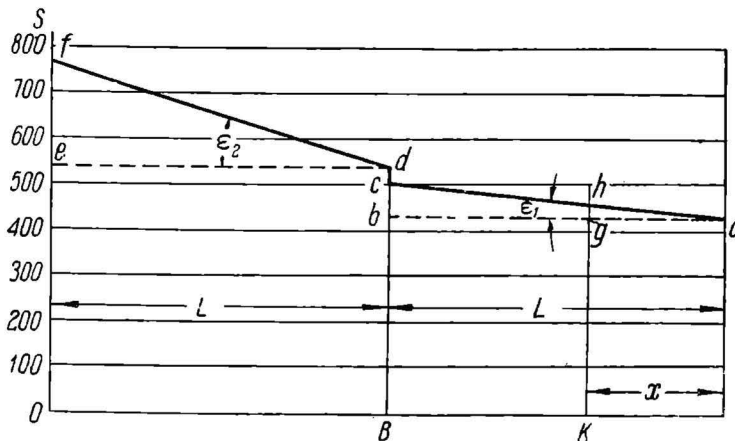
Нагляднее всего можно проследить закон изменения натяжений, построив диаграмму натяжений тягового органа. Для этого по оси абсцисс (фиг. 140) отложим последовательно, начиная от точки A , длины отдельных ветвей транспортера в произвольно выбранном масштабе $1 \text{ мм} = t \text{ м}$, а по оси ординат—натяжения тягового органа в соответствующих точках транспортера, также в произвольно выбранном масштабе $1 \text{ мм} = u \text{ кг}$.

Тогда: отрезок $AB = L/t \text{ мм}$; отрезок $BC = L/t \text{ мм}$; ординаты $Aa = S_0/u \text{ мм}$; $bc = \frac{c_0 \cdot q_0 \cdot L}{u} \text{ мм}$; $BC = S_1/u \text{ мм}$; $cd = \frac{c_n \cdot S_1 + C_n}{u} \text{ мм}$;

$Bd = \frac{c_n \cdot S_1 + C_n}{u} \text{ мм}$; $ef = \frac{c_0 \cdot q_2 \cdot L}{u} \text{ мм}$ и $Cf = S_m/u \text{ мм}$.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

В любой точке K прямолинейного участка пути, отстоящей на расстоянии x от ближайшего направляющего блока, натяжение тягового органа будет больше натяжения его у ближайшего направляющего блока на величину произведения из сопротивления 1 пог. м прямолинейного пути на расстояние x , если считать x отложенным по направлению движения положительным, а против направления движения — отрицательным.



Фиг. 140. Диаграмма натяжений тягового органа для горизонтального транспортера с приводом в конце грузовой ветви.

Таким образом на фиг. 140 для точки K , отстоящей на расстоянии x от точки A с натяжением S_0 , получим:

$$S_k = S_0 + c_0 \cdot q_0 \cdot x,$$

и на диаграмме натяжений будем иметь:

$$Kh = \frac{S_0 + c_0 \cdot q_0 \cdot x}{u} \text{ мм}$$

$$gh = \frac{c_0 \cdot q_0 \cdot x}{u} \text{ мм.}$$

Отсюда видно, что натяжение на прямолинейных участках пути изменяется пропорционально x , т. е. по закону прямой, и следовательно между точками $a-c$ и $d-f$ диаграмма натяжений будет прямой линией.

Угол наклона прямой ac к оси абсцисс определится:

$$\operatorname{tg} \varepsilon_1 = \frac{bc}{ab} = \frac{\frac{c_0 \cdot q_0 \cdot L}{u}}{\frac{L}{t}} = \frac{t}{n} c_0 \cdot q_0,$$

т. е. тангенс угла наклона прямой ac к оси абсцисс будет равен сопротивлению 1 пог. м прямолинейного участка пути, помноженному на отношение принятого масштаба длин к масштабу натяжений.

Таким же образом получим для прямой df :

$$\operatorname{tg} \varepsilon_2 = \frac{t}{u} c_0 \cdot q_2.$$

Отрезок \overline{cd} , изображающий на диаграмме потерю тягового усилия на направляющем блоке, можно получить, измерив непосредственно по диаграмме отрезок $\overline{Bc} = \frac{S_1}{u}$. Тогда:

$$\overline{cd} = \left[c_n' \overline{Bc} + \frac{C_n}{u} \right] \text{ мм}$$

или

$$\overline{Bd} = \left[c_n \overline{Bc} + \frac{C_n}{u} \right] \text{ мм.}$$

Таким образом диаграмма натяжений тягового органа выразится ломаной линией $acdf$, и натяжения в отдельных точках будут:

$$S_0 = u \cdot Aa,$$

$$S_1 = u \cdot Bc,$$

$$S_2 = u \cdot Bd,$$

$$S_m = u \cdot Cf.$$

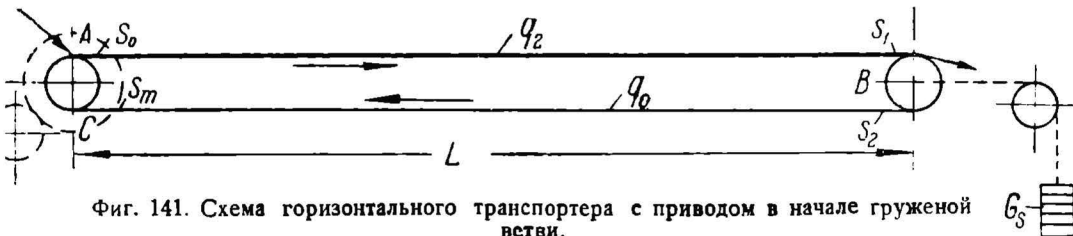
Величина натяжного груза в данном случае составит:

$$G_g = S_1 + S_2 = u (\overline{Bc} + \overline{Bd}) \text{ кг.}$$

Наименьшим натяжением в данном случае будет натяжение S_0 в точке A , которое должно быть не меньше допускаемого S_{\min} , а в случае привода с гладким ведущим блоком или барабаном должно быть проверено по формуле (95), причем в данном случае будем иметь:

$$\sum p = u (\overline{Cf} - \overline{Aa}) \text{ кг.}$$

Случай II. Привод расположен в начале грузовой ветви (фиг. 141). В этом случае натяжение сбегающей ветви S_0 будет приложено в точке A на верхней ветви тягового органа



Фиг. 141. Схема горизонтального транспортера с приводом в начале грузовой ветви.

Натяжения тягового органа в других точках транспортера выразятся:

$$S_1 = S_0 + c_0 \cdot q_2 \cdot L,$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 + C_n = c_n \cdot S_0 + c_n \cdot c_0 \cdot q_2 \cdot L + C_n,$$

$$S_m = S_2 + c_0 \cdot q_0 \cdot L = c_n \cdot S_0 + c_n \cdot c_0 \cdot q_2 \cdot L + c_0 \cdot q_0 \cdot L + C_n.$$

Диаграмма натяжений тягового органа для этого случая изображена на фиг. 142.

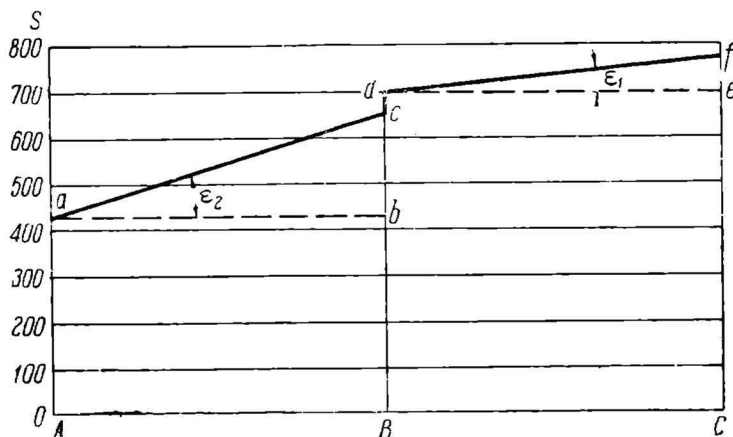
Углы наклона прямых \overline{ac} и \overline{df} диаграммы определяются:

$$\text{tg } \epsilon_2 = \frac{t}{u} c_0 \cdot q_2$$

и

$$\text{tg } \epsilon_1 = \frac{t}{u} c_0 \cdot q_0.$$

Сравнивая натяжения тягового органа в обоих рассмотренных случаях, видим, что при одном и том же значении S_0 натяжения S_1 и S_2 во втором случае будут больше, чем в первом. Это видно из диаграммы натяжений, так как в первом случае натяжение от S_0 до S_1 изменяется по прямой, наклоненной к оси абсцисс под углом ε_1 , а во втором случае—под большим углом ε_2 . Благодаря этому потеря тягового усилия на натяжном блоке (отрезок cd диаграммы) во втором случае будет больше, чем в первом, что повлечет за собой как увеличение натяжения S_m , так и увеличение суммы сопротивлений Σp , и конечно сопряжено с повышением расхода мощности. Кроме того во втором случае вследствие увеличения натяжений S_1 и S_2 возрастает и величина натяжного груза или натяжного усилия G_s .



Фиг. 142. Диаграмма натяжений тягового органа для горизонтального транспортера с приводом в начале грузовой ветви.

Таким образом для уменьшения натяжения тягового органа, суммарного сопротивления движению, расхода мощности и величины натяжного усилия выгоднее располагать привод в конце грузовой ветви.

Следует однако заметить, что в горизонтальных транспортерах разница натяжений тягового органа в обоих случаях получается незначительной, и поэтому во многих случаях нет особой необходимости отказываться от расположения привода в начале грузовой ветви, если такое расположение оказывается почему-либо удобным по условиям установки.

Пример 14. Определить натяжения ведомой и ведущей ветвей горизонтального транспортера и вес натяжного груза, при расположении привода в начале и в конце грузовой ветви, если тяговый орган должен получать движение трением о гладкий ведущий барабан.

Схема транспортера по фиг. 139—141; $L = 80$ м, производительность $Q = 150$ т/час; скорость тягового органа $v = 1,75$ м/сек.; собственный вес движущихся частей транспортера $q_0 = 12$ кг/м; коэффициент тяги на горизонтальном пути $c_0 = 0,08$; коэффициент потерь тягового усилия на направляющем барабане $c_n = 1,05$; $C_n = 8$ кг; $e^{f\alpha} = 2$; коэффициент надежности привода $k_s = 1,25$.

При таких данных получим полезную нагрузку на 1 пог. м транспортера:

$$q_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{150}{3,6 \cdot 1,75} = 23,8 \text{ кг/м}$$

и

$$q_2 = q_1 + q_0 = 23,3 + 12 = 35,8 \text{ кг.}$$

В случае привода, расположенного по фиг. 139 в конце грузеной ветви, получим:

$$\begin{aligned} S_1 &= S_0 + c_0 \cdot q_0 \cdot L = S_0 + 0,08 \cdot 12 \cdot 80 = S_0 + 77 \text{ кг}, \\ S_2 &= c_n \cdot S_1 + C_n = 1,05 \cdot S_0 + 1,05 \cdot 77 + 8 = 1,05 \cdot S_0 + 89, \\ S_m &= S_2 + c_0 \cdot q_2 \cdot L = 1,05 \cdot S_0 + 89 + 0,08 \cdot 35,8 \cdot 80 = 1,05 \cdot S_0 + 318. \end{aligned}$$

Следовательно:

$$\Sigma p = S_m - S_0 = 0,05 \cdot S_0 + 318,$$

но:

$$S_0 = \frac{k_s \Sigma p}{e^{f'c} - 1} = \frac{1,25 \Sigma p}{2 - 1} = 1,25 \Sigma p = 0,0625 \cdot S_0 + 398,$$

откуда:

$$S_0 = 425 \text{ кг.}$$

Таким образом:

$$\begin{aligned} S_0 &= 425 \text{ кг}, \\ S_1 &= S_0 + 77 = 425 + 77 = 502 \text{ кг}, \\ S_2 &= c_n \cdot S_1 + C_n = 1,05 \cdot 502 + 8 = 535 \text{ кг}, \\ S_m &= S_2 + c_0 \cdot q_2 \cdot L = 535 + 0,08 \cdot 35,8 \cdot 80 = 764 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Тогда:

$$G_s = S_1 + S_2 = 502 + 535 = 1037 \text{ кг.}$$

В случае расположения привода в начале грузеной ветви по фиг. 141, принимая то же значение $S_0 = 425$ кг, получим:

$$\begin{aligned} S_1 &= S_0 + c_0 \cdot q_2 \cdot L = 425 + 0,08 \cdot 35,8 \cdot 80 = 654 \text{ кг}, \\ S_2 &= c_n \cdot S_1 + C_n = 1,05 \cdot 654 + 8 = 695 \text{ кг}, \\ S_m &= S_2 + c_0 \cdot q_0 \cdot L = 695 + 0,08 \cdot 12 \cdot 80 = 772 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Тогда:

$$\Sigma p = S_m - S_0 = 772 - 425 = 347 \text{ кг},$$

и коэффициент надежности привода:

$$k_s = \frac{S_0 (e^{f'c} - 1)}{\Sigma p} = \frac{425 \cdot 1}{347} \cong 1,22.$$

Вес натяжного груза:

$$G_s = S_1 + S_2 = 654 + 695 = 1349 \text{ кг.}$$

Таким образом при расположении привода в начале грузеной ветви наибольшее натяжение тягового органа увеличивается всего на $772 - 764 = 8$ кг, а натяжной груз на $1349 - 1037 = 312$ кг по сравнению с расположением привода в конце грузеной ветви.

Диаграммы натяжений тягового органа на фиг. 140 и 142 построены по данным рассмотренного примера.

Построение диаграммы натяжений тягового органа и выбор расположения привода для вертикального элеватора. Рассмотрим простейший случай вертикального цепного элеватора высотой H . Для выяснения влияния расположения привода на натяжение тягового органа и на величину натяжного усилия рассмотрим два случая.

Случай I. Привод расположен у верхнего блока (фиг. 143). В этом случае натяжение сбегавшей ветви S_0 будет приложено в точке A в верхней части холостой ветви элеватора.

Тогда, считая для простоты, что тяговым органом будет цепь, т. е. принимая $C_n = 0$, получим натяжения тягового органа в других точках транспортера:

$$S_1 = S_0 - q_0 \cdot H,$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = c_n \cdot S_0 - c_n \cdot q_0 \cdot H,$$

$$S_m = S_2 + q_2 \cdot H = c_n \cdot S_0 - c_n \cdot q_0 \cdot H + q_2 \cdot H = c_n \cdot S_0 + (q_2 - c_n \cdot q_0) H.$$

Диаграмма натяжений тягового органа для этого случая изображается ломаной линией $acdf$ (фиг. 144). Для построения ее имеем:

$$\operatorname{tg} \varepsilon_1 = \frac{t}{u} q_0$$

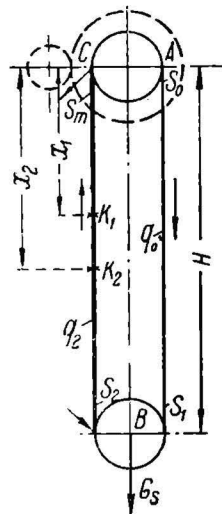
и

$$\operatorname{tg} \varepsilon_2 = \frac{t}{u} q_2.$$

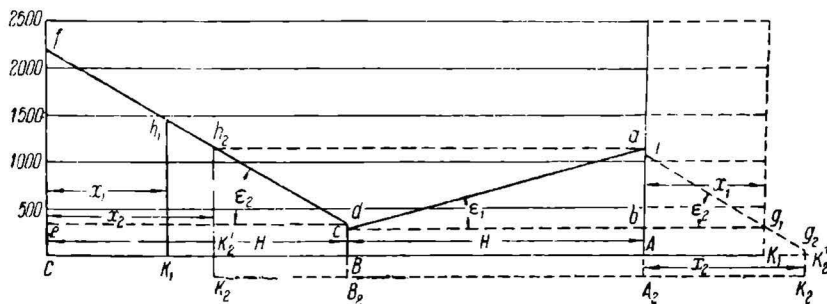
Наименьшее натяжение тягового органа в данном случае будет S_1 , изображаемое на диаграмме ординатой \overline{Bc} .

В случае привода с гладкими ведущими блоками необходимое натяжение ведомой ветви S_0 определяется формулой (95). Кроме того следует проверить, чтобы $S_1 \geq S_{\min}$; натяжение ведущей ветви тягового органа, по которому выбираются или проверяются его размеры, равное $S_m = S_0 + \Sigma p$, будет изображаться на диаграмме ординатой \overline{Cf} .

В случае привода с зубчатыми или многогранными ведущими блоками передача тягового усилия от ведущего блока тяговому органу не зависит от величины натяжения ведомой ветви, которое поэтому может быть уменьшено до $S_0 \geq S_{\min}$. Такое уменьшение S_0 выгодно в том отношении, что вместе с ним уменьшается и натяжение ведущей ветви S_m , а следовательно и размеры и вес и стоимость тягового органа. Достигнуть уменьшения S_0 можно, перенеся привод из герхней части элеватора в какую-либо точку K на восходящей ветви его.



Фиг. 143. Схема вертикального элеватора с приводом у верхнего блока.



Фиг. 144. Диаграмма натяжений тягового органа для вертикального элеватора с приводом у верхнего блока.

Действительно, при том же натяжении $S_1 = S_{\min}$ в случае расположения привода в точке K будем иметь: в точке A натяжение:

$$S_A = S_1 + q_0 \cdot H,$$

в точке C натяжение:

$$S_C = \frac{S_A}{c_n} = \frac{S_1}{c_n} + \frac{q_0 \cdot H}{c_n},$$

и в точке K выше привода:

$$S_o = S_C - q_2 \cdot x = \frac{S_1}{c_n} + \frac{q_0 \cdot H}{c_n} - q_2 \cdot x.$$

Натяжение же в точке K ниже привода будет:

$$S_m = S_2 + q_2 (H - x) = c_n \cdot S_1 + q_2 (H - x).$$

Ясно, что при расположении привода в точке K натяжение ведущей ветви будет на величину $q_2 x$ меньше, чем при расположении его в верхней точке элеватора, и следовательно для уменьшения S_m выгодно увеличивать x , т. е. понижать место установки привода.

Однако такое понижение места установки привода, или увеличение x , целесообразно лишь до известного предела. Действительно, с увеличением x уменьшается и S_o , которое при определенных значениях x может стать равным нулю и даже отрицательным, что конечно не допустимо, так как натяжение тягового органа в любой точке элеватора нигде не должно быть меньше S_{\min} .

Поэтому предел увеличения x получим из условия $S_o \geq S_{\min}$; имея же в виду, что нами уже принято $S_1 = S_{\min}$, получим:

$$\frac{S_{\min}}{c_n} + \frac{q_0 H}{c_n} - q_2 \cdot x \geq S_{\min},$$

откуда:

$$x_1 \leq \frac{q_0 \cdot H - (c_n - 1)S_{\min}}{c_n \cdot q_2}. \quad (96)$$

С другой стороны натяжение тягового органа в точке A определяется натяжением S_1 и весом опускающейся ветви элеватора и следовательно остается постоянным при любом расположении привода. Если бы при увеличении x мы получили $S_m < S_A$, то расчет тягового органа пришлось бы вести по натяжению S_A , и дальнейшее понижение места расположения привода потеряло бы смысл, так как оно не было бы связано с уменьшением расчетной нагрузки на цепь. Поэтому целесообразно увеличивать x лишь до тех пор, пока $S_m \geq S_A$, т. е. пока:

$$c_n \cdot S_1 + q_2 (H - x_2) \geq S_1 + q_0 \cdot H,$$

откуда при $S_1 = S_{\min}$ получаем:

$$x_2 \leq \frac{H(q_2 - q_0) + (c_n - 1)S_{\min}}{q_2} = \frac{H \cdot q_1 + (c_n - 1)S_{\min}}{q_2}, \quad (97)$$

Таким образом наивыгоднейшее расстояние x привода от верхнего блока будет равно меньшему из значений x_1 и x_2 , определяемых формулами (96) и (97).

Имея в виду, что величина $(c_n - 1)S_{\min}$ в этих случаях оказывает ничтожное влияние на величину x_1 и x_2 , можно считать, что наивыгоднейшее положение привода определяется по формуле (96), если $q_0/c_n < q_1$, и по формуле (97), если $q_0/c_n > q_1$.

Проще всего наивыгоднейшее расположение привода находится по диаграмме натяжений тягового органа.

Действительно, в случае перемещения привода из верхней точки элеватора вниз против направления движения тягового органа натяжение ведущей ветви S_m будет определяться на диаграмме (фиг. 144) прямой df и расстоянием x места расположения привода от верхней точки элеватора. Так например при расположении привода на расстоянии $x = x_1$ находим: $S_m = u \cdot K_1 \cdot h_1$, при $x = x_2$ имеем $S_m = u \cdot K_2' \cdot h_2$ и т. д.

Для нахождения натяжений ведомой ветви продолжим нашу диаграмму вправо от точки A , отложив отрезок $\overline{ai} = \frac{A_a}{c_n \cdot u}$ и проведя прямую g_1i под углом ε_2 к оси абсцисс, так как по мере понижения привода натяжение ведомой ветви будет уменьшаться пропорционально произведению $q_2 \cdot x$. При расположении привода в точке K_1 натяжение ведомой ветви будет $S_o = u \cdot K_1 \cdot g_1$, и вся диаграмма натяжений представится ломаной $K_1q_1iacdh_1K_1$; при расположении привода в точке K_2 натяжение ведомой ветви будет $S_o = u \cdot K_2' \cdot g_2$, и вся диаграмма натяжений: $K_2'g_2iacdh_2K_2'$.

Для того чтобы натяжение тягового органа нигде не было меньше допускаемого S_{\min} , диаграмма натяжений нигде не должна опускаться ниже горизонтали cb , проведенной на расстоянии $\overline{Bc} = \frac{S_1}{u} = \frac{S_{\min}}{u}$ от оси абсцисс. Таким образом предельное значение x_1 , определяемое условием $S_o \geq S_{\min}$, найдем в точке пересечения g_1 прямых ig_1 и cb .

Для того чтобы не уменьшать натяжения ведущей ветви S_m ниже натяжения тягового органа в других точках, определяемого допускаемым минимальным натяжением и весом вертикальных ветвей транспортера, не зависящим от места расположения привода, целесообразно понижать место установки привода до тех пор, пока $S_m \geq S_A$, т. е. пока на диаграмме $K_1h \geq Aa$.

Предельное значение x_2 , определяемое этим условием, найдем в точке пересечения h_2 прямой df и горизонтали ah_2 , проведенной через точку a .

В случае, рассмотренном на диаграмме фиг. 144, привод целесообразно расположить в точке K_1 , так как $x_1 < x_2$. Если бы при таких условиях расположить привод в точке K_2 , то натяжение ведущей ветви было бы $S_m = u \cdot K_2' \cdot h_2 = u \cdot Aa = S_A$, а натяжение ведомой ветви $S_o = u \cdot K_2' \cdot g_2 < S_{\min}$.

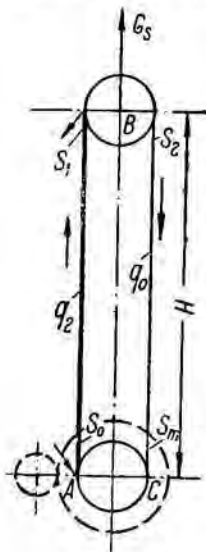
Для того чтобы в этом случае натяжение тягового органа нигде не было меньше S_{\min} , пришлось бы увеличить натяжное усилие $G_s = S_1 + S_2 = u(\overline{Bc} + \overline{Bd})$ настолько, чтобы получить $S_o = S_{\min}$, что было бы равносильно понижению на диаграмме оси абсцисс на величину $K_2K_2' = \frac{S_{\min}}{u} - K_2'g$. Тогда ось абсцисс на диаграмме пошла бы по прямой $K_2A_2B_2K_2$, и вся диаграмма натяжений стала бы изображаться ломаной $K_2g_2iacdh_2K_2$.

Такой перенос оси абсцисс увеличил бы натяжение тягового органа во всех точках элеватора, что повлекло бы за собой больший износ тягового органа и направляющих устройств и не дало бы никакой экономии в размерах и весе тягового органа.

Расположение привода на прямолинейных вертикальных ветвях элеватора потребовало бы специального устройства привода или установки в месте расположения привода дополнительных направляющих блоков, которые позволили бы тяговому органу образовать петлю для установки ведущего блока, и таким образом всегда связано с некоторым конструктивным усложнением всей установки. Поэтому такое расположение применяется редко и лишь при значительных высотах элеваторов, когда умень-

шение нагрузки на цепь является необходимым для того, чтобы примерение элеватора вообще стало возможным.

Случай II. Привод расположен у нижнего блока (фиг. 145). Предположим сначала, что цепь должна получать движение трением о гладкий ведущий блок. Тогда натяжение S_0 должно быть приблизительно то же, что и при расположении привода у верхнего блока, так как величина сопротивлений движению тягового органа сравнительно немного зависит от расположения привода. Но в данном случае натяжение S_0 будет приложено в нижней точке A восходящей ветви элеватора. Тогда натяжения в других точках получим:



$$S_1 = S_0 + q_2 \cdot H,$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = c_n \cdot S_0 + c_n \cdot q_2 \cdot H,$$

$$S_m = S_2 - q_0 \cdot H = c_n \cdot S_0 + c_n \cdot q_2 \cdot H - q_0 \cdot H = c_n \cdot S_0 = (c_n \cdot q_2 - q_0)H.$$

Диаграмма натяжений тягового органа для этого случая изобразится ломаной $AacdfC$ (фиг. 146), причем:

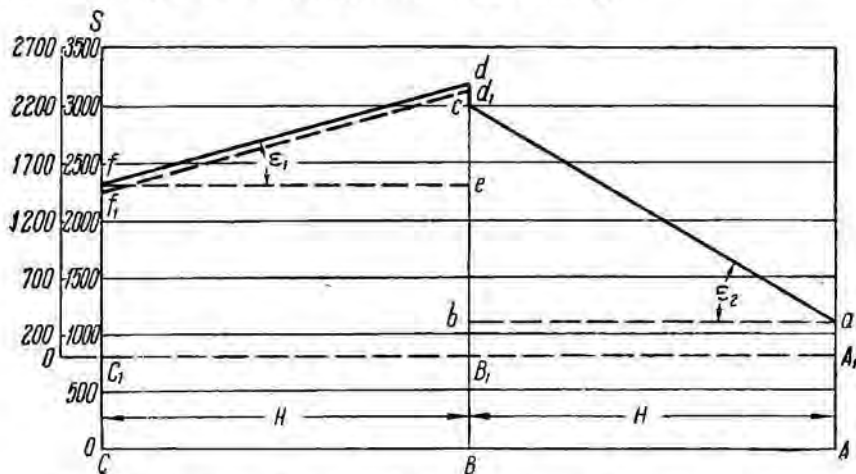
$$\operatorname{tg} \varepsilon_2 = \frac{t}{u} q_2$$

и

$$\operatorname{tg} \varepsilon_1 = \frac{t}{u} q_0.$$

Фиг. 145. Схема вертикального элеватора с приводом у нижнего блока.

Сравнивая эту диаграмму с диаграммой, изображенной на фиг. 144, видим что натяжение ведущей ветви S_m увеличивается при расположении привода внизу сравнительно мало, но зато значительно увеличиваются натяжения S_1 и S_2 и натяжное усилие, вследствие чего увеличивается износ тягового органа и направляющих устройств, а также вес, размеры и стоимость тягового органа, так как расчетное натяжение цепи в данном случае будет $S_2 > S_m$, или по диаграмме $u \cdot Bd > u \cdot Cf$.



Фиг. 146. Диаграмма натяжений тягового органа для вертикального элеватора с приводом у нижнего блока.

В случае привода с зубчатыми или многогранными ведущими блоками наименьшее в данном случае натяжение S_0 должно быть $> S_{\min}$. На

диаграмме натяжений это будет равносильно переносу оси абсцисс таким образом, чтобы ордината $A_1a = u \cdot S_{\min}$, т. е. переносу оси абсцисс на величину:

$$AA_1 = Aa - A_1a = u \left[\frac{k_s \cdot \Sigma p}{e^{f'c} - 1} - S_{\min} \right] \text{ мм.}$$

Перенос оси абсцисс, выражающей изменение предварительного натяжения тягового органа, не оказывает влияния на величину сопротивлений на прямолинейных участках пути, но влияет на величину сопротивлений на направляющих устройствах, зависящих от натяжения тягового органа. Так на рассматриваемой диаграмме при положении оси абсцисс ABC натяжение S_1 выражается ординатой \overline{Bc} , и потеря тягового усилия на верхнем блоке выражается отрезком $\overline{cd} = c_n' \cdot \overline{Bc}$. При переносе оси абсцисс в положение $A_1B_1C_1$ натяжение S_1 будет выражаться ординатой $\overline{B_1c} < \overline{Bc}$, а потеря тягового усилия на верхнем блоке — ординатой $\overline{cd_1} = c_n' \cdot \overline{B_1c} < \overline{cd}$. Поэтому диаграмма натяжений на участке \overline{BC} пойдет в первом случае по прямой \overline{af} , а во втором случае — по прямой $\overline{a_1f_1}$.

Практически однако разница получается ничтожной, и поэтому в большинстве случаев можно обойтись и без такой поправки, особенно если ось абсцисс переносится на небольшую высоту.

Как видим, в случае привода с зубчатыми или многогранными блоками расчетное натяжение цепи увеличивается очень мало, но нагрузка на направляющий блок получается значительно больше, чем в случае расположения привода у верхнего блока, и поэтому у нижнего блока привод никогда не располагают.

Пример 15. Определить натяжения цепи элеватора при верхнем и нижнем расположении привода в случае гладких ведущих блоков и найти наиболее выгодное расположение привода в случае зубчатых или многогранных ведущих блоков при следующих данных: высота элеватора $H = 30$ м; собственный вес движущихся частей элеватора $q_0 = 28$ кг/м; полезная нагрузка $q_1 = 35$ кг/м; коэффициенты потерь на направляющем блоке $c_n = 1,06$ и $c_n' = 0,06$; $e^{f'c} = 2,2$; полная нагрузка груженой ветви $q_2 = q_0 + q_1 = 28 + 35 = 63$ кг/м.

Рассмотрим сначала случай с гладким ведущим блоком.

1. При верхнем расположении привода (фиг. 143) будем иметь:

$$S_1 = S_0 - q_0 \cdot H = S_0 - 28 \cdot 30 = S_0 - 840,$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = 1,06 \cdot S_0 - 1,06 \cdot 840 = 1,06 \cdot S_0 - 890,$$

$$S_m = S_2 + q_2 \cdot H = 1,06 \cdot S_0 - 890 + 63 \cdot 30 = 1,06 \cdot S_0 + 1000,$$

$$\Sigma p = S_m - S_0 = 0,06 \cdot S_0 + 1000,$$

$$S_0 = \frac{k_s \cdot \Sigma p}{e^{f'c} - 1} = \frac{1,25(0,06 \cdot S_0 + 1000)}{2,2 - 1} = 0,0625 \cdot S_0 + 1040.$$

откуда $S_0 = 1110$ кг.

Следовательно:

$$S_1 = S_0 + 840 = 1110 - 840 = 270 \text{ кг,}$$

$$S_2 = 1,06 \cdot S_1 = 1,06 \cdot 270 = 286 \text{ кг,}$$

$$S_m = S_2 + q_2 \cdot H = 286 + 63 \cdot 30 = 2176 \text{ кг.}$$

Натяжное усилие:

$$G_s = S_1 + S_2 = 270 + 286 = 556 \text{ кг.}$$

II. При нижнем расположении ведущего блока и при том же значении $S_0 = 1110$ кг:

$$S_1 = S_0 + q_2 \cdot H = 1110 + 63 \cdot 30 = 3000 \text{ кг,}$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = 1,06 \cdot 3000 = 3180 \text{ кг,}$$

$$S_m = S_2 - q_0 \cdot H = 3180 - 28 \cdot 30 = 2340 \text{ кг.}$$

Диаграммы натяжений тягового органа для обоих случаев представлены на фиг. 144 и 146.

Как видим, расчетное натяжение цепи при нижнем ведущем блоке будет на

$$100 \cdot \frac{3180 - 2176}{2176} \cong 46\%$$

больше, чем при верхнем расположении ведущего блока:

Натяжное усилие во втором случае будет:

$$G_s = 3000 + 3180 = 6180 \text{ кг,}$$

т. е. на: f

$$100 \cdot \frac{6180 - 556}{556} = 1000\%$$

больше, чем при верхнем ведущем блоке.

Рассмотрим теперь случай с зубчатыми или многогранными ведущими блоками. Принимаем $S_{\min} = 270$ кг.

I. При верхнем расположении верхнего блока $S_1 = S_{\min}$ (фиг. 143):

$$S_0 = S_{\min} + q_0 \cdot H = 270 + 28 \cdot 30 = 1110 \text{ кг,}$$

$$S_2 = c_n \cdot S_{\min} = 1,06 \cdot 270 = 286 \text{ кг,}$$

$$S_m = S_2 + q_2 \cdot H = 286 + 63 \cdot 30 = 2176 \text{ кг.}$$

Натяжное усилие:

$$G_s = 270 + 286 = 556 \text{ кг.}$$

Диаграмма натяжений $Aacdfe$ на фиг. 144.

II. При нижнем расположении ведущего блока $S_0 = S_{\min}$ (фиг. 145):

$$S_1 = S_{\min} + q_2 \cdot H = 270 + 63 \cdot 30 = 2160 \text{ кг,}$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = 1,06 \cdot 2160 = 2290 \text{ кг,}$$

$$S_m = S_2 - q_0 \cdot H = 2290 - 28 \cdot 30 = 1450 \text{ кг.}$$

Натяжное усилие:

$$G_s = S_1 + S_2 = 2160 + 2290 = 4450 \text{ кг.}$$

Диаграмма натяжений $A_1acd_1f_1C_1$ на фиг. 146.

Расчетное натяжение на:

$$100 \cdot \frac{2290 - 2176}{2176} = 5,25\%$$

а натяжное усилие на:

$$100 \cdot \frac{4450 - 556}{556} = 700\%$$

выше, чем при верхнем расположении блока.

III. Наиболее выгодное расположение привода найдется по одной из формул (96) или (97), т. е.:

$$x_1 \leq \frac{q_0 \cdot H - (c_n - 1)S_{\min}}{c_n \cdot q_2} = \frac{28 \cdot 30 - (1,06 - 1) \cdot 270}{1,06 \cdot 63} \leq 12,32 \text{ м}$$

и

$$x_2 \leq \frac{H \cdot q_1 + (c_n - 1)S_{\min}}{q_2} = \frac{30 \cdot 35 + 0,06 \cdot 270}{63} \leq 17,1 \text{ м.}$$

Таким образом наиболее выгодное расположение привода будет при $x = x_1 \cong 12,3$ м в точке K_1 (фиг. 143) на 12,3 м ниже верхнего блока. Тогда:

$$S_A = S_1 + q_0 \cdot H = 270 + 28 \cdot 30 = 1110 \text{ кг,}$$

$$S_C = \frac{S_A}{c_n} = \frac{1110}{1,06} = 1045 \text{ кг,}$$

$$S_o = S_C - q_2 \cdot x = 1045 - 63 \cdot 12,3 = 270 \text{ кг,}$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = 1,06 \cdot 270 = 286 \text{ кг,}$$

$$S_m = S_2 + q_2(H - x) = 286 + 63 \cdot 17,7 = 1400 \text{ кг.}$$

Следовательно расчетное наибольшее натяжение цепи будет $S_m = 1400$ кг, т. е. на:

$$100 \cdot \frac{2176 - 1400}{1400} = 56\%$$

меньше, чем при верхнем расположении блока и на:

$$100 \cdot \frac{2290 - 1400}{1400} = 64\%$$

меньше, чем при нижнем расположении блока.

Среднее натяжение, при котором работает цепь на блоках, определяющее износ цепи, составит:

$$S_{\text{ср.}} = \frac{S_1 + S_A + S_C + S_o + S_2 + S_m}{6} = \frac{270 + 1110 + 1050 + 270 + 286 + 1400}{6} \cong 730 \text{ кг.}$$

Между тем при верхнем расположении привода среднее натяжение цепи будет:

$$S_{\text{ср.}} = \frac{270 + 1110 + 286 + 2176}{4} = 960 \text{ кг,}$$

или на:

$$100 \cdot \frac{960 - 730}{730} = 31\%$$

выше, а при нижнем расположении привода:

$$S_{\text{ср.}} = \frac{270 + 2160 + 2290 + 1450}{4} \cong 1540 \text{ кг,}$$

или на:

$$100 \cdot \frac{1540 - 730}{730} = 111\%$$

выше, чем при расположении привода в точке K_1 .

Если бы привод был расположен в точке K_2 на расстоянии $x_2 = 16,4$ м от верхнего блока, то при $S_1 = 270$ кг натяжения цепи были бы:

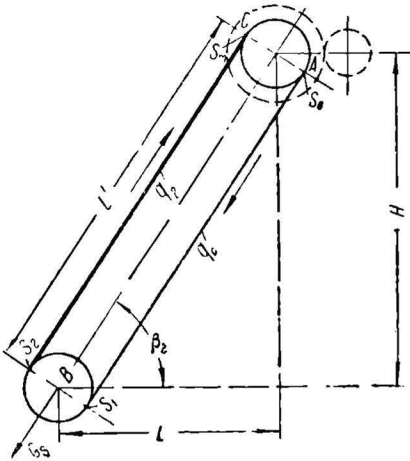
$$S_A = S_1 + q_0 \cdot H = 270 + 28 \cdot 30 = 1110 \text{ кг},$$

$$S_C = \frac{S_A}{c_n} = \frac{1110}{1,06} = 1050 \text{ кг},$$

$$S_0 = S_C - q_2 \cdot x_2 = 1050 - 63 \cdot 16,4 = 18 \text{ кг},$$

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = 1,06 \cdot 270 = 286 \text{ кг},$$

$$S_m = S_2 + q_2(H - x) = 286 + 63 \cdot 13,6 = 1143 \text{ кг}.$$



Фиг. 147. Схема наклонного элеватора.

Натяжение $S_0 = 18$ кг получилось здесь меньше $S_{\min} = 270$ кг. Поэтому придется в этом случае увеличить предварительное натяжение цепи настолько, чтобы S_0 было равно 270 кг, т. е. увеличить на $270 - 18 = 252$ кг.

Тогда, не учитывая незначительного повышения сопротивления на направляющем блоке, имеем:

$$S_1 = 270 + 252 = 522 \text{ кг},$$

$$S_A = 1110 + 252 = 1362 \text{ кг},$$

$$S_C = 1050 + 252 = 1302 \text{ кг},$$

$$S_0 = 18 + 252 = 270 \text{ кг},$$

$$S_2 = 286 + 252 = 538 \text{ кг},$$

$$S_m = 1143 + 252 = 1395 \text{ кг}.$$

Среднее натяжение цепи будет:

$$S_{\text{ср.}} = \frac{522 + 1362 + 1302 + 270 + 538 + 1395}{6} = 900 \text{ кг},$$

т. е. на:

$$100 \cdot \frac{900 - 730}{730} = 23\%$$

выше.

Наибольшее расчетное натяжение цепи останется примерно тем же, что и в случае расположения привода в точке K_1 , а натяжное усилие возрастет на:

$$100 \cdot \frac{(522 + 538) - 556}{556} = 92\%$$

по сравнению с расположением привода в точке K_1 .

Определение натяжений и построение диаграммы натяжений для наклонного элеватора. Как уже было подробно выяснено при рассмотрении горизонтального транспортера и вертикального элеватора, привод всегда выгоднее располагать в конце или в средних точках грузовой ветви, а не в начале ее. В большинстве случаев конструктивно удобнее располагать привод у концевых блоков, поэтому в рассматриваемом случае будем считать ведущим верхний блок (фиг. 147).

Независимо от того, будет ли работать тяговый орган на гладком или зубчатом ведущем блоке, определение натяжений его проще всего вести следующим образом. Задаваясь или определяя из условий работы транспортного устройства минимальное допустимое натяжение S_{\min} , опре-

деляют, аналитически или путем построения диаграммы, натяжения во всех точках транспортера, в том числе S_m и S_o , находят $\Sigma p = S_m - S_o$ и в случае привода с гладкими ведущими блоками проверяют полученное натяжение ведомой ветви S_o по формуле (95). Если полученное натяжение S_o будет меньше требуемого, то увеличивают натяжной груз настолько, чтобы натяжение S_o было достаточно для работы тягового органа на гладком ведущем блоке. Разницу между требуемой и полученной величиной S_o прибавляют к полученным натяжениям в других точках транспортного устройства или понижают на соответствующую величину ось абсцисс диаграммы.

В рассматриваемом случае наклонного элеватора (фиг. 147) наименьшее натяжение $S_1 = S_{\min}$. Тогда:

$$S_o = S_1 - c_2 \cdot q_0 \cdot L' = S_{\min} - (\sin \beta_2 + c_0 \cdot \cos \beta_2) q_0 \cdot L' = S_{\min} + q_0 \cdot H - c_0 \cdot q_0 \cdot L$$

(так как β_2 для опускающейся ветви отрицательно),

$$S_2 = c_n \cdot S_1 = c_n S_{\min},$$

$$S_m = S_2 + c_2 \cdot q_2 \cdot L' = c_n \cdot S_{\min} + (\sin \beta_2 + c_0 \cdot \cos \beta_2) q_2 \cdot L' = c_n \cdot S_{\min} + q_2 \cdot H + c_0 \cdot q_2 \cdot L$$

(β_2 для поднимающейся ветви положительно)

Диаграмма натяжений будет (фиг. 148) $Aabcd$. Здесь:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{t}{u} c_2 \cdot q_0$$

и

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{t}{u} c_2 \cdot q_2;$$

$$\Sigma p = S_m - S_o = c_n \cdot S_{\min} + q_2 \cdot H + c_0 \cdot q_2 \cdot L - S_{\min} - q_0 \cdot H + c_0 \cdot q_0 \cdot L = (c_n - 1) S_{\min} + q_1 \cdot H + c_0 (q_0 + q_2) L.$$

Для работы на гладком блоке необходимо:

$$S_1 \geq \frac{k_s \cdot \Sigma p}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Если полученное значение не удовлетворяет этому требованию, т. е. если:

$$u \cdot Aa < \frac{k_s \cdot \Sigma p}{e^{f\alpha} - 1},$$

то необходимо понизить ось абсцисс на величину:

$$AA_1 = \frac{k_s \cdot \Sigma p}{u(e^{f\alpha} - 1)} - Aa,$$

и тогда диаграмма натяжений будет A_1abcd (или точнее — с учетом увеличения потери тягового усилия на нижнем блоке вследствие увеличения натяжения тягового органа — $A_1abc_1d_1$, где $cc_1 = c_n' BB_1$).

Пример 16. Определить натяжения тягового органа для наклонного элеватора (фиг. 147). $H = 30$ м; $L = 20$ м; $c_n = 1,06$; $c_0 = 0,07$; собственный вес движущихся частей элеватора $q_0 = 28$ кг/м; полезная нагрузка $q_1 = 35$ кг/м; $e^{f\alpha} = 2,2$; $q_2 = q_0 + q_1 = 28 + 35 = 63$ кг/м.

Задаемся $S_1 = S_{\min} = 300$ кг. Тогда:

$$S_o = S_{o1} + q_0 \cdot H - c_0 \cdot q_0 \cdot L = 300 + 28 \cdot 30 - 0,07 \cdot 28 \cdot 20 = 1100 \text{ кг,}$$

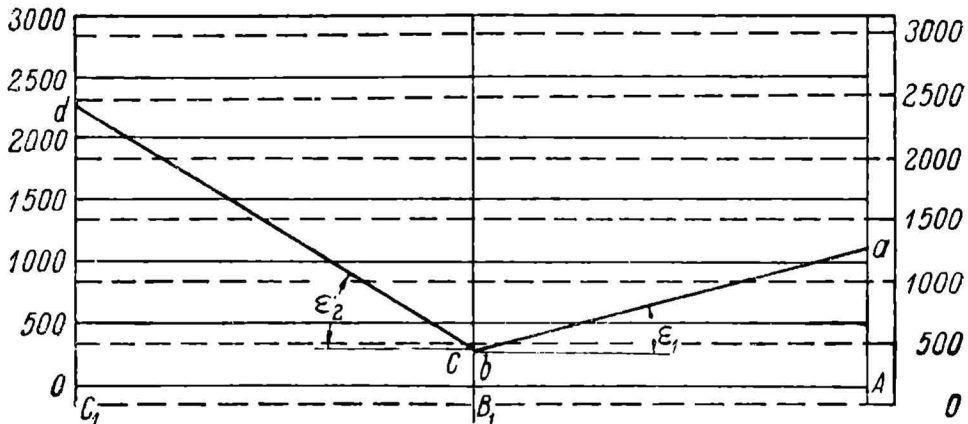
$$S_2 = c_n \cdot S_1 = 1,06 \cdot 300 = 318 \text{ кг,}$$

$$S_m = S_2 + q_2 \cdot H + c_0 \cdot q_2 \cdot L = 318 + 64 \cdot 30 + 0,07 \cdot 63 \cdot 20 = 2290 \text{ кг,}$$

$$\Sigma p = S_m - S_o = 2236 - 1100 = 1196 \text{ кг,}$$

и необходимое натяжение ведомой ветви при коэффициенте надежности $k_s = 1,25$ будет:

$$S_o = \frac{k_s \Sigma p}{e^{\alpha} - 1} = \frac{1,25 \cdot 1196}{2,2 - 1} = 1246 \text{ кг.}$$



Фиг. 148. Диаграмма натяжений тягового органа для наклонного элеватора.

Следовательно натяжение тягового органа необходимо увеличить на $1246 - 1100 = 146$ кг или соответственно понизить ось абсцисс диаграммы (фиг. 148). Тогда:

$$S_o = 1100 + 146 = 1246 \text{ кг,}$$

$$S_1 = 300 + 146 = 446 \text{ кг,}$$

$$S_2 = 318 + 146 = 464 \text{ кг,}$$

$$S_m = 2296 + 146 = 2442 \text{ кг.}$$

Если учесть увеличение сопротивления направляющего блока вследствие натяжения тягового органа, то следовало бы увеличить натяжения S_2 и S_n на $0,06 \cdot 146 \cong 9$ кг. Тогда расчетное натяжение будет:

$$S_m = 2442 + 9 = 2451 \text{ кг,}$$

или на:

$$100 \cdot \frac{2451 - 2442}{2442} = 0,3$$

больше, чем при упрощенном расчете.

Диаграмма натяжений на фиг. 148 построена по данным этого примера.

Определение натяжений, построение диаграммы натяжений и нахождение наиболее выгодного расположения привода для конвейера. В общем случае конвейер состоит из горизонтальных, вертикальных и наклонных ветвей. Выбирая место расположения натяжного приспособления там, где по конфигурации конвейера можно ожидать наименьшего натяжения тяго-

вого органа, задаваясь или определяя из условий работы конвейера величину допускаемого наименьшего натяжения S_{\min} и принимая натяжение тягового органа у натяжного приспособления $S_1 = S_{\min}$, можно найти натяжение тягового органа в любой точке K конвейера по формуле (94):

$$S_k = S_o \pm \Sigma_k \cdot p.$$

В случае приводов с зубчатыми или многогранными ведущими блоками наивыгоднейшее положение привода будет определяться двумя условиями:

1) натяжение ведомой ветви должно быть не меньше S_{\min} , т. е.:

$$S_o = S_s - \Sigma_k \cdot p \geq S_{\min};$$

2) натяжение ведущей ветви должно быть не меньше натяжений тягового органа в других точках конвейера, т. е.:

$$S_m \geq S_k.$$

В случае же приводов с гладкими ведущими блоками натяжение S_o должно быть проверено по формуле (95), т. е.:

$$S_o = \frac{k_s (S_m - S_o)}{e^{f\alpha} - 1}.$$

При сложной конфигурации конвейера значительно проще и удобнее воспользоваться с этой целью построением диаграммы натяжений тягового органа, которая, несмотря на меньшую точность графических расчетов, дает более надежные результаты, так как самый вид диаграммы позволяет контролировать правильность ее построения и избежать грубых ошибок, возможных при аналитических расчетах. Кроме того диаграмма натяжений при сложной конфигурации конвейера дает возможность проверить правильность выбора места установки не только привода, но и натяжного приспособления, так как не всегда заранее можно сказать, где натяжение тягового органа будет наименьшим. Иногда натяжение, близкое к наименьшему допускаемому S_{\min} , может оказаться в нескольких точках конвейера, и тогда бывает целесообразным поставить несколько натяжных приспособлений. Диаграмма натяжений в этом случае покажет, в каких именно точках целесообразно ставить натяжные приспособления.

Рассмотрим конвейер, изображенный эскизно на фиг. 149.

Наименьшее натяжение в данном случае можно ожидать в точке I , в которой и ставим натяжное приспособление.

В точке A будем считать приложенным сопротивление p_a , поглощаемое питателем, а в точке B — сопротивление p_b , поглощаемое разгрузочным приспособлением. Принимая $S_I = S_{\min}$, начнем построение диаграммы с точки I . Для этого (фиг. 150) отложим влево от точки I последовательно участки конвейера по направлению движения, а вправо — против направления движения, принимая произвольный масштаб длин $1 \text{ мм} = t \text{ м}$; для натяжений примем масштаб сил $1 \text{ мм} = u \text{ кг}$.

Для построения диаграммы имеем:

$$\text{tg } \epsilon_1 = \frac{t}{u} c_0 \cdot q_0;$$

$$\text{tg } \epsilon_2 = \frac{t}{u} c_0 \cdot q_2;$$

$$\text{tg } \epsilon_3 = \frac{t}{u} c_2 \cdot q_2;$$

$$\text{tg } \epsilon_4 = \frac{t}{u} q_2$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

и

$$\lg \varepsilon_0 = \frac{t}{u} c_2 \cdot q_0.$$

Для участка II—III угол β_2 положителен, а для участка I—IV₀ — отрицателен.

В построенной по этим данным диаграмме натяжения в точках II, III, IV, V, VI будут представлять собой те натяжения, которые имел бы тяговый орган, если бы рассматриваемая точка лежала между натяжным приспособлением и ведущей ветвью конвейера, а натяжения, отложенные в точках VI₀, B₀, V₀, IV₀ и т. д., — те натяжения, которые имел бы тяговый орган, если бы эта точка лежала между натяжным приспособлением и ведомой ветвью конвейера.

Таким образом если бы привод был помещен у блока VI, то натяжение ведущей ветви было бы $S_m = S_{VI-1} = u \cdot VI\rho$, а натяжение ведомой ветви $S_0 = S_{VI} = u \cdot VI_0q$, и диаграмма натяжений выразилась бы ломаной VI₀ qbacdefghiklm по VI.

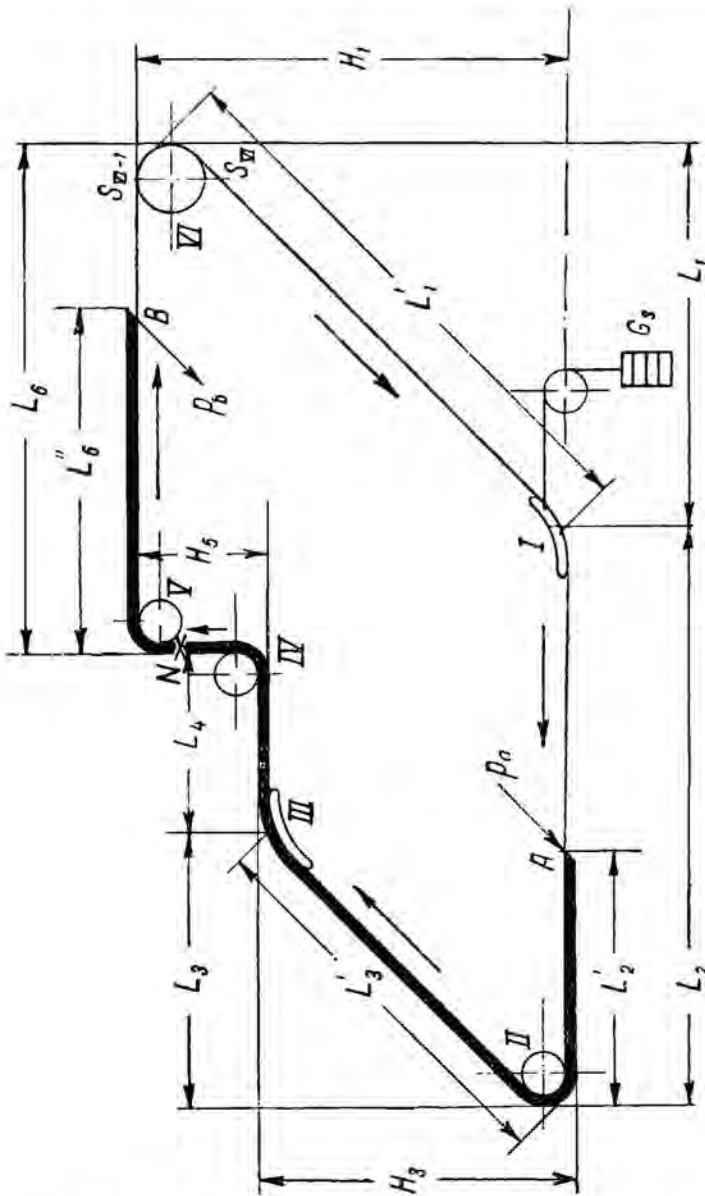
Если привод поместить в точке V, то соответственно имели бы:

$$S_m = S_{V-1} = u \cdot VI,$$

$$S_0 = S_V = u \cdot V_0u,$$

и диаграмма выразилась бы ломаной V₀utsrqbacdefghiklV.

Наименьшее натяжение $S_{I-1} = S_{\min} = u \cdot Ib$.



Фиг. 149. Схема конвейера.

Для выбора наиболее выгодного положения привода проводим горизонталь через точку b до пересечения с правой частью диаграммы в точке N. Точка N следовательно будет той точкой, при расположении привода в которой натяжение ведомой ветви $S_0 = S_{\min}$.

Для проверки второго условия $S_m \geq S_k$ проведем через точку q диаграммы горизонталь до пересечения с левой частью диаграммы в точке M . Точка M явится той точкой, при расположении привода в которой натяжение ведущей ветви будет равно $u \cdot \sqrt{I_0 q}$, зависящему только от натяжения S_{\min} , создаваемого натяжным приспособлением, и веса движущихся частей транспортера и не зависящему от места установки привода.

Но при установке привода в точке M натяжение ведомой ветви окажется отрицательным, и следовательно в данном случае наиболее выгодное место установки привода будет в точке N или у ближайших к точке N направляющих приспособлений, т. е. в точке V или в точке IV . При расположении привода в точке V диаграмма натяжений будет, как уже было указано выше, $V_0 \text{utrsqbacdefghikl}V$.

В случае же расположения привода в точке IV_0 натяжение ведомой ветви получается отрицательным, и поэтому в этом случае пришлось бы опустить ось абсцисс настолько, чтобы натяжение в точке IV_0 стало положительным и равным S_{\min} , т. е. принять за ось абсцисс горизонталь \overline{wz} , причем $wIV_0 = S_{\min}$; тогда диаграмма натяжений была бы: $wIV_0 \text{utrsqbacdefghiz}$.

Как видим, перенос привода в точку IV и связанный с ним перенос оси абсцисс на диаграмме, означающий увеличение натяжного усилия, а следовательно и предварительного натяжения конвейера, даст возможность немного уменьшить S_0 и S_m , но увеличит натяжение тягового органа во всех других точках конвейера, а следовательно увеличит и износ как тягового органа, так и направляющих устройств. Поэтому целесообразнее устанавливать привод у направляющего приспособления, следующего за точкой наиболее выгодного расположения привода, а не предшествующего ему, за исключением случая, когда точка наиболее выгодного расположения привода лежит очень близко к предшествующему натяжному приспособлению и перенос привода к нему дает небольшое увеличение натяжения во всех промежуточных точках конвейера и значительное уменьшение натяжения S_m , позволяющее выбрать более легкий и дешевый тяговый орган.

Пример 17. Найти наиболее выгодное расположение привода и наибольшее натяжение тягового органа для конвейера, схематически изображенного на фиг. 149, для следующих данных.

Производительность конвейера $Q = 200$ т/ч.

Длины ветвей: $L_1 = 17,3$ м; $H_1 = 10$ м; $L_2 = 100$ м; $L_2'' = 40$ м; $L_3 = 13,3$ м; $H_3 = 8$ м; $L_4 = 50$ м; $H_5 = 2$ м; $L_6 = 54$ м и $L_6'' = 34$ м.

Скорость тягового органа $v = 0,4$ м/сек.

Сопrotивление питающего приспособления $p_a = 50$ кг.

Сопrotивление разгрузочного приспособления $p_b = 30$ кг.

Наименьшее допускаемое натяжение цепи $S_{\min} = 375$ кг.

Конструктивные размеры конвейера: диаметр ходовых роликов цепи $D_2 = 100$ мм; диаметр расточки их $d_2 = 25$ мм; шаг цепи $l = 300$ мм; диаметр шарнира $\delta = 45$ мм; собственный вес 1 пог. м конвейера $q_0 = 150$ кг/м.

Для направляющих блоков $d_n/D_n = 0,1$; число граней $z_n = 5$.

Для направляющих шин радиус закругления $R_1 = 2000$ мм.

Тогда:

$$q_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{200}{3,6 \cdot 0,4} \cong 140 \text{ кг/м}$$

и

$$q_2 = q_1 + q_0 = 140 + 150 = 290 \text{ кг/м.}$$

Примем: коэффициент трения: в шарнирах цепи $\mu_1 = 0,4$, в ступицах ходовых роликов $\mu_2 = 0,15$, в цапфах направляющих блоков $\mu = 0,15$, качения ходовых роликов по шинам $f_2 = 0,1$ см.

Тогда по номограмме № 3 находим $c_0 = 0,072$.

Для направляющих блоков с углом обхвата $\alpha = 90^\circ$ по номограмме № 6 имеем $c_n = 1,11$, для $\alpha = 150^\circ$ имеем $c_n = 1,118$.

Для направляющих шин при $\alpha = 60^\circ$ по номограмме № 7 находим $c_n = 1,06$.

Наименьшее натяжение тягового органа будет в ветви, набегающей на блок I. Примем $S_{I-1} = S_{\min} = 375$ кг. Тогда:

$$S_I = c_n \cdot S_{I-1} = 1,06 \cdot 375 = 398 \text{ кг.}$$

Примем $S_I = 400$ кг.

Тогда:

Для части конвейера, лежащей между натяжными приспособлениями и ведущей ветвью:

$$S_I = 400 \text{ кг;}$$

$$S_{II-1} = S_I + c_0 (q_0 \cdot L_2 + q_1 \cdot L_2'') + p_a = 400 + 0,072 (150 \cdot 100 + 140 \cdot 40) + 50 = 1933;$$

$$S_{II} = c_{II} \cdot S_{II-1} = 1,118 \cdot 1933 = 2160;$$

$$S_{III-1} = S_{II} + c_0 \cdot q_2 \cdot L_3 + q_2 \cdot H_3 = 2160 + 0,072 \cdot 290 \cdot 13,3 + 290 \cdot 8 = 4760;$$

$$S_{III} = c_{III} \cdot S_{III-1} = 1,06 \cdot 4760 = 5050;$$

$$S_{IV-1} = S_{III} + c_0 \cdot q_2 \cdot L_4 = 5050 + 0,072 \cdot 290 \cdot 50 = 6100;$$

$$S_{IV} = c_{IV} \cdot S_{IV-1} = 1,11 \cdot 6100 = 6770;$$

$$S_{V-1} = S_{IV} + q_5 \cdot H_5 = 6770 + 290 \cdot 2 = 7350;$$

$$S_V = c_V \cdot S_{V-1} = 1,11 \cdot 7350 = 8160;$$

$$S_{VI-1} = S_V + c_0 (q_1 \cdot L_6'' + q_0 \cdot L_6) + p_b = 8160 + 0,072 (140 \cdot 34 + 150 \cdot 54) + 30 = 9116.$$

Для части конвейера, лежащей между натяжным приспособлением и ведомой ветвью:

$$S_I = 400;$$

$$S'_{I-1} = \frac{S_I}{c_I} = \frac{400}{1,06} = 377;$$

$$S'_{VI} = S'_{I-1} + q_0 \cdot H_1 - c_0 \cdot q_0 \cdot L_1 = 377 + 150 \cdot 10 - 0,072 \cdot 150 \cdot 17,3 = 1690;$$

$$S'_{VI-1} = \frac{S'_{VI}}{c_{VI}} = \frac{1690}{1,118} = 1510;$$

$$S'_V = S'_{VI-1} - c_0 (q_1 \cdot L_6'' + q_0 \cdot L_6) - p_b = 1510 - 0,072 (140 \cdot 34 + 150 \cdot 54) - 30 = 554;$$

$$S'_{V-1} = \frac{S'_V}{c_V} = \frac{554}{1,11} = 498;$$

$$S'_{IV} = S'_{V-1} - q_2 \cdot H_5 = 498 - 290 \cdot 2 = -82.$$

Таким образом при расположении привода в точке VI будем иметь:

$$S_m = S_{VI-1} = 9116 \text{ кг,}$$

$$S_o = S'_{VI} = 1690 \text{ кг.}$$

При расположении привода в точке V:

$$S_m = S_{V-1} = 7350 \text{ кг},$$

$$S_o = S'_V = 554 \text{ кг}.$$

При расположении привода в точке IV:

$$S_n = S_{IV-1} = 6100 \text{ кг},$$

$$S_o = S'_{IV} = -82 \text{ кг}.$$

В последнем случае для получения $S_o \geq S_{\min}$ пришлось бы увеличить натяжение всего тягового органа на $375 + 82 = 457$ кг. Тогда получили бы:

$$S'_n = 6100 + 457 = 6557 \text{ кг}$$

и

$$S_o = 457 - 82 = 375 \text{ кг}.$$

Отсюда ясно, что привод целесообразно расположить в точке V.

Диаграмма натяжений тягового органа на фиг. 150 построена по данным рассмотренного примера.

Вывод общего выражения для натяжения ведущей ветви тягового органа. Для любого конвейера натяжение тягового органа в любой точке его легко выразить через натяжение ведомой ветви S_o

Рассмотрим например конвейер, схема которого изображена на фиг. 149.

Для него будем иметь:

$$S_{I-1} = S_o - q_0 H_1 + c_0 q_0 L_1;$$

$$S_I = c_I S_{I-1} + C_I = c_I S_o - c_I q_0 H_1 + c_I c_0 q_0 L_1 + C_I;$$

$$S_{II-1} = S_I + c_0 q_0 L_2 + c_0 q_1 L_2'' + p_a = c_I S_o - c_I q_0 H_1 + c_I c_0 q_0 L_1 + C_I + c_0 q_0 L_2 + c_0 q_1 L_2'' + p_a;$$

$$S_{II} = c_{II} S_{II-1} + C_{II} = c_{II} c_I S_o - c_{II} c_I q_0 H_1 + c_{II} c_I c_0 q_0 L_1 + c_{II} C_I + c_{II} c_0 q_0 L_2 +$$

$$+ c_{II} c_0 q_1 L_2 + c_{II} p_a + C_{II};$$

$$S_{III-1} = S_{II} + q_0 H_3 + q_1 H_3 + c_0 q_0 L_3 + c_0 q_1 L_3 = c_{II} c_I S_o - c_{II} c_I q_0 H_1 + c_{II} c_I c_0 q_0 L_1 + c_{II} C_I +$$

$$+ c_{II} c_0 q_0 L_2 + c_{II} c_0 q_1 L_2 + c_{II} p_a + C_{II} + q_0 H_3 + q_1 H_3 + c_0 q_0 L_3 + c_0 q_1 L_3;$$

$$S_{III} = c_{III} S_{III-1} + C_{III} = c_{III} c_{II} c_I S_o - c_{III} c_{II} c_I q_0 H_1 + c_{III} c_{II} c_I c_0 q_0 L_1 + c_{III} c_{II} C_I + c_{III} c_{II} c_0 q_0 L_2 +$$

$$+ c_{III} c_{II} c_0 q_1 L_2 + c_{III} c_{II} p_a + c_{III} C_{II} + c_{III} q_0 H_3 + c_{III} q_1 H_3 + c_{III} c_0 q_0 L_3 + c_{III} c_0 q_1 L_3 + C_{III};$$

$$S_{IV-1} = S_{III} + c_0 q_0 L_4 + c_0 q_1 L_4;$$

$$S_{IV} = c_{IV} S_{IV-1} + C_{IV} = c_{IV} S_{III} + c_{IV} c_0 q_0 L_4 + c_{IV} c_0 q_1 L_4 + C_{IV} = c_{IV} c_{III} c_{II} c_I S_o -$$

$$- c_{IV} c_{III} c_{II} c_I q_0 H_1 + c_{IV} c_{III} c_{II} c_I c_0 q_0 L_1 + c_{IV} c_{III} c_{II} C_I - c_{IV} c_{III} c_{II} c_0 q_0 L_2 + c_{IV} c_{III} c_{II} c_0 q_1 L_2 +$$

$$+ c_{IV} c_{III} c_{II} p_a + c_{IV} c_{III} C_{II} + c_{IV} c_{III} q_0 H_3 + c_{IV} c_{III} q_1 H_3 + c_{IV} c_{III} c_0 q_0 L_3 + c_{IV} c_{III} c_0 q_1 L_3 +$$

$$+ c_{IV} C_{III} + c_{IV} c_0 q_0 L_4 + c_{IV} c_0 q_1 L_4 + C_{IV};$$

$$S_{V-1} = S_{IV} + q_0 H_5 + q_1 H_5;$$

$$S_V = c_V S_{V-1} + C_V = c_V S_{IV} + c_V q_0 H_5 + c_V q_1 H_5 + C_V = c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_I S_o -$$

$$- c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_I q_0 H_1 + c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_I c_0 q_0 L_1 + c_V c_{IV} c_{III} c_{II} C_I + c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_0 q_0 L_2 +$$

$$+ c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_0 q_1 L_2 + c_V c_{IV} c_{III} p_a + c_V c_{IV} c_{III} C_{II} + c_V c_{IV} c_{III} q_0 H_3 + c_V c_{IV} c_{III} q_1 H_3 +$$

$$+ c_V c_{IV} c_{III} c_0 q_0 L_3 + c_V c_{IV} c_{III} c_0 q_1 L_3 + c_V c_{IV} C_{III} + c_V c_{IV} c_0 q_0 L_4 + c_V c_{IV} c_0 q_1 L_4 + c_V C_{IV} +$$

$$+ c_V q_0 H_5 + c_V q_1 H_5 + C_V;$$

$$S_m = S_{V-1} = S_V + c_0 q_0 L_6 + p_b + c_0 q_1 L_6'' = c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_I S_o - c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_I q_0 H_1 +$$

$$+ c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_I c_0 q_0 L_1 + c_V c_{IV} c_{III} c_{II} C_I + c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_0 q_0 L_2 + c_V c_{IV} c_{III} c_{II} c_0 q_1 L_2 +$$

$$+ c_V c_{IV} c_{III} p_a + c_V c_{IV} c_{III} C_{II} + c_V c_{IV} c_{III} q_0 H_3 + c_V c_{IV} c_{III} q_1 H_3 + c_V c_{IV} c_{III} c_0 q_0 L_3 +$$

$$+ c_V c_{IV} c_{III} c_0 q_1 L_3 + c_V c_{IV} C_{III} + c_V c_{IV} c_0 q_0 L_4 + c_V c_{IV} c_0 q_1 L_4 + c_V C_{IV} + c_V q_0 H_5 +$$

$$+ c_V q_1 H_5 + C_V + c_0 q_0 L_6 + p_b + c_0 q_1 L_6'' = a_1 S_o + b_1.$$

В общем случае, обозначая полное число направляющих устройств в транспортере через m и заменяя коэффициенты c_I, c_{II}, c_m и C_I, C_{II}, C_m средними значениями их:

$$c = \frac{c_I + c_{II} + \dots + c_m}{m} = \frac{\sum_m c_n}{m}$$

$$C = \frac{C_I + C_{II} + \dots + C_m}{m} = \frac{\sum_m c_n}{m}$$

получим:

$$a_1 = c^m \quad (99)$$

и

$$b_1 = \sum c^{m-n+1} \cdot q_0 \cdot H_n + \sum c^{m-n+1} \cdot q_1 \cdot H_n + \sum c^{m-n+1} \cdot c_0 \cdot q_0 \cdot L_n +$$

$$+ \sum c^{m-n+1} \cdot c_0 \cdot q_1 \cdot L_n + (1 + c + c^2 + \dots + c^{m-1})C + \sum c^{m-n-1} p_k. \quad (100)$$

Принимая для простоты, что направляющие устройства распределены равномерно по всей длине конвейера, и считая, что n для всех членов уравнения (100) изменяется от $n = 1$ до $n = m + 1$, найдем среднее значение:

$$c^{m-n+1} = \frac{c^m + c^{m-1} + \dots + c^2 + c + 1}{m + 1} = \frac{c^{m+1} - 1}{(m + 1)(c - 1)} = c_1. \quad (101)$$

Тогда, имея в виду, что для поднимающихся ветвей H будет положительным, а для опускающихся ветвей — отрицательным, получим:

$$\sum c^{m-n+1} \cdot q_0 \cdot H_n = c_1 \sum q_0 \cdot H_n = 0,$$

$$\sum c^{m-n+1} \cdot q_1 \cdot H_n = c_1 \sum q_1 \cdot H_n = c_1 \cdot q_1 \cdot H = c_1 \cdot \frac{Q \cdot H}{3,6 \cdot v},$$

$$\sum c^{m-n+1} \cdot c_0 \cdot q_0 \cdot L_n = c_1 \cdot c_0 \cdot q_0 \sum L_n = c_1 \cdot c_0 \cdot q_0 \cdot L_0,$$

$$\sum c^{m-n+1} \cdot c_0 \cdot q_1 \cdot L_n = c_1 \cdot c_0 \cdot q_1 \sum L_n = c_1 \cdot c_0 \cdot q_1 \cdot L = c_1 \cdot c_0 \cdot \frac{Q \cdot L}{3,6 \cdot v},$$

$$1 + c + c^2 + \dots + c^{m-1} = \frac{c^m - 1}{c - 1} = c_b. \quad (102)$$

Величиной коэффициента при p_k пренебрегаем, так как влияние сопротивления p_k на натяжение тягового органа вообще ничтожно.

Во всех этих формулах через H обозначена полная высота подъема материала и L — полная длина перемещения его по горизонтальному направлению.

Величину коэффициента c_1 можно определить по формуле (101) или по номограмме № 9 а коэффициента c_b — по формуле (102) или по номограмме № 14.

Тогда получим:

$$b_1 = (c_1 \cdot c_0 \cdot q_0 \cdot L_0 + c_b C + \sum p_k) + c_1 \cdot \frac{Q \cdot H}{3,6 \cdot v} + c_1 \cdot c_0 \cdot \frac{Q \cdot L}{3,6 \cdot v}. \quad (103)$$

Пример 18. Найти зависимость между натяжениями ведущей и ведомой ветвей по общей формуле для конвейера, изображенного на фиг. 149, при цифровых данных, указанных в примере 17.

Полная горизонтальная длина тягового органа будет:

$$L_0 = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 = 17,3 + 100 + 13,3 + 50 + 54 = 234,6 \text{ м.}$$

Полная высота подъема груза:

$$H = H_3 - H_5 = 8 + 2 = 10 \text{ м.}$$

Полная горизонтальная проекция пути перемещения груза:

$$L = L'_3 + L_3 + L_4 + L''_5 = 40 + 13,3 + 50 + 34 = 137,3 \text{ м.}$$

Среднее значение коэффициентов будет:

$$c = \frac{\sum_m c_n}{m} = \frac{c_I + c_{II} + c_{III} + c_{IV} + c_V}{5} = \frac{1,06 + 1,118 + 1,06 + 1,11 + 1,11}{5} = 1,09.$$

По формуле (101) имеем:

$$c_1 = \frac{c^{m+1} - 1}{(m + 1)(c - 1)} = \frac{1,09^6 - 1}{6 \cdot (1,09 - 1)} = 1,254.$$

Тогда по формуле (99):

$$a_1 = c^m = 1,09^5 = 1,538$$

и по формуле (103):

$$b_1 = c_1 \cdot c_0 \cdot q_0 \cdot L_0 + \sum p_k + c_1 \cdot \frac{Q \cdot H}{3,6 \cdot v} + c_1 \cdot c_0 \cdot \frac{Q \cdot L}{3,6 \cdot v} = 1,254 \cdot 0,072 \cdot 150 \cdot 234,6 + 80 + \\ + 1,254 \cdot \frac{200 \cdot 10}{3,6 \cdot 0,4} + 1,254 \cdot 0,072 \cdot \frac{200 \cdot 137,3}{3,6 \cdot 0,4} = 3167 + 80 + 1742 + 1717 = 6706 \text{ кг}$$

и

$$S_m = 1,538 \cdot S_0 + 6706 \text{ кг.}$$

При расположении привода в точке VI будем иметь согласно подсчетам примера 17:

$$S_0 = 1690 \text{ кг}$$

и следовательно:

$$S_m = 1,538 \cdot S_0 + 6706 = 1,538 \cdot 1690 + 6706 = 2600 + 6706 = 9306 \text{ кг,}$$

т. е. больше, чем при точном расчете по примеру 17 на:

$$100 \cdot \frac{9306 - 9116}{9116} = 2,02\%$$

При расположении привода в точке V будем иметь:

$$S_0 = 554 \text{ кг}$$

и

$$S_m = 1,538 \cdot S_0 + 6706 = 1,538 \cdot 554 + 6706 = 852 + 6706 = 7558 \text{ кг,}$$

т. е. больше, чем при точном расчете на:

$$100 \cdot \frac{7558 - 7350}{7350} = 2,83\%$$

Разница получается потому, что в примере 17 положение и величина сопротивлений направляющих устройств были учтены точно, при расчете же по общей формуле принято, что направляющие устройства распределены равномерно по всей длине конвейера, а вместо действительной величины сопротивлений взяты средние значения их.

§ 15. Определение мощности двигателя.

При определении мощности двигателя, равно как и при расчете и конструировании привода, приходится различать два случая: транспортные устройства с принудительным приводом, в котором движущее усилие от привода передается давлением зубцов, кулаков или граней ведущих блоков или барабанов на соответствующие части тягового органа, и транспортные устройства с гладкими блоками и барабанами, при которых движущее усилие передается лишь трением тягового органа о ведущий блок или барабан.

Случай I. Приводы с зубчатыми или многогранными ведущими блоками. Схема расположения усилий, действующих на зубчатый или многогранный ведущий блок, показана на фиг. 151. Отличие рассматриваемого случая от направляющих зубчатых или многогранных блоков, разобранных в § 11, состоит в том, что на ведущий блок, кроме натяжений тягового органа и трения в шарнирах цепи и в цапфах блока, действует еще крутящий момент M , передаваемый ведущему валу двигателем.

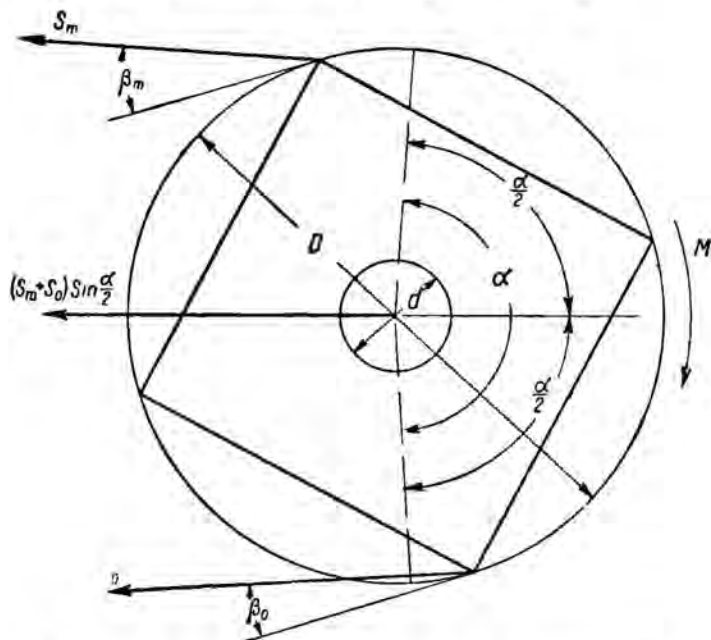
Примем для упрощения выводов давление на цапфы ведущего блока приблизительно равным $(S_m + S_0) \sin \frac{\alpha}{2}$, что будет мало отличаться от действительного давления, равного геометрической сумме натяжений S_m и S_0 , так как в большинстве случаев угол α близок к 180° .

Из условий равновесия имеем:

$$M - S_m \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos \beta_m + S_o \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos \beta_o - \mu_1 \cdot \frac{\delta}{D} \cdot \frac{D}{2} \cdot S_m - \mu_1 \cdot \frac{\delta}{D} \cdot \frac{D}{2} \cdot S_o - \\ - \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot S_m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot S_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 0,$$

откуда:

$$M = S_m \cdot \frac{D}{2} \cos \beta_m - S_o \cdot \frac{D}{2} \cdot \cos \beta_o + \mu_1 \cdot \frac{\delta}{D} \cdot \frac{D}{2} S_m + \mu_1 \cdot \frac{\delta}{D} \cdot \frac{D}{2} S_o + \\ + \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot S_m \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \frac{d}{2} \cdot S_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (104)$$



Фиг. 151. Схема усилий, действующих на ведущий цепной многогранный блок.

Мощность двигателя:

$$N = \frac{M \cdot \omega}{75 \cdot \eta_a} = \frac{M \cdot v_a}{\frac{D}{2} \cdot 75 \cdot \eta_a}, \quad (105)$$

где:

v_a — окружная скорость ведущего блока и

η_a — коэффициент полезного действия передач от вала двигателя ведущему валу.

Средняя скорость цепи:

$$v = \frac{z \cdot l \cdot n}{60},$$

откуда:

$$\frac{n}{60} = \frac{v}{z \cdot l}.$$

Окружная скорость ведущего блока:

$$v_a = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = v \cdot \frac{\pi D}{z \cdot l} = v \frac{\pi}{z} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\pi}{z}}$$

Заменяя в формуле (104) $\cos \beta_m$ и $\cos \beta_0$ средним значением их, выведенным в § 11 и равным:

$$\cos \beta_m = \cos \beta_0 = \cos \beta = \frac{z}{\pi} \cdot \sin \frac{\pi}{z}$$

и подставляя в формулу (105) выражение для M из формулы (104), получим:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left[(S_m - S_o) + (S_m + S_o) \left(\mu_1 \cdot \frac{\delta}{D} + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) \frac{\pi}{z \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \right] =$$

$$= \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left[(S_m - S_o) + (S_m + S_o) \left(\mu_1 \frac{\delta}{l} \cdot \sin \frac{\pi}{z} + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) \frac{\pi}{z \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \right]. \quad (106)$$

Обозначая:

$$\left(\mu_1 \cdot \frac{\delta}{l} \cdot \sin \frac{\pi}{z} + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) \frac{\pi}{z \cdot \sin \frac{\pi}{z}} = c_z \quad (107)$$

и

$$1 + c'_z = c_z, \quad (107a)$$

получим:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} [(S_m - S_o) + c_z (S_m + S_o)] =$$

$$= \frac{v}{75 \cdot \eta_a} [(c^m - 1) S_o + b_1 + c'_z (c^m + 1) S_o + c'_z b_1] = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \{ [(c^m - 1) + c'_z (c^m + 1)] S_o + (1 + c'_z) b_1 \} \quad (108)$$

но

$$(c^m - 1) + c'_z (c^m + 1) = c^m - 1 + c'_z c^m + c'_z + 2 - 2 = (c^m + 1) (c'_z + 1) - 2 = c_z (1 + c^m) - 2 = k_0. \quad (109)$$

Тогда, подставляя в формулу (108) значение b_1 по формуле (103) и имея в виду, что для цепных блоков $C = 0$, получим:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (k_0 \cdot S_o + c_z \cdot b_1) = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left(k_0 \cdot S_o + c_1 \cdot c_0 \cdot c_z \cdot q_0 \cdot L_0 + c_z \cdot \sum p_k + c_1 \cdot c_z \frac{Q \cdot H}{3,6 \cdot v} + c_1 \cdot c_0 \cdot c_z \frac{Q \cdot L}{3,6 \cdot v} \right) = (k_0 \cdot S_o + k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 + c_z \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (110)$$

Здесь c_z определяется формулами (107) и (107a), для которых построена номограмма № 8.

k_0 определяется формулой (109), для которой построена номограмма № 10.

$$k_1 = c_1 \cdot c_z = \frac{c^{m+1} - 1}{(m+1)(c-1)} c_z \quad (111)$$

и

$$k_2 = c_0 \cdot k_1. \quad (112)$$

Для формул (111) и (112) построена номограмма № 9 (случай $c_3 = 1$).

Для цепных конвейеров с многогранными или зубчатыми ведущими блоками влияние S_o на мощность привода сравнительно невелико, и поэтому можно принять:

$$S_o \cong S_{\min} + q_0 \cdot H_0 \quad (113)$$

где H_0 — высота расположения привода над натяжным приспособлением.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Следовательно:

$$N = (k_0 \cdot S_{\min} + k_0 \cdot q_0 \cdot H_0 + k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 + c_2 \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} \quad (114)$$

В случае отсутствия питающих или сбрасывающих устройств или в случае незначительности поглощаемого ими тягового усилия будем иметь:

$$N = (k_0 \cdot S_{\min} + k_0 \cdot q_0 \cdot H_0 + k_2 \cdot q_0 \cdot L_0) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (115)$$

В простейшем случае транспортера или элеватора с одним ведущим и одним направляющим блоком можно для предварительных расчетов упростить формулы (114) или (115), определив коэффициенты для средних значений входящих в них величин.

Беря:

$$\frac{d_n}{D_n} = 0,1; \quad \frac{d}{D} = 0,125; \quad \frac{\delta}{l} = 0,15; \quad \frac{d_2}{D_2} = 0,2; \quad \text{при } \alpha = 180^\circ$$

можно для предварительных расчетов принимать для транспортных устройств со скользящими опорами:

$$N = (0,205 \cdot S_{\min} + 0,205 \cdot q_0 \cdot H_0 + 0,215 \cdot q_0 \cdot L_0 + 1,05 \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,215 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} \cong (0,215 q_0 \cdot L_0 + 0,205 q_0 \cdot H_0 + 120) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,215 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}, \quad (116)$$

для цепей с ходовыми роликами при густой смазке и простейшей конструкции как цепей, так и ведущего и направляющих блоков:

$$N = (0,2 \cdot S_{\min} + 0,2 \cdot q_0 \cdot H_0 + 0,075 \cdot q_0 \cdot L_0 + 1,04 \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,075 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} \cong (0,075 \cdot q_0 \cdot L_0 + 0,2 \cdot q_0 \cdot H_0 + 100) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,075 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} \quad (117)$$

и наконец для цепей с ходовыми роликами со смазкой под давлением, а также при более совершенных конструкциях привода, направляющих устройств и цепей (например для втулочных цепей) можно принимать:

$$N = (0,14 \cdot S_{\min} + 0,14 \cdot q_0 \cdot H_0 + 0,06 \cdot q_0 \cdot L_0 + 1,03 \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,07 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,06 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} \cong (0,06 \cdot q_0 \cdot L_0 + 0,14 \cdot q_0 \cdot H_0 + 80) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,07 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,06 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (118)$$

При окончательных расчетах даже простейших типов транспортеров все же следует определить натяжения тягового органа для всех точек транспортера, построить диаграмму натяжений и определить мощность двигателя по формуле (106), учтя все конструктивные особенности транспортера.

Пример 18. Определить мощность двигателя для горизонтального лоткового транспортера по схеме фиг. 139, производительностью $Q = 160$ т/ч., с одним ведущим и одним направляющим блоком, при расстоянии между центрами их $L = 90$ м и при следующих размерах отдельных элементов транспортера: диаметр шарниров цепи $\delta = 22,2$ мм; вес движущихся частей транспортера $q_0 = 144$ кг/м; диаметр ходовых роликов $D_2 = 180$ мм; диаметр расточки ступицы их $d_2 = 44,4$ мм; диаметр направляющего блока $D_n = 850$ мм; диаметр цапф направляющего блока $d_n = 120$ мм; диаметр ведущего блока $D = 850$ мм; диаметр цапф ведущего вала $d = 120$ мм; натяжение ведомой ветви $S_0 = 400$ кг; скорость цепи $v = 0,4$ м/сек.; число граней направляющего и ведущего блоков $z = 5$.

Тогда:

$$L = 90 \text{ м}, \\ L_0 = 2L = 2 \cdot 90 = 180 \text{ м}.$$

По формуле (117) при $H_0 = 0$, $H = 0$ и принимая $\eta_a = 0,78$, получим:

$$N = (0,075 \cdot q_0 \cdot L_0 + 100) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{0,075 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} = (0,075 \cdot 144 \cdot 180 + 100) \frac{0,4}{75 \cdot 0,78} + \frac{0,075 \cdot 160 \cdot 90}{270 \cdot 0,78} = 14 + 5,13 = 19,13 \text{ л. с.}$$

Для более точного расчета имеем:

$$\begin{aligned}\frac{\delta}{D} &= \frac{22,2}{850} = 0,026; \\ \frac{d_n}{D_n} &= \frac{d}{D} = \frac{120}{850} = 0,1; \\ \frac{d_2}{D_2} &= \frac{44,4}{180} = 0,25; \\ q_1 &= \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{160}{3,6 \cdot 0,4} = 111 \text{ кг/м}; \\ q_2 &= q_1 + q_0 = 111 + 144 = 255 \text{ кг/м}.\end{aligned}$$

Принимая: $f_2 = 0,1$ см; $\mu = 0,15$; $\mu_2 = 0,2$ и $\mu_1 = 0,4$, найдем: по номограмме № 3 $c_0 = 0,075$ и по номограмме № 6 $c_n = 1,078$.

Тогда:

$$\begin{aligned}S_1 &= S_0 + c_0 \cdot q_0 \cdot L = 400 + 0,075 \cdot 144 \cdot 90 = 1372 \text{ кг}, \\ S_2 &= c_n \cdot S_1 = 1,078 \cdot 1372 = 1479 \text{ кг}, \\ S_m &= S_2 + c_0 \cdot q_2 \cdot L = 1479 + 0,075 \cdot 255 \cdot 90 = 3200 \text{ кг}.\end{aligned}$$

По номограмме № 8 находим $c_z = 1,034$ и следовательно по формуле (107а)

$$c'_z = c_z - 1 = 1,034 - 1 = 0,034$$

и по формуле (106) получим:

$$\begin{aligned}N &= \frac{v}{75 \cdot \eta_a} [(S_m - S_0) + (S_m + S_0) c'_z] = \frac{0,4}{75 \cdot 0,78} [(3200 - 400) + \\ &+ (3200 + 400) 0,034] = 19,98 \text{ л. с.}\end{aligned}$$

Пример 20. Определить мощность двигателя цепного конвейера, схема которого изображена на фиг. 149, при данных примерах 17 и 18, если ведущий блок взят с числом граблей $z = 5$ и $d/D = 0,125$.

В примере 17 было определено, что при расположении привода в точке VI $S_m = 9116$ кг и $S_0 = 1690$ кг, а при расположении привода в точке V $S_m = 7350$ и $S_0 = 554$ кг.

В обоих случаях находим по номограмме № 8 $c'_z = 0,051$ и $c_z = 1,051$.

Тогда по формуле (106) при расположении привода у блока VI и при $\eta_a = 0,8$ получим:

$$\begin{aligned}N &= \frac{v}{75 \cdot \eta_a} [(S_m - S_0) + (S_m + S_0) c'_z] = \frac{0,4}{75 \cdot 0,8} [(9116 - 1690) + \\ &+ (9116 + 1690) 0,051] = 53,2 \text{ л. с.},\end{aligned}$$

а при расположении привода у блока V:

$$N = \frac{0,4}{75 \cdot 0,8} [(7350 - 554) + (7350 + 554) 0,051] = 48 \text{ л. с.}$$

Как видим, при расположении привода у блока V мощность двигателя будет на $100 \cdot \frac{53,2 - 48}{53,2} = 10\%$ меньше, чем при расположении привода у блока VI.

Если для предварительных расчетов воспользоваться общей формулой (114), то, определив по номограмме № 10 $k_0 = 0,667$, по номограмме № 9 $k_1 = 1,32$ и $k_2 = 0,095$, получим:

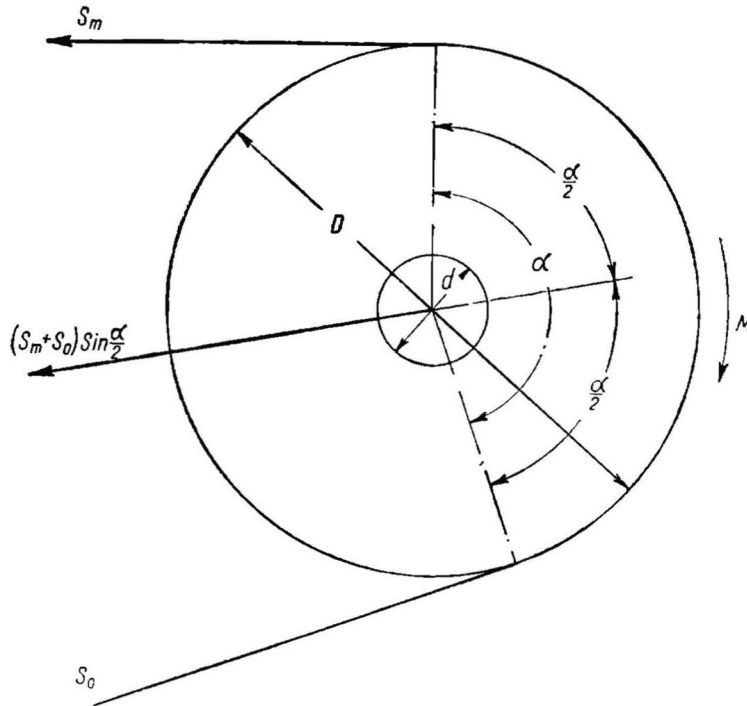
$$\begin{aligned}N &= (k_0 \cdot S_{\text{min}} + k_0 \cdot q_0 \cdot H_0 + k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 + c_z \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} = \\ &= (0,667 \cdot 375 + 0,667 \cdot 150 \cdot 10 + 0,095 \cdot 150 \cdot 234,6 + 1,051 \cdot 80) \frac{0,4}{75 \cdot 0,8} + \frac{1,32 \cdot 200 \cdot 10}{270 \cdot 0,8} + \\ &+ \frac{0,095 \cdot 200 \cdot 137,3}{270 \cdot 0,8} = 31,2 + 12,25 + 12,1 = 55,55 \text{ л. с.}\end{aligned}$$

Пример 21. По каталогу Jeffrey горизонтальный лотковый транспортер $L = 30$ м, $L_0 = 60$ м при $v = 0,5$ м/сек., $Q = 544$ т/ч. и $q_0 = 393$ кг/м, расход энергии на валу контрпривода дан $N = 18,8$ л. с.

По формуле (117) при $\eta_a = 0,9$ для одной передачи имеем:

$$N = (0,075 \cdot q_0 \cdot L_0 + 100) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{0,075 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} = (0,075 \cdot 393 \cdot 60 + 100) \frac{0,5}{75 \cdot 0,9} + \frac{0,075 \cdot 544 \cdot 30}{270 \cdot 0,9} = 18,84 \text{ л. с.}$$

Случай II. Приводы с гладкими цепными ведущими блоками. Схема расположения усилий, действующих на гладкий ведущий блок, показана на фиг. 152.



Фиг. 152. Схема усилий, действующих на гладкий ведущий блок.

Из условий равновесия имеем, с учетом потерь на жесткость цепи по уравнениям (76а и б):

$$M = S_m \cdot \frac{D}{2} - S_0 \cdot \frac{D}{2} + \mu \cdot \frac{d}{2} (S_m + S_0) \sin \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \cdot \frac{\delta}{D} \cdot \frac{D}{2} (S_m + S_0)$$

$$\text{и} \quad N = \frac{M \cdot \omega}{75 \cdot \eta_a} = \frac{M \cdot v}{\frac{D}{2} \cdot 75 \eta_a} = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left[(S_m - S_0) + (S_m + S_0) \left(\mu_1 \frac{\delta}{D} + \mu \cdot \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \right) \right]. \quad (119)$$

Обозначая:

$$\mu_1 \cdot \frac{\delta}{D} + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = c'_z \quad (120)$$

$$+ c'_z = c_z,$$

(120а)

получим, подставляя выражение для S_m по формулам (98) и (99):

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} [(S_m - S_o) + c'_z (S_m + S_o)] = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} [(c^m - 1) S_o + b_1 + c'_z (c^m + 1) S_o + c'_z b_1] = \\ = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \{ [(c^m - 1) + c'_z (c^m + 1)] S_o + (1 + c'_z) b_1 \},$$

но:

$$(c^m - 1) + c'_z (c^m + 1) = c^m - 1 + c'_z c^m + c'_z + 2 - 2 = (c^m + 1) (1 + c'_z) - 2 = \\ = c_z (1 + c^m) - 2 = k_0. \quad (121)$$

Тогда, подставляя выражение b_1 из уравнения (103), получим:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (k_0 \cdot S_o + c_z \cdot b_1) = \frac{k_0 \cdot v}{75 \cdot \eta_a} \cdot S_o + \frac{c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot v}{75 \cdot \eta_a} \cdot q_0 \cdot L_0 + \\ + \frac{c_z \cdot v}{75 \cdot \eta_a} \sum p_k + \frac{c_1 \cdot c_z \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (122)$$

Но для передачи окружного усилия P трением цепи о ведущий блок необходимо иметь:

$$S_o = \frac{k_s \cdot P}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{k_s}{e^{f\alpha} - 1} \cdot \frac{\eta_a \cdot 75N}{v}. \quad (123)$$

Тогда из уравнения (122) получим:

$$N = \frac{k_0 \cdot k_s}{e^{f\alpha} - 1} N + c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot \frac{v \cdot q_0 \cdot L_0}{75 \cdot \eta_a} + c_z \cdot \frac{v \cdot \sum p_k}{75 \cdot \eta_a} + c_1 \cdot c_z \cdot \frac{Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot \frac{Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}.$$

Обозначим:

$$c_3 = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} - (1 + k_0 \cdot k_s)} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} - (1 + 1,25 \cdot k_0)},$$

если принять коэффициент надежности сцепления цепи с ободом ведущего блока $k_s = 1,25$.

Тогда получим:

$$N_{\min} = c_0 \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_z \cdot \frac{v \cdot q_0 \cdot L_0}{75 \cdot \eta_a} + c_3 \cdot c_z \cdot \frac{v \cdot \sum p_k}{75 \cdot \eta_a} + c_1 \cdot c_3 \cdot c_z \cdot \frac{Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + c_0 \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_z \cdot \frac{Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} = \\ = (k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 + k'_1 \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + k_1 \cdot \frac{Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + k_2 \frac{Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a}, \quad (125)$$

где:

$$k'_1 = c_3 \cdot c_z, \quad (126)$$

$$k_1 = c_1 \cdot c_3 \cdot c_z = c \cdot k'_1, \quad (127)$$

$$k_2 = c_0 \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_z = c_0 \cdot k_1. \quad (128)$$

Для $e^{f\alpha}$ построена номограмма № 11, для k_0 — номограмма № 10, для c_1, k'_1, k_1 и k_2 — номограмма № 9, для c_3 — номограмма № 12 и для c_z — номограмма № 6.

В простейшем случае транспортера или элеватора с одним ведущим и одним направляющим блоком можно для предварительных расчетов принять:

$$\frac{d_n}{D_n} = 0,1; \quad \frac{d}{D} = 0,125; \quad \frac{\delta}{D} = 0,02; \quad \frac{d_2}{D_2} = 0,2; \quad \alpha = 180^\circ \text{ и } f = 0,12.$$

Тогда, пренебрегая величиной $\sum p_k$, получим: для транспортных устройств со скользящими опорами:

$$N_{\min} = 0,3 \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,5 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,3 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}; \quad (29)$$

для транспортных устройств с поддерживающими роликами:

$$N_{\min} = 0,2 \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,5 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}; \quad (130)$$

для транспортных устройств с ходовыми роликами:

$$N_{\min} = 0,1 \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{1,5 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{0,1 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (131)$$

Формулами (125), (129), (130) и (131) можно пользоваться лишь в тех случаях, когда натяжение ведомой ветви S_0 определяется лишь условиями передачи тягового усилия трением цепи о ведущий блок.

В тех же случаях, когда S_0 по условиям установки или работы транспортного устройства берется больше этой величины, мощность двигателя следует рассчитывать по формуле (122), которую можно привести к виду:

$$N = (k_0 \cdot S_0 + k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 + c_2 \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}, \quad (132)$$

где k_0 , k_1 и k_2 определяются по тем же номограммам № 9 и № 10, но для $c_3 = 1$.

Случай III. Приводы с гладкими канатными ведущими блоками. Схема усилий, действующих на ведущий блок, в этом случае будет аналогична изображенной на фиг. 152.

Выражая коэффициент жесткости каната по формуле (56), из условий равновесия получим:

$$M = S_m \frac{D}{2} - S_0 \cdot \frac{D}{2} + \mu \cdot \frac{d}{2} (S_m + S_0) \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D-10} \cdot \frac{D}{2} \cdot S_m + \frac{12 d_k^2}{D-10} \frac{D}{2}$$

и

$$N = \frac{M \cdot \omega}{75 \cdot \eta_a} = \frac{M \cdot v}{\frac{D}{2} \cdot 75 \cdot \eta_a} = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left[(S_m - S_0) + \left(\mu \cdot \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D-10} \right) S_m + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot S_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{12 d_k^2}{D-10} \right]. \quad (133)$$

Обозначим:

$$\mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D-10} = c_2 \quad (134)$$

и

$$1 + c'_2 = c_2. \quad (134a)$$

Тогда согласно уравнениям (98) и (99):

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left[(c^m - 1) S_0 + b_1 + \left(\mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D-10} \right) c^m \cdot S_0 + \left(\mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D-10} \right) b_1 + \mu \cdot \frac{d}{L} \cdot S_0 \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{12 d_k^2}{D-10} \right] = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} [k_0 \cdot S_0 + c_2 \cdot b_1 + C], \quad (135)$$

где:

$$k_0 = (c^m - 1) + (c^m + 1) \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + c^m \cdot \frac{0,1 d_k^2}{D-10} + 2 - 2 = (c^m + 1) \left(1 + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) + c^m \cdot \frac{0,1 d_k^2}{D-10} - 2 \cong (c^m + 1) c_2 - 2, \quad (136)$$

где:

$$c_z = 1 + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1d_k^2}{D-10}$$

$$C = \frac{12d_k^2}{D-10}$$

Подставляя в формулу (135) выражение для b_1 по формуле (103), получим:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (k_0 \cdot S_0 + c_z \cdot b_1 + C) = k_0 \cdot S_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + (c_b \cdot c_z + 1) C \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + c_z \cdot \sum p_k \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{c_1 \cdot c_z \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (137)$$

Для передачи необходимого окружного усилия P трением каната о ведущий блок необходимо иметь:

$$S_0 = \frac{k_b \cdot P}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{k_b}{e^{f\alpha} - 1} \cdot \frac{75 \cdot \eta_a \cdot N}{v}.$$

Тогда из уравнений (137) имеем:

$$N - \frac{k_0 \cdot k_b}{e^{f\alpha} - 1} \cdot N = c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + (c_b \cdot c_z + 1) C \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + c_z \cdot \sum p_k \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{c_1 \cdot c_z \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{c_0 \cdot c_1 \cdot c_z \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}.$$

Обозначая:

$$c_3 = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} - (1 + k_0 \cdot k_b)} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} - (1 + 1,25 \cdot k_0)}, \quad (138)$$

при $k_b = 1,25$, и пренебрегая членами, содержащими C и $\sum p_k$, как оказывающими очень малое влияние на мощность двигателя, получим:

$$N_{\min} = c_0 \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_z \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{c_1 \cdot c_3 \cdot c_z \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{c_0 \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_z \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} = k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}, \quad (139)$$

где:

$$k_1 = c_1 \cdot c_3 \cdot c_z, \quad (140)$$

$$k_2 = c_0 \cdot k_1. \quad (141)$$

Коэффициенты c_1 , k_1 и k_2 могут быть определены по номограмме № 9, c_3 — по номограмме № 12 и c_z — по номограмме № 13.

В общем же случае, когда натяжение S_0 берется больше, чем это необходимо для сцепления каната с ведущим блоком, или когда C и $\sum p_k$ получают значительной величины, мощность двигателя определится по формуле (137), принимающей вид:

$$N = (k_0 \cdot S_0 + k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 + k_3 \cdot C + c_z \cdot \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}, \quad (142)$$

где k_0 определяется по номограмме № 10, c_1 , k_1 и k_2 — по номограмме № 9 для $c_3 = 1$ и

$$k_3 = c_b \cdot c_z + 1 = \frac{c^m - 1}{c - 1} \cdot c_b + 1 \quad (143)$$

определяется по номограмме № 14.

Случай IV. Приводы с ленточными барабанами. Схема усилий, действующих на ведущий барабан, аналогична изображенной на фиг. 152.

Выражая потерю тягового усилия на преодоление жесткости ленты по формуле (66), получим из условий равновесия:

$$M = S_m \cdot \frac{D}{2} - S_o \cdot \frac{D}{2} + \mu \cdot \frac{d}{2} (S_m + S_o) \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{c \cdot \delta}{R^k} \cdot S_m \frac{D}{2} + \frac{c \cdot \delta^2 \cdot B \cdot \sigma_0}{R^k} \cdot \frac{D}{2}$$

и

$$N = \frac{M \cdot \omega}{75 \cdot \eta_a} = \frac{M \cdot v}{\frac{D}{2} \cdot 75 \cdot \eta_a} = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left[(S_m - S_o) + \left(\mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{c \cdot \delta}{R^k} \right) S_m + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot S_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{c \cdot \delta^2 \cdot B \cdot \sigma_0}{R^k} \right]. \quad (144)$$

Обозначая:

$$c'_z = \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{c \cdot \delta}{R^k}, \quad (145)$$

$$\left. \begin{aligned} c_z &= 1 + c'_z, \\ C &= \frac{c \cdot \delta^2 \cdot B \cdot \sigma_0}{R^k} \end{aligned} \right\} \quad (145a)$$

и выражая S_m через S_o , по формулам (98) и (99) получим:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} \left[(c^m - 1) S_o + b_1 + c'_z \cdot c^m \cdot S_o + c'_z \cdot b_1 + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot S_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + C \right] = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (k_0 \cdot S_o + c_z \cdot b_1 + C), \quad (146)$$

где:

$$k_0 = c^m - 1 + c'_z \cdot c^m + \mu \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cong c^m - 1 + c'_z \cdot c^m + c'_z + 2 - 2 = (c'_z + 1) (c^m + 1) - 2 = c_z (c^m + 1) - 2. \quad (147)$$

Так как формулы (146) и (147) совершенно тождественны с формулами (135) и (136), выведенными для приводов с гладкими канатными ведущими блоками, то, рассуждая, как и в предыдущем случае, получим по аналогии с уравнением (142):

$$N = (k_0 \cdot S_o + k'_2 \cdot q_0 \cdot L_0 + k_3 \cdot C + c_z \sum p_k) \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k'_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k'_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (148)$$

Коэффициент C оказывает заметное влияние на мощность двигателя лишь при широких и коротких лентах, встречающихся на практике сравнительно редко. В остальных случаях влияние C ничтожно. Точно так же и $\sum p_k$ имеет существенное значение лишь в исключительных случаях. Поэтому для предварительных расчетов влиянием C и $\sum p_k$ можно пренебречь.

Тогда для случая минимального натяжения ленты, определяемого из условия передачи тягового усилия трением ленты о барабан, получим по аналогии с уравнением (139):

$$N_{\min} = k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 \cdot \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a}. \quad (149)$$

Коэффициенты k'_1 и k'_2 определяются по номограмме № 9, причем для формулы (148) при определении k_1 и k_2 следует принимать $c_3 = 1$, а при определении коэффициентов k_1 и k_2 для формулы (149) следует определять c_3 по номограмме № 12.

Для определения k_0 следует пользоваться номограммой № 10, а для определения c_z и c'_z для этого случая построена номограмма № 15.

Наиболее часто встречаются ленточные транспортеры с одним или с тремя направляющими барабанами. Как увидим далее, один направляющий барабан встречается в простейших ленточных транспортерах, в которых материал сбрасывается с одного из концевых барабанов с ведущего или направляющего.

Три направляющих барабана встречаются также в очень распространенных типах ленточных транспортеров, в которых материал сбрасывается с ленты с помощью особых сбрасывателей, на которых лента огибает два направляющих барабана (подробнее см. ч. II в главе о ленточных транспортерах).

Примем для обоих случаев средние значения величин, входящих в формулы для определения мощности двигателя или соответственно в номограммы № 15, 14, 12, 11, 9, 5 и 3, а именно $d_n/D_n = 0,1$, $d/D = 0,125$, $d_2/D_2 = 0,2$, $\alpha = 180$, $D_n = 250$, $\delta = 10$ мм; принимая в формуле (54) $\mu_2 = 2\mu_2$ и $a_2 = 0,05$ и взяв из табл. 15 для густой смазки $\mu_2 = 0,15$, для жидкой смазки $\mu_2 = 0,1$ и для шарикоподшипников $\mu_2 = 0,05$, получим по формуле (54) для густой смазки $\mu_2' = 0,35$, для жидкой смазки $\mu_2' = 0,25$ и для шарикоподшипников $\mu_2' = 0,15$.

Найдя для этих данных по вышеуказанным номограммам значения коэффициентов, входящих в формулу (149), получим следующие приближенные значения мощности двигателя, которыми можно пользоваться для предварительных расчетов простейших ленточных транспортеров, если пренебречь местными сопротивлениями p_k , которые чаще всего либо совершенно отсутствуют либо имеют небольшую величину.

Для ленточных транспортеров без сбрасывателей (с одним направляющим барабаном) при густой смазке:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,075 \cdot q_0 \cdot L_0 + 5) + \frac{0,075 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \frac{1,07 \cdot Q \cdot \sum h}{270 \cdot \eta_a} \quad (150)$$

при жидкой смазке:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,0525 \cdot q_0 \cdot L_0 + 5) + \frac{0,0525 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \frac{1,05 \cdot Q \cdot \sum h}{270 \cdot \eta_a}; \quad (151)$$

при шарикоподшипниках:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,0315 \cdot q_0 \cdot L_0 + 5) + \frac{0,0315 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \frac{1,03 \cdot Q \cdot \sum h}{270 \cdot \eta_a} \quad (152)$$

Для ленточных транспортеров с одним сбрасывателем (с тремя направляющими барабанами) при густой смазке:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,1 \cdot q_0 \cdot L_0 + 25) + \frac{0,1 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \frac{1,4 \cdot Q \cdot \sum h}{270 \cdot \eta_a} \quad (153)$$

при жидкой смазке:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,07 \cdot q_0 \cdot L_0 + 20) + \frac{0,07 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \frac{1,3 \cdot Q \cdot \sum h}{270 \cdot \eta_a}; \quad (154)$$

при шарикоподшипниках:

$$N = \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,04 \cdot q_0 \cdot L_0 + 15) + \frac{0,04 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \frac{1,2 \cdot Q \cdot \sum h}{270 \cdot \eta_a} \quad (155)$$

Таким образом для определения мощности, расходуемой простейшими типами ленточных транспортеров, можно пользоваться формулами (150) — (155); при более сложной конфигурации транспортеров следует пользоваться формулой (149), определяя по соответствующим номограммам входящие в нее коэффициенты, и наконец в тех случаях, когда по тем или другим причинам приходится натягивать ленту с силой большей или меньшей, чем это необходимо для передачи движения ленте трением ее о ведущий барабан, расход мощности должен определяться по формуле (148).

Пример 22. Определить мощность, расходуемую наклонным ленточным транспортером, производительностью $Q = 18,8$ т/ч, при скорости ленты $v = 1,3$ м/сек., $L = 34$ м, $L_0 = 68$ м, $H = 12$ м, $q_0 = 6,2$ кг/м; подшипники шариковые.

По формуле (152) имеем:

$$\begin{aligned} N &= \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,0315 \cdot q_0 \cdot L_0 + 5) + \frac{0,0315 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \frac{1,03 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} = \\ &= \frac{1,3}{75 \cdot 0,8} (0,0315 \cdot 6,2 \cdot 68 + 5) + \frac{0,0315 \cdot 18,8 \cdot 34}{270 \cdot 0,8} + \frac{1,03 \cdot 18,8 \cdot 12}{270 \cdot 0,8} = \\ &= 0,395 + 0,093 + 1,07 = 1,56 \text{ л. с.} \end{aligned}$$

Аналогичный транспортер был испытан на Сясьском комбинате, причем мощность, расходуемая на холостой ход транспортера, оказалось равной 1,16 л. с., вместо полученной нами 0,395 л. с. Такое расхождение объясняется тем, что при малых нагрузках и мощностях сравнительно большое влияние на расход мощности холостого хода транспортеров оказывают веса ведущего и направляющих барабанов, а также веса всех вращающихся частей передач, которые не учтены при выводе формул (150) — (155).

Рассмотренный пример показывает, что при малых мощностях следует либо учитывать при расчете веса всех вращающихся частей приводных и направляющих станций либо выбирать двигатели с некоторым запасом.

Учитывая это и считаясь с возможными динамическими нагрузками при пуске транспортеров в ход, обычно для транспортеров берут двигатели мощностью не менее 2 л. с.

Пример 23. Определить мощность, расходуемую ленточным транспортером, изображенным на фиг. 153. Производительность $Q = 160$ т/ч., ширина ленты $B = 750$ мм, толщина ленты $\delta = 11$ мм, вес ленты $q_0 = 9,2$ кг/м, скорость $v = 1,4$ м/сек. Подшипники с густой смазкой. Сбрасывающая тележка может доходить до самого ведущего барабана.

Из чертежа имеем:

$$L = 100 \text{ м}, L_0 = 200 \text{ м}, \Sigma h = 15 + 2 = 17 \text{ м}.$$

По приближенной формуле (153), принимая $\eta_a = 0,8$, получим:

$$\begin{aligned} N &= \frac{v}{75 \cdot \eta_a} (0,1 \cdot q_0 \cdot L_0 + 25) + \frac{0,1 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} + \\ &+ \frac{1,4 \cdot Q \cdot \Sigma h}{270 \cdot \eta_a} = \frac{1,4}{75 \cdot 0,8} (0,1 \cdot 9,2 \cdot 200 + 25) + \\ &+ \frac{0,1 \cdot 160 \cdot 100}{270 \cdot 0,8} + \frac{1,4 \cdot 160 \cdot 17}{270 \cdot 0,8} = 4,88 + 7,41 + \\ &+ 17,65 = 29,94 \approx 30 \text{ л. с.} \end{aligned}$$

Для точного определения N принимаем $d_2/D_2 = 0,2$, $\mu'_2 = 0,35$ и $\mu = 0,15$.

Из чертежа имеем для направляющего барабана II:

$$\alpha = 180^\circ, d_n/D_n = \frac{55}{550} = 0,1, \text{ для барабанов I и III:}$$

$$\alpha = 18^\circ, d_n/D_n = \frac{50}{400} = 0,125 \text{ и для барабанов IV и V:}$$

$$\alpha = 180^\circ, d_n/D_n = \frac{50}{400} = 0,125.$$

Тогда по номограмме № 3 находим

$$c_0 = 0,08,$$

а по номограмме № 5 — для барабана II:

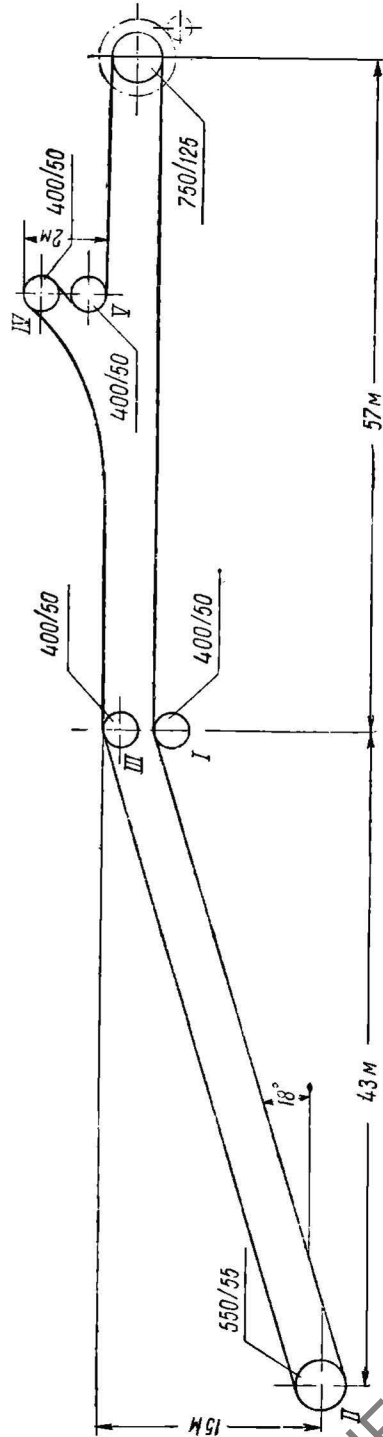
$$c_n = 1,039 \text{ и } C_n = 6,$$

для барабана I и III: $c_n = 1,013$ и $C_n = 6$,

$$\text{IV и V: } c_n = 1,043 \text{ и } C_n = 6.$$

Таким образом средние значения:

$$c = \frac{1,039 + 2 \cdot 1,013 + 2 \cdot 1,043}{5} \approx 1,03 \text{ и } C = 6.$$



Фиг. 153. Схема ленточного транспортера для расчета мощности.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Далее находим по номограммам:

$$\text{№ 15} - c_2 = 1,025,$$

$$\text{№ 10} - k_0 = 0,204,$$

$$\text{№ 12} - c_3 = 1,25,$$

$$\text{№ 9} - k_1 = 1,35,$$

$$k_2 = 0,108.$$

Тогда по формуле (149) имеем:

$$N = k_2 \cdot q_0 \cdot L_0 \frac{v}{75 \cdot \eta_a} + \frac{k_1 \cdot Q \cdot H}{270 \cdot \eta_a} + \frac{k_2 \cdot Q \cdot L}{270 \cdot \eta_a} = 0,108 \cdot 9,2 \cdot 200 \cdot \frac{1,4}{75 \cdot 0,8} + \frac{1,35 \cdot 160 \cdot 17}{270 \cdot 0,8} + \frac{0,108 \cdot 160 \cdot 100}{270 \cdot 0,8} = 4,65 + 17 + 8 = 29,65 \approx 30 \text{ л. с.}$$

§ 16. Приводы для цепей.

Приводы для цепей могут быть с гладкими или зубчатыми ведущими блоками.

Преимущество гладких блоков состоит в том, что работа их не зависит от точности размеров звеньев цепи и от вытягивания их во время работы, и поэтому они могут работать с некалиброванными цепями. Кроме того при случайном увеличении сопротивлений цепь будет скользить по блоку, не вызывая поломок, вполне возможных при зубчатых блоках.

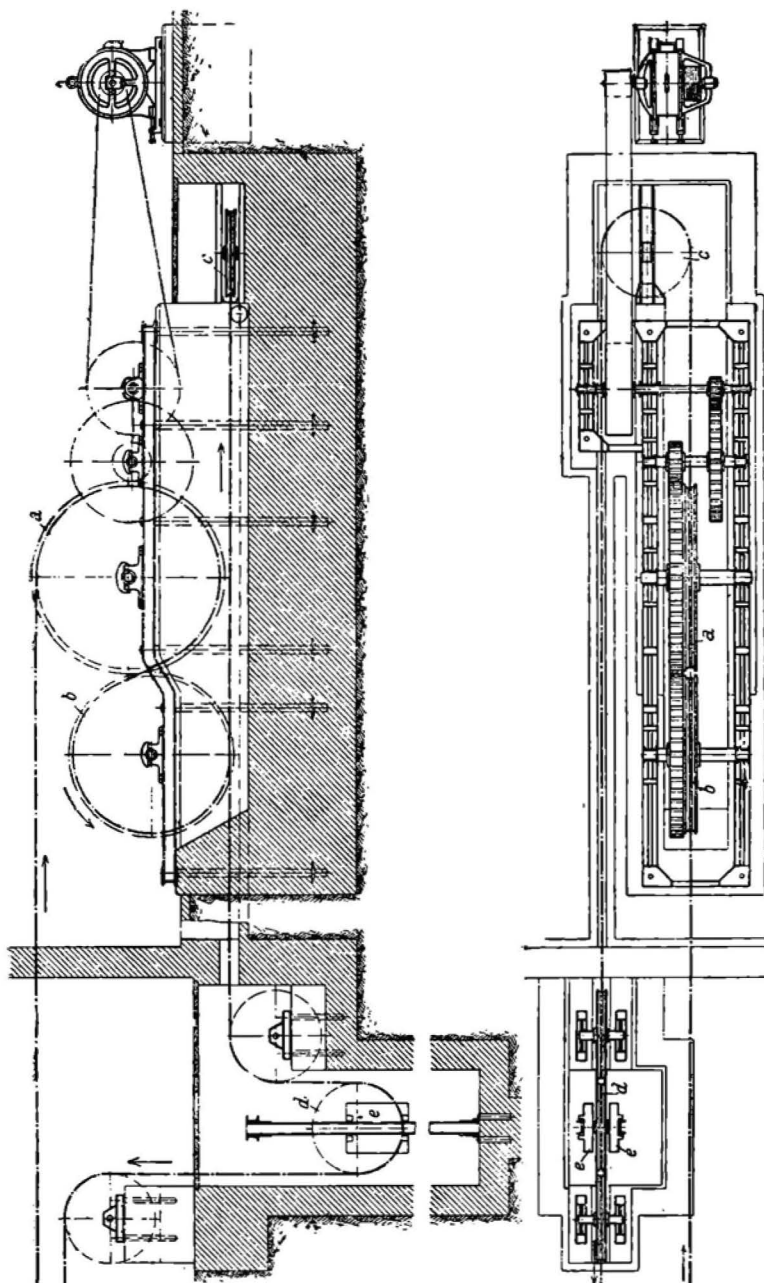
С другой стороны гладкие блоки приходится делать значительного диаметра для уменьшения изгиба звеньев цепи, что при заданной скорости цепи заставляет уменьшать число оборотов блока и увеличивать передаточное число приводного механизма. Наименьшие размеры гладких блоков для сварных цепей из круглой стали даны в табл. III.

Наименьшее натяжение цепи при гладком блоке и при заданных условиях работы определяется уравнением (95). Коэффициент трения цепи о блок может быть взят в пределах $f=0,12-0,16$ в зависимости от условий, в которых должен работать привод. Для уменьшения натяжения цепи иногда устраивают два блока, связанных между собой зубчатой передачей, благодаря чему увеличивается угол обхвата их.

На фиг. 154 показан пример привода для цепи с двумя гладкими блоками, применяемого в дорогах с цепной тягой. На ведомой ветви, направляемой блоком c , установлено натяжное приспособление с направляющим блоком d , ось которого лежит в подшипниках, передвигающихся в неподвижных направляющих. Блок a , на который набегает ведущий конец цепи, испытывает большее давление цепи, чем второй блок b , и при равных диаметрах обоих блоков блок a будет изнашиваться скорее блока b . Следствием этого на участке цепи между обоими блоками могут появиться опасные дополнительные натяжения. Поэтому часто блок b делают меньшего диаметра и сообщают ему большее число оборотов, чтобы вызвать более или менее одинаковое изнашивание обоих блоков. Уравнительные приводы, применяемые при канатах в этом отношении больше достигают цели.

При больших нагрузках и в случае применения приводов с гладкими ведущими блоками пришлось бы сообщать цепи значительное предварительное натяжение для получения необходимого сцепления цепи с гладким блоком, что повлекло бы за собой излишнее увеличение веса и стоимости цепи. Поэтому в таких случаях целесообразнее устраивать приводы с многогранными или зубчатыми ведущими блоками. В случае применения длиннозвенных цепей приходится неизбежно устраивать приводы с многогран-

ными блоками, так как звенья цепи на гладком блоке испытывали бы значительные изгибающие напряжения, а зубчатые блоки получались бы значительного диаметра, что при малых скоростях цепи повлекло бы за собой увеличение передаточного числа приводного механизма.



Фиг. 154. Привод для цепи с двумя гладкими блоками Hasencleaver.

a — первый ведущий блок диаметром 3000 мм; *b* — второй ведущий блок диаметром 2720 мм; *c* — направляющий блок; *d* — блок натяжного приспособления; *e* — натяжной груз.

Приводы с зубчатыми и многогранными ведущими блоками устанавливаются в местах отклонения цепи чаще всего на 180° , но иногда и на меньший угол.

На фиг. 155 показан общий вид привода конвейера, установленного в месте отклонения цепи на 90° .

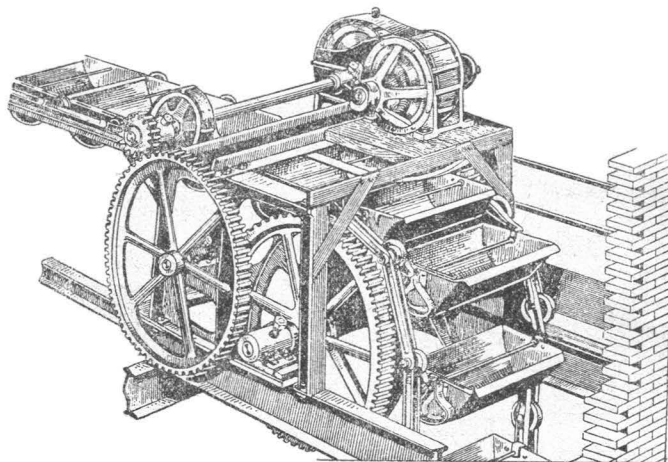
Малые скорости, допускаемые для цепей вообще, а для длиннозвенных в особенности, требуют приводов с большим передаточным числом, и поэтому обычно приводы устраиваются с несколькими передачами—зубчатыми, червячными, фрикционными, цепными или ременными, комбинируемыми в зависимости от местных условий установки.

На фиг. 156 показана схема привода с одной зубчатой перелачей и с ременным шкивом, который может получать движение как непосредственно от двигателя, так и через контрпривод.

На фиг. 157 изображена схема привода с двумя зубчатыми передачами и с ременным шкивом.

На фиг. 158 показана схема привода также с двумя зубчатыми передачами, но с боковым расположением промежуточного вала для свободного прохода рабочих органов транспортера.

На фиг. 159 показана схема привода с тройной зубчатой передачей.



Фиг. 155. Общий вид привода конвейера

в которой две передачи помещены в масляную ванну и образуют зубчатый редуктор.

Наконец на фиг. 160 дана схема привода с зубчатой и червячной передачей и с вариатором скоростей, изготовляемым заводом Красный Рабочий в Ленинграде. Примеры конструктивного оформления приводных станций для цепных транспортирующих устройств даны на листах 21 и 22 атласа.

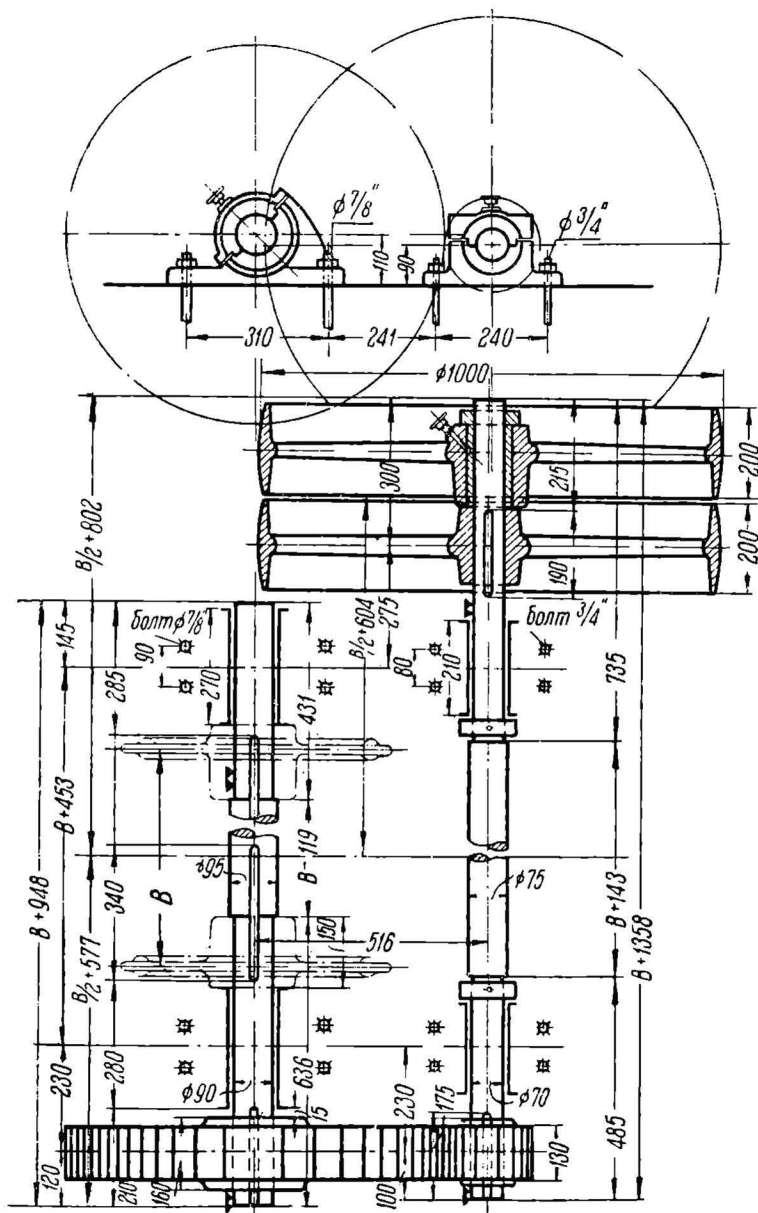
В приводах с зубчатыми или кулачковыми ведущими блоками зубцы или кулаки обыкновенно захватывают за ходовые ролики цепи. Но в этих случаях ходовые ролики довольно быстро изнашиваются, и поэтому следует считать более целесообразными такие устройства, в которых они не сцепляются с зубцами или кулаками ведущего блока. Пример подобного устройства показан в приводе конвейера Babcock & Wilcox, изображенном на фиг. 161.

Точно так же следует отдавать предпочтение таким устройствам, в которых зубцы касаются не шарнирных болтов, а насаженных на них втулок, так как в этом случае уменьшается изнашивание зубцов.

Для уменьшения износа зубцов их делают с закаленной поверхностью, отливая в металлические формы.

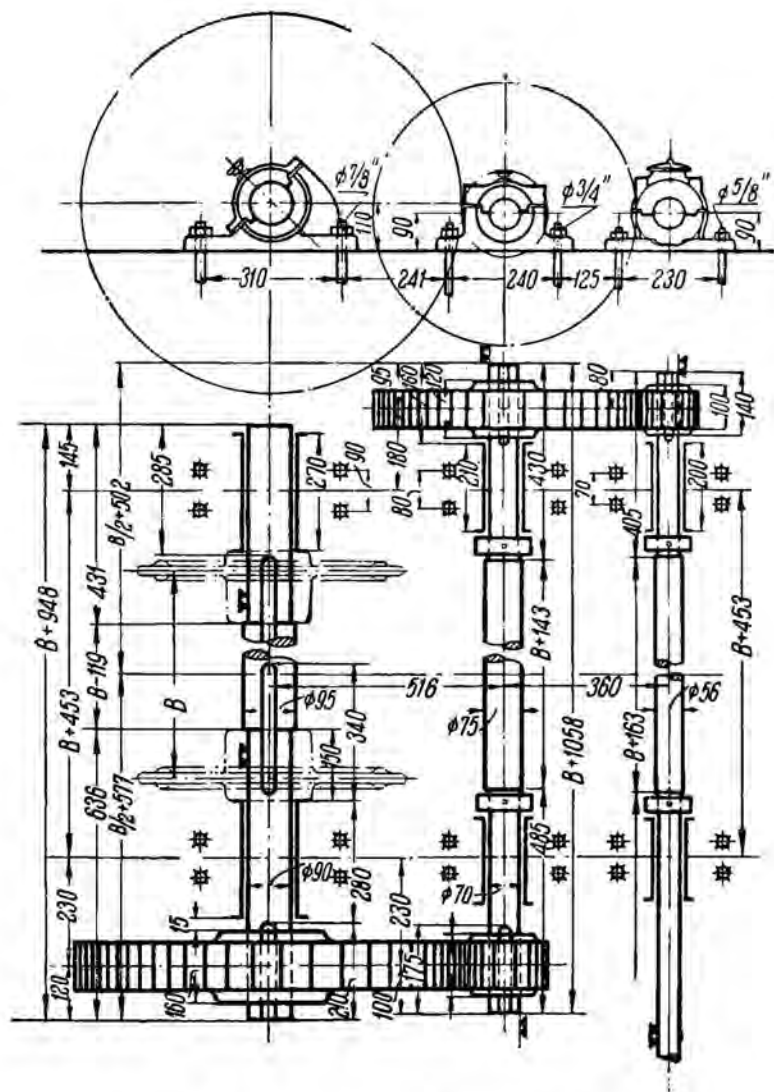
§ 17. Определение динамической нагрузки на цепь при многогранных и зубчатых ведущих блоках.

При постоянной угловой скорости ω_a ведущего многогранного или зубчатого блока скорость цепи не остается постоянной, вследствие чего

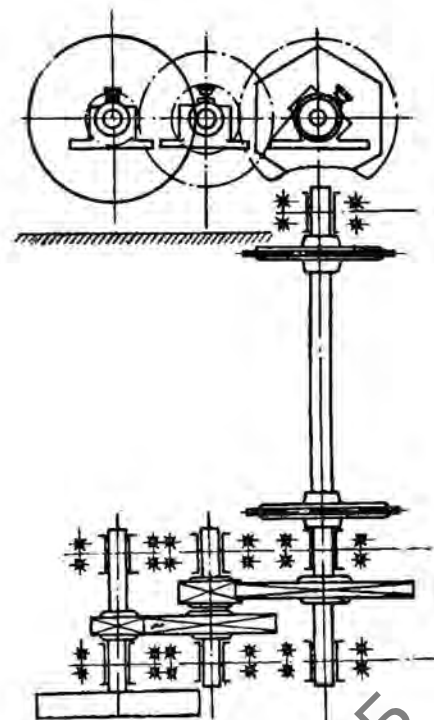


Фиг. 156. Схема привода для цепей с одной зубчатой передачей Шахтостроля.

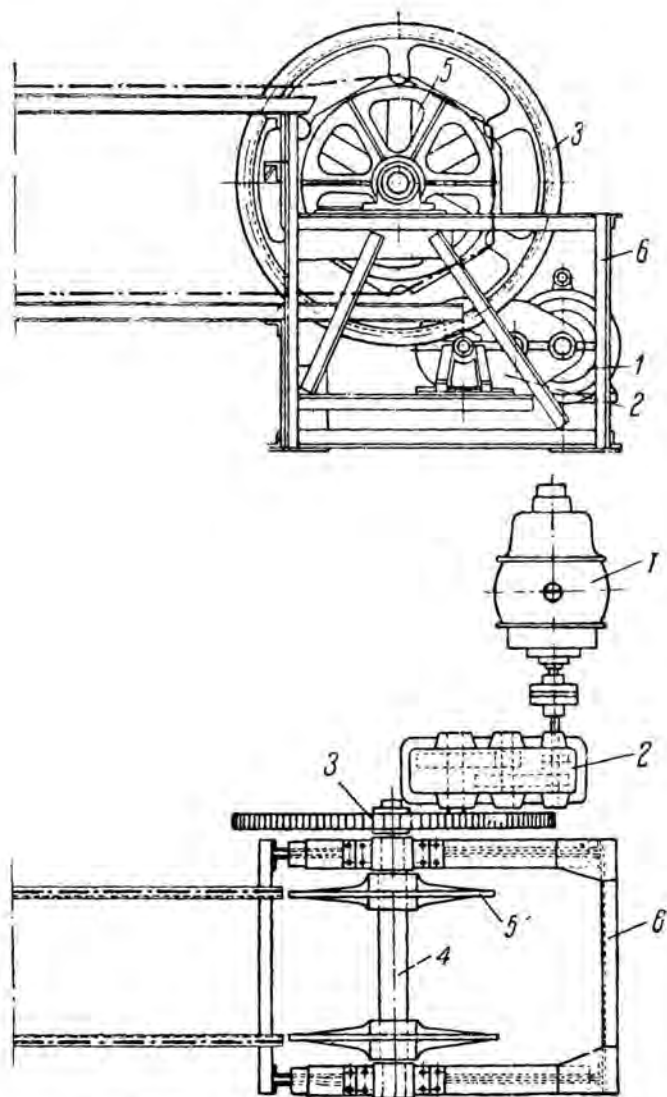
в цепи появляются дополнительные натяжения, зависящие от закон, по которому изменяется скорость цепи, и от массы движущихся частей, на которые распространяется неравномерность хода цепи. Чем меньше число зубцов или граней блока и чем больше длина звена, тем неравномернее ход цепи, оказывающий серьезное влияние на натяжение цепи и на напряжения в ее звеньях.



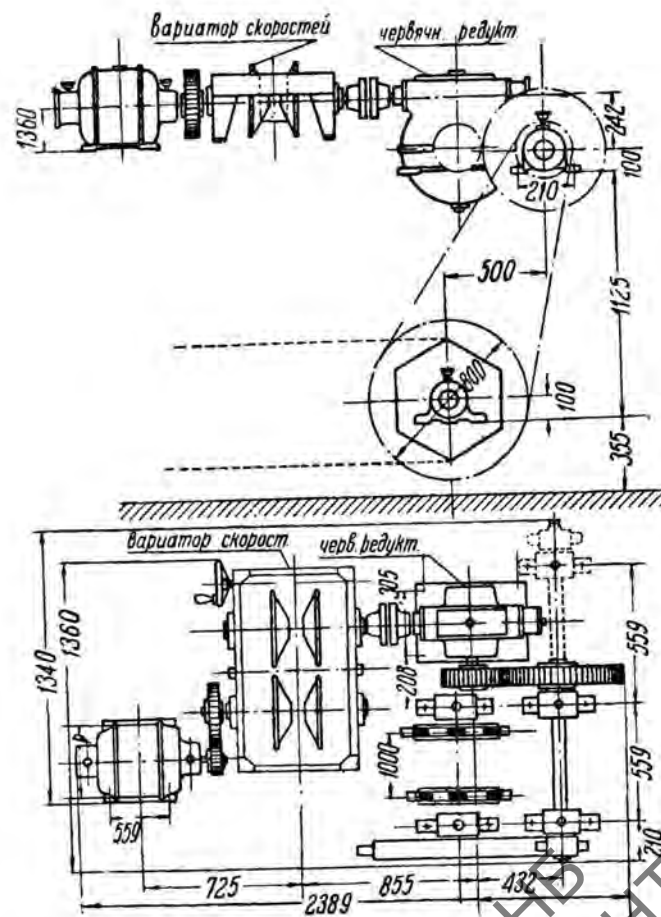
Фиг. 157. Схема привода для цепей с двойной зубчатой передачей Шахтогостроя.



Фиг. 158. Схема привода для цепей с двойной зубчатой передачей

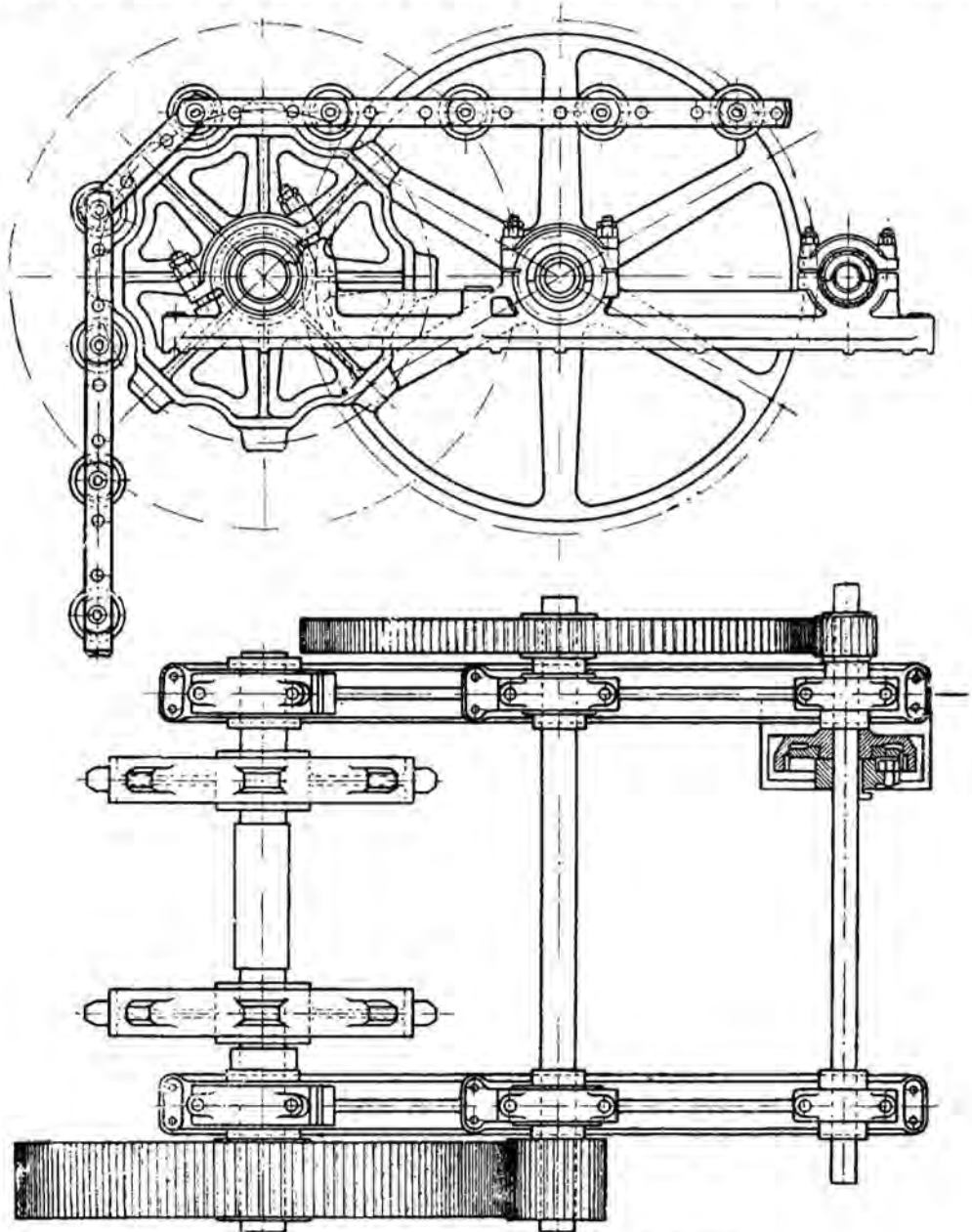


Фиг. 159. Схема привода цепного транспортера Pohlrig.
 1 — электромотор; 2 — зубчатый редуктор; 3 — зубчатая передача; 4 — ведущий вал; 5 — цепные звездочки; 6 — станция.



Фиг. 160. Схема привода для цепей с вариатором скорости завода Красный Рабочий в Ленинграде.

Рассмотрим сначала простейший случай транспортного устройства, в котором цепь при набегании на блок остается все время параллельной



Фиг. 161. Привод конвейера Вавскок & Wilcox.

самой себе (фиг. 162). Тогда в направлении движения цепь будет двигаться со скоростью:

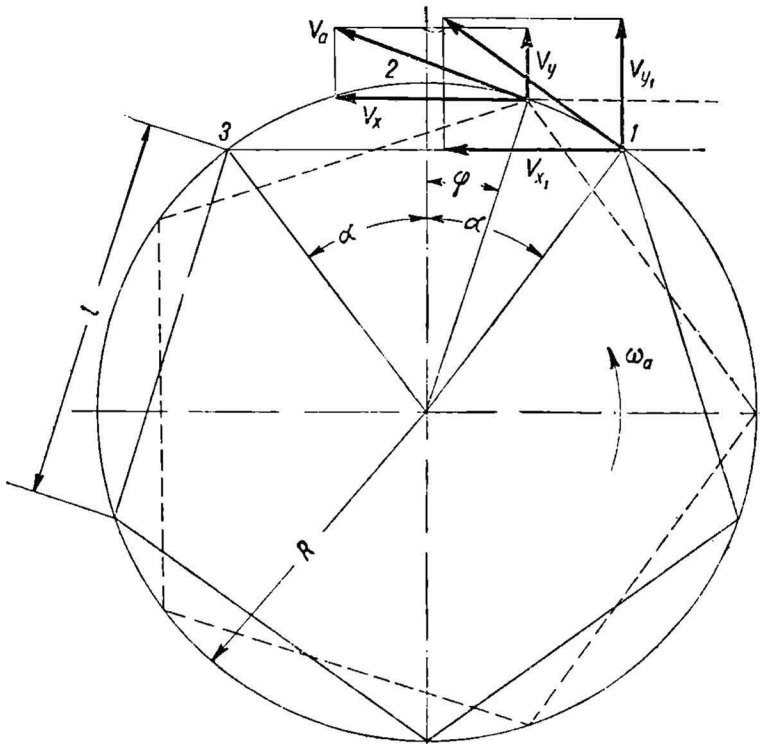
$$v_x = v_a \cdot \cos \varphi = \omega_a \cdot R \cdot \cos \varphi,$$

и в перпендикулярном направлении скорость цепи будет:

$$v_y = v_a \cdot \sin \varphi = \omega_a \cdot R \cdot \sin \varphi.$$

Угол φ при переходе захватывающего ребра блока от точки 1 до точки 2 изменяется от $-\alpha$ до 0, а при дальнейшем движении от точки 2 до точки 3 — от 0 до $+\alpha$. Следовательно скорость v_x , оставаясь постоянной по направлению, будет сначала увеличиваться, т. е. цепь будет двигаться ускоренно, а затем, начиная от точки 2, — замедленно. Благодаря этому цепь будет сначала растягиваться, а затем сжиматься.

В направлении, перпендикулярном движению, скорость v_y будет сначала уменьшаться, достигая 0 в точке 2, а затем будет увеличиваться в обратном направлении до точки 3. При переходе через точку 3 начинает работать следующее ребро блока, и цепь должна получить мгновенное изменение ускорения для перехода из замедленного к ускоренному движению в направлении скорости v и для перемены направления скорости v_y . Из ска-



Фиг. 162. Схема длиннозвенной цепи на многогранном блоке.

занного следует, что движение цепи будет пульсирующее, колебательное с периодом колебаний $t = \frac{60}{n \cdot z}$ сек., где n — число оборотов барабана в минуту, а z — число граней блока. При горизонтальных тяжелых транспортерах, в которых цепь лежит на опорах, колебания эти вследствие малой упругости цепи далеко не распространяются и быстро затухают. Но при малом расстоянии между ведущим блоком и ближайшей поддерживающей опорой цепь будет бить по опоре при каждом повороте блока на угол 2α . Во избежание этого ближайшая опора должна быть расположена на таком расстоянии от ведущего блока, на которое подъем цепи на блоке не распространяется. Расстояние это зависит от высоты подъема цепи на блоке, равной $R(1 - \cos \alpha)$, от натяжения ведущей ветви цепи S_{\max} и от собственного веса l пог. м движущихся частей транс-

портера q_0 . Наименьшее расстояние между ведущим блоком и ближайшей поддерживающей опорой может быть определено по формуле: ¹⁾

$$x_{\min} \cong \sqrt{\frac{2 S_{\max} \cdot R (1 - \cos \alpha)}{q_0}} \quad (156)$$

При цепях с ходовыми роликами, на расстоянии x_{\min} должны быть оборваны рельсы, по которым катятся ходовые ролики, но при этом необходимо проверить провес грузовой ветви транспортера на длине x_{\min} , и если провес окажется больше допустимого, то придется или увеличить число граней блока, или заменить его блоком с большим числом зубьев и с малым углом α или наконец поставить контр-рельс, который не давал бы подниматься роликам цепи, за исключением роликов набегающего звена.

При легких вертикальных элеваторах с цепью, огибающей лишь два блока и не имеющей никаких промежуточных опор, колебания цепи могут распространиться на всю ее длину, и если период этих колебаний совпадет с периодом собственных колебаний цепи или будет находиться с ним в простом соотношении, то возникнет резонанс, и цепь начнет все больше и больше раскачиваться. Устранить такое раскачивание можно или изменением числа оборотов ведущего блока, при котором изменится период колебаний действующей силы, или увеличением натяжения цепи, при котором увеличится период собственных ее колебаний. Последний способ впрочем вряд ли можно считать целесообразным, так как с увеличением натяжения увеличиваются износ и вытягивание цепи, и поэтому его надо рассматривать как возможную временную меру до изменения числа оборотов привода. Неравномерность движения цепи как в горизонтальных, так и в вертикальных транспортерах вызывает некоторую перегрузку ее, так как сила, сообщающая ей ускорение в момент перехода от замедленного к ускоренному движению, вызывает дополнительное натяжение цепи и небольшое увеличение расхода сил.

Изменение скорости v_y оказывает на натяжение цепи и на расход сил чрезвычайно ничтожное влияние, и поэтому обычно рассматривают только изменение скорости v_x . Из уравнения (а) получим ускорение цепи:

$$\omega = \frac{dv_x}{dt} = \frac{\omega_a \cdot R \cdot d \cdot \cos \varphi}{dt} = - \frac{\omega_a R \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi}{dt} = - \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \varphi. \quad (c)$$

Для точки 1, где $\varphi = -\alpha$, получим ускорение:

$$\omega_1 = \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha,$$

а для точки 3, где $\varphi = \alpha$:

$$\omega_3 = -\omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha.$$

Обозначая через x путь, который пройдет цепь за время движения ведущего ребра блока от точки 1, определяемой углом α , до произвольной точки, определяемой углом φ , получим из фиг. 162:

$$x = R \cdot \sin (-\alpha) - R \cdot \sin (-\varphi) = R \cdot \sin \varphi - R \cdot \sin \alpha,$$

откуда:

$$R \cdot \sin \varphi = x + R \cdot \sin \alpha.$$

Следовательно из уравнения (с) имеем:

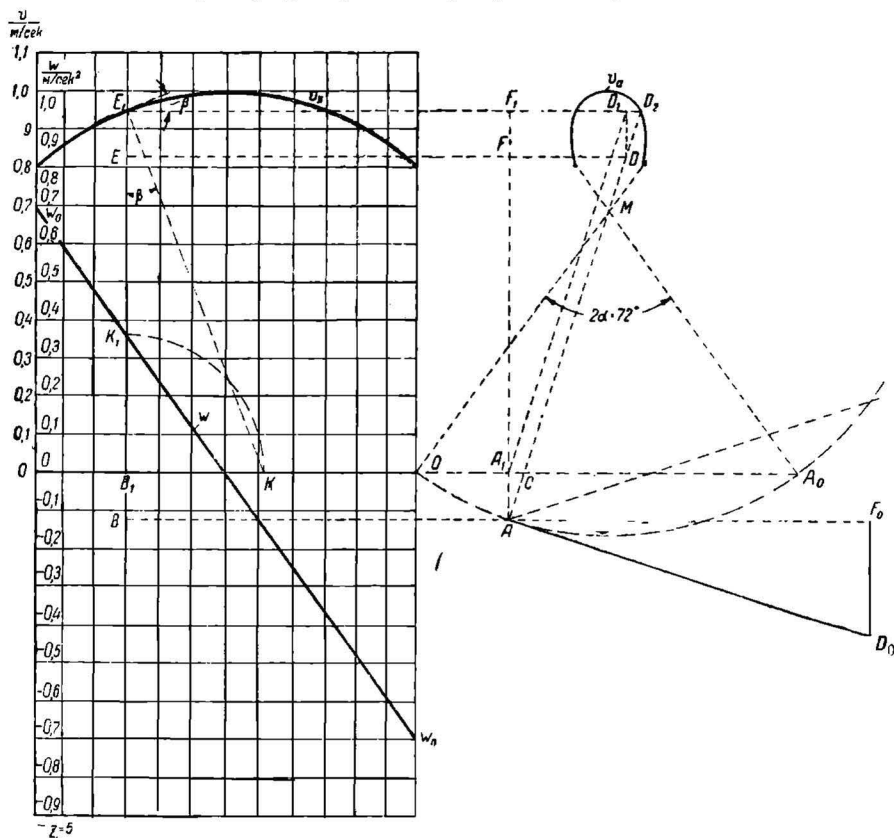
$$\omega = -\omega_a^2 (x + R \cdot \sin \alpha) = \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha - \omega_a^2 \cdot x. \quad (d)$$

Таким образом ускорение, выраженное как функция от пути x , изменяется по закону прямой.

На фиг. 163 построена диаграмма изменения скорости и ускорения цепи при повороте пятигранного ведущего блока на угол $2\alpha = 72^\circ$. При

¹⁾ Вывод формулы (156) и определение провеса тягового органа, см. ч. II.

построения диаграммы, так же как и при аналитическом расчете, принято, что в момент захвата блоком каждого нового звена цепь направлена по хорде, совпадающей с гранью блока, и что при всех положениях захватывающего ребра блока цепь остается параллельной первоначальному своему положению. При таких допущениях скорость цепи при положении захватывающего ребра в точке A найдется как вектор $\overline{AF_0D_0}$ картины скоростей AF_0D_0 , у которой точка A принята за полюс, вектор $\overline{AD_0} = v_a$ и перпендикулярен радиусу ведущего блока MA , вектор $\overline{AF_0}$ параллелен направлению движения цепи и в данном случае служит продолжением набегающего звена цепи AB и вектор $\overline{F_0D_0}$ перпендикулярен звену цепи AB .



Фиг. 163. Диаграмма скоростей и ускорений цепи, набегающей по направлению хорды на пятигранный блок при бесконечной длине цепи.

Повернем картину скоростей AF_0D_0 на 90° и поставим ее в положение AFD ; тогда вектор \overline{DF} и продолжение его \overline{FE} будут параллельны набегающему звену цепи AB , и следовательно скорость цепи может быть выражена вектором $\overline{BE} = \overline{AF} = \overline{AF_0}$, отложенным на перпендикуляре к направлению движения цепи в точке B .

Для построения диаграммы скоростей цепи возьмем начало координат в точке O , совпадающей с концом набегающего звена OA_0 в момент захвата его ведущим ребром A_0 . По оси абсцисс будем откладывать перемещения цепи при вращении ведущего блока, а по оси ординат — скорости цепи. Тогда перемещению захватывающего ребра из положения A_0 в положение A будет соответствовать перемещение цепи A_0A_1 , или равное ему OB_1 , если $A_1B_1 = A_0O = l$ и скорость цепи, соответствующая положению захва-

тывающего ребра в точке A_0 , будет $B_1E_1 = BE$. Точку E_1 диаграммы скоростей можно получить непосредственно, если строить картину скоростей у полюса A_1 , что равносильно перемещению четырехугольника $ADEB$ вертикально вверх на высоту BB_1 . В четырехугольнике $CD_2D_1A_1$ имеем $A_1C \parallel D_1D_2$ и $CD_2 \parallel A_1D_1$, следовательно $CD_2 = A_1D_1 = v_a$.

Таким образом для любого положения A захватывающего ребра можно найти скорость цепи следующим построением: из точки A проводим радиус блока AM и ординату AA_1 ; из точки A_1 пересечения ординаты AA_1 с осью абсцисс засекаем последнюю радиусом $A_1B_1 = l$; из точки C пересечения радиуса AM с осью абсцисс откладываем по радиусу $CD_2 = v_a$; в пересечении горизонтали, проведенной через точку D_2 с ординатой, проходящей через точку B_1 , находим искомую точку E_1 диаграммы скоростей.

На фиг. 163 диаграмма скоростей построена для $v_a = 1$ м/сек. и $l = 1$ м.

Из формулы (а) видим, что скорость цепи v_x пропорциональна окружной скорости v_a и не зависит от радиуса ведущего блока или от длины звена. Поэтому для всякой другой окружной скорости v_a можно найти скорость цепи v_x , умножая соответствующие значения скорости v_x по диаграмме (фиг. 163) на скорость v_a .

Ускорение цепи проще всего определить как поднормаль соответствующей точки кривой скоростей. Для рассматриваемого положения ведущего ребра в точке A ускорение цепи можно определить как поднормаль B_1K , где E_1K —нормаль к кривой скоростей в точке E_1 .

Действительно для ускорения мы имеем (фиг. 163):

$$\omega = \frac{dv_x}{dt} = \frac{v_x \cdot dv_x}{dx} = v_x \cdot \operatorname{tg} \beta = v_x \cdot \frac{B_1K}{B_1E_1} = v_x \cdot \frac{B_1K}{v_x} = B_1K.$$

Отложив по ординате, проходящей через точку B_1 , вектор $B_1K_1 = B_1K$, получим точку K_1 диаграммы ускорений.

Мы уже имели, что:

$$\omega = \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \varphi = \frac{v_a^2}{R} \cdot \sin \varphi = \frac{v_a^2}{l} \cdot 2 \sin \frac{180}{z} \cdot \sin \varphi,$$

т. е. ускорение пропорционально v_a^2/l ; но при построении диаграммы скоростей и ускорений принято $v_a = 1$ м/сек. и $l = 1$ м; поэтому масштаб ускорений численно будет равен масштабу скоростей.

Для получения ускорения цепи при любых значениях v_a и l следует значения ω , найденные по диаграмме на фиг. 163, помножить на v_a^2/l .

Из диаграммы ускорений, так же как и из аналитического расчета, видно, что при захвате каждого нового звена ускорение цепи меняется мгновенно от некоторой отрицательной величины ω_3 до такой же положительной величины ω_1 . Сила, которую нужно приложить к цепи для перехода в точке l от ускорения ω_3 к ускорению ω_1 , будет:

$$p_w' = (\omega_1 - \omega_3) \frac{G}{g} = 4 \left(\frac{\pi \cdot v}{z} \right)^2 \cdot \frac{G}{l \cdot g}, \quad (e)$$

где G —вес движущихся частей транспортера с полезной нагрузкой.

Сила эта прикладывается к цепи мгновенно, и поэтому в расчет следует ввести величину вдвое большую. С другой стороны при подходе ведущего ребра к точке 3 цепь двигалась с ускорением ω_3 , следовательно натяжение цепи в момент подхода ведущего ребра к точке 3 будет:

$$S_m' = S_m + \omega_3 \cdot \frac{G}{g}.$$

Таким образом наибольшее натяжение цепи в момент захвата ее по-

вым ведущим ребром, которое следует принять в расчет, будет:

$$S = S_m' + 2p_m' = S_m + \omega_3 \cdot \frac{G}{g} + 2(\omega_1 - \omega_3) \frac{G}{g}. \quad (f)$$

Подставляя сюда значения ω_1 и ω_3 , получим:

$$\begin{aligned} S &= S_m - \frac{G}{g} \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha + 2[\omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha - (-\omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha)] \frac{G}{g} = \\ &= S_m + 3 \frac{G}{g} \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha, \end{aligned} \quad (g)$$

но

$$R \cdot \sin \alpha = \frac{lh}{2}.$$

Обозначая среднюю скорость цепи через v , получим;

$$v = \frac{n \cdot z \cdot l}{60} \quad (h)$$

и

$$\omega_a = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot v}{z \cdot l}. \quad (i)$$

Следовательно:

$$S = S_m + 3 \frac{G}{g} \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \frac{l}{2} = S_m + 6 \left(\frac{\pi \cdot v}{z} \right)^2 \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{l}{2}. \quad (157)$$

На ускорение цепи от скорости v_{x_1} до скорости v_{x_2} приходится затрачивать работу:

$$A_w = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_{x_2}^2 - v_{x_1}^2}{2},$$

а так как:

$$v_{x_2} = \omega_a \cdot R \text{ и } v_{x_1} = \omega_a \cdot R \cdot \cos \alpha,$$

то:

$$A_w = \frac{G}{g} \cdot \frac{\omega_a^2}{2} [R^2 - (R \cdot \cos \alpha)^2] = \frac{G}{g} \cdot \frac{\omega_a^2}{2} \left(\frac{l}{2} \right)^2 = \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi^2 \cdot v^2}{2z^2}.$$

Эта работа должна быть затрачена за время поворота блока на одну грань. При полном повороте блока работа будет в z раз больше. Разделив полную работу за один оборот на длину окружности блока, получим среднее значение потери тягового усилия на работу ускорения цепи. Благодаря инерции движущихся частей при замедлении цепи, часть работы возвращается приводу, и поэтому Ганфштенгель вводит в выражение для средней величины потери тягового усилия поправочный коэффициент k_1 и получает:

$$p_w = k_1 \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi \cdot v^2}{2z \cdot D}.$$

Для вертикальных элеваторов, в которых тяговый орган огибает лишь два блока и не имеет других поддерживающих опор, Ганфштенгель дает для коэффициента k_1 значения $k_1 = 0,1 - 0,2$ в зависимости от натяжения цепи. Для горизонтальных транспортеров опытных значений k_1 пока нет. При указанных же значениях k_1 величина p_w получается настолько малой по сравнению с другими потерями тягового усилия, что при практических подсчетах потребной мощности ею можно пренебречь и учитывать лишь величину p_w' при определении прочных размеров тягового органа.

Следует помнить, что по наибольшему натяжению цепи, определяемому уравнением (157), тяговый орган рассчитывается лишь на прочность, т. е. по этому натяжению проверяются напряжения в отдельных элементах цепи. При проверке цепи на удельное давление в шарнирах (см. выше, в расчет следует вводить среднее натяжение цепи, а не наибольшее.

Вес движущихся частей транспортера, который следует учитывать при определении сил инерции цепи, определяется в зависимости от устройства и конфигурации транспортера. Например для элеваторов с одной поднимающейся и одной опускающейся ветвью при определении сил инерции следует учитывать лишь вес поднимающейся ветви в горизонтальных транспортерах с одним ведущим и одним натяжным блоком и с автоматическим грузовым или рычажным натяжным приспособлением следует вводить в расчет сил инерции вес набегающей ветви, расположенной между ведущим и натяжным блоком, так как ведомая ветвь цепи защищена от перегрузки перемещениями натяжного блока; точно так же и в конвейерах любой конфигурации и при любом числе направляющих блоков при наличии автоматического натяжного приспособления можно вводить в расчет сил инерции лишь вес части конвейера, расположенной между ведущим звеном цепи и натяжным блоком. При неавтоматических натяжных приспособлениях может оказаться необходимым учитывать вес движущихся частей всего транспортера.

До сих пор при определении скоростей и ускорений цепи мы предполагали, что набегающая ветвь цепи остается параллельной своему первоначальному положению при всех положениях захватывающего ребра. В действительности при набегании на ведущий блок цепь отклоняется от своего первоначального положения, отчего скорости и ускорения цепи, а следовательно и силы инерции будут иными, чем получено предыдущим расчетом.

Для вертикальных элеваторов, в которых цепь огибает лишь два блока, один ведущий наверху и один направляющий внизу, и по всей длине висит свободно без всяких направляющих шин, отклонения цепи при набегании на ведущий блок будут настолько ничтожны, что практически можно считать направление цепи постоянным и пользоваться выведенными формулами; точно так же можно пользоваться этими формулами и для легких горизонтальных транспортеров с короткозвенными цепями, работающими на зубчатых блоках с большим числом зубцов.

Для тяжелых же транспортеров с длиннозвенными цепями, работающими на блоках с четырьмя, пятью или шестью гранями, правильнее определять скорости и ускорения цепи, учитывая отклонения ее при набегании на ведущий блок. Проще всего в этих случаях пользоваться графическим методом, аналогичным рассмотренному на фиг. 163.

Рассмотрим пятигранный блок. На фиг. 164 изображены возможные случаи набегания цепи: *a* — цепь направлена по касательной к окружности, вписанной в пятиугольник ведущего блока, или по хорде описанной окружности; *b* — цепь направлена по касательной к описанной окружности; *c* — направление цепи проходит между вписанной и описанной окружностями и *d* — направляющие шины не доходят до ведущего блока.

На фиг. 165 построены диаграммы скоростей и ускорений для случая (*a*) набегания цепи по хорде на пятигранный блок. Для положения ведущего ребра в точке 2 картина скоростей, повернутая на 90° , изображится треугольником *ADF*, где $AD = v_a$ и направлена по радиусу *AM*; *AF* перпендикулярна направлению движения цепи, и *FD* параллельна направлению звена. Продолжая прямую *DF* до пересечения с ординатой, проведенной через точку *B* в конце набегающего звена, получим точку *E* диаграммы скоростей.

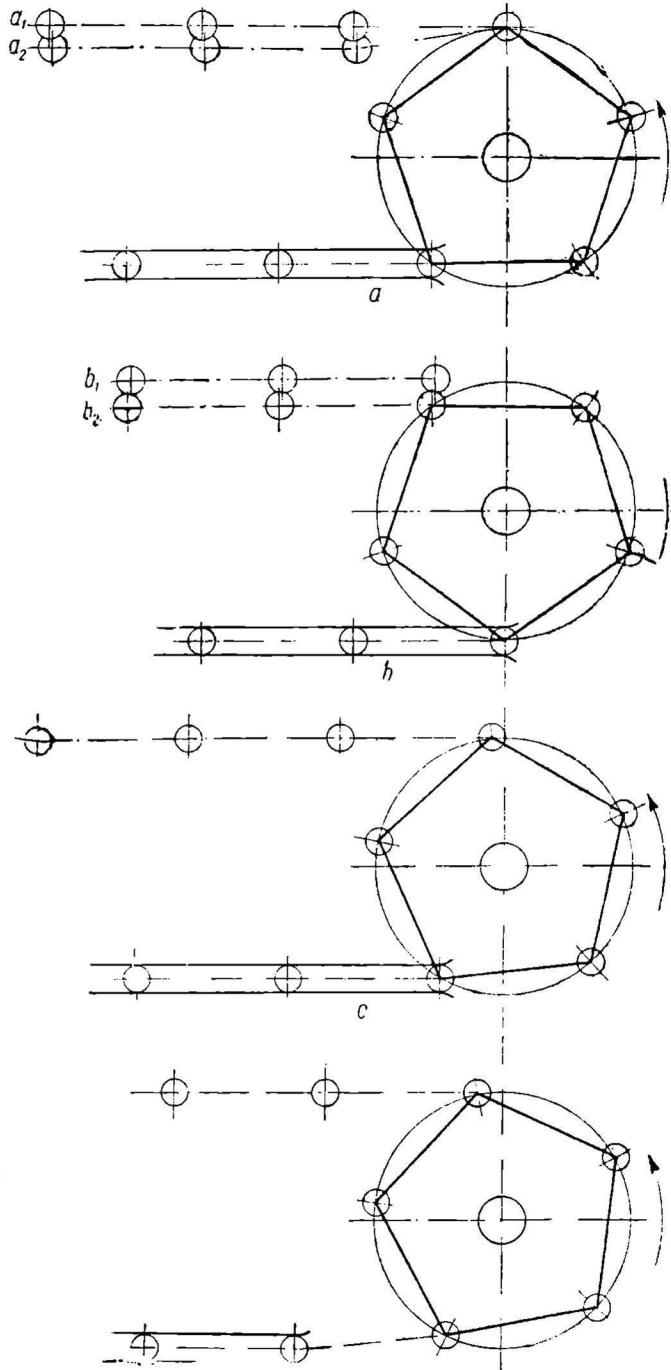
Таким образом отдельные точки диаграммы скоростей можно находить следующим построением: из точки *A* засекаем направление движения цепи

радиусом $AB=l$ и через точку B проводим ординату BE ; далее из точки A проводим радиус AM и откладываем на нем $AD=v_a$; из точки D проводим прямую DE параллельно AB и в пересечении DE и BE находим точку E диаграммы скоростей.

Ускорение w можно, как на фиг. 163, найти как поднормаль к кривой скоростей, т. е. отложить на ординате BE отрезок $BK=BK_1=w$ и получить таким образом точку K кривой ускорений. К сожалению такой способ не дает уверенности в точности получаемых результатов, и поэтому для нахождения отдельных точек кривой ускорений надежнее построить картины ускорений для различных положений ведущего блока.

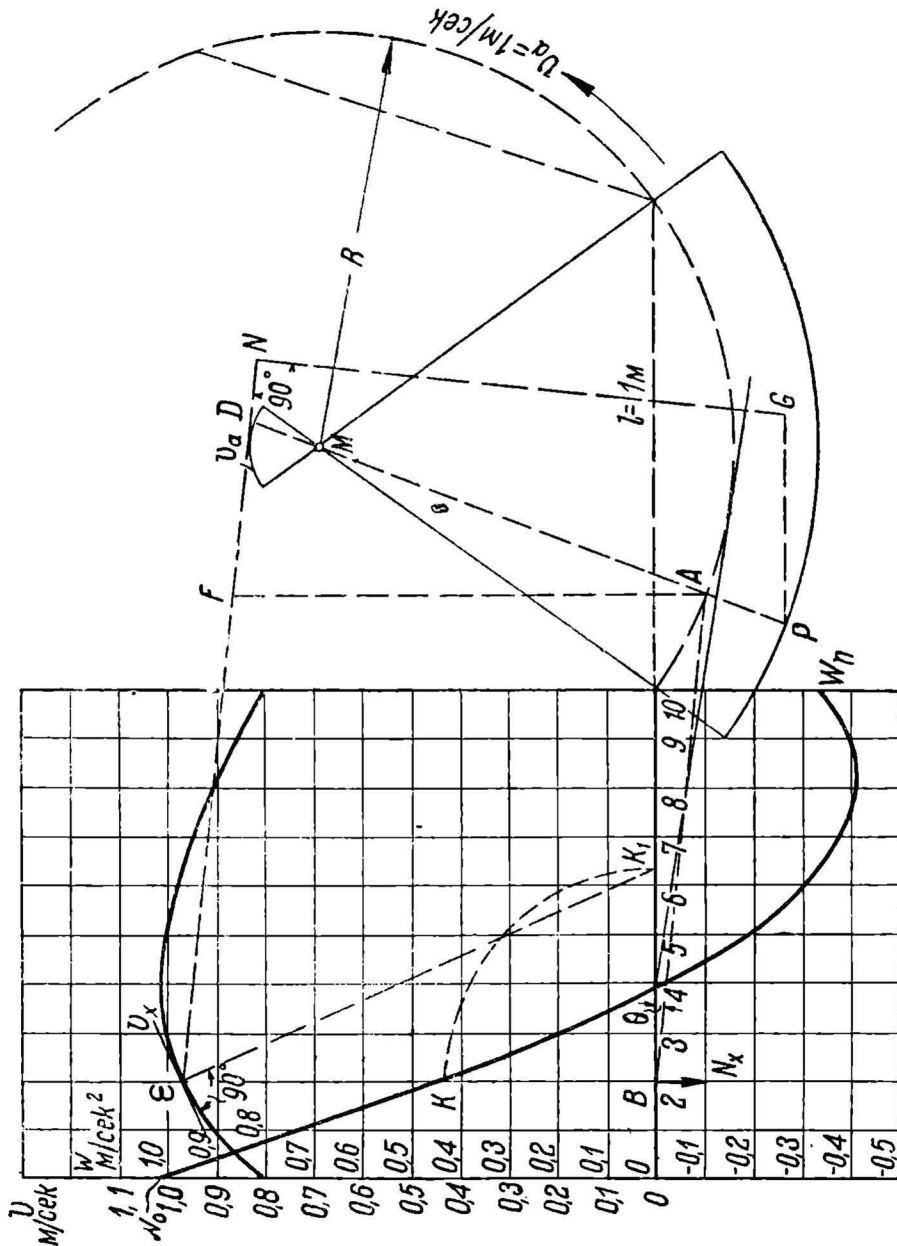
На фиг. 165 показано построение картины ускорений для положения ведущего ребра в точке A . От точки D , полученной при построении картины скоростей, по направлению радиуса MA отложен отрезок $DP= v_a^2/R$, из точки P проведена прямая PG , параллельная направлению движения цепи, т. е. $PG \parallel OB$; из точки D на продолжении прямой ED отложен отрезок $DN= FD^2/l$, где FD измерен в принятом масштабе скоростей; в точке N восстановлен к прямой DN перпендикуляр NG , пересекающий прямую PG в точке G . Отрезок PG и будет равен искомому ускорению цепи. Следовательно для построения кривой ускорений имеем $BK=PG$.

На фиг. 165 диаграммы скоростей и ускорений построены для $v_a=1$ м/сек. и $l=1$ м. Поэтому, как уже было доказано, масштабы обеих диаграмм численно



Фиг. 164. Схемы набегания длиннозвенных цепей на пятигранный ведущий блок.

будут равны. Для получения скоростей и ускорений цепи при других значениях v_a и l следует скорости, получаемые по диаграмме, умножить на v_a , а ускорения — на v_a^2/l .



Фиг. 165. Диаграмма скоростей и ускорений цепи, набегающей по хорде на пятигранный ведущий блок.

В данном случае отрицательное ускорение w_n в конце захвата какого-либо звена соответствующим ведущим ребром по абсолютной величине не равно положительному ускорению w_0 в начале захвата цепи следующим ведущим ребром. Поэтому формула (157) для определения расчетного натяжения цепи здесь не применима. Рассуждая так же, как и при выводе фор-

мулы (157), в данном случае получим следующее выражение для дополнительной нагрузки на цепь, вследствие изменения ускорения ее:

$$P_d = 2(\omega_0 - \omega_n) \frac{G}{g} + \omega_n \frac{G}{g} = (2\omega_0 - \omega_n) \frac{G}{g} \text{ кг.} \quad (158)$$

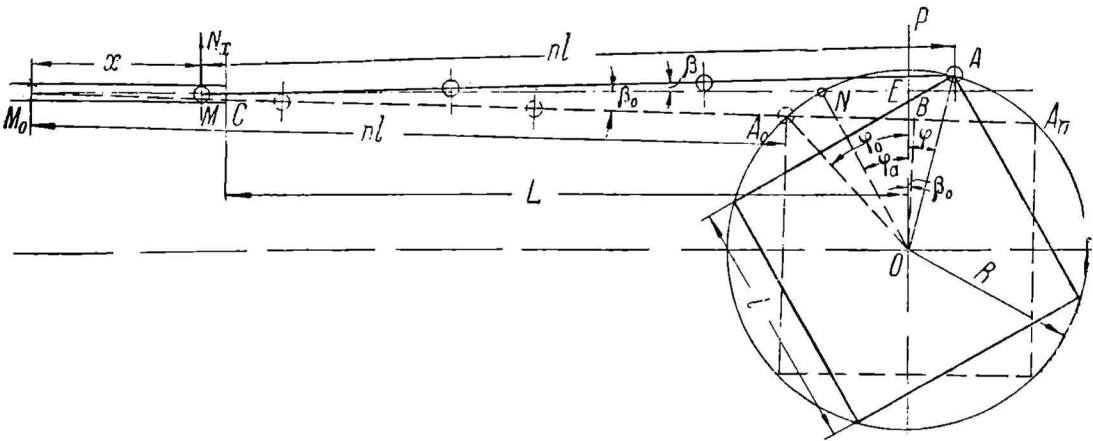
Этой формулой можно пользоваться и для предыдущего случая, вместо формулы (157).

Из диаграммы на фиг. 165 имеем:

$$\omega_0 = 1,036 \text{ м/сек.}^2 \text{ и } \omega_n = -0,344 \text{ м/сек.}^2.$$

Следовательно:

$$P_d = (2\omega_0 - \omega_n) \frac{G}{g} = (2 \cdot 1,036 + 0,344) \frac{G}{g} \cong 2,4 \frac{G}{g} \text{ кг.}$$



Фиг. 166. Схема набегания цепи на ведущий блок.

Из диаграммы же на фиг. 163 имеем:

$$\omega_0 = 0,692 \text{ м/сек.}^2 \text{ и } \omega_n = -0,692 \text{ м/сек.}^2,$$

и следовательно:

$$P_d = (2\omega_0 - \omega_n) \frac{G}{g} = (2 \cdot 0,692 + 0,692) \frac{G}{g} \cong 2,08 \frac{G}{g} \text{ кг.}$$

Таким образом оказывается, что в действительности при набегании цепи по хорде на ведущий блок дополнительная „динамическая“ нагрузка на цепь получается приблизительно на 15% больше, чем по формуле (157).

Найдем теперь аналитическое выражение скоростей и ускорений цепи. Рассмотрим общий случай, когда шины прямолинейной ветви цепи направлены по касательной к промежуточной окружности ведущего блока и прямолинейное направление цепи пересекает описанную окружность ведущего блока в произвольной точке \$N\$, определяемой углом \$\varphi_a\$, составленным радиусом, проведенным через точку \$N\$ с нормалью \$OP\$ к прямолинейному направлению цепи (фиг. 166). Предположим также, что направляющие шины оборваны на расстоянии \$L\$ от оси ведущего блока.

Начало захвата цепи новым ведущим ребром произойдет очевидно в тот момент, когда направление отклоняющейся ветви цепи совпадет с направлением грани ведущего блока, т. е. когда на фиг. 166 точки \$M_0\$, \$A_0\$ и \$A_n\$ будут лежать на одной прямой. Обозначим угол, состав-

ляемый радиусом, проведенным через точку A_0 с нормалью OP к основному направлению цепи, через φ_0 , а угол, составляемый, отклоненной ветвью цепи M_0A_0 с ее основным направлением MN , через β_0 .

Проведем $OB \perp A_0A_n$. Тогда по взаимной перпендикулярности сторон $\angle EOB = \angle BM_0E = \beta_0$, а так как $\angle A_0OB = \pi/z$, то получим:

$$\varphi_0 = \angle A_0OB - \angle EOB = \frac{\pi}{z} - \beta_0.$$

На фиг. 166, проектируя отрезки A_0M_0 , ON и OA_0 на направление OP , получим:

$$R \cdot \cos \varphi_a = nl \cdot \sin \beta_0 + R \cdot \cos \varphi_0 = nl \cdot \sin \left(\frac{\pi}{z} - \varphi_0 \right) + R \cdot \cos \varphi_0. \quad (159)$$

Решая это уравнение, можно найти угол φ_0 в зависимости от φ_a , π/z , nl и R .

Проще однако найти положение точек M_0 и A_0 построением, взяв шаблон в виде прямоугольного треугольника, отложив на одном катете его отрезок $BM_0 = nl + \frac{l}{2}$, а на другом катете отрезок $OB = R \cdot \cos \frac{\pi}{z}$, приложив точку O в центре ведущего блока и вращая шаблон вокруг точки O , пока точка M_0 не ляжет на основном направлении цепи MN . Пересечение катета M_0B с описанной окружностью ведущего блока и даст точку A_0 . Точка M_0 будет изображать положение ролика, от которого пойдет отклоняющаяся ветвь цепи в момент захвата цепи новым ведущим ребром, а точка A_0 —положение в этот момент ведущего ребра блока. Определим теперь путь x , который пройдет точка M_0 цепи, за то время, пока ведущее ребро пройдет путь A_0A и переместится в точку A , определяемую углом φ . При этом углы, лежащие вправо от оси OP , будем считать положительными, а влево—отрицательными.

Проектируя отрезки M_0A_0 , O . OA и MA на основное направление цепи MN , получим:

$$x = nl \cdot \cos \beta_0 + R \cdot \sin (-\varphi_0) + R \cdot \sin \varphi - nl \cdot \cos \beta = nl (\cos \beta_0 - \cos \beta) + R (\sin \varphi - \sin \varphi_0). \quad (160).$$

Проектируя отрезки OA , ON и MA на направление OP , получим:

$$R \cdot \cos \varphi = R \cdot \cos \varphi_a + nl \cdot \sin \beta,$$

откуда:

$$\sin \beta = \frac{R}{nl} (\cos \varphi - \cos \varphi_a) \text{ и } \cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl} \right)^2 (\cos \varphi - \cos \varphi_a)^2} \quad (161)$$

и из уравнения (159):

$$R \cdot \cos \varphi_a = R \cdot \cos \varphi_0 + nl \cdot \sin \beta_0,$$

откуда:

$$\sin \beta_0 = \frac{R}{nl} (\cos \varphi_a - \cos \varphi_0) \text{ и } \cos \beta_0 = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl} \right)^2 (\cos \varphi_a - \cos \varphi_0)^2}. \quad (162)$$

Следовательно:

$$x = nl \left(\sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl}\right)^2 (\cos \varphi_a - \cos \varphi_0)^2} - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl}\right)^2 (\cos \varphi - \cos \varphi_a)^2} \right) + R(\sin \varphi - \sin \varphi_0) \quad (163)$$

отсюда:

$$v = \frac{dx}{dt} = v_a \left(\cos \varphi - \frac{\frac{R}{nl} (\cos \varphi - \cos \varphi_a) \sin \varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl}\right)^2 (\cos \varphi - \cos \varphi_a)^2}} \right) \quad (164)$$

$$= \frac{v_a^2}{nl} \left\{ -\frac{nl}{R} \sin \varphi + \frac{\cos \varphi_a \cdot \cos \varphi - \cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl}\right)^2 (\cos \varphi - \cos \varphi_a)^2}} + \frac{\left(\frac{R}{nl}\right)^2 (\cos \varphi - \cos \varphi_a)^2 \sin^2 \varphi}{\left[1 - \left(\frac{R}{nl}\right)^2 (\cos \varphi - \cos \varphi_a)^2\right]^{3/2}} \right\}. \quad (165)$$

Для малых углов φ последний член в формуле (165) близок к 0, а знаменатель вторых членов в формулах (164) и (165) близок к 1.

Поэтому для малых углов φ можно принимать:

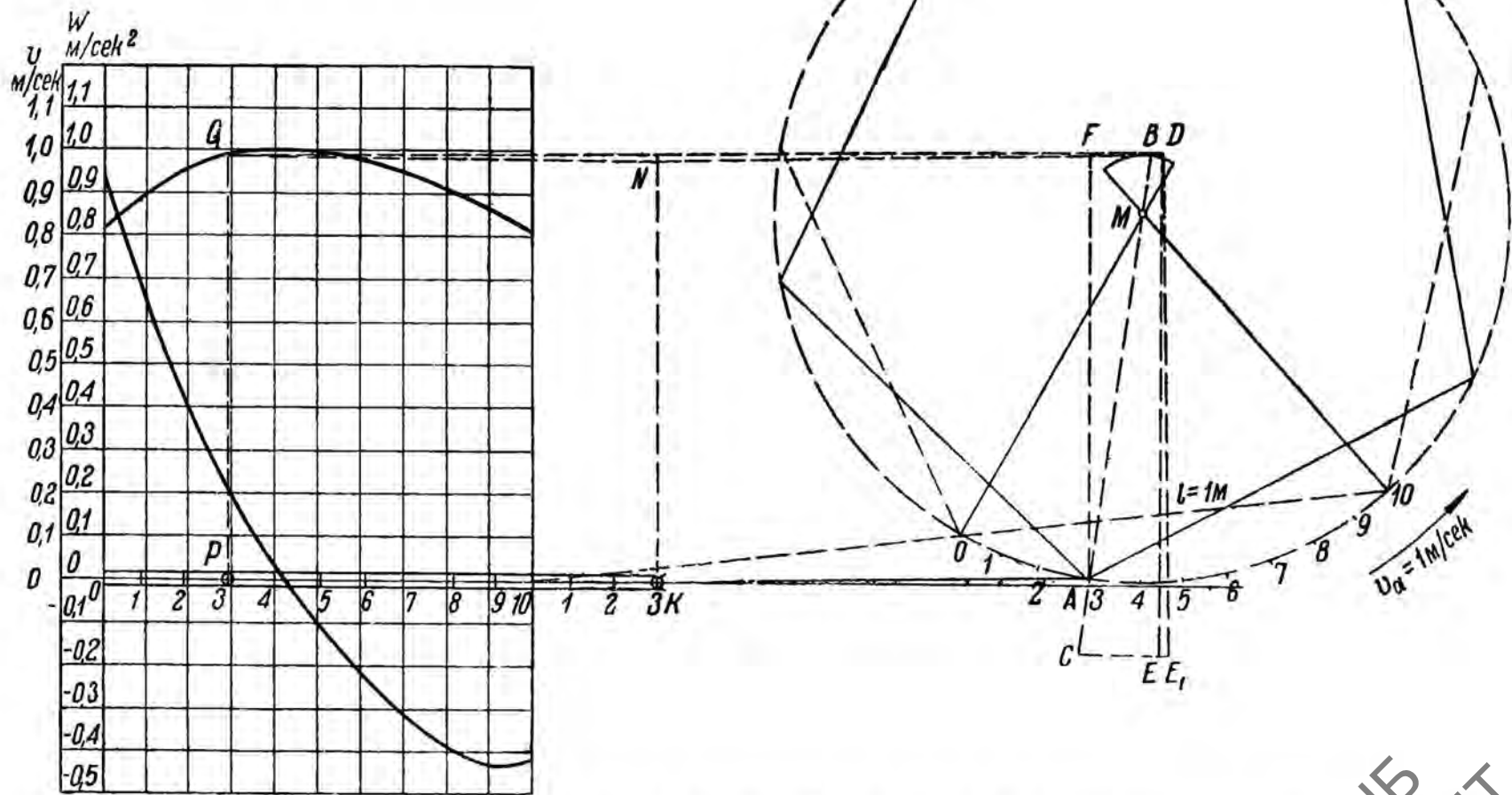
$$v = v_a \left[\cos \varphi - \frac{R}{nl} (\cos \varphi - \cos \varphi_a) \sin \varphi \right] \quad (166)$$

и

$$w = \frac{v_a^2}{nl} \left(\cos \varphi_a \cdot \cos \varphi - \cos 2\varphi - \frac{nl}{R} \cdot \sin \varphi \right). \quad (167)$$

С помощью этих формул и построены диаграммы скоростей и ускорений для цепи, набегающей на пятигранный ведущий блок по касательной при шинах, оборванных не доходя до ведущего блока в точке K (фиг. 167), и для цепей, набегающих на шести-, пяти- и четырехгранный ведущий блок как по хорде, так и по касательной, при шинах, доходящих до самого ведущего блока (фиг. 168). Все диаграммы построены для $l=1$ м и $v_a=1$ м/сек. Из последней диаграммы видно, что в случае шин, доходящих до самого ведущего блока, условия работы цепи при набегании по касательной значительно благоприятнее, чем при набегании цепи по хорде, так как ускорение цепи сначала плавно уменьшается от $w_0=0$ до некоторой отрицательной величины, а затем также плавно увеличивается до некоторой наибольшей положительной величины w_n ; при захвате цепи новым ведущим ребром ускорение цепи мгновенно уменьшается от наибольшего положительного значения w_n до нуля. Таким образом в данном случае изменение ускорений не вызывает ударной нагрузки на цепь, и наибольшая дополнительная динамическая нагрузка на цепь будет:

$$P_d = w_n \cdot \frac{G}{g}.$$



Фиг. 167. Диаграмма скоростей и ускорений цепи, набегавшей на пятигранный блок, в случае обрыва направляющих шкивов, не доходя до ведущего блока

УДМУНТ
(ДИПТ)

Для пятигранного блока при $l = 1$ м и $v_0 = 1$ м/сек. по диаграмме имеем:

$$w_n = 0,847 \text{ м/сек.}^2 \text{ и } P_d = w_n \frac{G}{g} = 0,847 \frac{G}{g} \text{ кг,}$$

т. е. приблизительно в $2^{1/2}$ раза меньше, чем при набегании цепи по хорде ведущего блока.

Кроме того звенья цепи, набегающей на ведущий блок по хорде, отклоняются относительно сзади идущего звена сначала в одну сторону на угол ϵ (фиг. 165), а затем в другую сторону на угол $360/\epsilon$; при набегании же по касательной каждое звено поворачивается относительно сзади идущего звена все время в одну сторону на угол $360/\epsilon$; поэтому работа трения в шарнирах, а следовательно и износ их будет больше при набегании по хорде, чем при набегании по касательной.

С другой стороны необходимо иметь в виду, что при всяком отклонении набегающей ветви цепи возникает дополнительное давление на направляющие шины:

$$N_x = S_p \cdot \sin \beta, \quad (168)$$

где S_p — натяжение ветви цепи, набегающей на ведущий блок и отклоненной от своего первоначального направления на угол β .

Очевидно:

$$S_p = \frac{S_m}{\cos \beta} \quad (169)$$

и следовательно:

$$N_x = S_m \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (170)$$

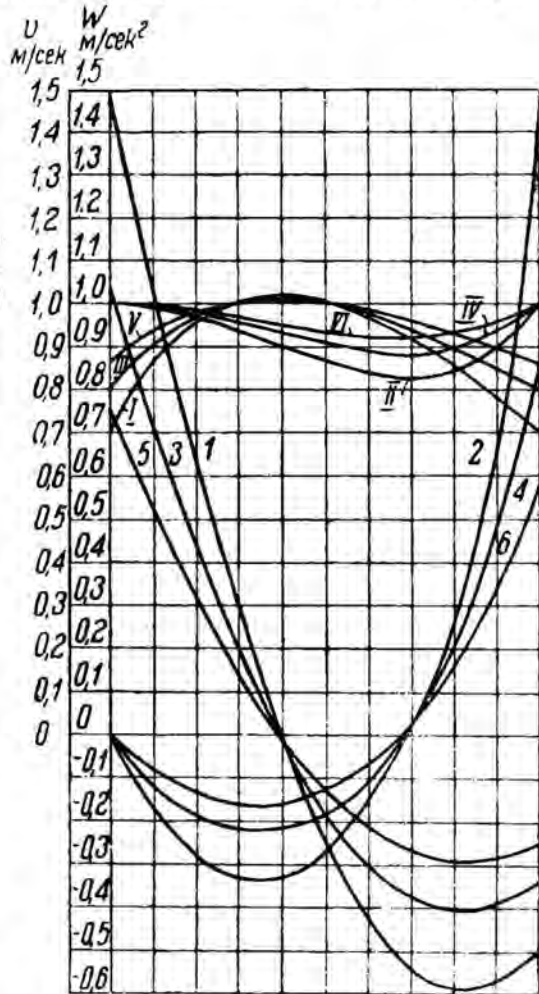
Для цепи, набегающей по хорде на ведущий блок, угол β изменяется от $\beta = 0$ в момент начала захвата цепи новым ведущим ребром до $\beta = \epsilon$ в момент, когда отклоненная ветвь цепи будет направлена по касательной к описанной окружности ведущего блока. Таким образом в этом случае:

$$S_{p \max} = \frac{S_m}{\cos \epsilon} \quad (171)$$

и

$$N_{x \max} = S_m \operatorname{tg} \epsilon' \quad (172)$$

Имея в виду, что в момент, когда отклоненная ветвь цепи будет направлена по касательной к описанной окружности ведущего блока, по



Фиг. 168. Диаграмма скоростей и ускорений цепи при многогранных ведущих блоках и шинах, входящих до самого блока.

Диаграммы скоростей:

I — четырехгранный блок, набегание по хорде; II — четырехгранный блок, набегание по касательной; III — пятигранный блок, набегание по хорде; IV — пятигранный блок, набегание по касательной; V — шестигранный блок, набегание по хорде; VI — шестигранный блок, набегание по касательной.

Диаграммы ускорений:

1 — четырехгранный блок, набегание по хорде; 2 — четырехгранный блок, набегание по касательной; 3 — пятигранный блок, набегание по хорде; 4 — пятигранный блок, набегание по касательной; 5 — шестигранный блок, набегание по хорде; 6 — шестигранный блок, набегание по касательной.

взаимной перпендикулярности сторон будем иметь $\varphi = -\beta = -\varepsilon$, и учитывая, что при набегании по хорде $\varphi_a = \pi/z$, из уравнения (161) получим:

$$\cos \varepsilon = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl}\right)^2 \left(\cos \varepsilon - \cos \frac{\pi}{z}\right)^2} \quad (173)$$

Решая это уравнение, можно найти угол ε , а следовательно и $S_{\beta \max}$ и $N_{x \max}$. Проще однако угол ε определить графически, воспользовавшись шаблоном в виде прямоугольного треугольника с одним катетом, равным nl или $(n+1)l$, в зависимости от места обрыва шины, и с другим катетом, равным R . Совместив прилегающий к гипотенузе конец катета R с центром блока и вращая вокруг него шаблон до тех пор, пока прилегающий к гипотенузе конец катета nl не ляжет на ось направляющей шины, найдем положение набегающей ветви цепи в момент касания ее с описанной окружностью ведущего блока, а следовательно найдем и угол ε . Добавочное давление N_x на шину вызовет дополнительное сопротивление движению цепи:

$$P_N = c_0 \cdot N_{x \max}, \quad (174)$$

где c_0 определяется по номограмме № 3.

При набегании по хорде, как видим, наибольшее давление $N_{x \max}$ и наибольшее натяжение отклоненной ветви цепи получаются в момент, не совпадающий с началом захвата цепи новым ведущим ребром, когда к цепи прикладывается наибольшая динамическая нагрузка. Поэтому следует найти натяжение цепи в момент начала захвата ее новым ведущим ребром, когда $\beta = 0$, а следовательно и $S_{\beta} = 0$ и $N_x = 0$, но динамическая нагрузка P_d достигает своего максимума, определяемого уравнением (158), и кроме того найти натяжение цепи при $\varphi = \varepsilon$, когда S_{β} и N_x достигают своего максимума, определяемого уравнениями (171) и (172), но динамическая нагрузка на цепь $P_d = \omega_{\varepsilon} \frac{G}{g}$, где ω_{ε} определится по уравнению (167) при $\varphi = \varepsilon$. Рассчитывать цепь следует по наибольшему из этих натяжений. Таким образом при набегании цепи по хорде расчетным натяжением цепи будет большее из следующих значений:

$$S = S_m + (2\omega_0 - \omega_n) \frac{G}{g} \quad (175)$$

или

$$\begin{aligned} S &= \frac{S_m}{\cos \varepsilon} + c_0 \cdot S_m \operatorname{tg} \varepsilon + \omega_{\varepsilon} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \varepsilon} = \\ &= \frac{1 + c_0 \cdot \sin \varepsilon}{\cos \varepsilon} \cdot S_m + \omega_{\varepsilon} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \varepsilon}. \end{aligned} \quad (176)$$

При набегании цепи по касательной к описанной окружности ведущего блока угол β изменяется от $\beta = 0$ при $\varphi = 0$ до $\beta = \beta_0$ в момент захвата цепи новым ведущим ребром, если шины не доведены до ведущего блока, и до $\beta = \pi/z$ в момент, предшествующий захвату цепи новым ведущим ребром, если шины доведены до самого ведущего блока. Таким образом как S_{β} , так и N_x в этом случае достигают своего максимума как раз в тот момент, когда цепь получает наибольшую динамическую нагрузку.

Поэтому расчетное натяжение цепи в случае набегания ее по касательной к описанной окружности ведущего блока и при шинах, доведенных до самого блока, выразится:

$$S_{\max} = \frac{S_m}{\cos \frac{\pi}{z}} + w_n \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \frac{\pi}{z}} + c_0 \cdot S_m \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{z} =$$

$$= \frac{1 + c_0 \sin \frac{\pi}{z}}{\cos \frac{\pi}{z}} \cdot S_m + w_n \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \frac{\pi}{z}}. \quad (177)$$

Диаграмма ускорений цепи, набегающей по касательной к описанной окружности ведущего блока, в случае шин, не доходящих до ведущего блока, показана на фиг. 167.

Как видим, закон изменения ускорений здесь тот же, что и при набегании цепи по хорде, и следовательно динамическая нагрузка на цепь должна определяться по уравнению (158). Тогда расчетное натяжение цепи будет:

$$S_{\max} = \frac{S_m}{\cos \beta_0} + c_0 \cdot S_m \cdot \operatorname{tg} \beta_0 + (2w_0 - w_n) \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \beta_0} =$$

$$= \frac{1 + c_0 \cdot \sin \beta_0}{\cos \beta_0} \cdot S_m + (2w_0 - w_n) \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \beta_0}. \quad (178)$$

Конструктивно доводить шины до ведущего блока, особенно при набегании цепи по касательной, довольно трудно, и поэтому на практике чаще их не доводят до ведущего блока. В этом случае из сравнения формул (175) и (178), определяющих обычно расчетные натяжения цепи, видно, что набегание по хорде выгоднее набегания по касательной, несмотря на то, что ускорения w_0 и w_n при набегании по касательной получаются несколько меньше.

До сих пор мы рассматривали скорости цепи, набегающей на ведущий блок.

При многогранных блоках скорости сбегающей ветви не будут равны скоростям набегающей ветви. Если скорость набегающей ветви за определенный промежуток времени будет больше скорости сбегающей ветви, то цепь должна будет укоротиться; наоборот, при большей скорости сбегающей ветви цепь будет удлиняться.

В транспортных устройствах с автоматическим (грузовым или рычажным) натяжным приспособлением удлинение и укорочение цепи будут вызывать соответствующее перемещение натяжного блока; в транспортных устройствах с ручным натяжным приспособлением удлинению и укорочению цепи будет соответствовать уменьшение или увеличение ее натяжения.

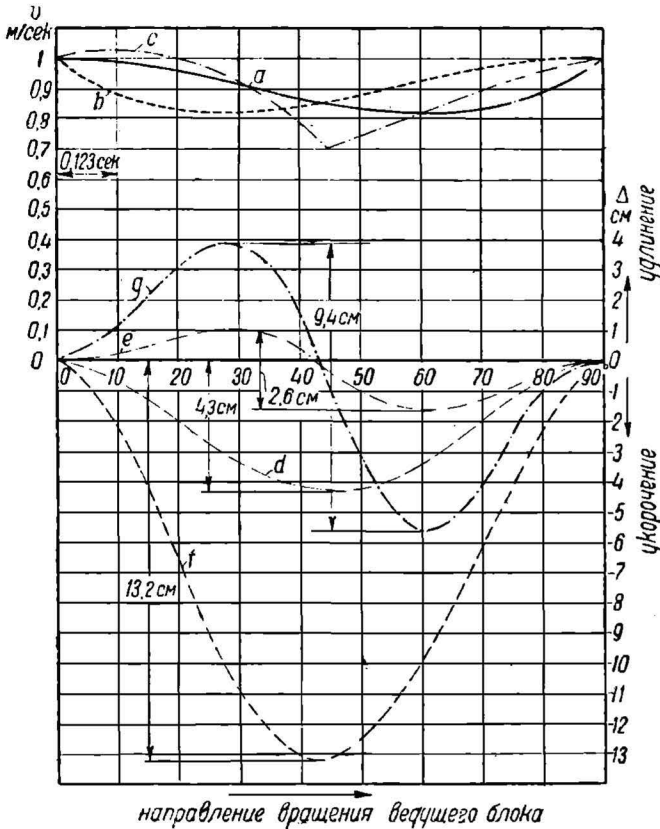
В первом случае такие периодические изменения длины цепи будут влиять на плавность хода ее, а во втором случае кроме того и на напряжение в ее звеньях.

Характер и размер изменений длины цепи зависят от типа блока, угла отклонения на нем цепи, а также от направления как набегающей, так и сбегающей ветвей цепи.

На фиг. 169¹ построены кривые скоростей набегающей ветви цепи, направленной по касательной к описанной окружности четырехгранного блока, и сбегающей ветви цепи при направлении ее как по касательной, так и по хорде.

¹ Dr.-Ing. Paul Nickel, Der Einfluss der Kettenführung auf die Geschwindigkeitsverhältnisse bei langgliedrigen Förderketten, Fördertechnik und Frachtverkehr 8, 1928.

Масштаб диаграммы, как и раньше: $v_a = 1$ м/сек. и $l = 1$ м. При таком масштабе абсциссы изображают одновременно как путь, пройденный шарниром цепи, так и время, в которое этот путь пройден. Отрезки ординат между кривыми скоростей набегающей и сбегающей ветвей изображают разность скоростей в каждый момент времени. Площадь, расположенная между кривыми скоростей и соответствующими ординатами,



Фиг. 169. Изменения длины цепи при работе на четырехгранном блоке.

Диаграммы скоростей: *a* — ветви, набегающей по касательной; *b* — ветви, сбегающей по касательной; *c* — ветви, сбегающей по хорде. Перемещения натяжного блока: *d* — отклонение на 180° , набежание и сбежание по касательной; *e* — то же, но сбежание по хорде; *f* — отклонение на 90° , набежание и сбежание по касательной; *g* — то же, но сбежание по хорде.

разно в транспортных устройствах с многогранными блоками устраивать автоматические натяжные приспособления.

Пример 24. Определить расчетное натяжение цепи транспортного устройства, схема которого изображена на фиг. 149, если средняя скорость цепи $v = 0,4$ м/сек., длина звеньев $l = 300$ мм, нагрузка холостой ветви $q_0 = 150$ кг/м и грузовой $q_2 = 290$ кг/м; число граней ведущего блока $z = 5$ и все остальные размеры по данным примера 17.

Число оборотов ведущего блока можно определить по средней скорости цепи:

$$n = \frac{60 v}{z \cdot l} = \frac{60 \cdot 0,4}{5 \cdot 0,3} = 16.$$

очевидно равна изменению длины цепи за рассматриваемый промежуток времени. Таким путем найдены и отложены по оси ординат перемещения натяжного блока, необходимые для компенсации изменений длины цепи.

Как видно из диаграмм, перемещения натяжного блока (или соответствующие увеличения натяжений цепи при неавтоматических натяжных устройствах) получаются больше при отклонениях цепи на 90° , чем при отклонениях ее на 180° . Точно так же при направлении сбегающей ветви по касательной перемещения натяжного блока получаются больше, чем при направлении ее по хорде.

Таким образом для большей плавности хода цепи и для уменьшения рабочих натяжений ее выгодно направлять набегающую ветвь по касательной, а сбегающую ветвь — по хорде.

Точно так же для уменьшения рабочего натяжения цепи целесооб-

Радиус ведущего блока:

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{\pi}{z}} = \frac{390}{2 \sin \frac{180}{5}} = \frac{300}{2 \cdot \sin 36^\circ} \cong 255 \text{ мм}$$

и окружная скорость ведущего блока:

$$v_a = \frac{2\pi \cdot R \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot 0,255 \cdot 16}{60} \cong 0,427 \text{ м/сек.}$$

В § 15 мы уже нашли для рассматриваемого примера, что при расположении привода у блока VI натяжение цепи $S_m = 9116$ кг, а при расположении привода у блока V — $S_m = 7350$ кг.

Случай 1. Привод у блока VI. Цепь набегает по хорде. Шины доходят до ведущего блока. Вес движущихся частей транспортного устройства между натяжным блоком и набегающей ветвью ведущего блока будет равен:

$$\begin{aligned} G &= q_0(L_2 - L_2'' + L_6 - L_6'') + q_2(L_2'' + L_3' + L_4 + H_6 + L_6'') = \\ &= 150(100 - 40 + 54 - 34) + 290(40 + 15,5 + 50 + 2 + 34) = \\ &= 12\,000 + 41\,000 = 53\,000 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Отношение:

$$\frac{R}{nl} = \frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{z}} = \frac{1}{2 \cdot \sin 36} \cong 0,85.$$

По формуле (173) имеем:

$$\cos \varepsilon = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{nl}\right)^2 \left(\cos \varepsilon - \cos \frac{\pi}{z}\right)^2} = \sqrt{1 - 0,85^2 (\cos \varepsilon - 0,809)^2}.$$

Решая это уравнение, находим $\cos \varepsilon = 0,986$, и следовательно $\varepsilon \cong 9^\circ 40'$.

Тогда по формуле (167) находим для $\varphi = \varepsilon = 9^\circ 40'$; $\varphi_a = \frac{\pi}{z} = \frac{180^\circ}{5} = 36^\circ$;

$hn = 1$:

$$\begin{aligned} w_\varepsilon &= \frac{v_a^2}{nl} \left(\cos \varphi_a \cdot \cos \varphi - \cos 2\varphi - \frac{nl}{R} \cdot \sin \varphi \right) = \\ &= \frac{0,427^2}{0,3} \left(\cos 36^\circ \cdot \cos 9^\circ 40' - \cos 19^\circ 20' - \frac{\sin(-9^\circ 40')}{0,85} \right) = \\ &= \frac{0,427^2}{0,3} \left(0,809 \cdot 0,986 - 0,944 + \frac{0,168}{0,85} \right) = 0,0305 \text{ м/сек.}^2 \end{aligned}$$

и по формуле (176) получим при $c_0 = 0,072$ и $S_m = 9116$ кг:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{1 + c_0 \sin \varepsilon}{\cos \varepsilon} \cdot S_m + w_a \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \varepsilon} = \\ &= \frac{1 + 0,072 \cdot 0,168}{0,986} \cdot 9116 + 0,0305 \cdot \frac{53\,000}{9,81} \cdot \frac{1}{0,986} = 9512. \end{aligned}$$

Далее по диаграмме фиг. 168 (кривая 3) для пятигранного блока находим $w_0 = 1,03$ м/сек.² и $w_n = -0,34$ м/сек.² Для наших условий, т. е. для $v_a = 0,427$ и $l = 0,3$ м, найдем:

$$w_0 = 1,03 \cdot \frac{v_a^2}{l} = 1,03 \cdot \frac{0,427^2}{0,3} = 0,626 \text{ м/сек.}^2$$

$$w_n = -0,34 \cdot \frac{v_a^2}{l} = -0,34 \cdot \frac{0,427^2}{0,3} = -0,206 \text{ м/сек.}^2$$

Тогда по формуле (175) получим:

$$S_2 = S_m + (2w_0 - w_n) \frac{G}{g} = 9116 + (2 \cdot 0,626 + 0,206) \frac{53\,000}{9,81} = 16\,966 \text{ кг.}$$

Таким образом для рассматриваемого случая расчетное натяжение цепи будет:

$$S_{\max} = 16\,966 \text{ кг.}$$

Случай II. Привод у блока VI. Цепь набегает по касательной. Шины доходят до ведущего блока. По диаграмме фиг. 168 (кривая 4) находим для этого случая $w_n = 0,847$ м/сек.² и для наших данных:

$$w_n = 0,847 \frac{v_a^2}{l} = 0,847 \cdot \frac{0,427^2}{0,3} = 0,513 \text{ м/сек.}^2$$

Тогда по формуле (177) находим расчетное натяжение цепи:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= \frac{1 + c_0 \cdot \sin \frac{\pi}{z}}{\cos \frac{\pi}{z}} \cdot S_m + w_n \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \frac{\pi}{z}} = \\ &= \frac{1 + 0,072 \cdot \sin 36^\circ}{\cos 36^\circ} \cdot 9116 + 0,513 \cdot \frac{53\,000}{9,81} \cdot \frac{1}{\cos 36^\circ} = \\ &= \frac{1 + 0,072 \cdot 0,588}{0,809} \cdot 9116 + 0,513 \cdot \frac{53\,000}{9,81} \cdot \frac{1}{0,809} = 11\,750 + 3420 = 15\,170 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Случай III. Привод у блока V. Цепь набегает по хорде. Шины доходят до ведущего блока. Вес движущихся частей транспортера между натяжным блоком и набегающей ветвью ведущего блока будет равен:

$$\begin{aligned} G &= q_0(L_2 - L_2'') + q_2(L_2'' + L_3' + L_4 + H_5) = \\ &= 150(100 - 40) + 290(40 + 15,5 + 50 + 2) = 9000 + 31\,200 = 40\,200 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{1 + c_0 \cdot \sin \varepsilon}{\cos \varepsilon} \cdot S_m + w_n \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \varepsilon} = \\ &= \frac{1 + 0,072 \cdot 0,168}{0,986} \cdot 7350 + 0,0305 \cdot \frac{40\,200}{9,81} \cdot \frac{1}{0,986} = 7670 \text{ кг} \end{aligned}$$

и

$$S_2 = S_m + (2w_0 - w_n) \frac{G}{g} = 7350 + (2 \cdot 0,626 + 0,206) \cdot \frac{40\,200}{9,81} = 13\,320 \text{ кг.}$$

Случай IV. Привод у блока V. Цепь набегает по касательной. Шины доходят до ведущего блока.

$$S_{\max} = \frac{1 + c_0 \cdot \sin \frac{\pi}{z}}{\cos \frac{\pi}{z}} + S_m + w_n \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{\cos \frac{\pi}{z}} =$$

$$= \frac{1 + 0,072 \cdot 0,588}{0,809} \cdot 7350 + 0,513 \frac{40\,200}{9,81} \frac{1}{0,809} = 12\,050 \text{ кг.}$$

Случай V. Привод у блока V. Цепь набегает по касательной к описанной окружности ведущего блока. Шины не доходят до ведущего блока настолько, что в начале захвата цепи ведущим ребром длина отклоняющейся ветви цепи равна $3l$, а в конце — $4l$. По формуле (167) имеем при $\varphi_a = -36^\circ$ и $\varphi = -36^\circ$, $n = 3$:

$$w_0 = \frac{v_a^2}{nl} \left(\cos \varphi_a \cdot \cos \varphi - \cos 2\varphi - \frac{nl}{R} \sin \varphi \right) =$$

$$= \frac{0,427^2}{3 \cdot 0,3} \left[\cos^2 36^\circ - \cos 72^\circ + \frac{3 \cdot 0,3}{0,255} \sin 36^\circ \right] = 0,485 \text{ м/сек.}^2;$$

при $\varphi_a = -36^\circ$ и $\varphi = 36^\circ$, $n = 4$:

$$w_n = \frac{0,427^2}{4 \cdot 0,3} \left(\cos^2 36^\circ - \cos 72^\circ - \frac{4 \cdot 0,3}{0,255} \sin 36^\circ \right) = -0,365 \text{ м/сек.}^2$$

По формуле (175) имеем:

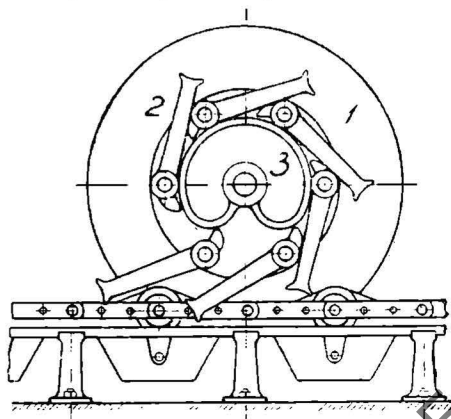
$$S_{\max} = S_m + (2w_0 - w_n) \frac{G}{g} = 7350 + (2 \cdot 0,485 + 0,365) \frac{40\,200}{9,81} = 12\,800 \text{ кг.}$$

§ 18. Уравнительные приводы для цепей.

Для уменьшения вредного влияния неравномерного хода цепи на работу транспортных установок устраиваются особые уравнительные приводы, из которых одни имеют целью устранить удары при захвате цепи ведущими органами, а другие стремятся получить равномерный ход цепи.

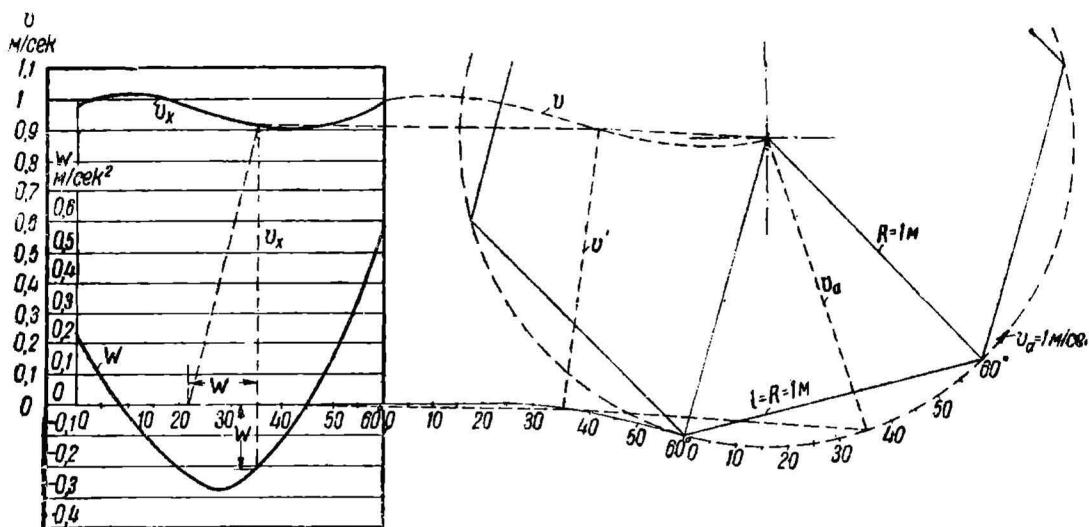
Приводы, имеющие целью смягчить или устранить удары при захвате цепи ведущими органами, чаще всего устраиваются на прямолинейных участках пути.

Примером такого рода приводов может служить изображенный на фиг. 170 привод Hunt. Он состоит из вращающегося диска 1 с пальцами, на которых свободно надеты ведущие рычаги 2, упирающиеся при вращении диска в шарнирные болты цепи. Положение ведущих рычагов регулируется диском 3, благодаря которому сцепление происходит без ударов, независимо от точности шага цепи. Равномерности движения цепи при таком приводе не получается.



Фиг. 170. Привод Hunt для цепей.
1 — вращающийся диск с пальцами; 2 — ведущие рычаги; 3 — неподвижный направляющий диск.

Некоторого выравнивания хода цепи можно достигнуть, изгибая направляющие шины перед ведущим блоком таким образом, чтобы при увеличении скорости ведущего шарнира набегающего звена цепи задний шарнир этого звена должен был проходить больший путь, чем следующие шарниры цепи; таким образом увеличение скорости ведущего звена до некоторой степени компенсируется увеличением пути, проходимого задним шарниром этого звена. На фиг. 171 показан пример набегающей длиннозвенной цепи по соответствующим образом изогнутой направляющей шине на шестигранный ведущий блок. На той же фигуре построены кривые изменения скорости и ускорения цепи для этого случая. Сравнивая эти кривые с соответствующими кривыми V и VI, 5 и 6 на фиг. 168, видим, что такой способ выравнивания хода цепи дает определенные преимущества



Фиг. 171. Диаграмма скоростей и ускорений цепи, набегающей по изогнутой направляющей шине на шестигранный ведущий блок.

по сравнению с набеганием цепи по хорде. Наоборот, при набегании цепи по касательной ускорения цепи получаются немного меньше, чем при набегании по изогнутой направляющей шине.

Переходя к рассмотрению приводов, имеющих целью получить равномерный ход цепи, необходимо иметь в виду, что при многогранных блоках, как уже было показано на фиг. 169, скорость набегающей ветви не равна скорости сбегаящей ветви цепи. Поэтому достигнуть равномерного движения всех ветвей цепи транспортера невозможно. Обычно ограничиваются выравниванием хода ведущей наиболее нагруженной ветви цепи.

Общий принцип устройства уравнивающих приводов для цепей состоит в том, что ведущему валу передается неравномерное вращение с периодом неравномерности, соответствующим повороту ведущего блока на центральный угол 2α одного звена. При постоянной угловой скорости вала двигателя неравномерное вращение ведущего вала получается следующим образом: между валом двигателя, или приводным валом, и валом ведущего блока, или ведущим валом, помещается промежуточный вал; передаточное число передачи от промежуточного вала к ведущему валу делается равным $1/z$, где z — число зубцов или граней ведущего блока; таким образом одному обороту промежуточного вала соответствует

поворот ведущего блока на угол 2α ; передача же от приводного к промежуточному валу делается с переменным передаточным числом.

Обозначим переменную угловую скорость ведущего вала ω_φ .

При бесконечно большой длине набегающего звена скорость цепи, как уже было установлено в предыдущем параграфе, будет:

$$v_x = \omega_\varphi \cdot R \cdot \cos \varphi.$$

Для получения $v_x = v = \omega R$ мы должны иметь:

$$\omega_\varphi \cdot R \cdot \cos \varphi = v = \omega R,$$

откуда:

$$\omega_\varphi = \frac{v}{R \cdot \cos \varphi} = \frac{\omega}{\cos \varphi}. \quad (179)$$

Обозначая:

ω_2 — угловую скорость промежуточного вала;

ω_1 — угловую скорость вала двигателя;

i_2 — передаточное число передачи от промежуточного к ведущему валу;

i_1 — передаточное число передачи от приводного к промежуточному валу,

получим:

$$i_2 = \frac{\omega_\varphi}{\omega_2} = \frac{1}{z},$$

откуда:

$$\omega_2 = z \cdot \omega_\varphi = \frac{z \cdot \omega}{\cos \varphi} \quad (180)$$

далее:

$$i_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z \cdot \omega}{\omega_1 \cdot \cos \varphi} \quad (181)$$

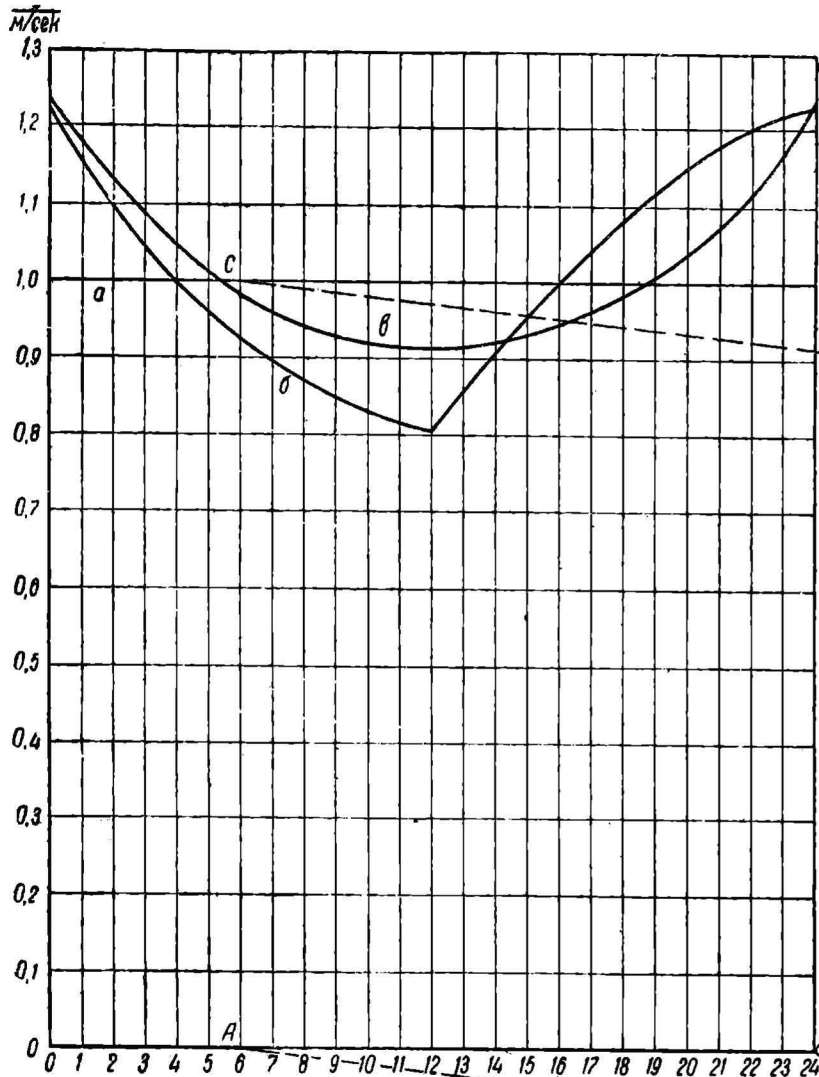
Для более точного расчета при звеньях конечной длины следует для каждого угла φ найти соответствующее значение v_φ окружной скорости ведущего блока и по ней найти:

$$c_2 = \frac{z \cdot v_\varphi}{R} = \frac{2 \cdot z \cdot v_\varphi}{l} \cdot \sin \frac{\pi}{z} \quad (182)$$

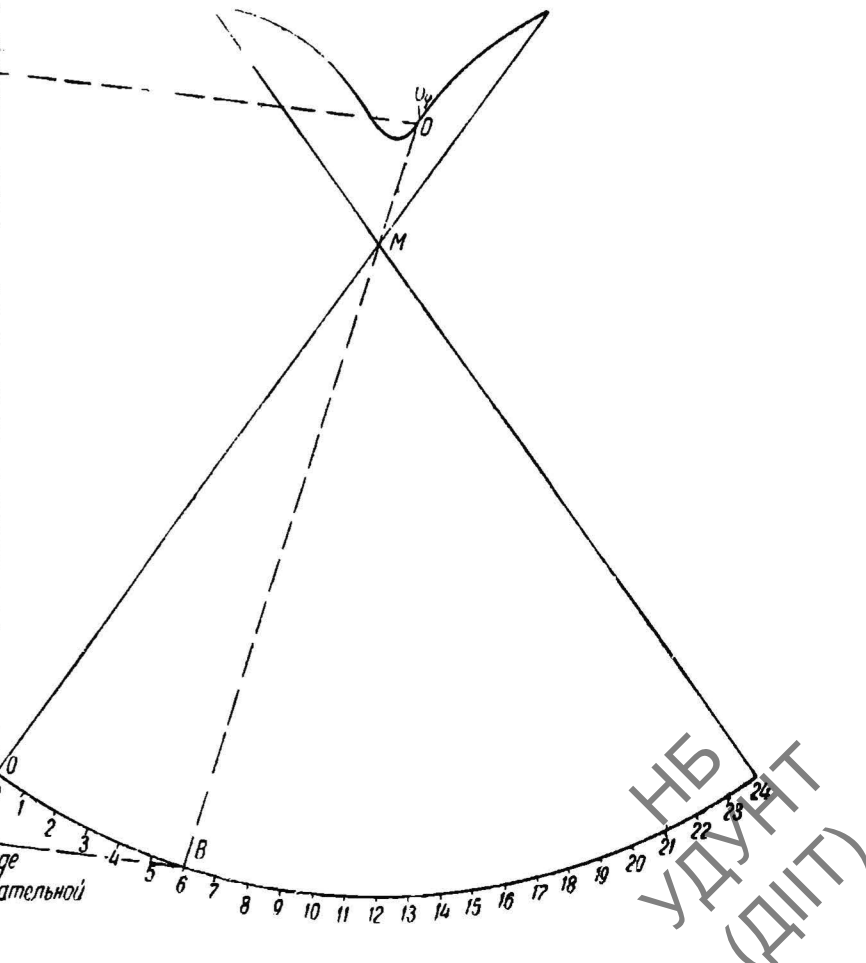
и

$$i_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z \cdot v_\varphi}{\omega_1 \cdot R} = \frac{2 \cdot z \cdot v_\varphi}{\omega_1 \cdot l} \cdot \sin \frac{\pi}{z}. \quad (183)$$

Скорость v_φ можно найти графически, как показано на фиг. 172 для пятигранного блока при набегании рабочей цепи по хорде и на фиг. 173 тоже для пятигранного блока, но при набегании рабочей цепи по касательной. Кривая скоростей цепи в данном случае обращается в прямую a . Для нахождения искомой окружной скорости ведущего блока при полсжении AB набегающего звена, проводим через точку A ординату до пересечения в точке C с кривой скоростей a , а через точку B — радиус BM . Из точки C проводим прямую CD , параллельную AB , до пересечения в точке D с радиусом BM . Отрезок $BD = v_\varphi$ в принятом масштабе скоростей ($v_x = AC = 1$ м/сек.).

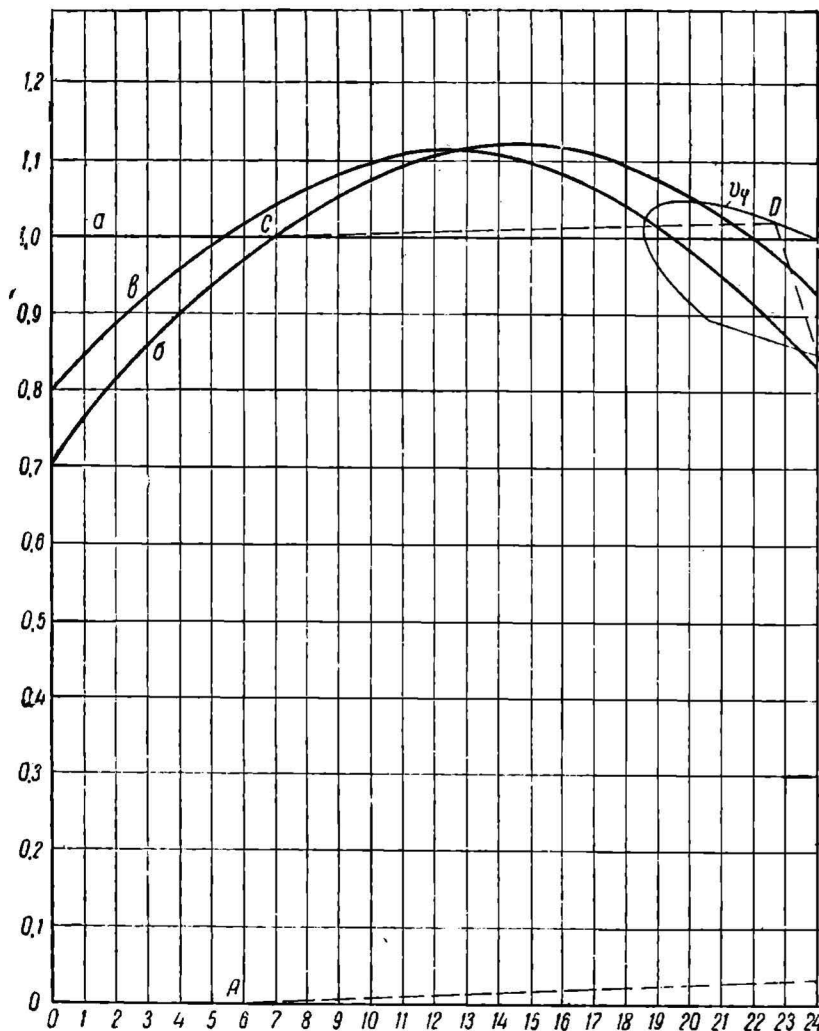


Фиг. 172. Определение окружной скорости ведущего пятигранного блока и скорости сбегающей ветви цепи при постоянной скорости ведущей ветви, набегающей на блок по хорде.



a- скорость набегающей ветви цепи
b- скорость сбегающей ветви цепи если сбегающая ветвь направлена по хорде
в- скорость сбегающей ветви цепи если сбегающая ветвь направлена по касательной

УДМУТ
(ДИПТ)



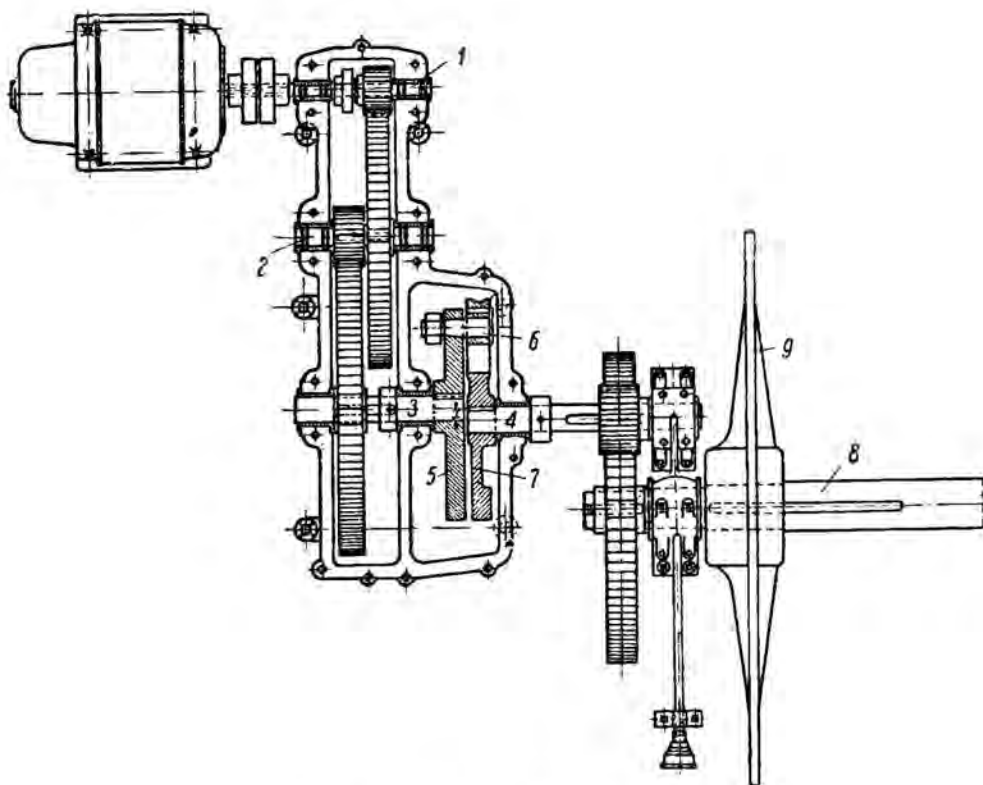
Фиг. 173. Определение окружной скорости ведущего пятигранного блока и скорости сбегавшей ветви цепи при постоянной скорости ведущей ветви, набегавшей на блок по касательной.

а - диаграмма скоростей ведущей ветви цепи
 б - диаграмма скоростей ведомой ветви цепи, направленной по касательной
 в - диаграмма скоростей ведомой ветви цепи, направленной по хорде

НБ
 УДУНТ
 (ДИТ)

На тех же диаграммах построены кривые скоростей сбегающих ветвей цепи при направлении их по хорде и по касательной.

Конструктивных видоизменений передач с переменным передаточным числом существует довольно много. Все эти передачи можно разделить на две группы: 1) передачи с эксцентричной насадкой нормальных шестерен, колес и т. д. и 2) передачи с некруглыми колесами, дисками, направляющими шинами и т. д.



Фиг. 174. Уравнительный привод Pohligh.

1 — приводной вал; 2 — первый промежуточный вал; 3, 4 — второй промежуточный вал; 5 — диск с пальцем 6; 7 — диск с радиальным прорезом; 8 — ведущий вал; 9 — ведущий многогранный блок.

В передачах первой группы передаточное число изменяется по определенному закону, зависящему от радиусов шестерен и от эксцентриситета их посадки, поэтому передачи первой группы не могут удовлетворить любому закону изменения угловой скорости ведущего вала и лишь частично выравнивают скорость движения цепи.

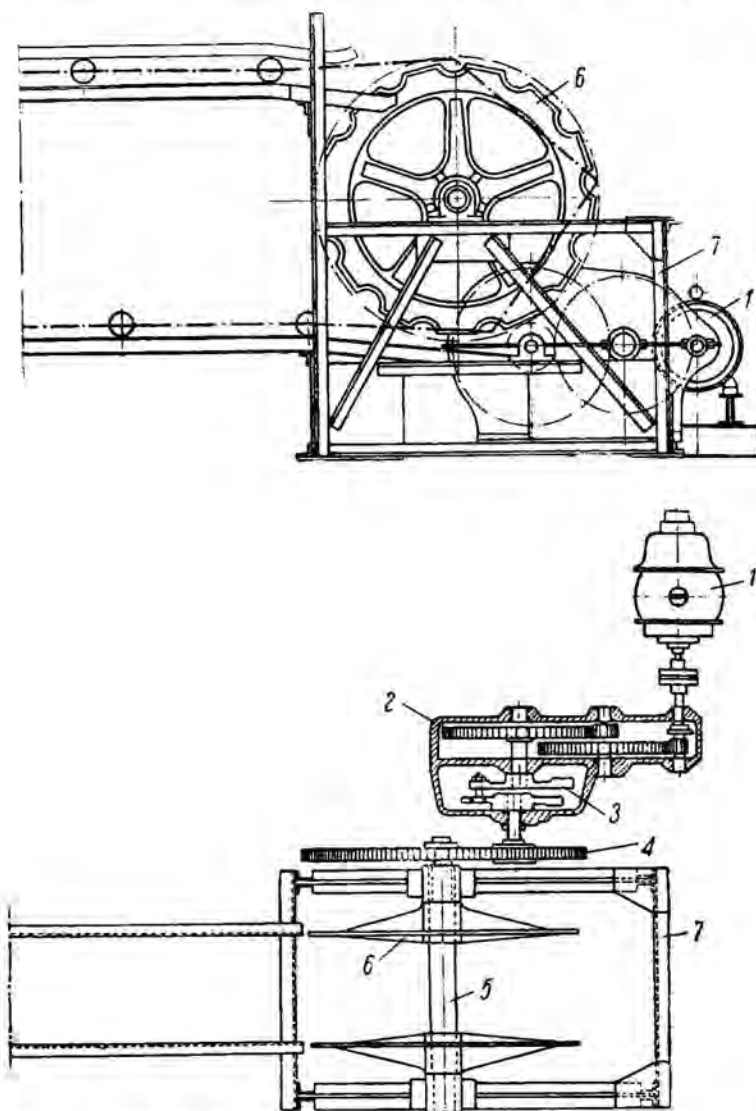
В передачах второй группы профилированные колеса, диски и т. п. могут быть очерчены по любой кривой, и поэтому при передачах этой группы можно достигнуть постоянной скорости ведущей ветви цепи. Примером передач первой группы может служить привод завода Pohligh, изображенный на фиг. 174 и 175.

Промежуточный вал здесь разрезан на две части 3 и 4, смещенные друг относительно друга на величину эксцентриситета x .

На валу 3 насажен диск 5 с пальцем 6, на котором насажен ролик, ходящий в радиальном прорезе диска 7, насаженного на валу 4; передача

от вала 4 к ведущему валу 8 равна $1/z$, где z — число зубцов или граней ведущего блока.

При постоянной окружной скорости пальца 6 угловая скорость диска 7 будет меняться, совершая полный цикл за 1 оборот, т. е. за время поворота ведущего блока на центральный угол, соответствующий одному



Фиг. 175. Схема установки уравнильного привода Pohlig для цепных транспортеров (привод см. фиг. 174).

1 — электромотор; 2 — зубчатый редуктор; 3 — уравнильный привод; 4 — зубчатая передача; 5 — ведущий вал; 6 — цепные звездочки; 7 — станина.

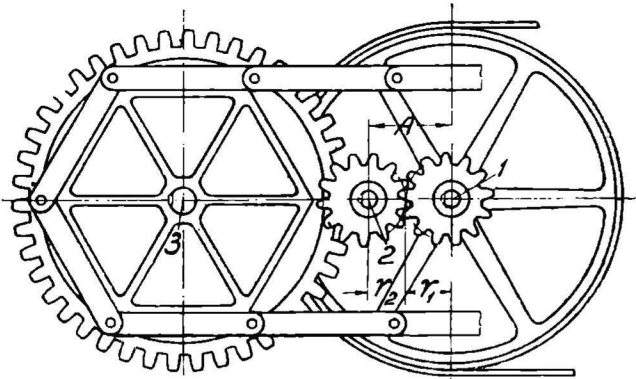
звену. Как показывают подробные исследования ¹⁾, скорость цепи при этом приводе не остается постоянной, а ускорения цепи в некоторых случаях получаются даже большими, чем при обычном приводе, но изме-

¹⁾ Проф. А. О. Спиваковский, Расчеты по транспортным устройствам, вып. 1.

няются плавно без толчков, а следовательно и без ударной нагрузки на цепь.

На фиг. 176 изображен уравнительный привод Тоогоод с некруглыми зубчатыми колесами, переменные радиусы которых определяются из условий [уравнение (183)]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r_1}{r_2} &= \frac{2z \cdot v_c}{\omega_1 \cdot l} \sin \frac{\pi}{z} \\ \text{и} \quad r_1 + r_2 &= A. \end{aligned} \right\} (184)$$

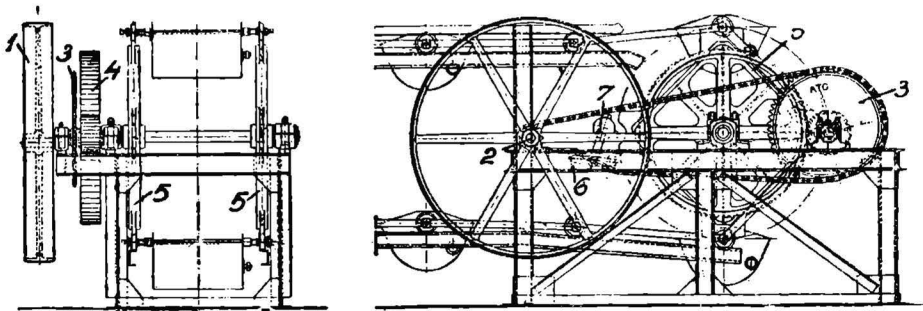


Фиг. 176. Уравнительный привод Тоогоод с некруглыми зубчатыми колесами.

1 — приводной вал; 2 — промежуточный вал; 3 — ведущий вал.

Изготовление таких колес довольно затруднительно, и кроме того здесь не достигается вполне плавного хода цепи, так как колебания ее в направлении, перпендикулярном движению цепи, не устранены, что впрочем свойственно всем уравнительным приводам.

На фиг. 177 изображен привод АТГ, в котором передача с переменным передаточным числом осуществляется автомобильными роликовыми цепями, огибающими цилиндрический зубчатый блок на приводном валу и блок сердцевидной формы на промежуточном валу. Радиусы сердцевидного блока r_x легко определить из уравнения (183), если r_1 — радиус ведущей цепной шестерни 2 и ω_1 — угловая скорость ее.



Фиг. 177. Уравнительный привод АТГ с цепной передачей.

1 — ведущий ременный шкив; 2 — зубчатая шестерня для приводной цепи; 3 — цепной блок сердцевидной формы; 4 — цилиндрическая зубчатая передача к ведущему блоку; 5 — многогранные блоки для рабочей цепи; 6 — нажимной ролик для приводной цепи; 7 — натяжной груз.

Тогда:

$$r_x = r_2 = \frac{\omega_1 \cdot l \cdot r_1}{2 \cdot z \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \cdot \frac{1}{v_c}. \quad (185)$$

Так как все члены, входящие в это выражение, кроме v_c сохраняют постоянную величину, то форма сердцевидного блока найдется из условия, что радиусы его обратно пропорциональны скорости v_c . Таким путем на фиг. 178 построена форма сердцевидного блока для случая набегания

рабочей цепи по касательной на пятигранный блок, для которого скорости v_p определяются по диаграмме фиг. 173.

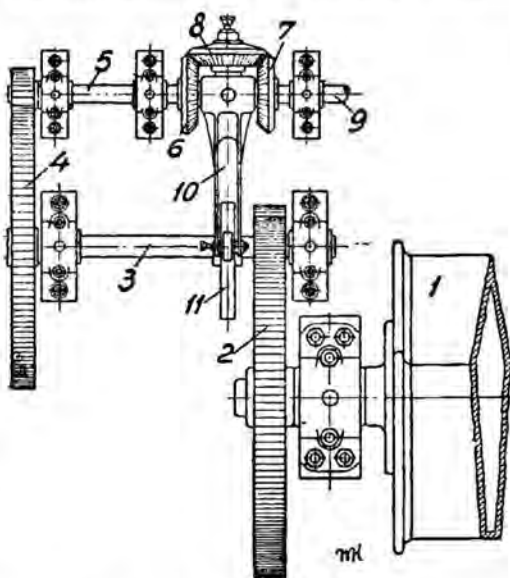
В приводе АТГ: $r_1 = \text{const}$ и $r_2 \neq \text{const}$. Следовательно:

$$r_1 + r_2 \neq \text{const}.$$

Поэтому приводная цепь имеет пульсирующие движения, и для сохранения постоянного натяжения непрерывно изменяющейся длины цепи последняя огибает натяжной ролик, находящийся постоянно под действием натяжного груза. Переменная скорость приводной цепи и сердцевидная форма приводного цепного блока являются существенными недостатками привода АТГ, который вообще работает довольно хорошо.

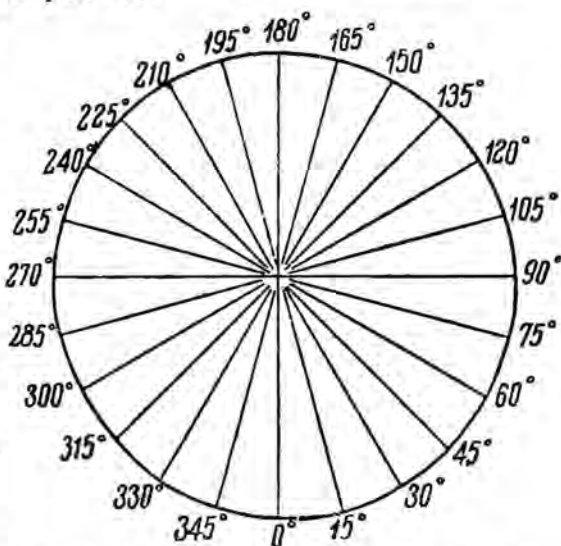
Значительно лучше и удобоисполнимее приводы с эпициклическими передачами, с видоизмененной передачей Гриссона и с профилированными гладкими, а не зубчатыми колесами и направляющими.

На фиг. 179 изображен привод Barling с эпициклической передачей,



Фиг. 179. Уравнительный привод Barling с эпициклической передачей.

1 — ведущий многогранный блок; 2 — цилиндрическая передача; 3 — второй промежуточный вал; 4 — цилиндрическая передача; 5 — первый промежуточный вал; 6, 7 и 8 — конические шестерни эпициклической передачи; 9 — приводной вал; 10 — водило; 11 — кулак, управляющий движениями водила.



Фиг. 178. Форма ведомого блока приводной цепи уравнительного привода АТГ в случае набегания ведущей ветви рабочей цепи по касательной на пятигранный блок.

и соединяющей его с первым промежуточным валом 5. Водило 10, на конце которого свободно вращается коническое колесо 8, другим концом, снабженным роликом, движется по кулаку 11, заклиненному на втором промежуточном валу 3. Кулак 11 может быть очерчен как угодно, и поэтому такой привод допускает изменение скорости вала 5 и связанных с ним валов 3 и 1 по любому закону.

При $\omega_9 = \text{const}$:

$$\begin{aligned} \omega_5 &= \omega_9 + \omega_{10}, \\ \omega_3 &= i_1 \cdot \omega_5 = i_1 (\omega_9 + \omega_{10}), \\ \omega_1 &= \frac{1}{z} \cdot \omega_3 = \frac{i_1 (\omega_9 + \omega_{10})}{z} = \omega = \\ &= \frac{2 v_p}{l} \sin \frac{\pi}{z}, \end{aligned}$$

откуда:

$$\omega_9 = \omega_{10} = \frac{2z \cdot v_p}{i_1 \cdot l} \sin \frac{\pi}{z}$$

и

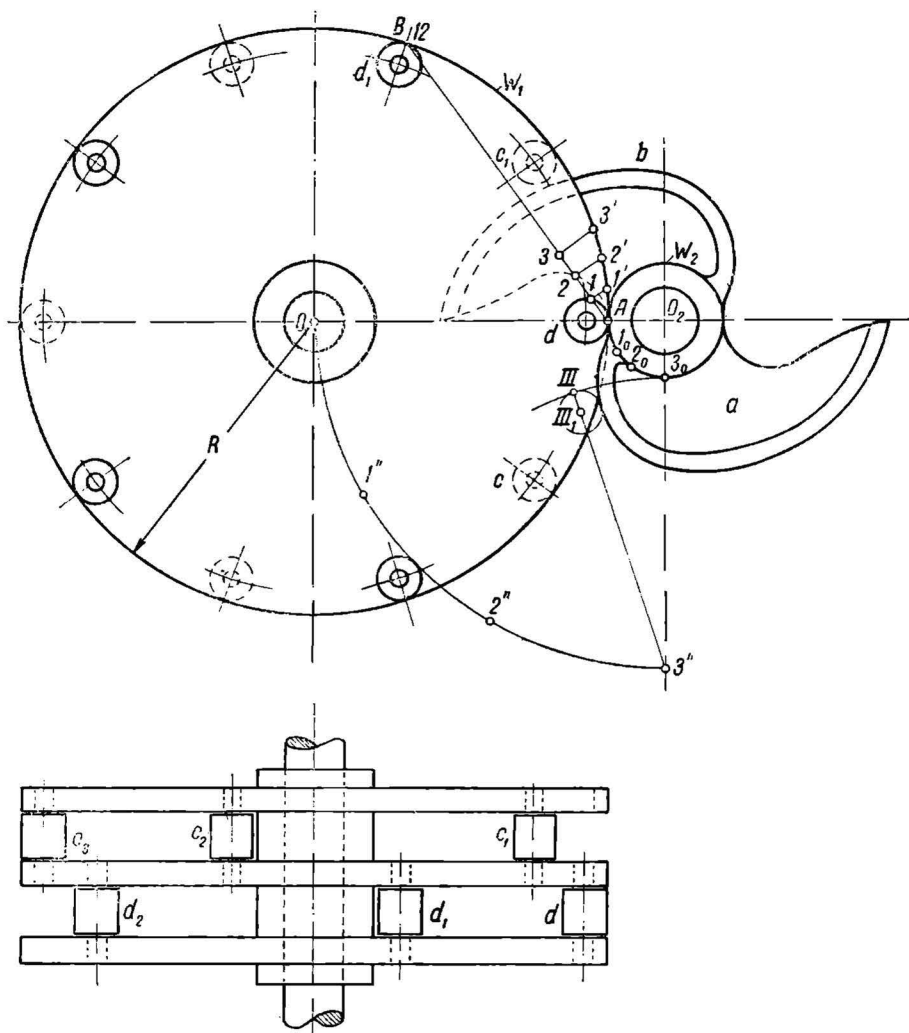
$$\omega_{10} = \frac{2 \cdot z \cdot v_c}{i_1 \cdot l} \sin \frac{\pi}{z} - \omega_9.$$

УДМУНТ
(ДИТ)

Обозначая длину водила l_0 от оси вращения до ролика на конце водила через r_{10} , найдем окружную скорость на конце водила:

$$v_{10} = \omega_{10} \cdot r_{10} = \frac{2z \cdot v_{\varphi} \cdot r_{10}}{i_1 \cdot l} \cdot \sin \frac{\pi}{z} = \omega_9 \cdot r_{10}. \quad (186)$$

По формуле (186) нетрудно построить диаграмму скоростей v_{10} ; по диаграмме скоростей можно построить диаграмму путей конца водила 10 , а по диаграмме путей определится и профиль кулака 11 .



Фиг. 180. Схема уравнительного привода с передачей типа Гриссона.

На фиг. 180 показан привод с передачей типа Гриссона, соединяющей промежуточный вал с валом ведущего блока. На промежуточном валу O_2 заклинены расположенные в разных плоскостях кулаки a и b , сцепляющиеся с роликами c, c_1, c_2, \dots и d, d_1, d_2, \dots ; ролики эти свободно вращаются на осях, закрепленных на дисках W_1 , заклиненных в свою очередь на валу O_1 ведущего блока. Как известно, передаточное число в передаче Гриссона равно числу роликов в каждой из плоскостей. Выбирая число роликов равным числу граней ведущего блока z (в случае, изображенном

на схеме, $z=5$), получим, что при одном обороте кулаков ведущий блок повернется на одну грань.

Для построения профиля кулаков, при котором скорость цепи, приводимой в движение ведущим блоком, будет оставаться постоянной, проф. Р. Дубб¹⁾ предлагает следующий способ. Разделим на несколько равных частей, например на 12, прямую AB , соединяющую точки касания с окружностью W_1 двух соседних лежащих в одной плоскости роликов d и d_1 . Из точек деления 1, 2, 3, ... восставим перпендикуляры к прямой AB и продолжим их до пересечения с окружностью W_1 в точках $1', 2', 3'$ и т. д. Полученные таким образом отрезки дуг $0-1', 1'-2', 2'-3'$ и т. д. будут соответствовать углам поворота диска W_1 при передвижении цепи на равные отрезки пути $0-1, 1-2, 2-3$ и т. д. Разделим далее начальную окружность кулаков W_2 на такое же число равных частей. Полученные таким образом равные отрезки дуг $0-1_0, 1_0-2_0, 2_0-3_0$ и т. д. будут соответствовать повороту окружности W_2 за время поворота окружности W_1 на углы, соответствующие отрезкам дуг $0-1', 1'-2', 2'-3'$ и т. д.

Например при повороте окружности W_2 на 90° точка 3_0 должна будет коснуться окружности W_1 , что равносильно перемещению центра O_1 в положение $3''$.

Ролик d в это время должен передвинуться в положение, касательное к точке $3'$, или при новом положении центра O_1 ролик d должен касаться окружности, проведенной из точки $3''$, как из центра, радиусом $3''3_0 = O_1A = R$ в точке III , которую найдем, если отложим $\widehat{3_0III} = \widehat{A3'}$.

Центр ролика займет положение III_1 на радиусе $3''III$. Профиль кулака a очевидно должен касаться этого ролика с центром III_1 . Построив таким образом положение роликов для точек $1_0, 2_0$ и т. д., найдем профиль кулака в виде кривой, касательной к этим роликам.

Профиль второго кулака определяется таким же образом. Для плавного зацепления один кулак должен выходить из зацепления лишь после того, как второй кулак сцепится с соответствующим пальцем. Увеличивая число кулаков и пальцев, а следовательно и число плоскостей, в которых они расположены, можно укоротить кулаки и сделать передачу более компактной.

Построение профиля кулаков на фиг. 180 соответствует набеганию цепи по хорде на пятигранный блок в случае бесконечной длины набегавшего звена, когда последнее остается все время параллельным своему первоначальному положению.

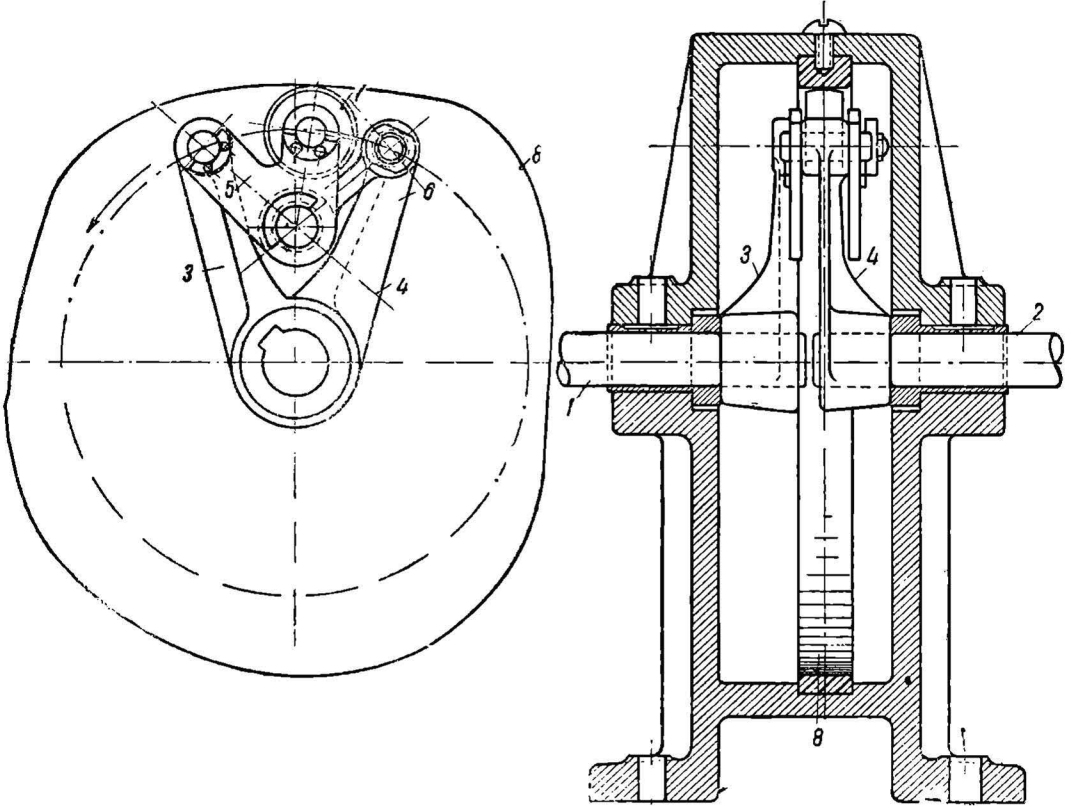
Для всех других случаев набегания цепи способ построения профиля кулаков остается тот же с той только разницей, что на равное число частей (в данном случае на 12) надо разделить не прямую AB , а ближайшее к ведущему блоку звено цепи, движущееся прямолинейно, и из точек деления засечь окружность в точках $1', 2', 3'$ и т. д. радиусом, равным длине отрезка цепи, отклоняющейся от прямолинейного движения при набегании на ведущий блок, как это было сделано на фиг. 165, 167 и 171. При этом масштаб длин должен быть выбран таким, чтобы $AB=l$ — длине звена цепи.

В качестве уравнительного привода может быть применен механизм для передачи круговращательного движения с периодической неравномерностью угловой скорости, изменяющейся по любому закону, предложенный проф. А. О. Спиваковским.

Сущность механизма видна из фиг. 181. На разрезном валу 1—2 насажены два кривошипа, ведущий 3 и ведомый 4. Кривошипы соединены

¹⁾ R. Dubb, Über den Antrieb von Becherwerken, Fördertechnik und Frachtverkehr, 17, 254, 1921.

шарнирными серьгами 5 и 6. Одна из них, например 5, несет ролик 7, катящийся при вращении кривошипов по криволинейной направляющей 8, установленной неподвижно и имеющей замкнутый или частично открытый контур. Если направляющая очерчена не по кругу из центра вала 1—2, то ролик 7 при вращении кривошипов периодически то приближается к центру вала, то удаляется от него, вследствие чего кривошипы то сходятся, то расходятся, и кривошип 4 получает относительно кривошипа 3 соответственно ускоренное или замедленное движение.



Фиг. 181. Механизм проф. А. О. Спиваковского для передачи вращательного движения с периодической неравномерностью угловой скорости, изменяющейся по любому закону.

1 и 2 — разрезной промежуточный вал; 3 и 4 — кривошипы; 5 и 6 — шарнирные серьги; 7 — ролик; 8 — криволинейная направляющая шина.

Такое же ускоренное или замедленное движение получает и ведомый вал 2, передающий вращение ведущему блоку транспортера. При соответствующем очертании кривой 8 скорость вращения ведущего блока может быть сделана такой, чтобы набегающая на нее ветвь рабочей цепи имела равномерное движение. Очертание кривой 8 может быть построено по точкам при условии:

$$\omega_1 = \text{const}$$

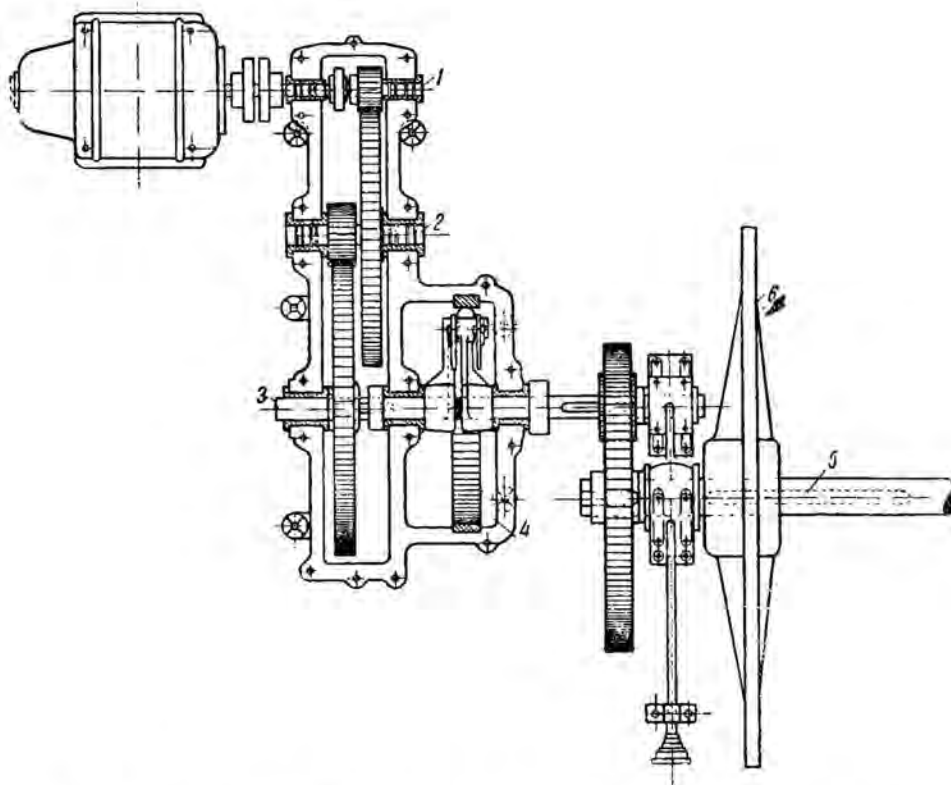
и

$$\omega_2 = \frac{2z \cdot v_p}{l} \cdot \sin \frac{\pi}{z}, \quad (187)$$

где v_p определяется графически методом, разобранным на фиг. 173.

Общее расположение уравнительного привода с механизмом проф. А. О. Спиваковского показано на фиг. 182.

Совершенно на ином принципе основан уравнильный привод, предложенный сотрудником Ленинградской Транстехконторы Ф. Ф. Траншель и установленный на целом ряде цепных транспортеров перевалочной лесной базы в Сарепте. В этом приводе (фиг. 183) передача от промежуточного вала ведущему осуществляется помощью короткозвенной цепи, огибающей на промежуточном валу зубчатый цепной блок, а на ведущем валу многогранный блок с гранями, параллельными граням ведущих блоков рабочей цепи; на каждой грани этого блока ложится по несколько звеньев



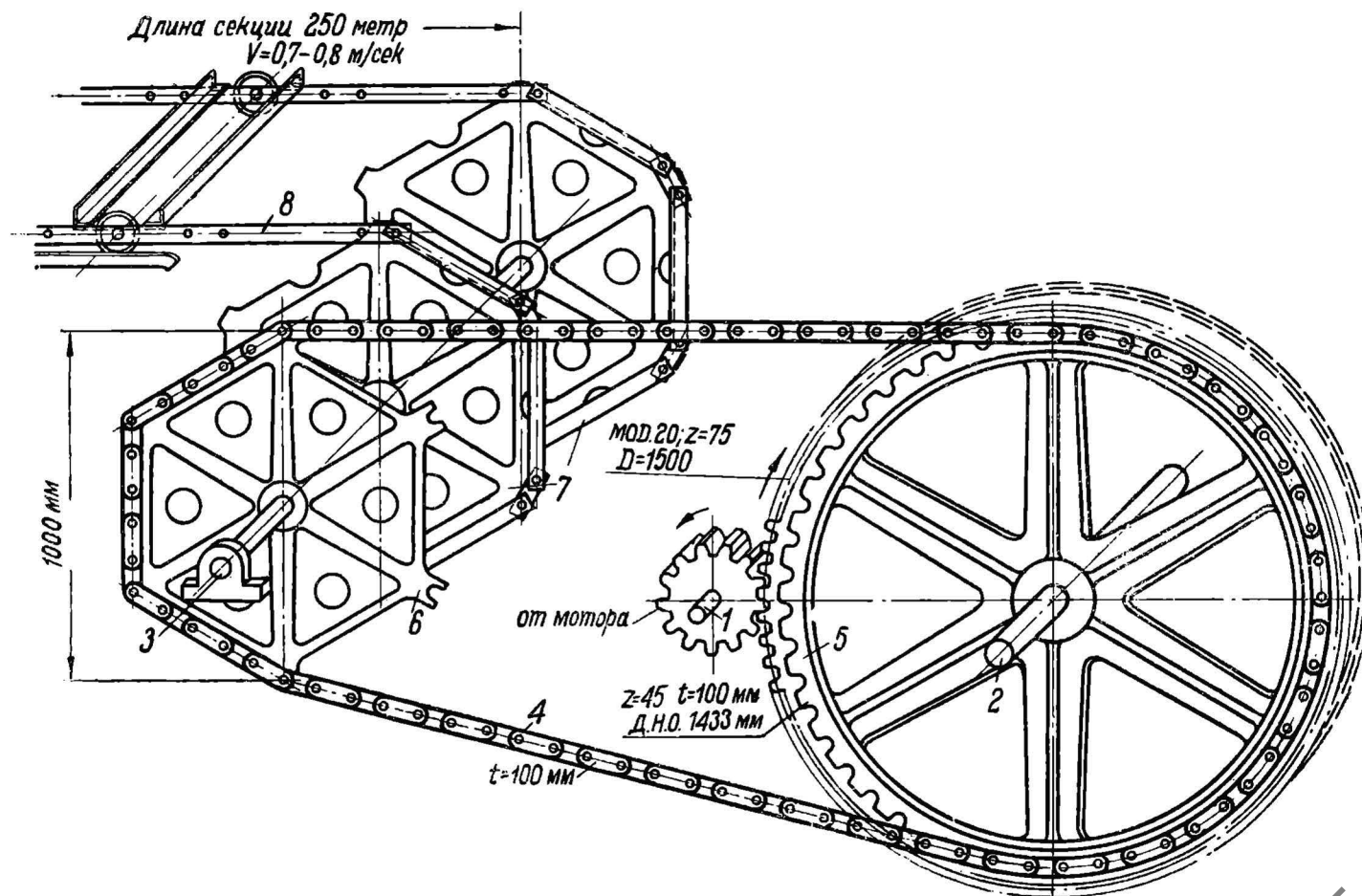
Фиг. 182. Уравнильный привод с механизмом проф. А. О. Спиваковского.

1 — приводной вал; 2 — первый промежуточный вал; 3 — второй промежуточный вал; 4 — механизм проф. А. О. Спиваковского; 5 — ведущий вал; 6 — ведущий многогранный блок.

приводной цепи. Вследствие подобия приводного и ведущего блоков отношение скоростей рабочей и приводной цепей при всех положениях блоков будет величиной постоянной, равной отношению радиусов или граней ведущего и приводного блоков. Малый шаг приводной цепи позволяет взять большое число зубцов у блока на промежуточном валу и дать таким образом приводной, а следовательно и рабочей цепи почти равномерную скорость.

§ 19. Приводы для канатов.

Канаты в большинстве случаев приводятся в движение трением о гладкий ведущий блок, и только тогда, когда на канате укреплены рабочие органы, применяются блоки с гнездами или кулаками, сцепляю-



Фиг. 183. Уравнильный привод с короткозвенной приводной цепью, огибающей зубчатый и многогранный блоки.

1 — приводной вал; 2 — промежуточный вал; 3 — ведущий вал; 4 — приводная цепь; 5 — зубчатый цепной блок; 6 — многогранный ведомый блок приводной цепи; 7 — ведущие блоки рабочих цепей; 8 — рабочие цепи.

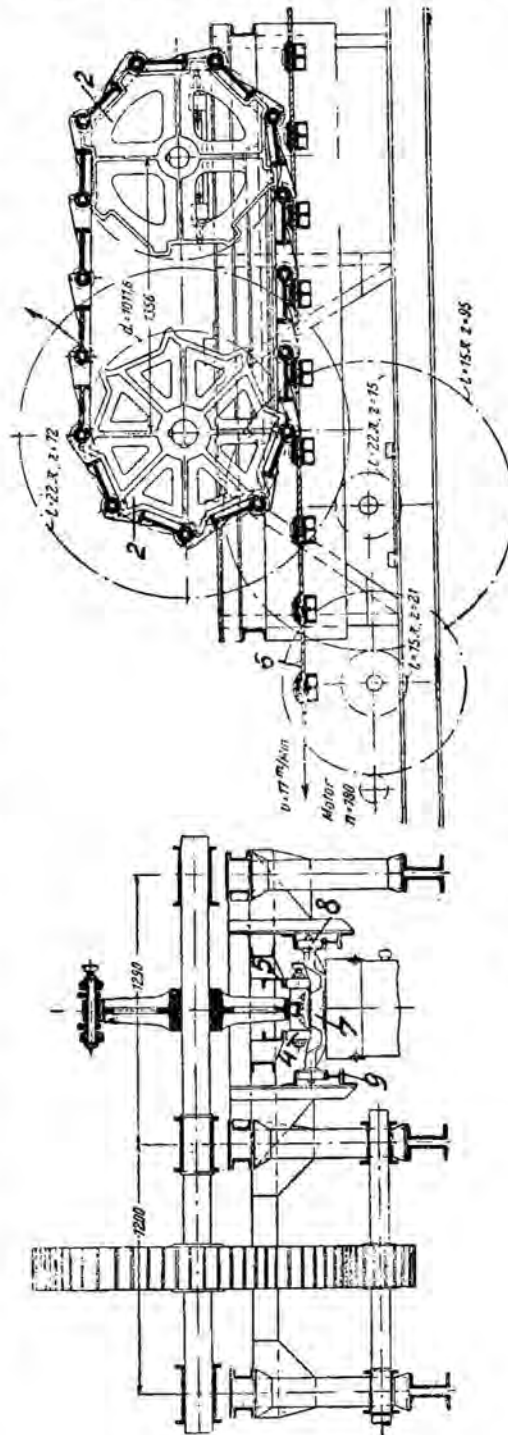
щимися с рабочими органами, или упорками, закрепленными на канате.

Работа таких кулачковых блоков мало отличается от работы цепных зубчатых блоков, и все, сказанное о неравномерном движении цепей, можно с известным приближением отнести и к движению канатов с кулачковыми блоками.

В канатных конвейерах Bradley привод устраивается на прямой ветви канатов, как показано на фиг. 184. Параллельно канатам на некотором участке прямого пути расположена цепь с захватами, упирающимися при своем движении в упорки, закрепленные на канатах (в конвейерах Bradley тяговый орган состоит из 4—8 параллельных канатов). Цепь приводится в движение зубчатым блоком, соединенным с приводом, и огибает направляющий зубчатый блок, соединенный с натяжным приспособлением. Она снабжена роликами, которые на нижней нагруженной ветви катятся по направляющим швеллерам, не дающим цепи подняться и выйти из сцепления с упорками каната. Шаг захватов на цепи несколько меньше шага между упорками на канате, благодаря чему каждый захват воспринимает часть нагрузки, зависящую от упругости каната.

Значительно чаще канатные приводы устраиваются с гладкими ведущими блоками.

Для возможности передачи гладким ведущим блоком заданного окружного усилия, ведомая ветвь каната должна быть натянута с силой S_0 , определяемой уравнением (95).



Фиг. 184. Привод Bradley для канатного конвейера.

1 — приводная цепь, с захватами; 2 — ведущий блок приводной цепи; 3 — натяжной блок приводной цепи; 4 — ролики на приводной цепи; 5 — направляющие для приводной цепи; 6 — приспособления для закрепления колес на канатах, служащие упорками для приводной цепи; 8 — рабочие ходовые ролики; 9 — направляющие для рабочих ходовых роликов.

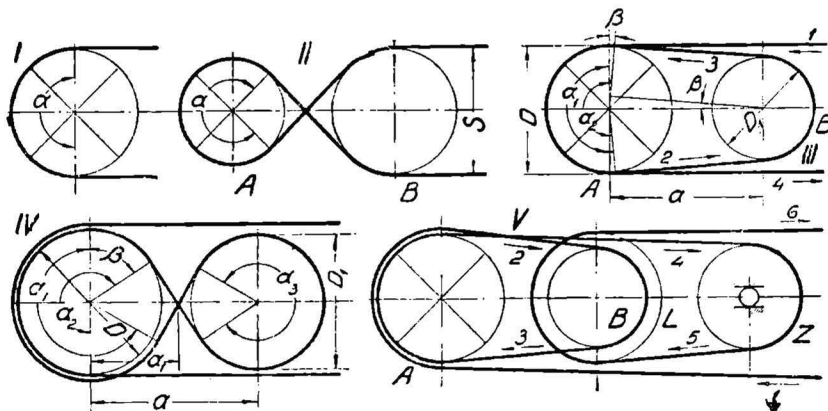
Коэффициенты трения f каната о блок могут быть взяты по табл. 16¹⁾.

Таблица 16.

Коэффициенты трения f проволочных канатов о гладкие блоки.

Тип каната	Материал обода	Коэффициент трения		
		Без смазки	При обыкновен. смазке	При обильной смазке
Плоский канат .	Дуб .	0,65	0,21	0,15
	Тополь .	0,65	0,32	0,17
	Грб .	0,65	0,13	0,10
	Кожа .	0,17	0,16	0,12
Круглый канат, смазанный жиром	Чугун .		0,13	
	Дуб .		0,16	
	Кожа .		0,16	

Для передачи значительных окружных усилий гладким шкивом с одной канавкой, при котором угол обхвата получается обыкновенно $\alpha = \pi$ (фиг. 185 — I) и с помощью направляющего блока (фиг. 185 — II) может



Фиг. 185. Схемы канатных приводов.

быть увеличен самое большее до $\alpha = 1,5\pi$, пришлось бы давать ведомой ветви слишком большие натяжения, что повело бы к увеличению размеров и веса каната и к увеличению сопротивлений движению, а следовательно и мощности транспортной установки. Поэтому очень часто применяют блоки с несколькими канавками или заклинивают на ведущем валу несколько блоков и с помощью направляющего блока, свободно насаженного на промежуточной оси, заставляют канат последовательно огибать все канавки, или все блоки на ведущем валу. Схемы таких приводов показаны на фиг. 185 (III и IV).

При z канавок для обеих схем угол обхвата будет:

$$\alpha = 2(\pi + \beta) + (z - 2)(\pi + 2\beta) = z(\pi + 2\beta) - 2\beta, \quad (a)$$

¹⁾ P. Stephan, Die Technische Mechanik des Maschineningenieurs, т. II, Berlin, 1921.

причем угол β определяется чисто геометрическими отношениями, а именно для схемы III:

$$\sin \beta = \frac{D - D_1}{2a} \quad (188)$$

и для схемы IV:

$$\sin \beta = \frac{D}{2a_1}. \quad (189)$$

При перекрестном расположении каната угол обхвата получается больше, но зато канат при огибании блоков изгибается в разных направлениях и поэтому изнашивается скорее, чем при параллельном расположении ветвей.

Наконец на схеме V фиг. 185 показано соединение привода с натяжным приспособлением.

В тех случаях, когда желательно и по условиям работы транспортера возможно уменьшить натяжение ведомого каната до определенной величины S_0 , то, задаваясь ею и определяя потери тягового усилия, находят S_{\max} , а по отношению S_{\max}/S_0 из формулы Эйлера:

$$S_{\max} = S_0 e^{f\alpha}$$

находят необходимый угол обхвата:

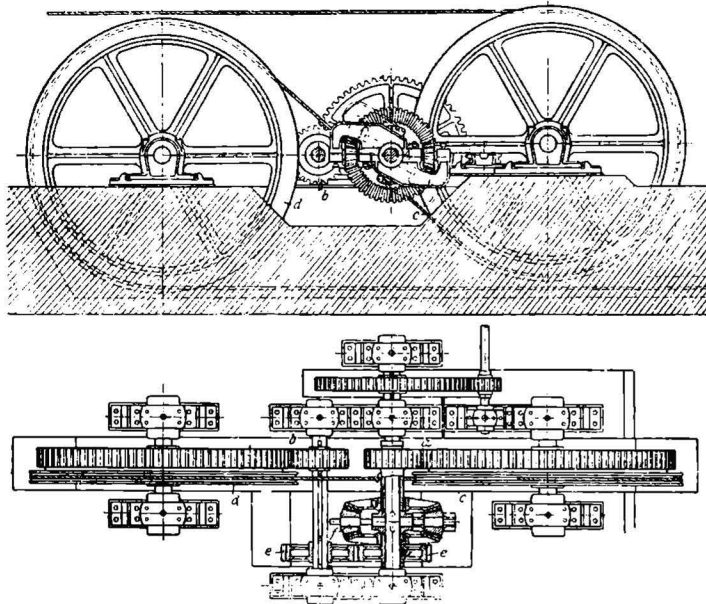
$$\alpha = \frac{1}{f} \ln \frac{S_m}{S_0} = \frac{\log S_m - \log S_0}{f \log e}. \quad (b)$$

Из уравнений (a) и (b) находят необходимое число канавок или блоков:

$$z = \frac{\alpha + 2\beta}{\pi + 2\beta} = \frac{\log S_m - \log S_0}{f(\pi + 2\beta) \log e} + \frac{2\beta}{\pi + 2\beta}. \quad (190)$$

Практически число канавок не следует брать больше трех из-за неравномерного изнашивания канавок и возникающих вследствие этого значительных дополнительных натяжений каната. Действительно при огибании гладких блоков натяжение каната изменяется от наибольшего значения в одной ветви до наименьшей величины в другой ветви; вследствие этого в канате появляется упругое растяжение или сжатие, вызывающее скольжение каната по блоку и изнашивание канавок последнего. В случае применения двух канавок или двух заклиненных на валу блоков оба блока будут передавать одинаковые крутящие моменты лишь при полной расчетной нагрузке. При меньшей нагрузке второй блок будет загружен не полностью или совершенно не будет принимать участия в работе, если трение в первом блоке окажется достаточным для передачи всего действующего в данный момент окружного усилия. Таким образом канавки первого блока будут изнашиваться скорее канавок второго блока. Кроме того и давление каната на второй блок будет меньше, чем на первый блок, так как соответственно меньше будут натяжения набегающей и сбегающей ветвей. Уже при небольшой разнице в изнашивании блоков диаметр первого блока окажется меньше диаметра второго блока, и следовательно окружная скорость второго блока будет больше окружной скорости первого блока. Следствием разницы в скоростях появятся дополнительные натяжения в канате и проскальзывание его по второму блоку в направлении, противоположном движению. Проскальзывание это будет возможно только тогда, когда натяжение ветви, набегающей на второй блок, повысится настолько, что разность между ним и натяжением сбегающей ветви окажется больше наибольшего окружного усилия, которое может передать

второй блок; поэтому обратное проскальзывание по второму блоку будет происходить толчками, вредно влияя на прочность вала и на работу всей транспортной установки. Толчки эти будут еще усиливаться при прохождении отрезков каната большего диаметра, например в месте срачивания их. В результате такого скольжения канавки второго блока будут быстро изнашиваться до тех пор, пока диаметры обоих блоков не станут снова одинаковыми. Рассмотренные явления будут усиливаться при увеличении



Фиг. 186. Уравнильный привод Ohnesorge для канатов.

a и *b* — зубчатые шестерни для привода канатных блоков *c* и *d*; *e* — цилиндрическая передача от вала *a* к *b*; *f* — дифференциальная передача от ведущего вала к шестерням.

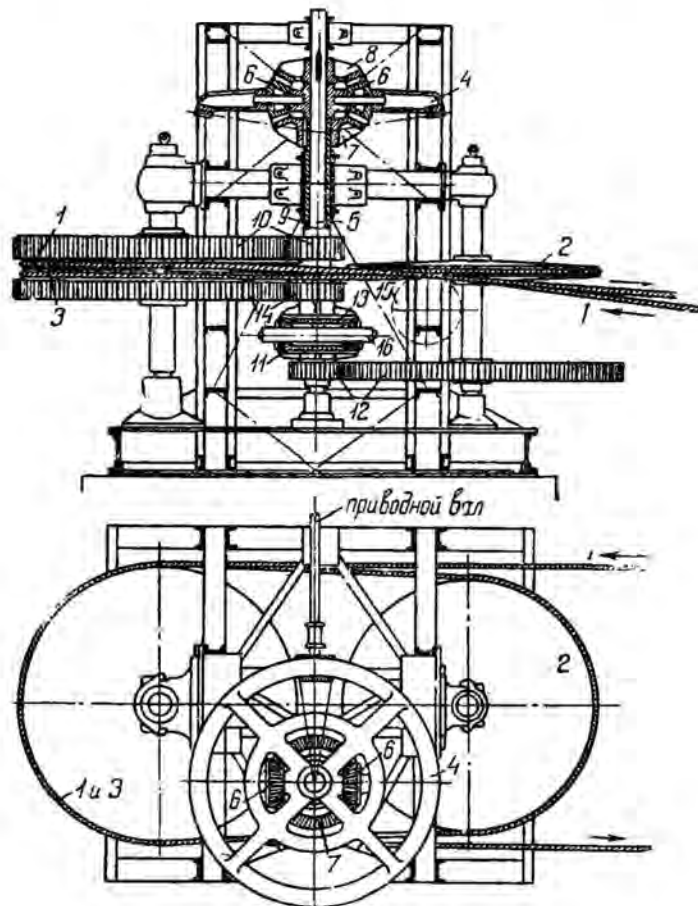
числа канавок. Избегать их можно, делая канавки второго блока из более мягкого материала, чем у первого блока, или уменьшая диаметр второго блока и увеличивая число оборотов его для уравнивания износа обоих блоков, как было уже рассмотрено в предыдущем параграфе (фиг. 154). Но эти меры лишь отчасти достигают цели, так как с их помощью невозможно получить совершенно одинаковое изнашивание обоих блоков.

Значительно надежнее выравнивают работу обоих блоков и их изнашивание

и, а также устраняют дополнительное растяжение каната и проскальзывание его на втором блоке, приводы, в которых блоки соединены друг с другом не жестко, а с помощью эпициклической или дифференциальной передачи, позволяющей блокам в случае надобности вращаться с разными угловыми скоростями независимо друг от друга¹⁾. На фиг. 186 показан уравнильный привод Ohnesorge, изготовляемый заводом Hasenclever для дорог с канатной тягой. Движение от приводного вала передается водилу *f* с двумя коническими шестернями, сцепляющимися с двумя другими коническими шестернями, из которых одна заклинена на одной втулке с шестерней *a*, а другая соединена с шестерней передачи *e*, от которой движение передается шестерне *b*. При таком устройстве каждый из блоков должен передавать одинаковый крутящий момент, и увеличение натяжения каната и связанные с ним вредные толчки совершенно устранены.

¹⁾ Вопросу о перенапряжении ветвей канатов между канавками ведущих блоков, проскальзыванию канатов и применению уравнильных приводов с дифференциальными передачами посвящен ряд статей проф. Neumann, проф. Maxik и инж. Ohnesorge, напечатанных в журнале *Fördertechnik und Frachtverkehr*. Не имея возможности подробно останавливаться на этом вопросе, отсылаю интересующихся к упомянутому журналу за 1923 г., тетради 3, 4, 6, 9, 10, 13, 16, 22, 23, 24, 25 и 26, за 1929 г., тетради 9, 10 и 11, и за 1930 г., тетради 2, 5 и 7.

На фиг. 187 показан такой же привод Ohnesorge, изготовляемый заводом Bleichert для подвесных канатных дорог. Канатные блоки здесь расположены горизонтально, причем блок 2, обычно служащий в качестве направляющего или натяжного блока, в данном случае использован для



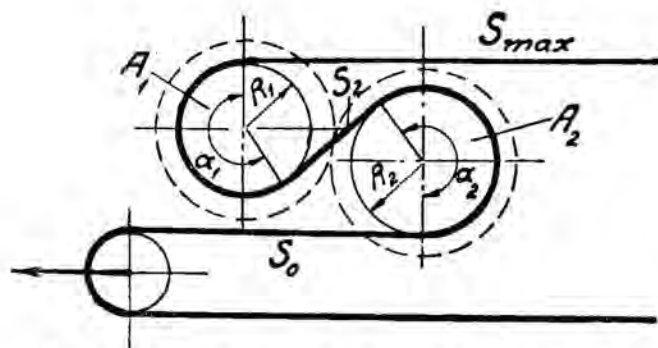
Фиг. 187. Уравнильный привод Bleichert-Ohnesorge для канатов

1 — первый ведущий канатный блок; 2 — второй ведущий канатный блок; 3 — третий ведущий канатный блок; 4 — ведущее коническое колесо; 5 — вал, на котором заклинены коническая шестерня 8 и водило второй дифференциальной передачи; 6, 7 и 8 — первая дифференциальная передача; 9 — пустотелый вал, на котором заклинены шестерни 7 и 10; 10 — передача к первому ведущему блоку; 11 и 13 — вторая дифференциальная передача; 12 — передача ко второму ведущему блоку, получающая движение от шестерни 11; 14 — передача к третьему ведущему блоку, получающая движение от шестерни 13.

увеличения угла охвата, как третий ведущий блок. Ведущее зубчатое колесо 4, получающее движение от двигателя, соединено с водилом, свободно насаженным на вертикальном валу.

Конические шестерни 6, свободно вращающиеся на пальцах водила, сцепляются с шестернями 7 и 8. Шестерня 7 заклинена на общей втулке 9 с шестерней 10 и сообщает движение первому ведущему блоку 1. Шестерня 8 заклинена на вертикальном валу 5, на котором также заклинено водило

второй эпициклической передачи, сообщая движение конической шестерне 11, заклиненной на общей втулке с шестерней передачи 12, и шестерне 13, заклиненной на общей втулке с шестерней цилиндрической передачи 14. Таким образом первая эпициклическая передача распределяет полный крутящий момент поровну между блоком 1 и второй эпициклической передачей, которая в свою очередь распределяет переданный ей крутящий момент поровну между блоками 2 и 3. Следовательно первый блок передает такой же крутящий момент, как два остальных блока,



Фиг. 188. Схема привода для канатов с двумя блоками.

второго блока, равному натяжению ветви, набегающей на второй блок, будет больше, чем это необходимо для передачи половины полного крутящего момента, приходящейся на первый блок, и следовательно канат вообще будет натянут больше, чем это необходимо. Для получения наименьшего возможного натяжения каната следовало бы передать каждому из двух блоков такой крутящий момент, чтобы натяжение S_2 (фиг. 188) было с одной стороны равно наименьшему допускаемому натяжению сбегающей ветви для первого блока, а с другой стороны было равно необходимому натяжению ветви, набегающей на второй блок. При обозначениях, указанных на фиг. 188, и считая в общем случае, что канавки блоков сделаны из разного материала с коэффициентами трения о канат f_1 и f_2 , получим: для первого блока A_1 :

$$S_2 = \frac{M_1}{R_1(e^{f_1\alpha_1} - 1)}$$

и для второго блока A_2 :

$$S_2 = \frac{e^{f_2\alpha_2} M_2}{R_2(e^{f_2\alpha_2} - 1)}$$

Приравнявая эти выражения, получим наиболее выгодное отношение моментов, передаваемых первым и вторым блоками при полной нагрузке транспортера:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{e^{f_1\alpha_1} - 1}{e^{f_2\alpha_2} - 1}, \quad (191)$$

или в наиболее часто встречающемся на практике случае при

$$R_1 = R_2; f_1 = f_2 = f; \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$$

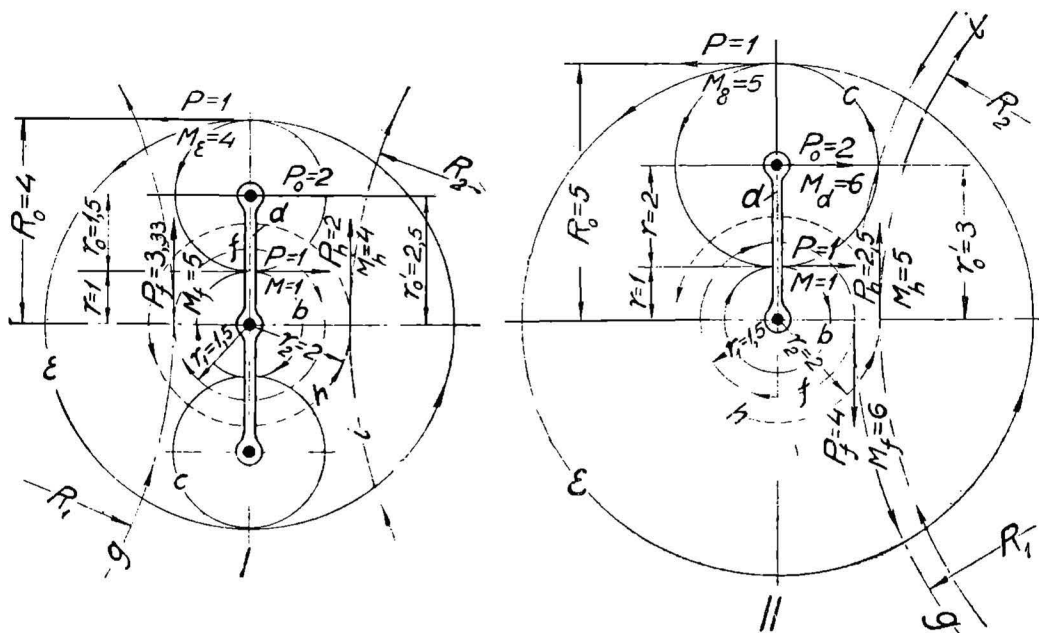
получим:

$$\frac{M_1}{M_2} = e^{f\alpha}.$$

вместе взятые, что соответствует большему натяжению каната у первого блока.

В приводе, рассмотренном на фиг. 186, каждый блок передает одинаковый крутящий момент, по которому и приходится рассчитывать необходимое натяжение каната, сбегающего со второго блока. В этом случае натяжение ветви каната, сбегающей с пер-

Изображенные на фиг. 189 схемы планетных передач Наскел в известной мере удовлетворяют этому условию. Ведущая шестерня b приводит в движение шестерни c , свободно вращающиеся на водиле d , заклиненном на одном валу с шестерней f , приводящей в движение первый ведущий канатный блок g . Шестерня c сцепляется с внутренними зубцами колеса E , заклиненного на одном валу с шестерней h , приводящей в движение второй канатный блок i . Принимая радиус ведущей шестерни b и усилие, действующее на ее зубцы, за единицу, при соотношениях, указанных на фиг. 189, получим для схемы I момент, передаваемый водилом d и шестер-



Фиг. 189. Схемы эпициклической передачи Наскел.

ней f , $M_d = M_f = 5$ и момент, передаваемый колесом E и шестерней h , $M_E = M_h = 4$; давление на зубцы колеса g будет:

$$P_f = \frac{M_f}{r_1} = \frac{5}{1,5} = 3,33,$$

а на зубцы колеса i :

$$P_h = \frac{M_h}{r_2} = \frac{4}{2} = 2.$$

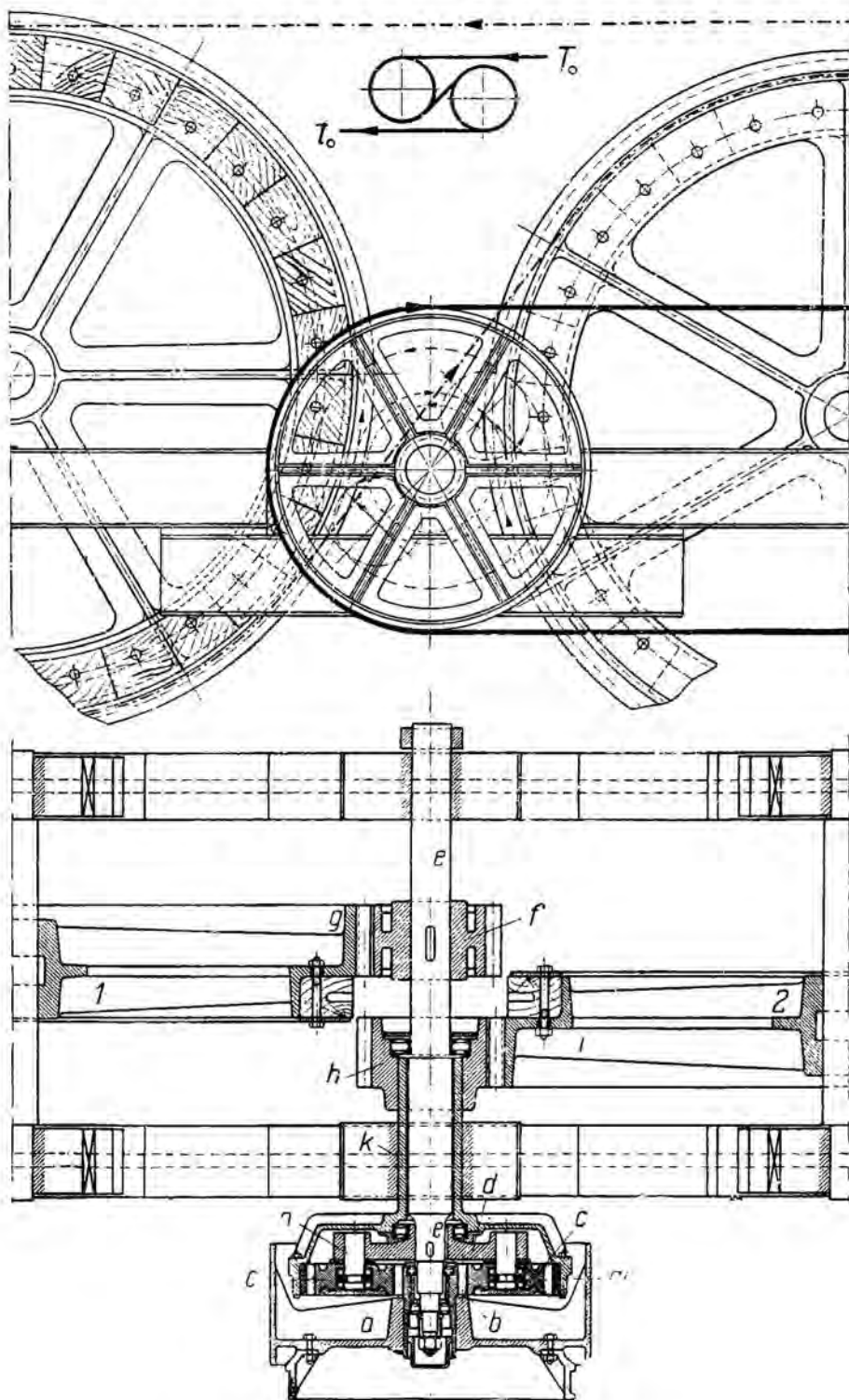
При $R_1 = R_2$ получим:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{P_f \cdot R_1}{P_h \cdot R_2} = \frac{P_f}{P_h} = \frac{3,33}{2} = 1,66.$$

Для схемы II таким же образом получим:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{P_f}{P_h} = \frac{4}{2,5} = 1,6.$$

Конструктивное выполнение схемы I показано на фиг. 190.



Фиг. 190. Привод Нескел с эпициклической передачей.

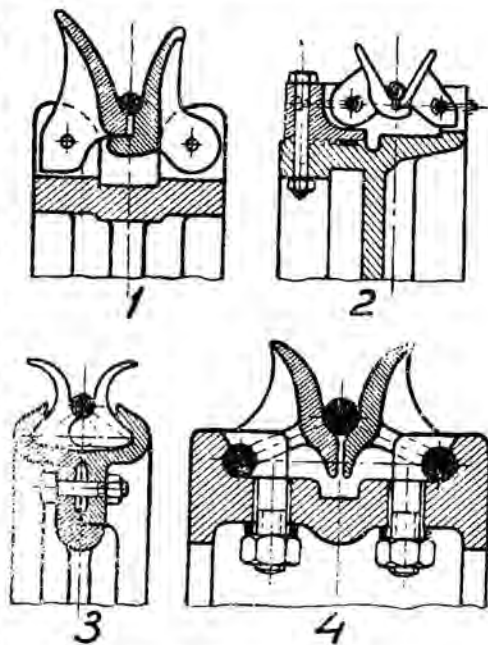
a — ведущий ременный шкив; *b* — шестерня, заклиненная на одном валу со шкивом *a*; *c* — планетные шестерни, свободно вращающиеся на пальцах, закрепленных на водиле *d*; *e* — вал, на котором заклинены водило *d* и шестерня *f*; *g* — зубчатое колесо, соединенное с первым ведущим канатным блоком; *E* (см. фиг. 189) — цилиндрическое колесо с внутренним закреплением, сцепляющееся с планетными шестернями; *h* — вал, на котором заклинены колесо *E* и шестерня *h*; *i* — зубчатое колесо, соединенное со вторым ведущим канатным блоком.

Выбирая соответствующие передаточные числа, можно с помощью привода рассмотренного типа разделить полный передаваемый приводом крутящий момент между двумя блоками так, что будет удовлетворено уравнение (191) и при разных радиусах блоков, разных углах обхвата и разных материалах канавок блоков. По тому же принципу можно делить крутящий момент между тремя и более блоками, но тогда придется вводить целый ряд планетных передач, что конечно крайне неблагоприятно отразится на коэффициенте полезного действия всей установки. Поэтому приводы с числом блоков больше двух и, в редких случаях, трех практического применения не находят.

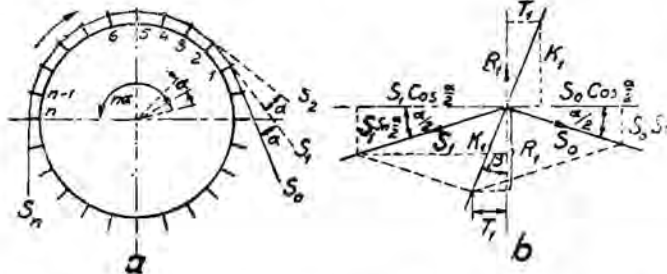
Приводы с эпициклическими передачами, создавая наиболее благоприятные условия для работы канатов и блоков, получают однако довольно громоздкими и дорогими и работают кроме того с низким коэффициентом полезного действия¹⁾.

Более простой привод, работающий без опасных для всего механизма толчков, требующий наименьшего натяжения сбегающей ветви для передачи заданного окружного усилия, получается при блоках со щеками, зажимающими канат.

На фиг. 191 показан обод блока с зажимами Fowler. Под давлением каната зажимы сходятся и зажимают канат. Болты с крючком вместо головки ограничивают расхождение щек и позволяют регулировать силу зажатия при изнашивании щек.



Фиг. 191. Канатный блок Fowler.



Фиг. 192. Схема распределения усилий на канатном блоке Fowler.

Число зажимов на угле обхвата блока канатом $n\alpha$ обозначим z . Часть окружного усилия, передаваемого каждым зажимом, зависит от натяжения канатов, от угла δ между работающей плоскостью зажима и радиусом шкива (половина угла заострения клина, образуемого щеками зажима) и от

Обозначим полное число зажимов на блоке через z . Тогда угол α (фиг. 192 а) будет:

$$\alpha = \frac{360}{z}$$

Число зажимов на угле обхвата блока канатом $n\alpha$ обозначим z . Часть окружного усилия, передаваемого каждым зажимом, зависит от натяжения канатов, от угла δ между работающей плоскостью зажима и радиусом шкива (половина угла заострения клина, образуемого щеками зажима) и от

¹⁾ Канатные приводы с эпициклическими передачами не имеют пока применения в транспортерах с непрерывной подачей материала, и поэтому здесь приходится ограничиться лишь кратким описанием их.

Подробнее см.: Prof. Franz Maxik, Die Verwendung des Differentiales im Seilbahnbetriebe, Fördert. und Frachtv. 3, 4, 6, 9, 10, 1928.

УДУНТ
(ДИТ)

трения каната о щеки. Натяжение каната меняется от наибольшего натяжения ведущей ветви S_n до наименьшего натяжения ведомой ветви S_o , уменьшаясь на каждом зажиме на величину переданного им окружного усилия.

Рассмотрим точку I схода сбегающей ветви с блока. В этой точке в одну сторону будет действовать натяжение S_o , а в другую сторону натяжение S_1 . Равнодействующую этих сил K_1 (фиг. 192 *b*) разложим на две составляющие, направленные по радиусу R_1 и по касательной T_1 в точке I . Радиальная составляющая R_1 нажимает на щеки и заставляет их сжать канат с силой Q , перпендикулярной к щекам и вызывающей трение каната о шкив, которое должно быть равно касательной составляющей T_1 .

Проектируя все силы, действующие в точке I на касательную, из условия равновесия найдем:

$$S_1 \cos \frac{\alpha}{2} - S_o \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - T_1 = 0,$$

откуда:

$$T_1 = (S_1 - S_o) \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (a)$$

Проектируя все силы на направление радиуса, получим:

$$R_1 - S_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - S_1 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 0,$$

откуда:

$$R_1 = (S_1 + S_o) \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (b)$$

Далее имеем:

$$Q = \frac{R_1}{2 \sin \delta} \quad (c)$$

и

$$T_1 = 2f \cdot Q = \frac{f \cdot R_1}{\sin \delta}. \quad (d)$$

Из уравнений (a), (b), (c) и (d) получим:

$$\frac{S_1}{S_o} = \frac{\sin \delta + f \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\sin \delta - f \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = c. \quad (193)$$

Как видим, при постоянном угле δ величина c остается постоянной для всех зажимов. Следовательно при n действующих зажимах получим:

$$\frac{S_n}{S_o} = c^n. \quad (e)$$

Для передачи окружного усилия P с коэффициентом надежности k , должно быть удовлетворено условие:

$$k \cdot P = S_n - S_o = S_o (c^n - 1), \quad (f)$$

откуда при заданных P и S_o получим необходимое число работающих зажимов:

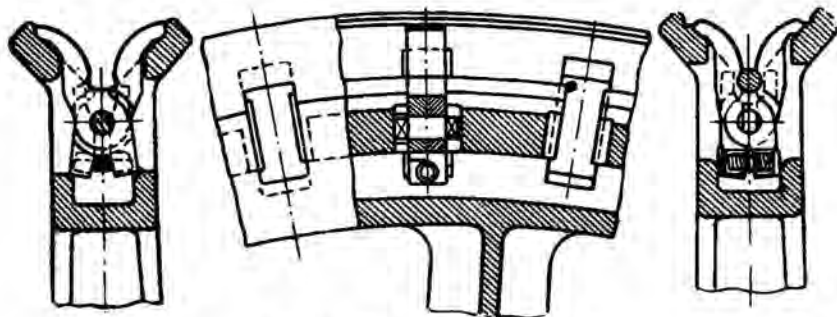
$$n = \frac{\log \left(k \frac{P}{S_o} + 1 \right)}{\log c}, \quad (194)$$

а затем находим и необходимый угол обхвата $\mu\alpha$.

Коэффициент трения каната о щеки из мягкой стали, смотря по характеру смазки, можно брать $f = 0,166 - 0,403$.

Уравнения (193) и (194) дают возможность подобрать полное число зубцов z и угол α , необходимые для передачи заданного окружного усилия. При уменьшении z приходится увеличивать радиус блока, чтобы иметь возможность укрепить захваты на ободу блока. Для предварительных расчетов можно брать $\alpha = 10^\circ$; $\delta = 22^\circ$

Из уравнения (b) видно, что радиальное давление будет различно для различных зажимов. У набегающей ветви оно будет наибольшим, а у сбегающей—наименьшим. А так как от радиального давления зависит схождение и расхождение щек зажима, то следовательно у набегающей ветви канат сильнее прижимает зажим и сам опустится ниже, чем у сбегающей



Фиг. 193. Канатный блок Karlik.

ветви, т. е. радиус блока при набегании будет меньше, чем при сбегании. Отсюда следует, что канат при вращении блока будет все время передвигаться в радиальном направлении. В блоке Fowler при таком перемещении канат будет скользить по щекам, истирая их и истираясь сам.

Вследствие увеличения радиуса блока скорости каната у двух соседних зажимов окажутся различными, вследствие чего в канате появятся такие же дополнительные натяжения и проскальзывание каната в направлении, обратном движению, как при работе жестко связанных между собой нескольких блоков. Разница будет только в том, что толчки при проскальзывании каната не будут передаваться на валы, подшипники и другие части привода.

На фиг. 193 показана более совершенная конструкция обода канатного блока Karlik. Щеки зажимов здесь вращаются вокруг осей, которые могут перемещаться в радиальном направлении. Наружные части щек лежат на направляющих, отлитых вместе с ободом. Под давлением каната на щеки ось вращения последних опускается, щеки же, направляемые ободом, сжимаются и зажимают канат. Пружины, соединяющие нижние части щек, раздвигают их после прекращения давления каната на щеки.

В плоскости вращения блока Karlik усилия, действующие на него, располагаются совершенно так же, как и на фиг. 192 для блока Fowler.

Поэтому здесь также будем иметь:

$$T_1 = (S_1 - S_0) \cos \frac{\alpha}{2} \quad (a)$$

и

$$R_1 = (S_1 + S_0) \sin \frac{\alpha}{2} \quad (b)$$

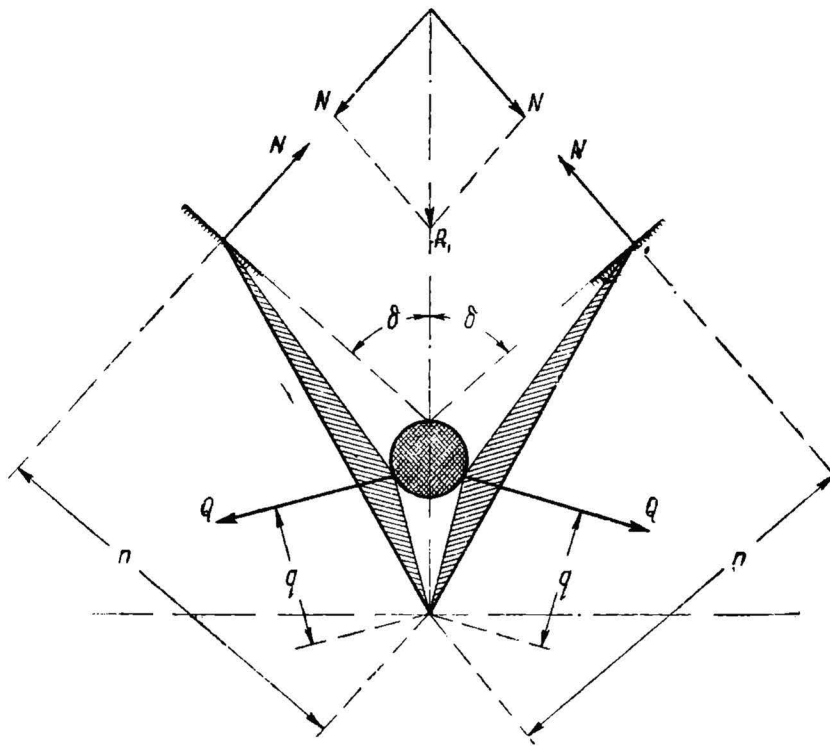
В плоскости же, перпендикулярной направлению вращения, усилия на блоке Karlik распределяются по схеме, изображенной на фиг. 194.

Пренебрегая трением щек о направляющие при опускании и зажатии щек и трением в шарнире при вращении их, получим:

$$Q = \frac{R_1}{2 \sin \delta} \cdot \frac{n}{q} \quad (c)$$

и

$$T_1 = 2f \cdot Q = \frac{f_1 R_1}{\sin \delta} \cdot \frac{n}{q}. \quad (d)$$



Фиг. 194. Схема распределения усилий на канатном блоке Карлик.

Из уравнений (a), (b), (c) и (d) получим:

$$\frac{S_1}{S_0} = \frac{\sin \delta + f \cdot \frac{n}{q} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\sin \delta - f \cdot \frac{n}{q} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = c; \quad (195)$$

т. е. коэффициент c для блоков Карлик больше, чем для блоков Fowler.

Необходимое число зажимов для блоков Карлик определяется так же, как и для блоков Fowler, по формуле (194).

Изменением угла δ или отношения плеч n/q можно по желанию уменьшить или увеличить силу зажатия каната каждым зажимом¹⁾.

¹⁾ Более подробно о блоках Карлик см. Arthur Schurig, Der Einfluss der Karlikscheibe auf die Beanspruchung des Zugseiles und auf die Gestaltung der Antriebsmaschine von Förderanlagen, Fördertechnik und Frachtverkehr, № 20, 21, 23 и 25, 1929.

УДМУНТ
(ДИТ)

§ 20. Приводы для лент.

Ленты приводятся в движение исключительно трением о гладкий ведущий барабан, и поэтому натяжения ленты должны удовлетворять уравнению (95).

Коэффициент трения ленты о барабан зависит от удельного давления q_m , с которым лента прижимается к барабану, от скорости ленты v , от способа соединения концов ленты, от материала ленты и барабана и от состояния трущихся поверхностей.

К сожалению зависимость f от этих величин для лент, применяемых в транспортерах, почти совершенно не исследована, и поэтому принимают средние значения для f , данные в табл. 17.

Таблица 17.

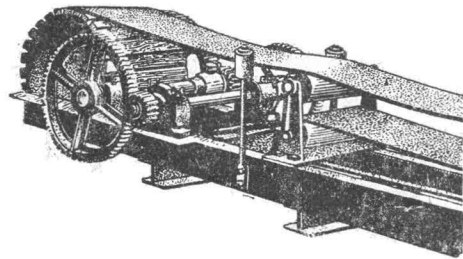
Коэффициенты трения лент о барабаны.

Материал ленты	Материал обода	
Кожа .	Чугун	0,25
Резина	Чугун	0,25
	Дерево, резина	0,35
Хлопчатобумажный	Чугун	0,20
Балата .		
Сталь .		0,12
"	Пробка	0,20

В табл. 17 даны коэффициенты для сухих трущихся поверхностей; для влажных трущихся поверхностей следует брать вдвое меньшие значения f .

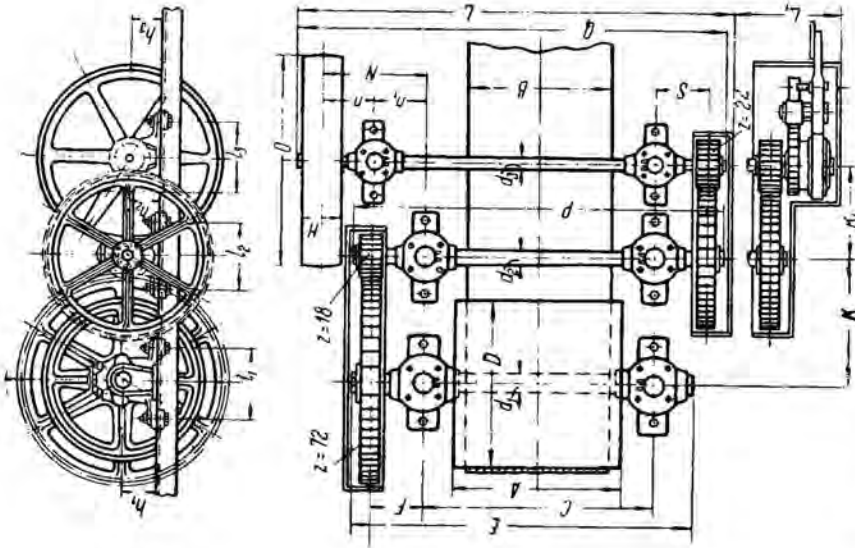
Общее расположение привода для лент показано на фиг. 195. На фиг. 196 и 197 показаны приводы для лент Никопольского завода им. Ленина с одной и с двумя парами зубчатых передач, а в табл. XLVII и XLVIII даны их размеры. Приводы снабжены остановами с храповым механизмом, общий вид которых изображен на фиг. 198.

Для уменьшения натяжения ленты при заданном передаваемом окружном усилии увеличивают угол обхвата устанавливая на ведомой ветви направляющий барабан (фиг. 199 *a*), или заставляют ленту огибать два барабана, получающих движение от одного привода (фиг. 199 *b*). В последнем случае первый барабан будет изнашиваться скорее второго, вследствие чего, так же как и в канатных приводах при жестком соединении блоков, лента между барабанами будет испытывать дополнительные натяжения, и будет иметь место проскальзывание ленты по второму барабану в направлении, обратном ее движению. Наиболее радикальной мерой против этого была бы передача движения от одного барабана к другому помощью эпициклической передачи, но в ленточных приводах обыкновенно ограничиваются тем, что делают второй барабан несколько меньшего диаметра и дают ему соответственно большее число оборотов по

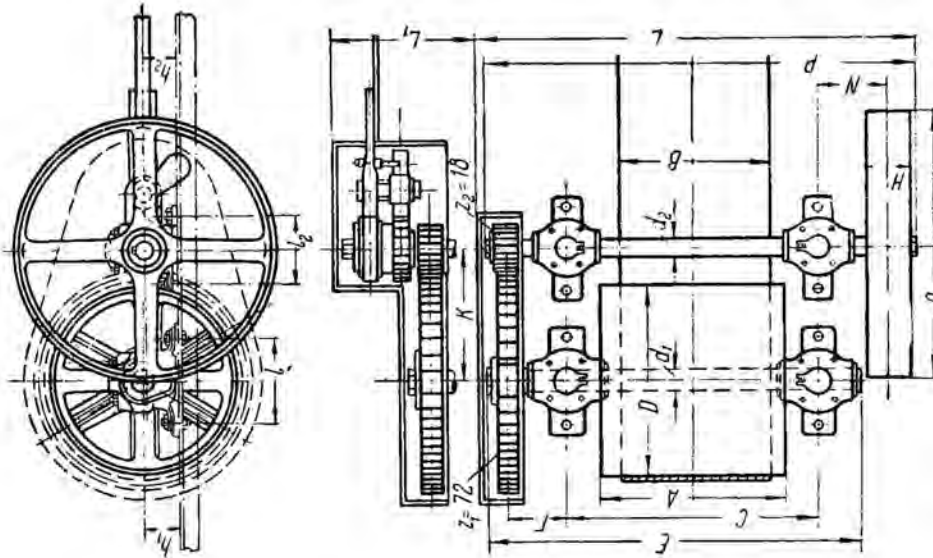


Фиг. 195 Общее расположение привода для лент.

сравнению с первым, для получения более или менее равномерного изнашивания обоих барабанов.



Фиг. 197 (см. табл. XLVIII). Приводная станция для лент с двойной зубчатой передачей Никопольского завода им. Ленина.



Фиг. 196 (см. табл. XLVII). Приводная станция для лент с одной передачей Никопольского завода им. Ленина.

Считая, что изнашивание каждого барабана пропорционально передаваемому им окружному усилию, можно принять:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{S_n - S_x}{S_x - S_o} = \frac{S_x (e^{f_1 a_1} - 1)}{S_o \left(1 - \frac{1}{e^{f_2 a_2}}\right)} = \frac{e^{f_1 a_1} - 1}{e^{f_2 a_2} - 1} e^{f_2 a_2}$$

и следовательно передаточное число для передачи от первого ко второму валу должно быть:

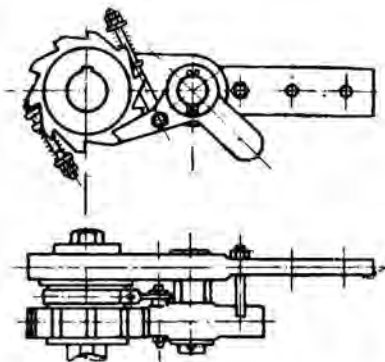
$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{e^{f_1 \alpha_1} - 1}{e^{f_2 \alpha_2} - 1} e^{f_2 \alpha_2} \quad (197)$$

Приводы с двумя ведущими барабанами (фиг. 199b) носят название тендем-приводов.

Фирма Link Belt Co устраивает привод с одним ведущим барабаном, но применяет дополнительную нажимную ленту, которая натягивается отдельным натяжным грузом и прижимает рабочую ленту к барабану, увеличивая тем самым ее трение о барабан. Схема такого привода показана на фиг. 200.

Нажимная лента огибает три направляющих барабана и увлекается в движение трением о рабочую ленту. Сопротивление движению нажимной ленты, отнесенное к окружности ведущего барабана, должно быть конечно прибавлено к полному окружному усилию, передаваемому ведущим барабаном.

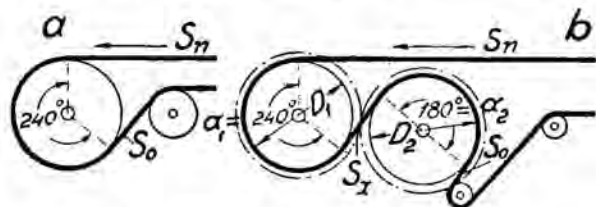
В общем случае полный угол обхвата α ведущего барабана лентой можно разделить на три части: α_1 — от момента сбегания рабочей ленты с нажимной до момента сбегания рабочей ленты с ведущего барабана, α_2 — от



Фиг. 198. Останов к нормальным типам ленточных приводов Никопольского завода им. Ленина.

момента набегания до момента набегания рабочей ленты на ведущий барабан до момента набегания ее на нажимную ленту.

Рассматривая движение ленты на каждом из этих участков отдельно и применяя к каждому из них уравнение Эйлера, получим:



Фиг. 199. Схемы приводов для лент.

$$S_1 = S_0 \cdot e^{f \alpha_1},$$

$$S_2 = S_1 \cdot e^{f \alpha_2} + S(e^{f \alpha_2} - 1) = S_0 \cdot e^{f \alpha_1} \cdot e^{f \alpha_2} + S(e^{f \alpha_2} - 1) = S_0 \cdot e^{f(\alpha_1 + \alpha_2)} + S(e^{f \alpha_2} - 1),$$

$$S_m = S_2 \cdot e^{f \alpha_3} = S_0 \cdot e^{f(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)} + S(e^{f \alpha_3} - 1)e^{f \alpha_3} = S_0 \cdot e^{f \alpha} + S(e^{f \alpha_2} - 1)e^{f \alpha_3};$$

тогда:

$$k_s \cdot P = S_m - S_0 = S_0(e^{f \alpha} - 1) + S(e^{f \alpha_2} - 1)e^{f \alpha_3}, \quad (a)$$

где: P — передаваемое ведущим блоком окружное усилие и k_s — коэффициент надежности передачи.

Из уравнения (a) имеем:

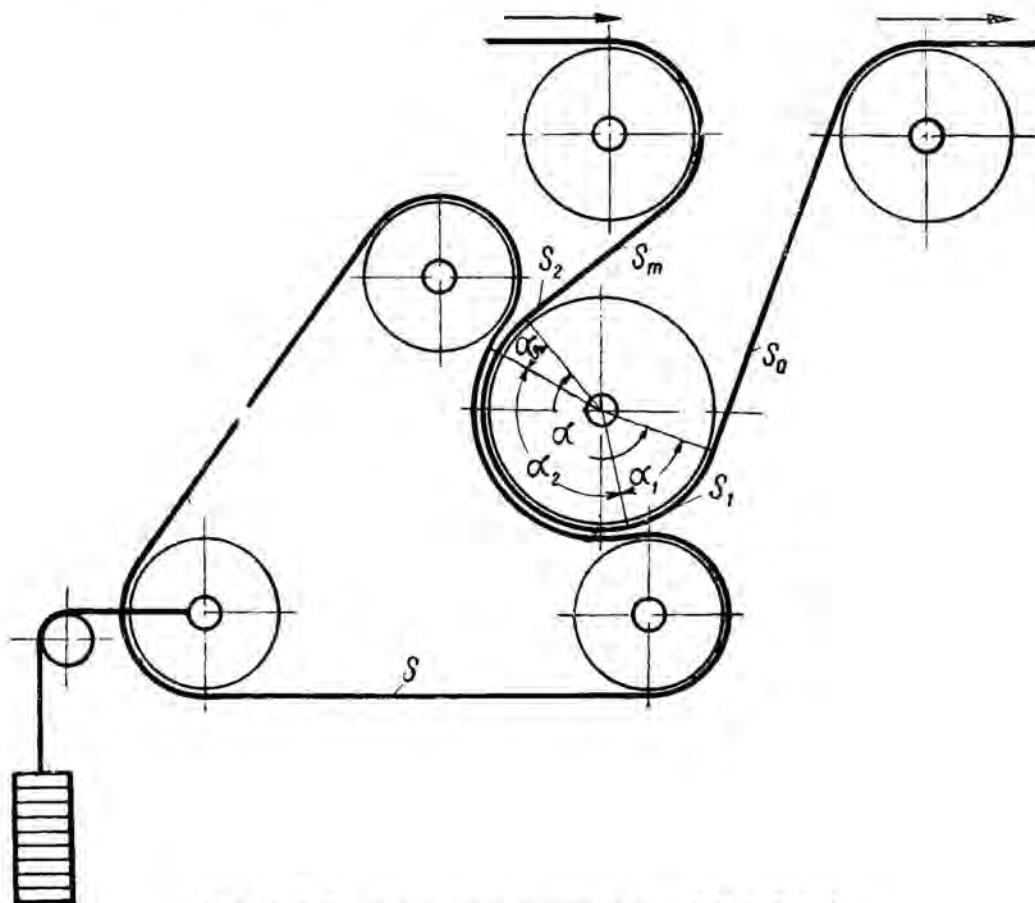
$$S_0 = \frac{k_s \cdot P - S(e^{f \alpha_2} - 1)e^{f \alpha_3}}{e^{f \alpha} - 1}.$$

(198)

или, при заданном наименьшем допуске натяжении ведомой ветви рабочей ленты, найдем необходимое натяжение нажимной ленты:

$$S = \frac{k_s \cdot P - S_0(e^{f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha_2}(e^{f\alpha_1} - 1)} \quad (199)$$

Таким образом привод с нажимной лентой дает возможность передать любое окружное усилие при любом натяжении ведомой ветви рабочей ленты и в то же время работает без всяких толчков и не вызывает никаких дополнительных натяжений рабочей ленты.



Фиг. 200. Схема привода с нажимной лентой Link Belt Co.

Пример 25. Определить натяжение ленты и число прокладок ее, если мощность двигателя горизонтального ленточного транспортера $N = 30$ л. с., ширина ленты $B = 750$ мм, скорость ленты $v = 1,4$ м/сек. и если наименьшее натяжение ленты из условия провеса ее $S_{\min} = 200$ кг.

Принимая коэффициент полезного действия привода $\eta_a = 0,8$, получим полное окружное усилие на ведущем барабане:

$$P = \frac{75 \cdot \eta_a \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 0,8 \cdot 30}{1,4} = 1285 \text{ кг.}$$

В случае обыкновенного привода с углом охвата $\alpha = 270^\circ$, принимая коэффициент трения ленты о чугунный барабан $f = 0,25$, по номограмме № 11 находим:

$$e^{f\alpha} = 3,25.$$

Принимая коэффициент надежности привода $k_s = 1,25$, по формуле (95) находим:

$$S_o = \frac{k_s \cdot P}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1,25 \cdot 1285}{3,25 - 1} = 715 \text{ кг.}$$

Тогда:

$$S_m = S_o + P = 715 + 1285 = 2000 \text{ кг.}$$

Допуская нагрузку на 1 см ширины каждой прокладки 4,5 кг, находим число прокладок ленты:

$$n = \frac{S_m}{B \cdot 4,5} = \frac{2000}{75 \cdot 4,5} = 6.$$

Применяя привод с нажимной лентой, можно взять $S_o = S_{\text{тр}} = 200$ кг
Тогда:

$$S_m = S_o + P = 200 + 1285 = 1485 \text{ кг,}$$

и число прокладок ленты можно взять

$$n \cong \frac{S_m}{B \cdot 4,5} = \frac{1485}{75 \cdot 4,5} = 4,4 \cong 5.$$

Натяжение нажимной ленты в этом случае должно быть по формуле (199), если принять $\alpha_2 = \alpha = 180^\circ$, чему соответствует по номограмме № 1 $e^{f\alpha} = 2,25$; тогда $\alpha_1 = \alpha_3 = 0$ и $e^{f\alpha_1} = e^{f\alpha_3} = 1$.

$$S = \frac{k_s \cdot P - S_o(e^{f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha_2}(e^{f\alpha_2} - 1)} = \frac{1,25 \cdot 1285 - 200 \cdot (2,25 - 1)}{(2,25 - 1)} = 1085 \text{ кг.}$$

Таблица 1.

Насыпные веса сыпучих и кусковых материалов.

Наименование материала	Насыпной вес кг/л	Наименование материала	Насыпной вес кг/л
Пшеница	0,7 — 0,83	Земля сырая	1,7
Рожь	0,68 — 0,79	Известь негашеная	1,7 — 1,8
Ячмень	0,65 — 0,75	Известь гашеная в порошке	0,5
Овес	0,4 — 0,5	Известь гашеная в кусках	2,0
Маис и кукуруза	0,7 — 0,75	Известковый и бутовый ка- мень	1,6 — 2,0
Бобы	0,7 — 0,8	Глина	1,8 — 2,0
Горох	0,8	Глина сухая в кусках	1,0
Куколь	0,765	Цементный клинкер	1,28 — 1,52
Льняное семя	0,65 — 0,75	Портландский цемент	1,3 — 1,6
Хлопковое семя	0,4	Шлаковый цемент	0,9 — 1,2
Выжимки хлопкового семени	0,66	Бетон — зола с портланд-це- ментом	1,8
Шелуха хлопкового семени	0,192	Бетон — гравий с портланд- цементом	2,4
Гречиха	0,69	Бетон — известняк с портланд- цементом	2,4
Свекловица	0,57 — 0,70	Бетон — песок с портланд- цементом	2,3
Мука	0,5 — 0,64	Барит	2,9
Отруби	0,25 — 0,30	Боксит дробленый	1,28
Крупная соль	0,72 — 0,9	Битое стекло	1,3 — 1,95
Мелкая соль сухая	1,0 — 1,3	Полевой шпат в порошке	1,2
Влажная соль	1,2 — 2,2	Полевой шпат в кусках	2,65
Сахар-рафинад	0,88	Гипс дробленый	1,3 — 1,6
Солод	0,53	Сода	0,67
Картофель	0,65 — 0,73	Кальцинированная сода	0,5 — 1,1
Земляной орех	0,3 — 0,4	Кварц дробленый	1,45 — 1,6
Винные ягоды	0,465	Фосфат	1,0 — 1,6
Цикорий необоженный	0,39	Сера	2,0
Цикорий обожженный	0,58	Мел	2,5
Антрацит	0,8 — 0,95	Кирпич обыкновенный	1,4 — 1,55
Мелкий орешковый уголь	0,75 — 1,0	Кирпич клинкерный	1,6 — 2,0
Бурый уголь воздушно-сухой	0,65 — 0,78	Лед	0,88 — 0,92
Кокс газовый	0,36 — 0,47	Снег сухой	0,12
Кокс рудничный	0,38 — 0,53	Снег влажный	0,45
Прессованные брикеты	1,0 — 1,1	Снег мокрый	0,79
Древесный уголь твердого дерева	0,19 — 0,25	Мергель	1,5 — 2,2
Древесный уголь мягкого дерева	0,13 — 0,17	Руда	1,7 — 3,5
Торф воздушно-сухой	0,33 — 0,41	Солома	0,056
Торф влажный	0,55 — 0,65	Солома прессованная	0,085
Зола сухая	0,4 — 0,6	Кости	0,8
Зола влажная	0,7	Древесная кора	0,27
Песок мелкий и сухой	1,4 — 1,65	Стружки и опилки	0,2 — 0,3
Песок мелкий и влажный	1,9 — 2,05	Бук в брусках	0,4
Песок крупный	1,4 — 1,9	Дуб	0,42 — 0,58
Формовочная земля, свободно насыпная	1,15 — 1,3	Ель	0,42
Формовочная земля утрясенная	1,3 — 1,5	Сосна	0,30 — 0,34
Формовочная земля утрамбо- ванная	1,45 — 1,6	Сосновая кора	0,26
Гравий	1,5 — 1,9	Пихта в брусках	0,32
Щебень сухой	1,8	Цинковая обманка	2,28
Щебень сырой	2,0		
Земля сухая	1,2		

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица II.

Углы естественного откоса и коэффициенты трения сыпучих и кусковых материалов о стенки труб и жолобов.

Наименование материалов	Углы естественного откоса		Коэффициенты трения					
	В движении	В покое	о железо		о дерево		о бетон	
			f_m	f_{m_0}	f_m	f_{m_0}	f_m	f_{m_0}
Пшеница	25	35	0,36	0,58	0,36	0,58	0,45	0,71
Рожь	25	35	0,36	0,58	0,37	0,78	0,45	0,85
Ячмень	27	35	0,37	0,58	0,325	0,7	0,45	0,75
Овес	28	35	0,4	0,58	0,37	0,78	0,45	0,8
Маис и кукуруза	28	35	0,36	0,58	0,3	0,58	0,42	0,6
Бобы	31	—	0,37	—	0,32	—	0,44	—
Горох	25	—	0,26	—	0,27	—	0,3	—
Куколь	29	—	0,36	—	0,36	—	0,39	—
Льняное семя	25	—	0,34	—	0,31	—	0,42	—
Антрацит	27	45	0,29	0,84	0,47	0,84	0,51	0,9
Мелкий и орешковый уголь	30	45	0,32	0,84	0,47	0,84	0,5	0,9
Бурый уголь воздушной сушки	35	50	0,58	1,0	0,7	1,0	0,7	1,0
Кокс	35	50	0,47	1,0	0,84	1,0	0,84	1,0
Зола сухая	40	50	0,47	0,84	0,84	1,0	0,84	1,0
Земля, песок, гравий, мергель	30	45	0,58	1,0	—	—	—	—
Известковый камень	30	45	0,58	1,0	—	—	—	—
Руда	30	50	0,58	1,19	—	—	—	—
Шлак и каменная соль	35	50	0,7	1,19	—	—	—	—
Сырой сахар	50	70	1,0	2,14	—	—	—	—
Отруби	—	—	1,74	2,16	—	—	—	—
Пыль мучная, зерновая, угольная	—	—	1,0	2,77	—	—	—	—

Таблица III.

Короткозвенные сварные цепи по нормам DIN.

Диаметр цепного железа мм	Длина внутреннего овала мм	Ширина внутреннего овала	Вес	Разрывающая нагрузка	Допускаемая нагрузка	Наименьший диаметр шкива
14	49	21	3,9	7 410	1 650	850
16	56	24	5,1	9 670	2 150	970
18	63	27	6,5	12 250	2 720	1 090
20	70	30	8,0	15 120	3 360	1 210
20	90	22	6,9	15 120	3 360	2 000
22	77	33	9,7	18 300	4 060	1 330
22	90	24	8,7	18 300	4 060	1 840
24	84	36	11,5	21 770	4 830	1 450
26	91	39	13,5	25 550	5 670	1 570
28	98	42	15,7	29 640	6 600	1 700
30	105	45	18,0	34 020	7 550	1 820
32	112	48	20,5	38 370	8 500	1 940

Таблица IV.

Короткозвенные сварные цепи завода Красная Цепь в г. Горьком.

Диаметр стали		Длина наружного овала звена мм	Ширина наружного овала звена мм	Вес кг/м	Разрывающая нагрузка мм
дм	мм				
3/16	4,7	28	18	0,512	750
1/4	6,3	32	20	0,870	1 500
5/16	7,9	39	26	1,329	2 250
3/8	9,5	46	31	2,048	3 250
7/16	11,1	53	37	2,662	4 500
1/2	12,7	60	42	3,481	6 000
9/16	14,3	68	47	4,914	7 500
5/8	15,9	75	53	5,529	9 250
11/16	17,5	82	58	6,552	11 250
3/4	19,1	90	64	7,576	13 500
7/8	22,2	104	75	10,647	18 250
1	25,4	118	86	13,923	24 000
1 1/8	28,6	133	96	17,609	30 250
1 3/16	30,2	143	102	20,066	33 500
1 1/4	31,7	149	108	21,449	37 500
1 3/8	34,9	164	118	26,618	45 250
1 5/8	38,1	179	129	31,122	54 000
1 7/8	41,3	194	140	36,446	63 250
1 3/4	44,4	209	150	41,769	73 500
1 7/8	47,6	224	162	48,731	84 750
2	50,8	239	168	52,008	96 000

Примечание. Пробная нагрузка составляет половину разрывающей, а рабочая — половину пробной.

Таблица V.

Длиннозвенные сварные цепи Jeffrey.

№ цепи	Допускаемая нагрузка при $v = 0,75$ м/сек. кг	Размеры звеньев			Наибольшая скорость шах м/сек.	Приблизительный вес кг/м	Наибольшие размеры звеньев с закраинами	
		Диаметр стали мм	Длина внутреннего овала мм	Ширина внутреннего овала мм			Ширина мм	Высота поверх цепи мм
530	630	12,7	101,6	20,6	1,25	2,98	197	70
531	1 000	15,9	127,0	25,4	1,125	3,73	209	82
532	1 500	19,1	152,4	28,6	1,125	5,96	229	92
533	2 200	22,2	177,8	31,7	1,00	7,84	241	101
534	2 300	25,4	177,8	44,4	0,875	10,45	254	108
535	2 900	28,6	203,2	50,8	0,875	13,8	267	117
536	3 500	31,7	203,2	57,1	0,875	17,5	279	130
541	2 300	25,4	152,4	44,4	1,00	11,2	254	108
511 1/2	2 700	25,4	152,4	38,1	1,00	10,8	254	108
542	2 200	22,2	152,4	31,7	1,125	8,2	241	101
916	1 800	22,2	152,4	38,1	1,125	8,57	—	—
919	660	15,9	152,4	38,1	1,125	4,48	—	—
921	1 150	19,1	152,4	38,1	1,125	5,6	—	—

Рекомендуемая рабочая скорость не должна превышать половины наибольшей.

Таблица VI.

Зажимы для крепления рабочих органов на сварных цепях из круглой стали Jeffrey
(см. фиг. 11).

Тип зажима по фиг. 11	№ цепи	A	B	C	D	E	F	G	H	I	Материал
		мм									
1	530	33,3	35	30,2	9,5	44,4	14,3	6,4	62	30,5	Чугун
1	531	44,4	38	39,7	7,9	50,8	19,1	6,4	76,2	36,5	
1	532	50,8	50,8	46,8	9,5	57,1	25,4	7,9	76,2	34,1	
1	533	57,1	63,5	52,4	12,7	58,7	25,4	9,5	77,8	38,1	
1	542	44,4	63,5	52,4	12,7	58,7	25,4	9,5	77,8	38,1	
2	530	50,8	54	61,1	12,7	25,4	9,5	74,6	9,5	—	
2	531	63,5	54	63,5	15,9	33,3	11,1	74,6	11,1	—	
2	532	76,2	54	65,1	15,9	33,3	20,6	74,6	11,1	—	
2	533	88,9	66,7	64,3	15,9	33,3	27	84,3	11,1	—	
2	542	76,2	66	64,3	15,9	33,3	27	84,3	11,1	—	
3	530	93,7	74,6	23,8	42,9	82,5	15,9	196,9	15,9	—	Чугун или литая сталь
3	531	111,1	88,9	28,6	54	95,2	15,9	209,6	25,4	—	
3	532	127	101,6	35	63,5	104,8	19,1	228,6	34,9	—	
3	533	139,7	114,3	38,1	69,9	114,3	19,1	241,3	44,4	—	
3	534	155,6	130,2	47,6	82,5	127	19,1	254	41,3	—	
3	542	139,7	114,3	38,1	69,9	114,3	19,1	241,3	31,7	—	
3	535	171,5	142,9	54	92,1	139,7	22,2	266,7	50,8	—	
3	536	190,5	158,8	60,3	101,6	149,2	25,4	279,4	47,6	—	
3	541	155,6	130,2	47,6	82,5	127	19,1	254	28,6	—	

Таблица VII.

Цепи из круглой и полосовой стали Jeffrey (см. фиг. 12).

№ цепи	Допускаемая нагрузка при $v = 0,75$ м/сек. кг	Шаг l	Размеры звеньев					Приблизительный вес кг/м	Наибольшая скорость м/сек.
			δ	b	D	E	F		
			мм						
504 ^{1/2}	1 125	101,6	12,7	31,7	6,35	28,6	63,5	3,56	1,25
506	1 125	152,4	12,7	31,7	6,35	28,6	63,5	3,12	1,25
516	1 540	152,4	15,9	35	9,52	38,1	76,2	5,12	1,25
516 ^{1/2}	2 370	152,4	19,1	44,4	9,52	42,9	90,5	6,92	1,25
518	2 370	203,2	19,1	44,4	9,52	41,3	90,5	6,65	1,0
519	2 680	203,2	19,1	50,8	9,52	41,3	96,8	7,86	1,0
520	3 130	203,2	22,2	50,8	12,7	50,8	104,8	10,2	1,0
520 ^{1/2}	4 450	203,2	25,4	63,5	12,7	54	123,8	13,4	0,75
521	4 450	254	25,4	63,5	12,7	54	123,8	12,5	0,75

Рекомендуемая рабочая скорость не должна превышать половины наибольшей.

Таблица VIII.

Зажимы для крепления рабочих органов на звеньях цепи из круглой и полосовой стали Jeffrey (см. фиг. 14).

Тип зажима по фиг. 14	№ цепи	A	B	C	D	E	F	G	H	H'	I	I'	K	L
		мм												
1	50 ¹ / ₂	46	41,3	31,7	9,5	41,3	54	87,3	6,4	4,8	—	—	—	—
1	506	69,8	41,3	31,7	9,5	41,3	54	87,3	8	6,3	—	—	—	—
1	516	66,7	49,2	39,7	9,5	47,6	61,9	101,6	9,5	6,3	—	—	—	—
2	518	95,2	66,7	33,3	9,5	22,5	50,8	115,9	69,8	—	10,3	7,9	—	—
2	520	97,6	74,6	33,3	9,5	22,5	50,8	128,6	74,6	—	10,3	7,9	—	—
2	516 ¹ / ₂	68,2	66,7	33,3	9,5	22,5	50,8	115,9	69,8	—	10,3	7,9	—	—
3	506	76,2	42,9	60,3	12,7	7,9	—	—	—	—	—	—	—	—
3	516	76,2	44,9	62	12,7	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—
3	518	101,6	54	76,2	15,9	11,9	—	—	—	—	—	—	—	—
3	516 ¹ / ₂	74,6	54	76,2	15,9	11,9	—	—	—	—	—	—	—	—
4	506	50,8	25,4	81	9,5	38,1	19	38,9	56,3	—	15,9	—	12,7	6,3
4	516	50,8	25,4	82,5	9,5	38,1	19	38,9	56,3	—	15,9	—	12,7	6,3
4	518	69,8	31,7	92,1	9,5	38,1	25,4	44,4	58,7	—	22,2	—	15,9	6,3
4	516 ¹ / ₂	42,9	31,7	92,1	9,5	38,1	25,4	44,4	58,7	—	22,2	—	15,9	6,3
5	506	66,7	120,6	38,1	11,9	76,2	23,8	42,1	—	—	—	—	—	—
5	516	68,3	120,6	38,1	11,9	76,2	23,8	42,1	—	—	—	—	—	—
5	518	84,1	122,2	38,1	14,3	101,6	30,2	42,1	—	—	—	—	—	—
5	516 ¹ / ₂	84,1	122,2	38,1	14,3	74,6	30,2	42,1	—	—	—	—	—	—
6	506	60,3	31,7	25,4	9,5	38,1	25,4	25,4	39,7	—	6,3	—	—	—
6	516	54	44,4	41,3	9,5	50,8	25,4	25,4	66,7	—	6,3	—	—	—
6	516	44,8	58,7	41,3	9,5	60,3	28,6	18,2	66,7	—	6,3	—	—	—
6	518	74,6	54	46	9,5	57,1	31,7	30,2	66,7	—	7,9	—	—	—
6	518	63,5	76,2	47,6	12,7	63,5	38,1	19	79,3	—	7,9	—	—	—
6	520	69,8	63,5	50,8	12,7	63,5	38,1	31,7	81	—	7,9	—	—	—
6	504 ¹ / ₂	34,9	31,7	25,4	9,5	38,1	25,4	25,4	39,7	—	6,3	—	—	—
6	516 ¹ / ₂	47,6	54	46	9,5	57,1	31,7	30,2	66,7	—	7,9	—	—	—
6	520 ¹ / ₂	63,4	76,2	57	15,9	76,2	44,4	33,3	81	—	9,5	—	—	—
6	521	88,9	76,2	57	15,9	76,2	44,4	33,3	81	—	9,5	—	—	—
7	520 ¹ / ₂	136,5	30,2	133,4	15,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	521	147,6	55,6	152,4	19,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица IX.

Кованые стальные цепи Brownhoist (см. фиг. 17).

№ цепи	Допускаемая нагрузка	Шаг t	Диаметр оси d	А														Вес	
				Без ролика	С роликом	B	D ₃	F	G	I	K	N	P	R	S	T	X	С роликом	Без ролика
кг																		кг/м	
60	2 260	152	25,4	58	90	25,8	76,2	28,6	47,6	4,76	38,1	15,9	9,52	6,35	25,4	31,8	9,52	15,6	8,91
61	4 000	152	31,8	77	122	32,2	95,2	41,3	62	6,35	50,8	22,2	15,9	6,35	38,1	44,4	12,7	32,5	18,6
90	2 260	228	25,4	58	90	25,8	76,2	28,6	47,6	4,76	38,1	15,9	9,52	6,35	25,4	31,8	9,52	12,25	7,8
91	4 000	228	31,8	77	122	32,2	95,2	41,3	62	6,35	50,8	22,2	15,9	6,35	38,1	44,4	12,7	26,7	15,2
92	5 400	228	38,1	90	147	38,5	114,4	50,8	76,2	6,35	57,1	25,4	19,1	6,35	44,4	57,2	15,9	45,2	24,1
120	2 260	305	25,4	58	90	25,8	76,2	28,6	47,6	4,76	38,1	15,9	9,52	6,35	25,4	31,8	9,52	10,4	7,05
121	4 000	305	31,8	77	122	32,2	95,2	41,3	62	6,35	50,8	22,2	15,9	6,35	38,1	44,4	12,7	21,8	14,5
122	5 400	305	38,1	90	147	38,5	114,3	50,8	76,2	6,35	57,1	25,4	19,1	6,35	44,4	57,2	15,9	37,5	22,2
123	11 000	305	50,8	115	172	51,2	127	50,8	90,5	7,94	76,2	38,1	25,4	6,35	63,5	57,2	15,9	52,6	35,2
180	2 260	458	25,4	58	90	25,8	76,2	28,6	47,6	4,76	38,1	15,9	9,52	6,35	25,4	31,8	9,52	7,43	6,33
181	4 000	458	31,8	77	122	32,2	95,2	41,3	62	6,35	50,8	22,2	15,9	6,35	38,1	44,4	12,7	17	11,9
182	5 400	458	38,1	90	147	38,5	114,3	50,8	76,2	6,35	57,1	25,4	19,1	6,35	44,4	57,2	15,9	28,2	17,8
183	11 000	458	50,8	115	172	51,2	127	50,8	90,5	7,94	76,2	38,1	25,4	6,35	63,5	57,2	15,9	42,3	29,8
241	4 000	610	31,8	77	122	32,2	95,2	41,3	62	6,35	50,8	22,2	15,9	6,35	38,1	44,4	12,7	15,2	11,1
242	5 400	610	38,1	90	147	38,5	114,4	50,8	76	6,39	57,1	25,4	19,1	6,35	44,4	57,2	15,9	24,5	17,1
243	11 000	610	50,8	115	172	51,2	127	50,8	90,5	7,94	76,2	38,1	25,4	6,35	63,5	57,2	15,9	36	26,7
244	15 500	610	76,2	134	192	76,6	152,4	50,8	139,7	9,52	114,3	44,4	31,8	12,7	88,9	57,2	19,1	65,8	51,3

Таблица X.

Пластинчатые втулочные цепи Renold (см. фиг. 19—21).

№ цепи	Разрывающая нагрузка	Прибл. шаг цепи <i>l</i>	Пластины			Ролик		Диаметр шарнира <i>в</i>	Длина втулки <i>е</i>	Наибол. ширина цепи <i>A</i>	Вес кг/м		
			Ширина <i>b</i>	Толщина		Диаметр <i>D₂</i>	Расточка <i>d₂</i>				Без ролика	С гладким роликом	С роликом с одной ребордой
				наружн. Δ_1	внутр. Δ_2								
мм													
05 080	2 700	50,8	25,4	3,8	3,8	31,8	18,5	15	23	42,7	2,41	3,48	—
05 100	2 700	63,5	25,4	3,8	3,8	31,8	18,5	15	23	42,7	2,23	2,98	—
05 120	2 700	76,2	25,4	3,8	3,8	31,8	18,5	15	23	42,7	1,93	2,65	—
05 121	5 400	76,2	38,1	3,8	5,8	47,6	24	20	30	51,8	4,11	6,34	—
05 141	5 400	88,9	38,1	3,8	5,8	47,6	24	20	30	51,8	3,90	5,76	—
05 161	5 400	101,6	38,1	3,8	5,8	47,6	24	20	30	51,8	3,72	5,40	—
05 162	10 800	101,6	50,8	5,1	7,1	66,7	32,7	28	40	66,3	7,34	11,35	—
05 202	10 800	127,0	50,8	5,1	7,1	66,7	32,7	28	40	66,3	6,84	10,05	—
05 242	10 800	152,4	50,8	5,1	7,1	66,7	32,7	28	40	66,3	6,12	8,79	—
05 243	16 300	152,4	61,0	7,6	8,9	88,9	38,6	33	56	90	10,31	16,26	17,16
05 283	16 300	177,8	61,0	7,6	8,9	88,9	38,6	33	56	90	10,04	16,23	15,92
05 323	16 300	203,7	61,0	7,6	8,9	88,9	38,6	33	56	90	9,79	14,26	14,88
05 363	16 300	229	61,0	7,6	8,9	88,9	38,6	33	56	90	9,55	13,51	14,11
05 403	16 300	254,0	61,0	7,6	8,9	88,9	38,6	33	56	90	9,40	12,98	13,53
05 483	16 000	305,0	61,0	7,6	8,9	88,9	38,6	33	56	90	9,21	12,19	12,63
05 483	16 300	305,0	61,0	7,6	8,9	127	38,6	33	56	90	9,21	13,67	15,16
25 245	27 200	152,4	61	7,6	8,9	88,9	38,6	24	56	88	12,63	18,59	19,34
25 285	27 200	177,8	61	7,6	8,9	88,9	38,6	24	56	88	12,20	17,34	18,08
25 325	27 200	203,7	61	7,6	8,9	88,9	38,6	24	56	88	11,46	15,92	16,59
25 365	27 200	228,6	61	7,6	8,9	88,9	38,6	24	56	88	11,06	15,42	15,59
25 405	27 200	254,0	61	7,6	8,9	88,9	38,6	24	56	88	10,86	14,43	15,88
25 485	27 200	305,0	61	7,6	8,9	88,9	38,6	24	56	88	10,37	13,35	13,79
25 405	27 200	254,0	61	7,6	8,9	127	38,6	24	56	88	—	16,23	18,0
25 485	27 200	305,0	61	7,6	8,9	127	38,6	24	56	88	—	14,73	16,32
25 487	38 100	305,0	63,5	10,2	12,7	88,9	38,6	30	64	103,4	16,37	19,34	19,79
	38 100	305,0	63,5	10,2	12,7	127	38,6	30	64	103,4	16,37	20,83	22,32
25 647	38 100	406,4	63,5	10,2	12,7	88,9	38,6	30	64	103,4	15,18	17,41	17,75
	38 100	406,4	63,5	10,2	12,7	127	38,6	30	64	103,4	15,18	18,53	19,65
25 727	38 100	457,2	63,5	10,2	12,7	88,9	38,6	30	64	103,4	14,88	16,87	17,17
	38 100	457,2	63,5	10,2	12,7	127	38,6	30	64	103,4	14,88	17,86	18,87

УДУУЕТ
(ДИТ)

Таблица XI.

Пластинчатые втулочные цепи с изогнутыми звеньями Chain Belt Co (см. фиг. 22).

№ цепи	Шаг <i>l</i>	Допускаемая нагрузка	Пластины		Ролики		Диаметр шарнира <i>δ</i>	Длина втулки <i>e</i>	Наибольшая ширина цепи		Наибольшая скорость цепи м/сек.	Приблизит. вес кг/м
			Ширина <i>b</i>	Толщина <i>Δ</i>	Диаметр <i>D₂</i>	Расточка <i>d₂</i>			<i>A₁</i>	<i>A₂</i>		
501	38	680	25,4	4	21	14,3	9,5	31	49	53	4,0	3,9
512	50	1 300	38,1	6,4	29	20,6	14,3	44,4	66,7	73	4,0	9,3
517	66	1 000	28,6	4,8	26	15,9	11,1	36,5	55	60	3,25	4,0
588	66	1 200	28,6	6,4	30	15,9	11,1	42,9	64	69	3,25	5,2
27	75	1 650	38,1	8	32	20,6	14,3	49,2	76,2	82,5	3,0	9,7
1 027	75	1 730	44,4	9,5	32	22,2	15,9	52,4	84	89	0,75	13,8
525	76	1 650	38,1	8	35	20,6	14,3	52,4	79,4	86	3,0	10
527	76	1 400	35	6,4	32	19,1	12,7	44,4	68,3	72	3,0	7,8
1 030	76	2 100	38,1	8	37	22,2	15,9	54	81	88	3,0	10,2
532	103	3 000	50,8	12,7	39	28,6	19,1	65	105	112	2,0	20,0
1 240	103	4 100	50,8	12,7	48	31,7	22,2	75	118	124	2,25	18,4
530	152	2 000	38,1	9,5	32	23,8	15,9	52,4	85,7	89	1,5	13
542	152	2 100	38,1	8	53	22,2	15,9	69,3	96,8	102	1,5	6,2
2 184	152	3 900	50,8	9,5	29	31,7	22,2	34	—	97	1,5	15,8

Таблица XII.

Длиннозвенные пластинчатые втулочные цепи с роликами Stephens-Adamson.
(Обозначения по фиг. 19—21).

№ цепи	Допускаемая статическая нагрузка P_s кг	Шаг l	Пластины		Ролики		Диаметр шарнира δ	Длина втулки e	Наибольшая ширина цепи A	Вес 1 пог. м кг/м	
			Ширина B	Толщина Δ	Диаметр D_2	Расточка d_2				С ролик	Без роликов
8 061	1 600	152	50	6	76	24	16	60	92	18	9
8 062	2 250	152	50	6	89	32	19	70	105	24	11,5
8 091	2 250	228	50	6	89	32	19	70	105	18	9,5
8 063	3 000	152	57	8	89	32	22	75	114	27	14,5
8 092	3 000	228	57	8	89	32	22	75	114	21	12,5
8 093	4 000	228	64	8	102	38	25,4	75	121	25	15
8 121	4 000	305	64	8	102	38	25,4	75	121	21	13,5
8 094	6 000	228	76	10	127	45	32	96	149	46	26
8 122	6 000	305	76	10	127	45	32	96	149	37	22
8 181	6 000	458	76	10	127	45	32	96	149	30	20
8 241	6 000	610	76	10	152	56	32	95	149	28	17
8 123	7 250	305	89	12	152	56	36	104	178	55	33
8 183	7 250	458	89	12	152	56	36	104	178	44	30
8 243	7 250	610	89	12	152	56	36	104	178	37	26
8 124	12 500	305	102	12	152	62	42	124	211	70	43
8 184	12 500	458	102	12	152	62	42	124	211	51	36
8 244	12 500	610	102	12	152	62	42	124	211	46	33
8 301	12 500	760	102	12	203	62	42	124	211	51	31
8 246	16 000	610	114	12	203	62	50	124	218	64	39
8 302	16 000	760	114	12	203	62	50	124	218	57	37
8 361	16 000	914	114	12	203	62	50	124	218	52	35
8 247	17 000	610	127	12	203	62	56	124	218	69	44
8 303	17 000	760	127	12	203	62	56	124	218	60	40
8 362	17 000	914	127	12	203	62	56	124	218	66	38
8 304	23 000	760	140	16	254	85	62	146	251	98	63
8 364	23 000	914	140	16	254	85	62	146	251	88	59
8 305	32 000	760	178	16	254	85	75	158	270	116	81
8 365	32 000	914	178	16	254	85	75	158	270	104	75
8 366	43 500	914	203	19	305	100	87	190	324	154	105

Допускаемая нагрузка на работающую цепь определяется по формуле:

$$P_d = P_s \left(1 - 0,42 \frac{v \cdot \sqrt{l}}{z} \right);$$

где: P_s — допускаемая статическая нагрузка, указанная в таблице,

v — скорость цепи в м/сек.,

l — шаг цепи в см,

z — число зубцов или граней ведущего блока.

Таблица XIII.

Звенья пластинчатых цепей Repold для укрепления рабочих органов (см. фиг. 23).

Разрывная нагрузка кг	Шаг	A	A ₁	B	B ₁	C	D	E	F	Размеры уголков
	мм									
2 700	50,8	98,0	—	10,7	9,4	76,2	78,3	19,0	26,4	31,75 × 31,75 × 4,75
	63,5	98,0	—	10,7	9,4	76,2	91,5	19,0	31,75	
	76,2	98,0	—	10,7	9,4	76,2	104,0	19,0	44,45	
5 400	76,2	117	—	13,9	10,7	88,9	117,0	31,75	38,1	50,8 × 38,1 × 4,75
	88,9	117	—	13,9	10,7	88,9	129,5	31,75	50,8	
	101,6	117	—	13,9	10,7	88,9	142,0	31,75	63,5	
10 800	101,6	155,0	142,0	15,5	12,3	108	41,9	38,1	22,7	63,5 × 50,8 × 6,35
	127,0	155,0	142,0	15,5	12,3	108	67,3	38,1	41,3	
	152,4	155,0	142,0	15,5	12,3	108	92,7	38,1	66,7	
16 300	152,4	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	80,0	50,0	50,8	76,2 × 63,5 × 9,5
	177,8	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	105,4	50,0	50,8	
	203,7	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	130,8	50,0	76,2	
	229,0	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	149,8	50,0	102,0	
	254,0	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	175,2	50,0	127,0	
27 200	305,0	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	248,9	50,0	178,0	76,2 × 63,5 × 9,5
	152,4	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	80,0	50,8	50,8	
	177,8	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	105,4	50,8	50,8	
	203,7	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	130,8	50,8	76,2	
	228,6	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	149,9	50,8	102,0	
38 100	254,0	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	175,3	50,8	127,0	88,9 × 76,2 × 9,5
	305,0	202,0	184,0	17,0	13,9	146,0	226,0	50,8	178,0	
	305,0	241,3	215,9	—	19,8	171,5	152,4	57,2	76,2	
	406,4	241,3	215,9	—	19,8	171,5	254,0	57,2	152,4	
	457,2	241,3	215,9	—	19,8	171,5	304,8	57,2	303,2	

Таблица XIV.

Разборные американские цепи из ковкого чугуна A. Stotz.

№ цепи	Пробная нагрузка кг	Шаг	Наружная ширина	Диаметр цапфы	Ширина крюка	Толщина крюка	Вес кг/м
25/14	120	24,9	14	5	7	3,5	0,41
32/25	300	31,9	25	5	14	4,5	0,76
35/33	400	34,5	33	6,5	19	5	1,25
41/33	500	41,3	33	7	18	5,5	1,25
50/40	900	49,5	40	8	22,5	7	1,80
56/52	1 100	56,0	36	10	33	6,5	2,82
59/52	1 100	59,0	52	10	34	7	2,84
64/56	1 400	64,9	56	11,5	30	11	4,00
75/70	2 100	76,7	70	15	42	12	7,00
82/82	1 100	82,7	82	9,5	58	6,5	3,10
100/80	1 600	100,8	80	12	54,5	11	4,67
135/70	1 800	134,6	70	14	41,5	12	4,04
150/150	3 000	151,2	150	15	50	10	7,15
150/150	4 000	150,0	150	17	50	12	9,4
150/150	5 000	150,5	150	19	50	14,5	19,08

Приведенная в таблице пробная нагрузка соответствует половине разрывающей. Рабочая нагрузка не должна превышать 1/6 до 1/4 пробной.

Таблица XV.

Шарнирные цепи из ковкого чугуна с разъемными звеньями завода Bartlett & Snow.

№ цепи	Шаг	Диаметр болта	A	B	D	E	F	G	Рабочая нагрузка при $v=1$ м/сек. кг	Наибольшая скорость v макс. м/сек.
170	42	7,94	28,57	26,99	20,63	19,85	22,23	22,23	450	3,0
181	56,5	7,94	32,55	29,37	28,57	19,05	38,1	13,5	600	2,75
183	76,2	7,94	32,55	29,37	28,57	19,05	38,1	13,5	600	2,25
188	101,6	9,53	36,51	33,34	31,75	22,23	44,45	29,37	725	1,8
190	76,2	11,11	42,86	39,69	34,92	26,97	38,1	36,55	1 000	1,25
194	101,6	11,11	42,86	39,69	34,92	22,23	50,8	31,75	1 000	1,8
194 ^{1/2}	101,6	11,11	42,86	39,69	34,92	22,23	50,8	31,75	1 000	1,8
196	152,4	11,11	42,86	39,69	34,92	22,23	50,8	31,75	1 000	1,8
197	152,4	12,7	52,39	49,21	38,1	28,57	63,5	34,92	1 360	1,0
205	152,4	12,7	58,74	53,97	44,45	28,57	76,2	38,9	1 550	1,0
210	203,2	12,7	58,74	53,97	44,45	28,57	76,2	38,9	1 600	1,9
212	101,6	12,7	48,42	45,25	44,45	25,43	50,8	31,75	1 360	1,8
218	153	11,11	46,04	42,86	41,27	20,2	63,5	31,75	1 180	1,0
224	152,4	19,05	63,5	58,74	50,8	28,57	76,2	38,9	2 500	1,0
225	152,4	19,05	63,5	58,74	50,8	28,57	88,9	38,9	2 500	1,0
261	134,6	28,57	60,32	55,56	69,85	30,1	84,14	32,55	3 200	1,0

Таблица XVI.

Роликовые шарнирные цепи из ковкого чугуна завода Jeffrey.

№ цепи	Шаг	Ширина	Диаметр оси d_2	Диаметр ролика D_2	Рабочая нагрузка	Приблизительный вес кг/м
1	76	80	15,9	36,5	1 160	7,75
1 ^{1/2}	76	93	15,9	39,7	1 160	8,93
2	94	80	15,9	39,7	840	6,54
3	103	83	17,5	44,5	1 365	8,25
3 ^{1/2}	103	83	17,5	50,8	1 365	8,93
5	129	105	22,2	51,2	2 000	12,7
6	203	131	22,2	66	2 270	15,8
9 ^{1/2}	76	53	9,5	38,1	432	2,86
14	102	69	12,7	36,5	730	4,52
14 ^{1/2}	102	69	12,7	50,8	730	4,92
17	66	61	11,1	29,6	454	3,5
18	77	64	12,7	29,2	670	4,12
21	64	54	8,2	29,2	363	3,6
22	80	56	11,1	35	510	6,4
23	103	89	15,9	45	670	9,42
40 ^{1/2}	102	53	9,5	50,8	408	4,36
62	42	53	9,5	20,6	408	3,08
124	103	98	19,1	44,5	1 500	10,75
129	152	83	17,5	57,2	1 400	8,5
156	152	100	22,2	57,2	2 270	12,4

Таблица XVII.

Шарнирные цепи из ковкого чугуна с целыми литыми звеньями Jeffrey (см. фиг. 26).

№ цепи	Допускаемая нагрузка при $v=0,7$ м/сек. кг	Шаг t	Диаметр шарнира δ	Ширина зубчатого блока	Наибольшая ширина цепи A	Наибольшая скорость цепи v_{\max}	Приблизительный вес кг/м
823	1 350	102	12,7	28,6	92	2,5	7,1
825	2 300	102	19	31,8	106	2,25	13,5
830	2 300	152	19	33,4	106	2,25	10,8
835	2 150	102	16	57	154	2,25	14,5
843	2 800	152	19	46	154	2,0	16,1
844	3 500	152	19	57	143	2,0	17,3
847	5 800	154	25,4	73	197	1,75	29

Рекомендуемая рабочая скорость не должна превышать половины наибольшей допускаемой.

Таблица XVIII.

Комбинированная цепь из стальных звеньев и звеньев из ковкого чугуна Jeffrey (см. фиг. 27).

№ цепи	Допускаемая рабо- чая нагрузка при $v=0,75$ м/сек. кг	Шаг t	П л а с т и н ы		Диаметр шар- нира δ	Длина втулки e	Наибольшая ширина цепи		Наибольшая допускаемая скорость м/сек.	Вес кг/м
			Ширина b	Толщина Δ			A_1	A_2		
мм										
102	1 150	100	38,1	9,5	12,7	71,4	102	110	2,25	9,0
102	1 780	100	38,1	9,5	16	71,4	105	113	2,25	9,0
102 ^{1/2}	2 540	103	44,4	9,5	19	74,6	110	116	2,0	13,5
110	1 780	152	38,1	9,5	16	71,4	105	113	1,75	9,0
111	2 540	125	44,4	9,5	19	85,7	121	130	2,0	13,6
111	2 540	125	44,4	9,5	19	85,7	121	130	1,75	11,7
132	4 540	155	50,8	12,7	25,4	111	156	162	1,5	21,2
188	1 100	66	28,6	6,1	12,7	40	61	73	3,0	6,3

Рекомендуемая рабочая скорость не должна превышать половины наибольшей.

Таблица XIX.

Стальные скребковые цепи Jeffrey (см. фиг. 28).

№ цепи	Тип по фиг. 15	Допускаемая рабочая нагрузка при $v = 0,75$ м/сек. кг	Шаг l	Пластины		Диаметр шарнира δ	E	Ширина цепи		Наибольшая допускаемая скорость v_{max}	Вес кг/м
				Ширина b	Толщина Δ			Внутр. F	Наибольш. A		
мм											
560	A	340	152	32	6,4	12,7	25	133	197	1,0	6,2
560	C	680	152	32	6,4	12,7	25	133	222	1,0	10,5
562	A	850	254	33	12,7	15,9	44	230	329	0,625	14,2
562	C	1700	254	38	12,7	15,9	44	230	379	0,625	18,8
564	A	640	203	38	9,5	15,9	35	154	240	0,75	10,5
564	C	1270	203	38	9,5	15,9	35	154	278	0,75	18
566	A	340	203	38	6,4	12,7	25	159	222	0,875	6,4
566	C	680	203	38	6,4	12,7	25	159	248	0,875	11,2
570	A	640	203	38	9,5	15,9	35	237	322	0,625	10,6
570	C	1270	254	38	9,5	15,9	35	237	360	0,625	17,8
571	A	1000	254	50	12,7	19	44	202	306	0,625	19,3
571	C	2000	254	50	12,7	19	44	202	357	0,625	32
572	A	770	254	44	9,5	19	35	233	325	0,625	13
572	C	1500	254	44	9,5	19	35	233	363	0,625	21,4
592	A	1300	254	50	15,9	19	54	233	351	0,625	24,5
592	C	2500	254	50	15,9	19	54	233	414	0,625	40
595	A	640	152	38	9,5	15,9	35	129	214	1,0	11,6
595	C	1270	152	38	9,5	15,9	35	129	259	1,0	19,3

Рекомендуемая рабочая скорость не должна превышать половины наибольшей допускаемой.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица XX.

Скребоквые цепи из ковкого чугуна Jeffrey (см. фиг. 29).

№ цепи	Допускаемая нагрузка при $v = 0,75$ м/сек. кг	Шаг t	Ширина пластин b	Диаметр шарнира δ	Наибольшая ширина цепи A	Внутренняя ширина цепи E	Наибольшая скорость v_{max} м/сек.	Вес
97	1 500	127	35	14,3	165,1	89	1,0	9,7
98	1 900	127	38,1	15,9	187,3	108	1,0	12,3
102	1 900	127	38,1	15,9	250,8	162	1,0	16,2
104	1 900	152	38,1	15,9	190,5	105	1,0	11,0
110	1 900	152	38,1	15,9	323,8	229	1,0	18,7
112	1 900	203	38,1	15,9	330,2	229	1,0	15,4
116	1 900	203	41,3	15,9	411,2	330	1,0	22,4
120	2 250	152	50,8	19,1	325,4	222	1,0	27,3
480	2 250	203	50,8	19,1	410	283	1,0	25,4
1 150	2 250	152	39,9	19,1	248	160	1,0	20

Рекомендуемая рабочая скорость не должна превышать 0,5 м/сек.

Таблица XXI.

Патерностерные цепи завода Köhler & Vovenkamp (см. фиг. 30).

№ цепи	Допускаемая нагрузка	Шаг t	П л а с т и н ы				Диаметр шарнира δ	Ш и р и н а ц е п и		Вес кг/м
			Ширина b	Т о л щ и н а		Внутренняя		Наружная		
				Наружный пласт Δ_1	Внутренний пласт Δ_2					
мм										
10	2 500	155	55	16	30	25	30	70	19	
11	3 000	156,75	60	13	25	35	25	60	18	
12	3 000	160	50	16	25	27	25	65	16	
13	2 000	177,5	60	10	20	25	20	50	14	
14	3 000	180,75	60	12	30	28	30	65	18	
15	3 000	200	60	12	30	28	30	65	17	

Таблица XXII.
Канаты двойной свивки завода Красный Гвоздильщик.

№ каната	Диаметр мм		Приблизительный вес 1 пог. м кг	Из стальной проволоки с временным сопротивлением разрыву кг/мм ²		
	Каната	Проволоки		140 — 170	150 — 180	160 — 180
				Разрывающее усилие кг		
6 прядей по 7 проволок и 1 пеньковая сердцевина						
110101	7,5	0,8	0,19	2 800	3 000	3 200
110102	8,5	0,9	0,24	3 600	3 800	4 000
110103	9,5	1,0	0,30	4 500	4 800	5 000
110104	10,0	1,1	0,37	5 400	5 700	6 100
110105	11,0	1,2	0,43	6 500	6 800	7 200
110106	12,0	1,3	0,50	7 500	8 000	8 500
110107	13,0	1,4	0,58	8 500	9 300	10 000
110108	14,0	1,5	0,67	10 000	10 500	11 000
110109	15,0	1,6	0,76	11 000	12 000	13 000
110110	16,0	1,7	0,86	12 500	13 500	14 500
110111	17,0	1,8	0,96	14 500	15 500	16 000
110112	17,5	1,9	1,08	16 000	17 000	18 000
110113	18,5	2,0	1,19	18 000	19 000	20 000
110114	19,5	2,1	1,31	19 500	21 000	—
110115	20,5	2,2	1,44	21 500	23 000	—
6 прядей по 12 проволок и 1 пеньковая сердцевина						
110301	12,5	0,80	0,52	7 700	8 000	8 500
110302	14,0	0,90	0,65	9 500	10 000	11 000
110303	15,5	1,00	0,81	12 000	13 000	14 000
110304	17,0	1,10	0,92	14 500	15 500	16 500
110305	18,5	1,20	1,19	17 500	18 500	19 500
110306	20,0	1,30	1,32	20 500	22 000	23 000
110307	21,5	1,40	1,58	24 000	25 000	27 000
110308	23,0	1,50	1,85	27 000	29 000	31 000
110309	25,0	1,60	2,11	31 000	33 000	35 000
110310	26,5	1,70	2,38	35 000	37 000	38 000
110311	28,0	1,80	2,64	39 000	42 000	44 000
110312	29,5	1,90	2,90	44 000	47 000	50 000
110313	31,0	2,00	3,17	48 000	52 000	55 000
110314	32,5	2,10	3,56	53 000	57 000	—
110315	34,0	2,20	3,83	58 000	62 000	—

Таблица XXIII.
Канаты с треугольными прядями завода Felten & Guillaume.

Диаметр каната мм	Внутренние проволоки		Наружные проволоки		Площадь поперечного сечения		Вес кг/м
	Число	Диаметр мм	Число	Диаметр мм	Круглых проволок	Всего каната	
					см ²		
25	11	1,1	11	1,9	2,49	2,82	2,6
26,5	11	1,15	11	2,5	2,85	3,25	2,9
28,5	11	1,25	11	2,15	3,20	3,64	3,3
30	9	1,41	12	2,14	3,42	3,85	3,6
32	9	1,68	12	2,30	4,18	4,79	4,2
34	12	1,55	14	2,12	4,31	5,05	4,5
36	12	1,70	14	2,25	4,96	5,95	5,3
38	12	1,77	14	2,40	5,56	6,60	5,9
40	12	1,84	14	2,52	6,09	7,21	6,5
42	12	1,92	14	2,65	6,71	7,97	7,0
44	12	2,00	14	2,75	7,24	8,59	7,9
46	12	2,16	15	2,70	7,78	9,37	8,3
48	12	2,25	15	2,80	8,60	10,24	9,1
50	12	2,44	15	2,85	9,26	11,16	10,3
52	12	2,50	15	2,91	9,91	12,05	11,0

УДУНТ
(ДИТ)

Таблица XXIV.

Плоские проволочные канаты завода Красный Гвоздильщик.

№ каната	Размеры каната		Диаметр проволоки	Приблизитель- ный вес 1 пог. м	Из стальной проволоки с вре- менным сопротивлением разрыву кг/мм ²	
	Ширина	Толщина			140 — 170	150 — 180
			Разрывающее усилие		кг	
6 канатиков, каждый из 4 прядей по 6 проволок, и 24 пеньковые сердцевины						
130101	44	10,0	1,0	1,20	14 500	15 500
130102	47	11,0	1,1	1,35	17 500	18 500
130103	52	12,0	1,2	1,65	21 000	22 000
130104	56	13,0	1,3	1,90	24 500	26 000
130105	60	14,0	1,4	2,30	28 000	30 000
130106	64	15,0	1,5	2,65	32 500	34 500
130107	68	16,0	1,6	2,90	37 000	39 500
130108	72	17,0	1,7	3,45	41 500	44 500
130109	78	18,0	1,8	3,60	47 000	50 000
130110	80	19,0	1,9	4,20	50 500	55 500
130111	84	20,0	2,0	4,60	57 500	61 500
130112	90	20,5	2,1	5,05	63 500	68 000
130113	94	21,0	2,2	5,50	70 000	74 500
130114	96	21,5	2,3	6,30	76 000	81 500
130115	100	22,0	2,4	6,65	83 000	88 000
6 канатиков, каждый из 4 прядей по 8 проволок и 24 пеньковые сердцевины						
130301	54	12,0	1,0	1,55	19 000	21 500
130302	60	13,0	1,1	1,80	23 500	25 000
130303	62	14,0	1,2	2,30	27 500	29 500
130304	70	15,0	1,3	2,65	32 500	34 500
130305	75	16,0	1,4	3,20	37 500	40 000
130306	76	16,5	1,5	3,50	43 500	46 000
130307	80	18,0	1,6	4,00	49 500	52 500
130308	88	19,0	1,7	4,55	55 500	58 000
130309	92	20,0	1,8	5,10	62 500	66 500
130310	98	21,0	1,9	5,75	69 500	74 000
130311	104	23,0	2,0	6,40	77 000	82 000
130312	110	23,5	2,1	7,10	84 500	90 500
130313	114	24,0	2,2	7,70	92 500	99 000
130314	115	24,5	2,3	7,95	101 000	108 000
130315	123	25,0	2,4	8,55	110 000	118 000

№ каната	Размеры каната		Диаметр проволоки	Приблизитель- ный вес 1 пог. м	Из стальной проволоки с вре- менным сопротивлением разрыву кг/мм ²	
	Ширина	Толщина			140 — 170	150 — 180
					Разрывающее усилие	
мм				кг		
8 канатиков, каждый из 4 прядей по 6 проволок, и 32 пеньковые сердцевины						
130316	63	10,0	1,0	1,55	19 000	21 500
130317	66	11,0	1,1	1,80	23 500	25 000
130318	70	12,0	1,2	2,30	27 500	29 500
130319	76	13,0	1,3	2,65	32 500	34 500
130320	82	14,0	1,4	3,20	37 500	40 000
130321	88	15,0	1,5	3,50	43 500	46 000
130322	95	16,0	1,6	4,00	49 500	52 500
130323	102	17,0	1,7	4,55	55 500	58 000
130324	108	18,0	1,8	5,10	62 500	66 500
130325	112	19,0	1,9	5,75	69 500	74 000
130326	118	20,0	2,0	6,40	77 000	82 000
130327	125	21,0	2,1	7,10	84 500	90 500
130328	133	22,0	2,2	7,70	92 500	99 000
130329	135	23,0	2,3	7,95	101 000	108 000
130330	140	23,0	2,4	8,55	110 000	118 000

Таблица XXV.

Временное сопротивление на разрыв и удельный вес лент.

Сорта лент	Временное сопроти- вление разрыву кг/см ²	Вес 1 м ²
Тканая конопляная лента .	400 — 500	750 — 800
Пеньковая лента .	750	750 — 800
Хлопчатобумажная лента пропитанная .	400 — 450	1 100
Хлопчатобумажная лента тканая .	350	750 — 800
Лента из верблюжьей шерсти	300	1 100
Лента балата	400 — 450	950 — 1 000
Резиновая лента	500	1 100
Стальная лента	12 000	7 000

Таблица XXVI.

Вес резиновых транспортерных лент Резинотреста.

Число про- кладок	Толщина об- кладки мм	Вес 1 м при ширине ленты в мм											
		300	350	400	450	500	600	750	900	1050	1200	1350	1500
2	0,8	1,30	1,75	2,15	2,50	—	—	—	—	—	—	—	—
2	1,6	1,65	2,12	2,50	2,90	—	—	—	—	—	—	—	—
2	2,4	2,00	2,49	2,85	3,30	—	—	—	—	—	—	—	—
2	3,2	2,60	2,95	3,40	4,05	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4,8	3,25	3,85	4,50	5,10	—	—	—	—	—	—	—	—
3	0,8	1,80	2,20	2,62	3,00	3,30	3,85	—	—	—	—	—	—
3	1,6	2,25	2,62	3,05	3,45	3,80	4,40	—	—	—	—	—	—
3	2,4	2,60	3,05	3,48	3,90	4,30	5,00	—	—	—	—	—	—
3	3,2	2,96	3,45	3,95	4,40	4,80	5,60	—	—	—	—	—	—
3	4,8	3,66	4,30	4,88	5,40	6,00	6,90	—	—	—	—	—	—
4	0,8	2,31	2,65	3,05	3,48	3,82	4,58	—	6,20	—	7,60	—	—
4	1,6	2,65	3,10	3,54	3,98	4,40	5,30	—	—	—	—	—	—
4	2,4	3,00	3,50	4,00	4,48	5,00	6,03	—	—	—	—	—	—
4	3,2	3,38	3,94	4,48	5,05	5,60	6,76	—	10,14	—	12,43	—	—
4	4,8	4,10	4,75	5,43	6,10	6,75	8,10	—	—	—	—	—	—
5	0,8	—	3,15	3,60	4,05	4,47	5,37	6,70	7,80	—	10,00	—	—
5	1,6	—	3,55	4,05	4,55	5,08	6,08	7,66	9,10	—	11,10	—	—
5	2,4	—	3,95	4,50	5,10	5,70	6,80	8,50	10,15	—	12,20	—	—
5	3,2	—	4,35	5,00	5,65	6,35	7,50	9,40	11,30	—	13,90	—	—
5	4,8	—	5,20	5,95	6,70	7,45	8,95	11,20	13,40	—	16,40	—	—
6	0,8	—	—	—	4,80	5,10	6,15	7,50	9,20	10,60	12,60	—	—
6	1,6	—	—	—	5,15	5,75	6,90	8,60	10,00	12,00	14,00	—	—
6	2,4	—	—	—	5,50	6,35	7,65	9,35	11,35	13,00	15,30	—	—
6	3,2	—	—	5,80	6,35	6,95	8,30	10,40	12,40	14,60	17,00	—	—
6	4,8	—	—	7,00	7,65	8,15	9,80	12,20	14,60	17,00	20,00	—	—
7	0,8	—	—	—	—	7,30	7,80	8,80	10,50	12,20	14,00	15,70	—
7	1,6	—	—	—	—	7,80	8,40	9,60	11,50	13,50	15,40	17,30	—
7	2,4	—	—	—	—	8,30	9,00	10,50	12,60	14,80	16,70	18,90	—
7	3,2	—	—	—	—	9,30	10,00	11,40	13,70	16,10	18,20	20,60	—
7	4,8	—	—	—	—	10,20	11,60	12,70	15,80	18,50	21,10	23,70	—
8	0,8	—	—	—	—	—	—	—	11,70	13,60	15,50	17,40	19,40
8	1,6	—	—	—	—	—	—	—	12,80	14,90	17,00	19,10	21,20
8	2,4	—	—	—	—	—	—	—	13,85	16,10	18,40	20,80	23,00
8	3,2	—	—	—	—	—	—	—	14,90	17,30	19,80	22,40	24,80
8	4,8	—	—	—	—	—	—	—	17,00	19,80	22,70	25,50	28,30
9	0,8	—	—	—	—	—	—	—	13,60	15,00	17,20	19,40	21,40
9	1,6	—	—	—	—	—	—	—	14,90	16,40	18,60	21,40	23,30
9	2,4	—	—	—	—	—	—	—	16,20	17,70	20,00	23,00	25,00
9	3,2	—	—	—	—	—	—	—	17,50	18,80	21,50	24,40	26,80
9	4,8	—	—	—	—	—	—	—	19,30	21,30	24,30	27,50	30,50
10	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	18,90	21,00	23,60
10	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	20,30	22,80	25,60
10	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	21,80	24,60	27,40
10	3,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	23,30	26,40	29,00
10	4,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26,00	29,30	32,80

Таблица XXVII.

Веса пропитанных и окрашенных хлопчатобумажных лент Main Belting Co.

Число слоев	Вес 1 пог. м в кг при ширине ленты мм									
	305 (12")	356 (14")	406 (16")	457 (18")	507 (20")	610 (24")	762 (30")	914 (36")	1067 (42")	1219 (48")
4	1,94	2,27	2,58	2,91	3,24	3,87	4,84	5,8		
5	2,43	2,83	3,24	3,64	4,04	4,84	6,06	7,28	8,47	9,68
6	2,91	3,4	3,87	4,37	4,84	5,81	7,26	8,72	10,2	11,64
7			4,53	5,1	5,65	6,77	8,48	10,2	11,6	13,6
8						7,75	9,68	11,64	13,6	15,5
10							12,1	14,58	16,95	19,4
12								17,5	20,3	23,3

Таблица XXVIII.

Веса лент балата R. & I. Dick Co.

Число слоев	Вес 1 пог. м в кг при ширине ленты мм									
	305 (12")	356 (14")	406 (16")	457 (18")	507 (20")	610 (24")	762 (30")	914 (36")	1067 (42")	
3	1,24	1,45	1,65	1,86	2,07	2,48	3,1	3,72	4,33	
4	1,65	1,94	2,2	2,48	2,75	3,3	4,13	4,95	5,77	
5	2,08	2,43	2,75	3,11	3,45	4,11	5,15	6,18	7,22	
6			3,3	3,75	4,16	4,95	6,19	7,43	8,66	
7					4,83	5,78	7,2	8,65	10,1	
8						6,6	8,25	9,9	11,58	
9							9,26	11,15	13	

Таблица XXIX.

Гладкие ходовые ролики Link Belt Co (см. фиг. 57).

D_1	B	d_1		d_1	Вес кг	D_1	B	d_1		d_1	Вес кг	D_2	B	d_2		d_1	Вес кг
мм					кг	мм					кг	мм					кг
51	13	21	16	38		0,23	67	25	25	25		—	0,68	90	67	52	
51	25	19	32	9,5	0,45	70	22	18	25	51	0,68	90	160	57	160	—	4,32
51	32	19	32	—	0,45	73	73	25	73	—	2,05	102	19	19	25	32	1,36
51	38	25	38	—	0,64	76	13	16	19	25	0,45	102	32	32	38	38	1,82
51	55,6	26	57	51	0,82	76	16	17	18	51	0,91	102	38	29	41	57	2,04
57	25	19	30	25	0,5	76	22	18	25	38	0,68	102	44	38	46	64	2,5
57	57	29	57	—	1,1	76	25	33	37	51	1,05	102	51	39	64	76	2,95
57	76	25	76	—	1,15	76	32	26	41	51	1,2	102	64	26	75	64	2,27
57	102	25	102	—	1,55	76	35	29	38	57	1,15	114	60	35	73	89	4,77
64	19	14	25	54	0,82	76	38	19	38	—	1,82	121	64	45	71	67	5,0
64	22	18	25	32	0,6	76	38	33	41	64	1,35	127	57	49	70	76	6,36
64	25	16	25	—	0,68	76	51	31	51	—	1,35	127	133	24	146	51	12,7
64	29	11	32	25	0,91	76	64	33	75	64	2,18	140	48	60	54	133	5,45
64	38	20	40	20	0,91	76	76	37	76	—	2,05	140	64	51	68	95	2,27
64	41	29	44	57	1,05	76	254	24	267	51	8,2	152	51	37	64	83	7,27
64	48	26	51	35	0,91	83	38	17	40	51	1,5	152	102	49	102	133	9,54
64	49	32	52	54	1,15	83	70	26	70	44	1,82	152	152	76	152	—	15,9
64	51	24	51	—	1,15	89	32	13	38	32	1,82	178	127	51	140	102	22,7
64	86	35	86	—	1,7	89	38	29	51	44	1,77	203	19	51	76	89	5,9
64	118	21	124	32	2,7	89	51	22	64	41	2,6	254	64	49	102	102	24,1

Таблица XXX.

Ходовые ролики с одной ребордой Link Belt Co.

D_2	B	d_2	E	F	G	d_1	D_1	Вес 1 ролика	D_2	B	d_2	E	F	G	d_1	D_1	Вес 1 ролика		
мм									мм										
(См. фиг. 58)																			
41	44	18	70	—	—	9,5	33	60	0,6	89	51	32	71	9,5	5,6	5,6	51	111	2,5
51	24	19	37	6,4	3,2	3,2	32	64	0,5	89	54	37	75	12,7	4,8	3,2	70	114	3,6
51	25	25	35	6,4	1,6	1,6	32	64	1,4	89	70	24	89	12,7	3,2	3,2	51	114	2,7
64	25	24	30	6,4	3,2	4,8	44	95	0,9	102	35	27	54	12,7	—	6,4	51	133	2,8
70	22	20	41	9,5	4,8	4,8	38	92	1,2	102	38	31	62	12,7	3,2	7,9	51	133	3,2
76	32	22	38	7,9	1,6	0,8	35	95	1,2	102	44	26	75	12,7	8,7	8,7	44	133	3,6
76	35	31	44	6,4	—	—	—	95	1,5	102	51	37	75	12,7	5,6	5,6	54	133	3,6
76	41	22	56	15,9	6,4	7,2	51	105	1,6	102	60	26,2	78	12,7	3,2	3,2	44	127	4,1
76	44	24	41	12,7	—	15,9	—	108	1,8	127	32	30	41	9,5	—	—	—	165	2,8
76	51	29	70	12,7	—	6,4	57	108	2,3	127	41	32	95	17,5	19,1	17,5	83	165	6,8
76	54	30	73	12,7	6,4	—	64	108	3,0	127	44	49	64	12,7	4,8	1,6	68	165	5,5
76	57	31	73	12,7	—	3,2	76	127	3,2	127	59	45	79	17,5	—	3,2	70	165	7,3
83	38	21	52	7,9	1,6	4,8	44	108	1,9	152	51	81	14,3	19,1	25,4	44,4	108	190	11,4
90	25	37	35	9,5	—	—	64	114	1,8	152	60	52	95	25,4	4,8	4,8	76	200	11,8
90	29	23	44	9,5	1,6	4,8	32	114	1,4	152	83	71	124	17,5	11,1	12,7	105	190	13,2
90	32	26	52	11	4,0	5,6	38	114	2,1	152	152	62	190	20,6	19,1	—	127	190	23,5
90	35	31	56	11	4,0	5,6	51	114	2,3	205	56	99	106	26,2	6,4	17,5	137	243	18,2
90	41	39	52	9,5	0,8	0,8	51	114	1,8	254	162	75	175	35	3,2	25,4	127	343	56,8
90	38	27	57	7,9	1,6	9,5	44	110	1,8	305	73	113	118	25,4	22,2	9,5	229	368	51
(См. фиг. 59)																			
102	35	27	54	12,7	—	6,4	51	133	2,5	102	46	24	67	12,7	23,8	15,9	38,1	133	2,7
102	35	42	49	11	1,6	1,6	54	133	2,3	102	51	26	71	12,7	2,4	4,8	51	133	3,2
102	38	31	62	12,7	3,2	7,9	51	133	2,5	102	51	32	94	12,7	11,9	18,3	57	133	3,6
102	44	39	59	9,5	1,6	3,2	57	127	2,7	102	51	37	75	12,7	2,4	8,7	57	133	5,0

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица XXXI.

Ходовые ролики с двумя ребордами Link Belt Co (см. фиг. 60).

Тип	D_2	B	d_2	d_1	D_1	L	N	P	R	Вес
	мм									
3	51	64	24	44	89	6,4	57	38	—	1,4
1	76	51	24	51	114	9,5	37	37	—	2,7
3	83	76	37	—	114	12,7	51	51	—	13,6
1	95	51	49	—	251	12,7	38	38	—	11,4
3	102	64	37	—	203	12,7	44	44	—	8,7
3	102	178	49	102	365	12,7	105	105	—	21
1	127	51	24	51	178	9,5	37	37	—	6,4
3	127	95	25	64	165	12,7	67	67	—	13,6
1	127	305	49	89	305	9,5	194	194	—	3,5
3	152	95	22	76	229	12,7	73	73	—	12,3
1	152	133	43	76	203	12,7	79	79	19,1	23
4	152	203	30	64	229	15,9	137	137	15,9	22,7
4	165	105	49	102	254	12,7	76	76	20,6	18,2
1	179	179	39	76	229	12,7	108	108	—	27,3
1	203	127	75	127	305	12,7	102	102	12,7	28,2
2	203	152	62	114	356	12,7	57	57	12,7	31,8
1	203	203	49	92	267	22,2	165	165	15,9	32,7
1	203	635	75	140	406	22,2	387	387	54	118
3	229	102	64	—	279	12,7	64	64	—	43,2
4	229	305	43	152	318	15,9	181	200	15,9	59
4	229	457	62	152	507	15,9	283	283	15,9	91
2	254	76	68	102	305	9,5	86	48	9,5	20,5
2	305	203	37	102	406	12,7	57	57	15,9	30
4	305	203	87	165	381	19,1	127	127	19,1	46
4	305	533	75	152	673	19,1	302	302	19,1	200
2	356	51	87	152	406	19,1	44	44	19,1	42
2	381	152	62	114	483	12,7	102	102	19,1	60
2	406	216	49	114	457	19,1	137	137	12,7	109
1	406	838	100	191	711	19,1	470	470	29	409
2	457	178	164	267	533	25,4	137	137	17,8	272
1	457	305	75	140	507	19,1	184	184	19,1	144
2	507	172	75	152	584	12,7	76	76	19,1	134
4	559	406	68	127	635	12,7	229	229	12,7	168
2	610	152	113	229	711	15,9	102	102	25,4	175
2	610	203	49	95	660	12,7	124	124	19,1	109
4	610	203	75	140	711	19,1	162	162	19,1	198
4	610	730	75	146	635	15,9	381	381	35	465
2	667	140	113	210	838	57	127	127	22,2	230
4	762	279	125	229	914	19,1	175	175	19,1	340
2	762	660	100	210	864	19,1	387	387	19,1	550
1	914	406	138	267	965	19,1	226	229	32	660
4	914	572	151	279	965	19,1	311	311	25,4	830

Таблица XXXII.

Сварные трубы для поддерживающих роликов.

Наружный диаметр мм	Нормальная толщина стенок мм	Вес кг/м	Наружный диаметр мм	Нормальная толщина стенок мм	Вес кг/м	Наружный диаметр мм	Нормальная толщина стенок мм	Вес кг/м	Наружный диаметр мм	Нормальная толщина стенок мм	Вес кг/м
38,1	2,25	1,97	76,2	3	5,35	189,7	4,5	14,9	228,6	6,5	35,3
41,3	2,25	2,17	82,5	3,25	6,35	146,1	4,5	15,55	241,3	6,5	37,2
44,4	2,25	2,32	88,9	3,25	6,78	152,4	4,5	16,20	254	6,5	39,5
47,6	2,25	2,49	95,2	3,25	7,30	158,8	4,5	17,0	266,7	7	44,5
50,8	2,5	2,97	101,6	3,75	9,01	165,1	4,5	17,65	279,4	7,5	49,6
54,0	2,5	3,15	108,0	3,75	9,36	171,5	4,5	18,3	292,1	7,5	52,1
57,1	2,75	3,65	114,3	3,75	10,10	177,8	4,5	19,1	304,8	7,5	54,7
60,3	3	4,20	120,7	4	11,46	190,5	5,5	24,9	—	—	—
63,5	3	4,45	127,0	4	12,03	203,2	5,5	26,6	—	—	—
69,8	3	4,90	133,4	4	12,65	215,9	6,5	33,2	—	—	—

Таблица XXXIII.

Гладкие блоки для цепей Bartlett & Snow (см. фиг. 83).

D	B	D ₁	E	Наибольший диаметр ступицы	Наименьшая длина ступицы	D	B	D ₁	E	Наибольший диаметр ступицы	Наименьшая длина ступицы
мм						мм					
101,6	76,2	127	95,3	101,6	95,3	260,4	292,1	304,8	320,7	203,2	336,5
127	177,8	152,4	203,2	127	203,2	279,4	76,2	311,1	95,3	254	19,1
203,2	177,8	279,4	203,2	171,5	101,6	304,8	152,4	381	196,9	165,1	209,6
228,6	76,2	260,4	95,3	203,2	19,1	609,6	108	685,8	152,4	209,6	25,4
254	69,8	282,6	82,6	92,1	57,2	914,4	108	990,6	152,4	215,9	31,7

НЕ
УДУЕТ
(ДИТ)

Таблица XXXIV.

Напрягающие блоки для канатов Bartlett & Snow (см. фиг. 93).

<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i> ₁	<i>R</i>	Наиболь- ший диаметр ступицы	Наимень- шая длина ступицы	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i> ₁	<i>R</i>	Наиболь- ший диаметр ступицы	Наимень- шая длина ступицы
мм							мм						
44,4	19,1	25,4	76,2	6,4	44,4	25,4	152,4	38,1	44,4	196,9	11,1	152,4	12,7
44,4	44,4	50,8	76,2	23,8	44,4	50,8	152,4	44,4	47,6	196,9	22,2	152,4	47,6
60,3	60,3	66,7	101,6	31,8	57,2	66,7	152,4	57,2	63,5	196,9	25,4	152,4	63,5
69,9	63,5	76,2	158,8	28,6	69,9	76,2	158,8	19,1	25,4	177,8	6,4	69,9	12,7
76,2	42,9	50,8	127	19,1	76,2	50,8	187,3	22,2	34,9	225,4	7,9	187,3	9,5
82,6	38,1	44,4	127	17,5	82,6	44,4	196,9	38,1	57,2	260,4	15,9	196,9	22,2
82,6	46	50,8	127	22,2	82,6	50,8	203,2	15,9	25,4	241,3	6,4	190,5	6,4
85,7	19,1	25,4	127	7,9	85,7	28,6	238,1	22,2	31,8	266,7	7,9	41,3	15,9
88,9	22,2	28,6	120,7	14,3	74,6	28,6	238,1	22,2	34,9	263,5	12,7	63,5	34,9
95,3	25,4	31,8	120,7	12,7	95,3	12,7	254	38,1	50,8	314,3	9,5	254	19,1
101,6	25,4	31,8	127	11,1	101,6	15,9	269,9	54	63,5	342,9	22,2	260,4	22,2
101,6	44,4	57,2	139,7	22,2	101,6	57,2	273	41,3	50,8	330,2	17,5	273	19,1
114,3	28,6	34,9	139,7	14,3	114,3	6,4	288,9	22,2	41,3	323,8	7,9	288,9	19,1
127	12,7	22,2	158,8	4,8	60,3	6,4	374,6	25,4	44,4	431,8	12,7	152,4	19,1
127	15,9	25,4	165	6,4	114,3	6,4	441,3	28,6	38,1	466,7	12,7	133,4	12,7
127	22,2	25,4	152,4	11,1	127	6,4	444,5	47,6	79,4	523,9	20,6	203,2	19,1
127	44,4	54	171,5	22,2	127	19,1	533,4	28,6	44,4	609,6	11,1	533,4	12,7
133,4	12,7	15,9	142,9	6,4	44,4	4,8	593,7	22,2	38,1	619,1	7,9	165,1	19,1
149,2	61,9	84,1	241,3	27	149,2	84,1	730,2	39,9	57,2	800	12,7	165,1	19,1
152,4	28,6	34,9	190,5	14,3	152,4	12,7	892,2	25,4	44,4	939,8	9,5	177,8	22,2

Таблица XXXV.

Канатные блоки Bartlett & Snow (см. фиг. 94).

Диаметр <i>D</i>	Наибольший диаметр каната	<i>B</i>	<i>D₁</i>	Наибольший диаметр ступицы	Наименьшая длина ступицы	Диаметр <i>D</i>	Наибольший диаметр каната	<i>B</i>	<i>D₁</i>	Наибольший диаметр ступицы	Наименьшая длина ступицы
мм						мм					
101,6	15,9	25,4	127	92,1	9,5	482,6	9,5	44,4	533,4	152,4	19,1
133,4	9,5	22,2	153,8	44,4	6,4	558,8	19,1	44,4	609,6	533,4	12,7
133,4	9,5	22,2	158,8	60,3	6,4	571,5	14,3	50,8	622,3	171,5	76,2
152,4	15,9	25,5	177,8	136,5	31,7	584,2	9,5	50,8	635	165,1	19,1
152,4	6,4	25,4	177,8	66,7	6,4	609,6	15,9	50,8	679,4	215,9	38,1
203,2	25,4	88,9	330,2	177,8	22,2	609,6	19,1	50,8	647,7	279,4	50,8
235	9,5	22,2	260,4	101,6	9,5	609,6	22,2	63,5	704,8	228,6	88,9
279,4	15,9	41,3	311,1	263,5	19,1	635	9,5	44,4	685,8	152,4	19,1
304,8	15,9	34,9	355,6	288,9	25,4	742,9	12,7	57,2	800	165,1	19,1
304,8	15,9	50,8	366,7	152,4	12,7	762	22,2	73	819,3	254	66,7
381	9,5	44,4	431,8	152,4	19,1	812,8	22,2	57,2	914,4	482,6	19,1
381	9,5	44,4	425,4	139,7	63,5	889	9,5	44,4	939,8	177,8	22,2
381	15,9	50,8	442,9	196,9	44,4	914,4	22,2	73	1 001,7	304,8	76,2
457,2	11,1	49,2	504,8	139,7	63,5	914,4	19,1	63,5	971,5	215,9	88,9
457,2	15,9	50,8	533,4	203,2	50,8	1 066,8	28,6	92,1	1 181,1	368,3	85,7
457,2	25,4	50,8	533,4	108	50,8	1 206,5	9,5	44,4	1 257,3	177,8	22,2
457,2	15,9	50,8	519,1	196,9	44,4	1 219,2	25,4	82,6	1 319,2	355,6	127
457,2	25,4	88,9	584,2	165,1	60,3	1 320,8	9,5	50,8	1 397	203,2	15,9

НЕ
УДОЧЕТ
(ДИПТ)

Таблица XXXVI.

Канатные блоки с гнездами Caldwell (см. фиг. 95).

Диаметр каната (9,5—12,7) мм			Диаметр каната (15,9—19,1) мм						Диаметр каната (22,2—25,4) мм			Диаметр каната (28,6—31,8) мм		
Диаметр блока мм	Число гнезд	Шаг упорок мм	Диаметр блока мм	Число гнезд	Шаг упорок мм	Диаметр блока мм	Число гнезд	Шаг упорок мм	Диаметр блока мм	Число гнезд	Шаг упорок мм	Диаметр блока мм	Число гнезд	Шаг упорок мм
609,6	3	609,6	787,4	8	304,8	1 168,4	4	914,4	1 473,2	5	914,4	1 765,3	6	914,4
609,6	4	457,2	787,4	4	609,6	1 168,4	6	609,6	1 574,8	4	609,6	—	—	—
787,4	4	609,6	857,2	4	660,4	1 473,2	6	762	1 828,8	6	914,4	—	—	—
787,4	8	304,8	857,2	6	457,2	1 473,2	5	914,4	2 032	7	914,4	—	—	—
889	3	914,4	889	3	914,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица XXXVII.

Нормальные размеры ведущих и направляющих барабанов и поддерживающих роликов ленточных транспортеров по Циммеру.

Ширина ленты мм	Нормальное число слоев ленты	Ширина барабанов и роликов	Диаметр ведущего барабана	Диаметр концевое барабана	Диаметр направляющих барабанов	Диаметр поддерживающ. роликов
250	3	300	375— 450	300— 375	300	100
300	3	350	375— 450	300— 375	300	100
350	3	400	375— 450	300— 375	300	125
400	4	450	525— 600	375— 450	375	125
450	4	500	525— 600	375— 450	375	150
500	4	550	525— 600	375— 450	375	150
550	5	600	600— 750	450— 550	450	150
600	5	700	600— 750	450— 550	450	200
650	5	750	600— 750	525— 600	450	200
700	5	850	600— 750	525— 600	450	200
750	6	900	750— 900	600— 750	525	200
800	6	950	750— 900	600— 750	525	200
850	6	1 000	750— 900	600— 750	525	200
900	6	1 100	750— 900	600— 750	525	200
950	7	1 150	900—1 050	750— 900	600	250
1 000	7	1 200	900—1 050	750— 900	600	250
1 050	7	1 250	900—1 050	750— 900	600	250
1 100	8	1 300	1 050—1 200	900—1 050	675	250
1 150	8	1 350	1 050—1 200	900—1 050	675	250
1 200	8	1 400	1 050—1 200	900—1 050	675	250

Таблица XXXVIII.

Веса чугунных барабанов для лент Stephens-Adamson (в кг).

Диаметр мм	Ш Р																				
	305	356	406	457	507	559	610	660	711	762	813	864	914	965	1 016	1 067	1 118	1 270	1 422	1 473	1 626
305	36	41	45	54	59	64	73	77	82	86	91	98	107	111	116	123	127	166	179	—	—
356	41	48	54	68	73	77	84	91	98	105	109	118	127	134	141	148	154	191	216	—	—
406	48	52	57	64	82	89	95	100	105	109	116	123	127	146	150	156	163	216	229	—	—
457	59	66	75	84	100	109	118	125	132	141	150	159	168	184	193	202	209	265	291	—	336
507	66	75	86	95	114	123	132	141	150	162	173	182	191	209	218	229	238	300	330	—	386
610	84	95	107	118	129	159	170	182	191	202	214	222	234	245	257	268	300	386	443	—	490
762	134	152	168	184	202	218	268	286	304	320	336	354	370	386	404	420	436	608	666	—	725
914	166	188	213	236	262	284	334	356	379	404	427	450	473	498	523	545	568	760	835	—	878
1 067	211	240	248	254	332	395	422	450	482	511	543	570	600	632	663	695	754	958	1 050	—	1 150
1 219	—	—	—	—	—	—	—	570	595	622	647	900	927	954	982	1 010	1 035	1 115	1 200	1 220	1 295
1 371	—	—	—	—	—	—	—	670	700	730	758	1 072	1 100	1 132	1 162	1 192	1 220	1 310	1 398	1 426	1 518
1 524	—	—	—	—	—	—	—	782	815	848	880	1 262	1 298	1 330	1 360	1 395	1 430	1 530	1 630	1 660	1 785

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Таблица XXXIX.

Чугунные барабаны для лент Горзавтреста (см. фиг. 97).

Диаметр барабана <i>D</i> мм	Диаметр вала макс. <i>d</i> мм	Число спиц	Ширина ленты мм		400		500		600		800		1000		1200					
			Ширина барабана <i>A</i> мм	Тип	500		600		700		900		1100		1300					
					Вес кг	Вес кг	Вес кг	Вес кг	Вес кг	Вес кг	Вес кг	Вес кг								
400	70	4	Б	86	104	120	120	108	150	120	150	120								
			В			260												360	146	140
			Г			130												130	130	130
			Е			170												170	200	200
			Ж			—												—	120	320
500	80	4	Б	124	144	120	147	168	150	200	150	168	200							
			В			260												360	160	160
			Г			150												150	150	150
			Е			180												180	210	210
			Ж			—												—	80	280
600	100	4	Б	192	223	120	257	289	150	240	150	289	343	150	180	180	385			
			В			260												360	460	180
			Г			180												180	180	180
			Е			180												180	180	180
			Ж			—												—	—	240
800	125	6	Б	375	425	120	425	475	150	180	150	475	525	150	210	220	585			
			В			360												460	210	210
			Г			220												220	220	220
			Е			180												180	220	220
			Ж			—												—	180	380
1000	160	6	Б	580	—	120	580	670	150	235	150	670	750	150	250	235	830			
			В			460												250	250	250
			Г			250												180	100	300
			Е			—												—	—	—
			Ж			—												—	—	—
1200	180	6	Б	—	—	150	—	990	150	230	150	990	1050	150	280	280	1150			
			В			600												280	280	280
			Г			280												250	240	240
			Е			—												—	—	—
			Ж			—												—	—	—
1400	200	6	Б	—	—	150	—	—	150	320	150	—	—	150	320	260	360			
			В			320												320	320	320
			Г			320												260	160	160
			Е			—												—	—	—
			Ж			—												—	—	—

Жирной линией показана граница между типом I и типом II.

Таблица XL.

Направляющие барабаны для лент со стальным ободом Никопольского завода им. Ленина (см. фиг. 99).

Ширина ленты	<i>A</i>	<i>L</i>	<i>M</i>	<i>Q</i>	<i>d₁</i>	<i>d₂</i>	Шарикоподшипник				Вес кг	
							SKF №	ОСТ №	<i>d</i>	<i>D</i>		
400	—	500	424	23	570	28	—	6 205	2 204	25	52	8,5
500	—	600	524	23	670	28	—	6 205	2 204	25	52	9
600	—	700	624	23	770	28	—	6 205	2 204	25	52	10
750	850	880	710	—	920	28	80	6 205	2 204	25	52	30
900	1000	980	860	—	1070	28	80	6 205	2 204	25	52	32
1 100	1 200	1 180	1 060	—	1 270	28	80	6 205	2 204	25	52	34
1 300	1 400	1 380	1 260	—	1 470	28	80	6 205	2 204	25	52	36

Таблица ХЛІ.

Ленточные барабаны с деревянным ободом Никопольского завода им. Ленина (см. фиг. 101).

Ширина ленты	Р м р ы д														Пазмеры бруска					Общий вес бараба- на кг			
	D	A	M	d	d ₁	l	F	F ₁	Количе- ство ребер	l	a	Количе- ство болтов	б	D ₁	т	Вес кг	S	K	L		α°	Количе- ство брусков	
	мм									мм			мм				мм						
400	300	500	370	50	110	70	60	нет	нет	8	8	25	12	1/2	240	30	7	35	83	300	15	12	30
400	400	500	390	60	110	80	60	"	"	10	8	25	12	1/2	320	40	13	45	110	310	15	12	40
400	500	500	410	70	140	90	70	60	4	10	8	30	12	1/2	420	40	26,5	45	136,7	310	15	12	78
500	300	600	430	50	110	70	60	нет	нет	8	8	25	12	1/2	240	30	7	35	83	360	15	12	33
500	400	600	450	60	110	80	60	"	"	10	8	25	12	1/2	320	40	13	45	110	350	15	12	45
500	500	600	460	70	140	90	70	60	4	10	8	30	12	1/2	420	40	26,5	45	136,7	360	15	12	81
600	300	700	490	60	110	70	60	нет	нет	8	8	25	12	1/2	240	30	7	35	83	420	15	12	35
600	500	700	530	70	140	90	70	60	4	10	8	30	12	1/2	420	40	26,5	45	136,7	430	15	12	88
600	750	700	550	100	220	120	100	80	6	12	10	40	18	5/8	650	50	80	60	136	430	10	18	230
750	500	850	600	70	140	90	70	60	4	10	8	30	12	1/2	420	40	26,5	45	136,7	500	15	12	100
750	600	850	650	80	180	120	100	80	4	10	8	40	12	5/8	500	50	50	60	166	530	15	12	163
750	900	850	650	120	250	140	120	100	6	12	12	40	18	5/8	780	60	100	70	162	530	10	18	326
900	500	1000	760	80	140	90	70	60	4	10	8	30	12	5/8	420	20	26,5	45	136,7	660	15	12	127
900	600	1000	820	100	180	120	100	80	4	10	8	40	12	5/8	500	50	50	60	166	700	15	12	180
900	900	1000	820	120	250	140	120	100	6	12	12	40	18	1/2	780	60	100	70	162	700	10	18	354
1100	600	1200	920	80	180	120	100	80	4	10	8	40	12	5/8	500	50	50	60	166	800	15	12	217
1100	750	1200	920	120	220	120	100	80	6	12	10	40	18	5/8	650	50	80	60	136	800	10	18	286
1100	1100	1200	940	140	250	140	120	100	6	14	14	50	18	3/4	980	60	160	70	197,5	800	10	18	530
1300	600	1400	1000	90	180	120	100	80	4	10	8	40	12	5/8	500	50	50	60	166	880	15	12	237
1300	900	1400	1120	140	250	140	120	100	6	12	12	40	18	5/8	780	60	100	70	162	1000	10	18	410
1300	1300	1400	1140	160	300	140	120	100	6	16	16	50	18	3/4	1160	70	200	80	232,7	1000	10	18	550

УДУИТ
(ДИИТ)

Таблица XLII.

Винтовые натяжные приспособления Jeffrey (см. фиг. 111).

A	Ход М	B	C	E	F	J	I	K	O	P	S	Диаметр болтов	Число болтов	Приближительный вес кг
мм														
36,5	298,4	127	590,5	88,9	539,7	58	146,1	—	138,1	301,6	19,1	15,9	2	22
49,2	304,8	139,7	679,4	88,9	603,2	70,7	179,4	—	168,3	298,4	25,4	19,1	2	35
49,2	457,2	139,7	831,8	88,9	755,6	70,7	179,4	—	168,3	449,8	25,4	19,1	2	41
55,6	355,6	152,4	735	101,6	658,8	74,6	187,3	—	169,9	342,9	25,4	15,9	2	43
55,6	507,2	152,4	887,4	101,6	811,2	74,6	187,3	—	169,9	492,3	25,4	15,9	2	47
61,9	381	165,1	771,5	101,6	695,3	79,4	209,6	—	174,6	360,4	25,4	19,1	2	45
61,9	507,2	165,1	898,5	101,6	822,3	79,4	209,6	—	174,6	487,4	25,4	19,1	2	50
68,3	279,4	190,5	666,7	152,4	615,9	101,6	250,8	101,6	185,7	298,4	22,2	15,9	4	74
68,3	577,8	190,5	990,6	152,4	939,8	101,6	257,2	101,6	211,1	592,1	22,2	15,9	4	97
74,6	266,7	203,2	666,7	152,4	615,9	101,6	250,8	101,6	198,4	285,7	22,2	15,9	4	81
74,6	565,1	203,2	990,6	152,4	939,8	101,6	257,2	101,6	223,8	582,6	22,2	15,9	4	103
87,3	387,3	241,3	882,6	152,4	806,4	127,8	293,7	95,3	250,8	406,4	50,8	22,2	4	106
87,3	755,6	241,3	1289	152,4	1212,8	131	312,7	95,3	269,9	752,5	54	22,2	4	160
100	387,3	254	908	152,4	831,8	131	284,2	76,2	273	393,7	50,8	19,1	4	131
150	908	254	1480	152,4	1400	134,2	328,6	95,3	288,9	920,7	57,2	22,2	5	215
112,7	311	266,7	939,8	177,8	850,9	154	352,4	101,6	330,2	276,2	63,5	25,4	4	192
112,7	616	266,7	1245	177,8	1155,7	154	352,4	101,6	330,2	581	63,5	25,4	4	225

Таблица XLIII.

Винтовое натяжное приспособление для лент Никопольского завода им. Ленина (см. фиг. 117).

Ширина ленты В	Ширина барабана А	Диаметр барабана D	Диаметр вала d	Расстояние между центрами подшипников F	Длина вала H	Расстояние между болтами O	Высота станины h	Длина станины K	Расстояние от центра барабана до направляющих l ₁	Высота центра подшипника от направляющих m	Ход натяжки X	Длина верхнего основания станины C	Диаметр болта b	Зазор между швеллерами станины P	Общий вес натяжной станции	Максимальный натяжной груз
мм													мм	мм	кг	
400	500	400	60	670	840	1360	260	1420	130	80	1000	1276	5/8	20	215	1000
500	600	400	60	770	940	1360	260	1420	130	80	1000	1276	5/8	20	230	1200
600	700	500	70	875	1045	1360	260	1420	130	80	1000	1276	3/4	25	295	1500
600	700	500	70	875	1045	1360	260	1420	130	80	1000	1276	3/4	25	295	1800
750	850	600	80	1025	1195	1360	260	1420	130	80	1000	1276	3/4	25	460	2000
750	850	600	80	1025	1195	1360	260	1420	130	80	1000	1276	3/4	25	460	2800
900	1000	600	90	1200	1410	1480	360	1560	180	120	1000	1400	1	30	510	2300
900	1000	600	90	1200	1410	1480	360	1560	180	120	1000	1400	1	30	510	3000
1100	1200	750	100	1400	1610	1480	360	1560	180	120	1000	1400	1	30	800	3200
1100	1200	750	100	1400	1610	1480	360	1560	180	120	1000	1400	1	30	800	3800
1300	1400	900	120	1600	1810	1480	360	1560	180	120	1000	1400	1	30	1150	4200
1300	1400	900	120	1600	1810	1480	360	1560	180	120	1000	1400	1	30	1150	5200

Таблица XLIV.

Натяжные тележки для лент Link Belt Co (см. фиг. 126).

Ширина ленты	Барабан		Диаметр вала	A	B	C	D	Приблизи- тельный вес
	Диаметр	Длина						
мм								кг
406	406	457	56	73	546	1 181	1 041	278
406	507	457	52	76	597	1 181	1 041	288
457	406	507	56	73	546	1 232	1 092	284
457	507	507	62	76	597	1 232	1 092	328
507	406	559	56	73	546	1 283	1 143	290
507	507	559	62	76	597	1 283	1 143	359
507	610	559	75	89	648	1 283	1 143	399
610	406	660	56	73	546	1 384	1 245	307
610	507	660	62	76	597	1 384	1 245	755
610	610	660	75	89	648	1 384	1 245	425
762	507	813	62	76	597	1 638	1 498	384
762	610	813	75	89	648	1 638	1 498	465
762	762	813	87	95	724	1 638	1 498	562
914	610	965	75	89	648	1 791	1 651	500
914	762	965	87	95	724	1 791	1 651	597
1 067	610	1 118	75	89	648	1 943	1 803	544
1 067	762	1 118	87	95	724	1 943	1 803	638
1 067	914	1 118	100	105	800	1 943	1 803	793
1 219	610	1 295	75	89	648	2 121	1 981	602
1 219	762	1 295	87	95	724	2 121	1 981	703
1 219	914	1 295	100	105	800	2 121	1 981	874

Таблица XLV.

Натяжная тележка для лент Никопольского завода им. Ленина (см. фиг. 127).

Ширина ленты B	Диаметр барабана D	Ширина барабана A	Диаметр вала d	Расстояние между центрами подшипников F	Длина вала H	Расстояние по ширине станины L	Расстояние между центрами катков K	Длина рамы C	Расстояние между болтами подшипников Q	Высота центров подшипников h	Ход тележки X	Высота от центра барабана до станины P	Общий вес натяжной станины	Максимальный натяжной груз
мм													кг	кг
400	400	500	60	670	880	650	630	800	230	100	1 000	295	215	1 000
500	400	600	60	770	980	750	630	800	230	100	1 000	295	235	1 200
600	500	700	70	875	1 105	850	730	900	260	110	1 000	305	285	1 500
600	500	700	70	875	1 105	850	730	900	260	110	1 000	305	285	1 800
750	600	850	80	1 025	1 285	1 000	910	1 080	290	125	1 000	320	520	2 000
750	600	850	80	1 025	1 285	1 000	910	1 080	290	125	1 000	320	520	2 800
900	600	1 000	90	1 200	1 470	1 150	910	1 080	320	140	1 000	375	670	2 300
900	600	1 000	90	1 200	1 470	1 150	910	1 080	320	140	1 000	375	670	3 000
1 100	750	1 200	100	1 400	1 720	1 350	1 060	1 230	370	165	1 000	400	950	3 200
1 100	750	1 200	100	1 400	1 720	1 350	1 060	1 230	370	165	1 000	400	950	3 800
1 300	900	1 400	120	1 600	1 930	1 550	1 210	1 380	390	170	1 000	405	1 350	4 200
1 300	900	1 400	120	1 600	1 930	1 550	1 210	1 380	390	170	1 000	405	1 350	5 200

Таблица XLVI.

Натяжная тележка для лент Горзавтреста (см. фиг. 128).

Ширина ленты	Барабан		Вал		Габаритные размеры									Вес (приблизительно) кг		
	Диаметр D	Ширина A	Диаметр d	Длина И	Б	В	Г	Е	З	И	К	Л	М прибл.	Барабан вала подш.	Рама	Общий
мм																
400	400 500	500	60	940	740	880	990	600	930	840	80	1 020	1 175	160 200	142 142	302 342
			60	940	740	880	990	600	930	840	80	1 020	1 175			
500	400 500 600	600	60	1 040	840	980	1 090	700	1 030	940	80	1 120	1 275	172 222 262	153 153 153	325 375 415
			60	1 040	840	980	1 090	700	1 030	940	80	1 120	1 275			
			60	1 040	840	980	1 090	700	1 030	940	80	1 120	1 275			
600	400 500 600 800	700	60	1 160	960	1 120	1 230	900	1 230	1 140	80	1 320	1 415	197 264 324 424	176 176 176 176	373 440 500 600
			70	1 190	960	1 120	1 230	900	1 230	1 140	90	1 320	1 415			
			70	1 190	960	1 120	1 230	900	1 230	1 140	90	1 320	1 415			
			70	1 190	960	1 120	1 230	900	1 230	1 140	90	1 320	1 415			
800	500 600 800	900	70	1 390	1 160	1 320	1 430	900	1 270	1 180	90	1 360	1 615	323 422 532	201 201 201	524 623 733
			80	1 420	1 160	1 320	1 430	900	1 270	1 180	100	1 360	1 615			
			80	1 420	1 160	1 320	1 430	900	1 270	1 180	100	1 360	1 615			
1 000	600 800 1 000	1 100	80	1 740	1 480	1 680	1 790	1 100	1 470	1 380	100	1 560	1 975	485 644 934	250 250 250	735 894 1 184
			90	1 770	1 480	1 680	1 790	1 100	1 470	1 380	110	1 560	1 975			
			100	1 800	1 480	1 680	1 790	1 100	1 470	1 380	125	1 560	1 975			
1 200	800 1 000	1 300	90	1 970	1 680	1 880	1 990	1 100	1 470	1 380	110	1 560	2 175	734 1 026	262 262	995 1 288
			100	2 000	1 680	1 880	1 990	1 100	1 470	1 380	125	1 560	2 175			

1. Ящик для груза деревянный, наполненный балластом (песком); размеры ящика определяются каждый раз расчетом и указываются на монтажном чертеже.

2. Горизонтальное натяжное устройство применять для транспортеров длиной около 50 м и выше в тех случаях, когда по условиям места нельзя расположить вертикального натяжения.

3. Контергрузы помещать всегда в защитном ограждении.

Таблица XLVII.

Приводная станция для лент с одной зубчатой передачей Никопольского завода им. Ленина.
(см. фиг. 196).

Модуль	12	12	12	16	16	20	16	20	20	24	24	28
Число оборотов мотора	730	730	730	730	730	730	730	730	730	730	730	730
Размеры шкива на моторе $\frac{D}{B}$	$\frac{280}{175}$	$\frac{280}{175}$	$\frac{280}{175}$	$\frac{360}{225}$	$\frac{360}{225}$	$\frac{360}{300}$	$\frac{360}{225}$	$\frac{360}{300}$	$\frac{360}{300}$	$\frac{400}{350}$	$\frac{400}{350}$	$\frac{450}{400}$
Число оборотов приводного барабана при $v_1 = 1$ м/сек.	38	38	38	25,5	32	21,3	32	21,3	25,5	17,5	21,3	14,7
Ширина ленты B	400	500	600	600	750	750	900	900	1 100	1 100	1 300	1 300
Диаметр барабана D	500	500	500	750	600	900	600	900	750	1 100	900	1 300
Ширина барабана A	500	600	700	700	850	850	1 000	1 000	1 200	1 200	1 400	1 400
Диаметр вала барабана d_1	70	70	70	100	100	120	100	120	120	140	140	$\frac{160^2}{140}$
Диаметр вала шкива d_2	60	60	60	80	80	100	80	100	100	120	120	140
Расстояние между осями подшипников C	650	750	900	900	1 050	1 050	1 200	1 200	1 405	1 405	1 605	1 605
Расстояние от оси подшипников до оси шестерни F	180	180	180	250	250	275	250	275	275	315	315	330
Длина вала приводного барабана E	1 025	1 125	1 275	1 420	1 570	1 615	1 720	1 765	1 970	2 055	2 255	2 285
Расстояние от оси подшипника до оси шкива N	230	230	230	300	300	340	300	340	340	375	375	400

Ширина шкива H		175	175	175	225	225	300	225	300	300	350	350	400	
Диаметр шкива O		Подбирать в зависимости от назначенной скорости ленты												
Длина вала шкива P^1		1 230	$\frac{1\ 300}{1\ 450}$	$\frac{1\ 480}{1\ 605}$	$\frac{1\ 665}{1\ 818}$	$\frac{1\ 815}{1\ 968}$	$\frac{1\ 950}{2\ 098}$	$\frac{1\ 965}{2\ 118}$	$\frac{2\ 100}{2\ 248}$	$\frac{2\ 305}{2\ 453}$	$\frac{2\ 435}{2\ 580}$	$\frac{2\ 635}{2\ 780}$	$\frac{2\ 710}{2\ 850}$	
Расстояние между валом барабана и валом шкива K		540	540	540	720	720	900	720	900	900	1 030	1 080	1 260	
Общий габарит станции без останова L		1 255	1 355	1 505	1 690	1 840	1 975	1 990	2 125	2 330	2 460	2 660	2 735	
Общий габарит станции с остановом L_1		остан. нет	1 520	1 670	1 880	2 030	2 160	2 180	2 310	2 515	2 645	2 845	2 915	
П о д ш и п н и к	вала барабана	Расстояние между болтами плиты l_1	260	260	260	370	370	390	370	390	390	430	430	430
		Высота центра подшипника h_1	110	110	110	165	165	170	165	170	170	185	185	185
	вала шкива	Расстояние между болтами плиты l_2	230	230	230	290	290	370	290	370	370	390	390	430
		Высота центра подшипника h_2	100	100	100	125	125	165	125	165	165	170	170	185
Вес приводной станции в кг $\frac{\text{без остан.}}{\text{с остан.}}$		540	$\frac{550}{600}$	$\frac{570}{620}$	$\frac{1\ 420}{1\ 472}$	$\frac{1\ 350}{1\ 402}$	$\frac{2\ 140}{2\ 200}$	$\frac{1\ 400}{1\ 445}$	$\frac{2\ 390}{2\ 450}$	$\frac{2\ 270}{2\ 375}$	$\frac{3\ 550}{3\ 700}$	$\frac{3\ 500}{3\ 650}$	$\frac{5\ 250}{5\ 380}$	

¹ Размеры в числителе относятся к размерам вала шкива без останова, в знаменателе — с остановом.

² В числителе — размер расточки ступицы барабана, в знаменателе — диаметр цапфы вала барабана.

Таблица XLVIII.

Приводная станция для лент с двойной зубчатой передачей Никопольского завода им. Ленина (см. фиг. 197).

Модуль	I	12	12	12	16	16	20	16	20	20	24	24	28
	II	6	6	6	10	10	12	10	12	12	14	14	18
Число оборотов мотора		730	730	730	730	730	730	730	730	730	730	730	730
Размеры шкива на моторе $\frac{D}{B}$		$\frac{225}{125}$	$\frac{225}{125}$	$\frac{250}{150}$	$\frac{250}{150}$	$\frac{250}{150}$	$\frac{320}{175}$	$\frac{320}{175}$	$\frac{360}{225}$	$\frac{360}{225}$	$\frac{360}{300}$	$\frac{360}{300}$	$\frac{400}{350}$
Число оборотов приводного барабана при $v_1 = 1$ м/сек.		38	38	38	25,5	32	21,3	32	21,3	25,5	17,5	21,3	14,7
Ширина ленты B		400	500	600	600	750	750	900	900	1 100	1 100	1 300	1 300
Диаметр барабана D		500	500	500	750	600	900	600	900	750	1 100	900	1 300
Ширина барабана A		500	600	700	700	850	850	1 000	1 000	1 200	1 200	1 400	1 400
Диаметр вала барабана d_1		70	70	70	100	100	120	100	120	120	140	140	$\frac{160^2}{140}$
Диаметр промежуточного вала d_2		60	60	60	80	80	100	80	100	100	120	120	140
Диаметр вала шкива d_3		50	50	50	60	60	80	60	80	80	100	100	100
Расстояние между осями подшипников C		650	750	900	900	1 050	1 050	1 200	1 200	1 405	1 405	1 605	1 605
Расстояние от оси подшипника до оси шестерни F		180	180	180	250	250	275	250	275	275	315	315	330
Расстояние от оси подшипника до оси шестерни S		150	150	150	200	200	245	200	245	245	265	265	300
Расстояние между валом барабана и промежуточным валом K		540	540	540	720	720	900	720	900	900	1 080	1 080	1 080
Расстояние между промежуточным валом и валом шкива K_1		288	288	288	480	430	576	480	576	576	672	672	864
Длина вала барабана E		1 025	1 125	1 275	1 420	1 570	1 615	1 720	1 765	1 970	2 055	2 255	2 285

УДАЛЕТ
(ДИТ)

Длина промежуточного вала P		1 110	1 210	1 360	1 535	1 685	1 790	1 835	1 940	2 145	2 250	2 450	2 545	
Длина вала шкива Q^1		1 295	$\frac{1 395}{1 520}$	$\frac{1 570}{1 695}$	$\frac{1 745}{1 870}$	$\frac{1 895}{2 020}$	$\frac{2 025}{2 180}$	$\frac{2 070}{2 195}$	$\frac{2 220}{2 370}$	$\frac{2 425}{2 575}$	$\frac{2 615}{2 765}$	$\frac{2 815}{2 965}$	$\frac{2 950}{3 100}$	
Диаметр шкива O		Подбирать в зависимости от назначенной скорости ленты												
Ширина шкива H		125	125	150	150	150	175	175	225	225	300	300	350	
Расстояние от оси шкива до оси швеллера N		375	375	385	485	485	540	500	565	565	675	675	730	
Расстояние от оси шкива до подшипника n		145	145	160	175	175	215	185	230	230	305	305	330	
Расстояние от подшипника до оси швеллера n_1		230	230	225	310	310	325	315	335	335	370	370	400	
П о д ш и п н и к	Вал барабана	Расстояние между болтами подшипников барабана l_1	260	260	260	370	370	390	370	390	390	430	430	430
		Высота центров подшипников h_1	110	110	110	165	165	170	165	170	170	185	185	185
	Промежуточный вал	Расстояние между болтами подшипн. промежут. вала l_2	230	230	230	290	290	370	290	370	370	390	390	430
		Высота центров подшипников h_2	100	100	100	125	125	165	125	165	165	170	170	185
	Вал шкива	Расстояние между болтами подшипников l_3	200	200	200	230	230	290	230	290	290	370	370	370
		Высота центров подшипников h_3	90	90	90	100	100	125	100	125	125	165	165	165
	Общий габарит станции без останова L		1 320	1 420	1 595	1 765	1 920	2 050	2 095	2 245	2 450	2 640	2 840	2 975
	Общий габарит станции с останом L_1		остан. нет	1 585	1 760	1 935	2 085	2 245	2 260	2 435	2 640	2 830	3 030	3 165
Вес приводной станции в кг		без остан. с остан.	625	$\frac{630}{670}$	$\frac{670}{720}$	$\frac{1 415}{1 460}$	$\frac{1 300}{1 340}$	$\frac{2 290}{2 340}$	$\frac{1 410}{1 450}$	$\frac{2 500}{2 550}$	$\frac{2 650}{2 700}$	$\frac{4 185}{4 295}$	$\frac{4 000}{4 100}$	$\frac{5 800}{6 900}$

¹ Размеры в числителе относятся к размерам вала шкива без останова, в знаменателе — с останом.

² В числителе — размер расточки ступицы барабана, в знаменателе — диаметр цапфы вала барабана.

НЕ
УДУН
(ДИТ)

Редактор: доцент *А. М. Дунельский*.

Сдана в набор 27/III 1934 г. 1

Формат 72×105 1/16.

Ленгорлит № 25654.

Изд. № 233/л.

Бум. листов 77/8.

Тираж 10.000—авт. л. 25 1/4.

Технический редактор *Е. Б. Бердникова*.

Подписана к печати 17/IV 1934 г.

Тип. зв. в 1 бум. л. 128.064.

Заказ № 2522.

НБ
ДУНТ
(ДИТ)

О П Е Ч А Т К И

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
42	8 стр.	350 кг/см	350 кг/см ²	авт.
50	7 "	$n =$	$m =$	тип.
109	15 "	сгибании	сбегании	изд.
110	6 св. [форм. (57), числитель]	$+ 2\mu \frac{0,1 d_i^2}{D_n - 10}$	$\frac{0,1 d_i^2}{D_n - 10}$	
112	7 стр.	$= C_n$ (68)	$+ C_n$ (68)	
134	14 и 15 св.	$= c_n \cdot S_o = (c_n \cdot q_2 - q_0) H$	$= c_n \cdot S_o + (c_n \cdot q_2 - q_0) H$	"
140	2 св.	$S_o = S_{o1} +$	$S_o = S_1 +$	тип.
140	9 св.	$= 0,3$	$= 0,3\%$	"
145	14 "	$V = 5050$	$= 5050$	изд.
146	9 св.	$S_n =$	$S_m =$	авт.
146	21 св.	$= S_I + c_0 q_0 L_2 + c_0 q_1 L_2'' +$ $+ p_a =$	$S_I + c_0 q_0 L_2 + c_0 q_1 L_2' +$ $+ p_a =$	тип.
150	11	$= c_s$ (107)	$= c_s'$ (107)	
150	14 "	$+ c_s (S_m + S_o)] =$	$+ c_s' (S_m + S_o)] =$	
153	1 стр.	$+ c_s' = c_s$	$1 + c_s' = c_s$	
154	7 "	для c_s — номограмма № 6	для c_s — номограмма № 8	авт.
155	9 "	$= c_s$ (134)	$= c_s'$ (134)	тип.
168	6 "	$= \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha - \omega_a^2 \cdot x$	$= \omega_a^2 \cdot R \cdot \sin \alpha - \omega_a^2 \cdot x$	авт.
171	6 св.	$= \frac{lh}{2}$	$= \frac{l}{2}$	тип.
177	6 "	$= \frac{v_a^2}{nl} \left\{ - \right.$	$w = \frac{v_a^2}{nl} \left\{ - \right.$	
183	7 св.	$hn = 1$	$n = 1$	"
183	8 "	$\varphi = \epsilon = 9^\circ 40'$	$\varphi = -\epsilon = -9^\circ 40'$	авт.
193	3 "	$\omega_2 = \omega_{10} =$	$\omega_2 + \omega_{10} =$	изд.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Сканировала: Хилота В.П.

5-9-8

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Проф П. С КОЗЬМИН

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

А Т Л А С

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ



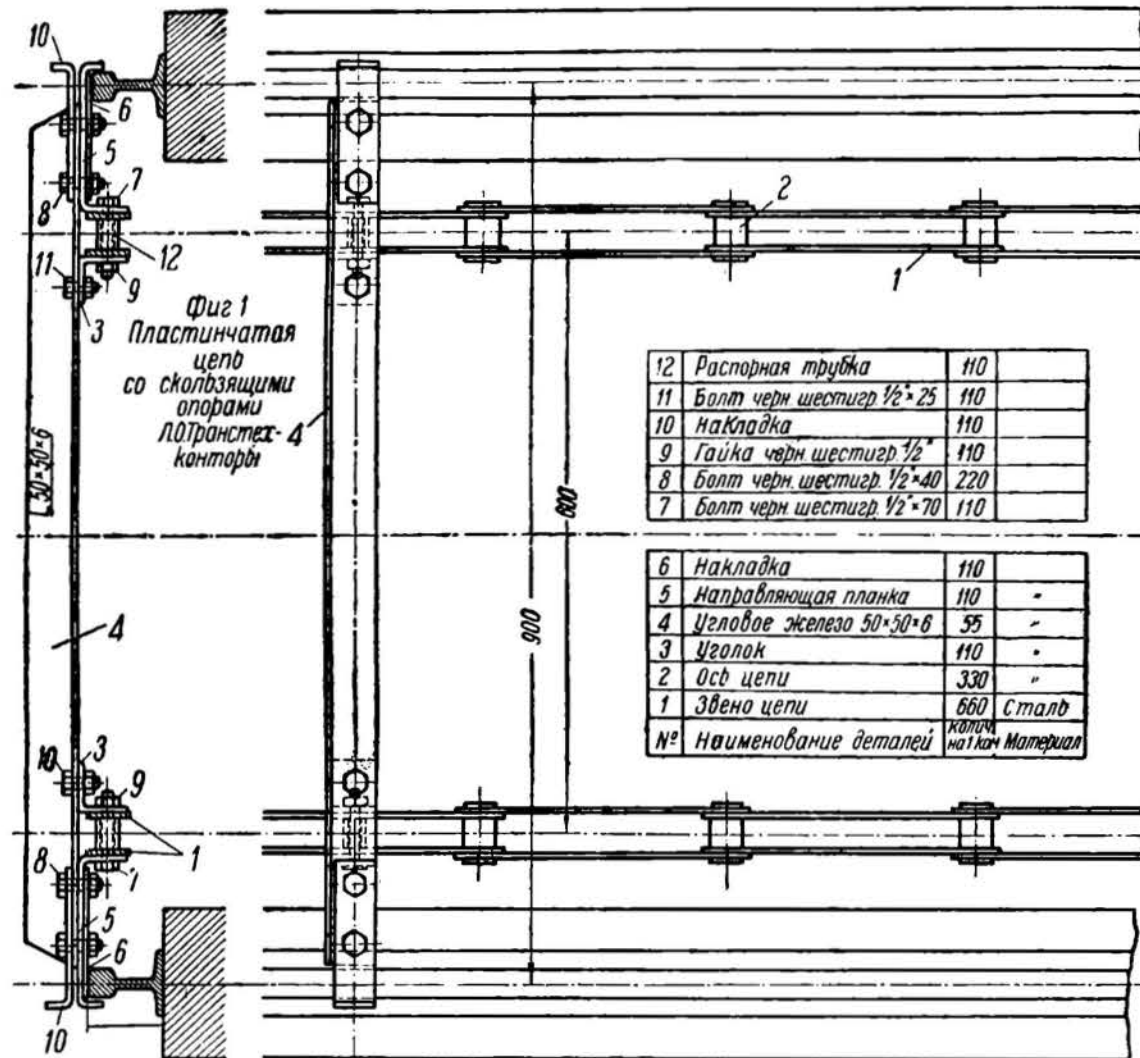
ОНТИ • НКТП • СССР

ЛЕНИНГРАД МОСКВА 1934

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

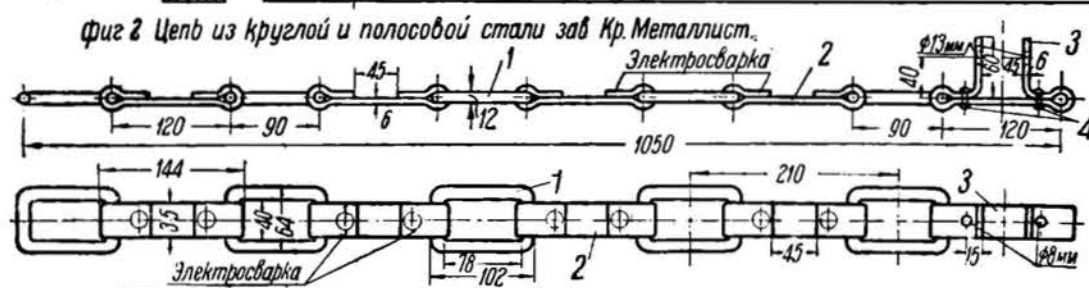
ОГЛАВЛЕНИЕ

- Л и с т 1. — Пластинчатая цепь со скользящими опорами Л. О. Транстехконторы. Цепь из круглой и полосовой стали зав. „Красный металлист“.
- Л и с т 2. — Штыревая пластинчатая цепь Л. О. Транстехконторы. Штыревая пластинчатая цепь с фасонными рабочими звеньями Л. О. Транстехконторы. Втулочная пластинчатая цепь зав. „Красный металлист“.
- Л и с т 3. — Комбинированная цепь из стальных звеньев и звеньев из ковкого чугуна зав. им. Шевченко. Штыревая пластинчатая цепь с фасонными рабочими звеньями Л. О. Транстехконторы.
- Л и с т 4. — Ходовые ролики со смазкой под давлением зав. им. Шевченко. Ходовой ролик с одной ребордой Л. О. Транстехконторы. Ходовой ролик с двумя ребордами Л. О. Транстехконторы.
- Л и с т 5. — Ходовой ролик с шариковой опорой зав. „Красный металлист“. Поддерживающий ролик для лент и опоры к нему зав. им. Андре Марти.
- Л и с т 6. — Поддерживающий ролик зав. „Красный металлист“. Поддерживающий ролик из стальных труб. Деревянный поддерживающий ролик. Подвесный и стоячий подшипники для поддерживающих роликов. Подвесный и стоячий подшипники для поддерживающих роликов Амте Giesecke & Konegen.
- Л и с т 7. — Пятигранный цепной блок Л. О. Транстехконторы. Цепной зубчатый блок зав. „Красный металлист“. Цепная звездочка Л. О. Транстехконторы. Многогранный направляющий цепной блок с закраинами зав. Riher & Pringle.
- Л и с т 8. — Многогранный ведущий блок Блейхерта для цепи.
- Л и с т 9. — Ведущая звездочка Блейхерта с кулаками для цепи.
- Л и с т 10. — Направляющий барабан для лент со стальным ободом Амте Giesecke & Konegen. Направляющий барабан для лент с чугунным ободом Амте Giesecke & Konegen.
- Л и с т 11. — Направляющий барабан для лент с шариковыми подшипниками зав. „Красный металлист“.
- Л и с т 12. — Барабан для лент со стальным ободом зав. „Красный металлист“. Направляющий вал с цепными звездочками зав. „Красный Металлист“.
- Л и с т 13. — Шпиндельное натяжное приспособление Л. О. Транстехконторы.
- Л и с т 14. — Шпиндельное натяжное приспособление для цепного транспортера Л. О. Транстехконторы.
- Л и с т 15. — Шпиндельное натяжное приспособление Л. О. Транстехконторы.
- Л и с т 16. — Натяжное приспособление для стаккера драги зав. „Красный Пушловец“.
- Л и с т 17. — Натяжная тележка для цепного транспорта Л. О. Транстехконторы. Натяжная тележка для лент Амте Giesecke & Konegen.
- Л и с т 18. — Натяжная тележка для лент.
- Л и с т 19. — Детали натяжной тележки для лент (к листу 18).
- Л и с т 20. — Натяжная тележка для лент зав. „Красный металлист“.
- Л и с т 21. — Привод цепного конвейера зав. им. Марти. Привод цепного транспортера зав. им. Шевченко.
- Л и с т 22. — Привод заклонного цепного транспортера Л. О. Транстехконторы. Привод к угловой станции цепного конвейера зав. „Красный металлист“. Ведущий вал цепного транспортера зав. „Красный металлист“.
- Л и с т 23. — Горизонтальный привод для каната с натяжным приспособлением.
- Л и с т 24. — Приводная головка ленточного транспортера зав. „Красный металлист“. Упорный подшипник приводной головки транспортера зав. „Красный металлист“.
- Л и с т 25. — Привод ленточного транспортера с подвесным натяжным приспособлением. Шариковый подшипник ведущего вала зав. „Красный металлист“.

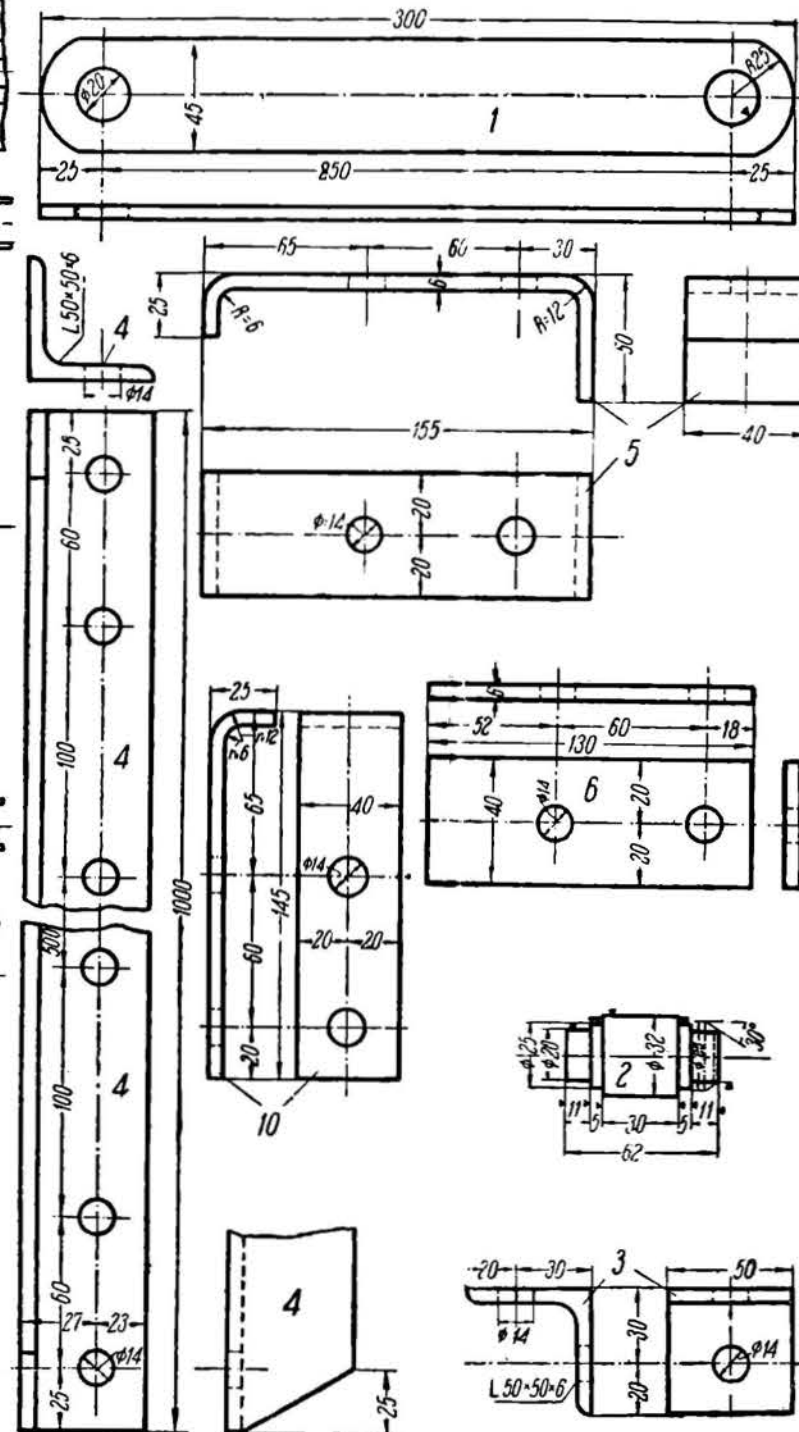


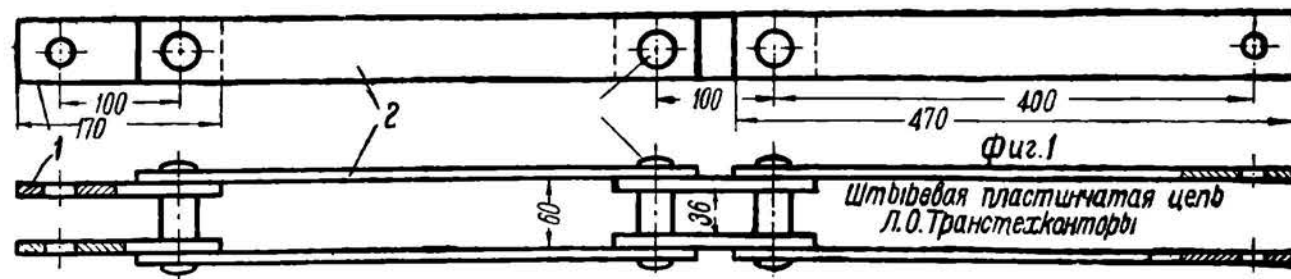
12	Распорная трубка	110
11	Болт черн шестигр 1/2" * 25	110
10	Накладка	110
9	Гайка черн шестигр 1/2"	110
8	Болт черн шестигр 1/2" * 40	220
7	Болт черн шестигр 1/2" * 70	110

6	Накладка	110	
5	Направляющая планка	110	
4	Угловое железо 50*50*6	55	
3	Уголок	110	
2	Ось цепи	330	
1	Звено цепи	660	Сталь
№	Наименование деталей	колич	на 1 кон Material

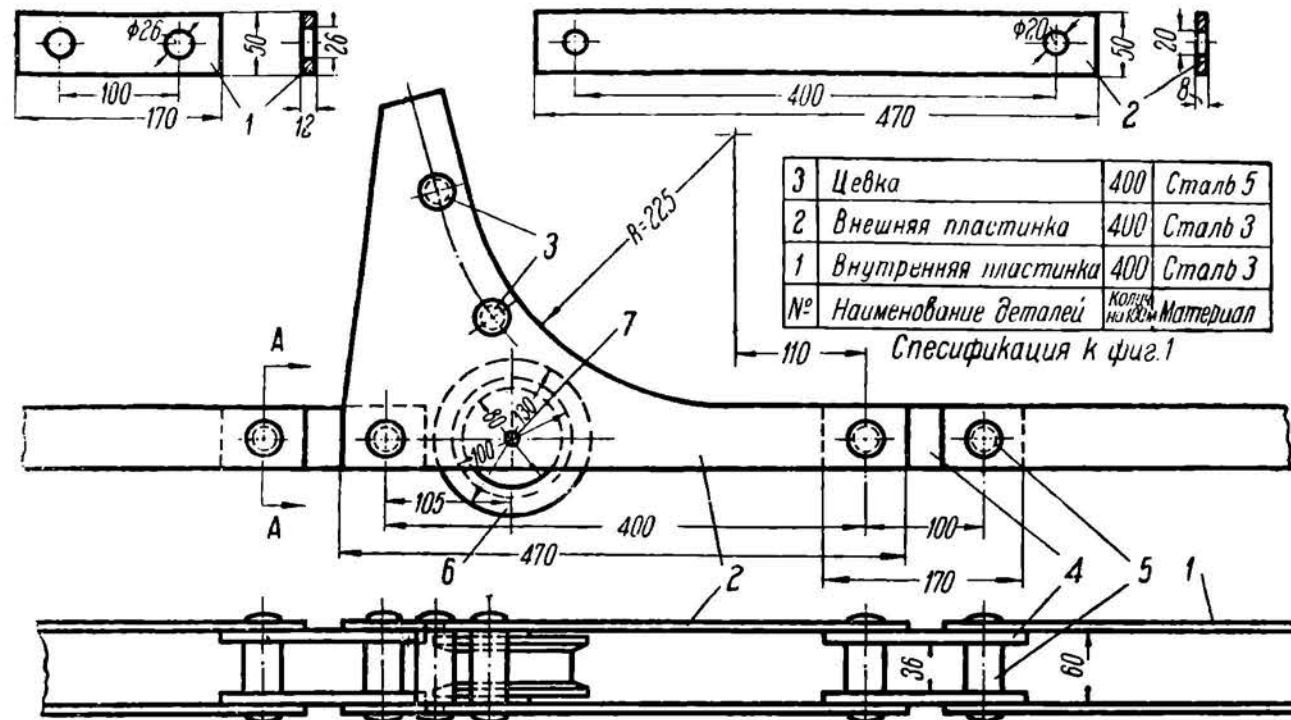


1	Звено цепи из кругл. стали	5	Кр.ст. φ 2 мм	Заклепка φ = 8 мм, L = 30 мм	2	Кр.ст. φ 3 мм
№	Наименование деталей	колич	на 1 кон	Material	1	Пол.ст. 35 * 6
					4	Пл.ст. 35 * 6



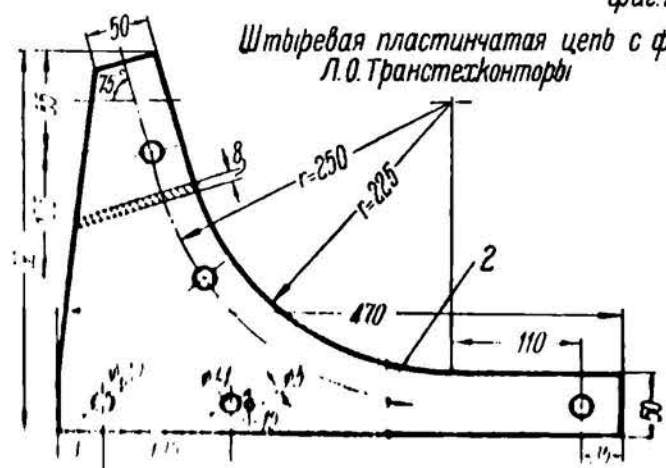


Фиг.1
Штвіревія пластинчатая цепь
Л.О.Транстехконторфи



Фиг.2

Штвіревія пластинчатая цепь с фасонными рабочими звеньями
Л.О.Транстехконторфи

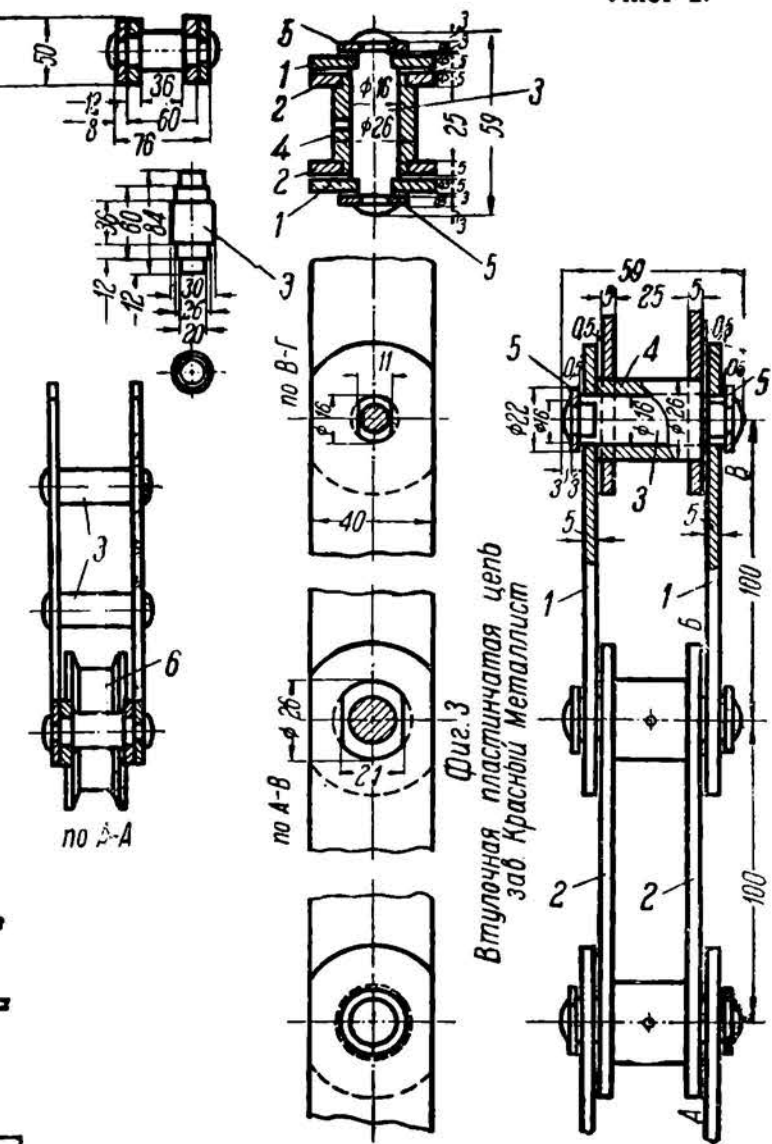


3	Цевка	400	Сталь 5
2	Внешняя пластинка	400	Сталь 3
1	Внутренняя пластинка	400	Сталь 3
№	Наименование деталей	КОЛИЧ. НА КОМП.	Материал

Спецификация к фиг.1

7	Осей роликов компл.	33 1/3	
6	Роликов	33 1/3	Чугун
5	Цевок основных	400	"
4	Пластин коротк.основн.	400	"
3	Распорок	66 2/3	Сталь 5
2	Пластин спец.длин.	66 2/3	"
1	Пластин длинных основн.	33 1/3	Сталь 3
№	Наименование деталей	КОЛИЧ. НА КОМП.	Материал

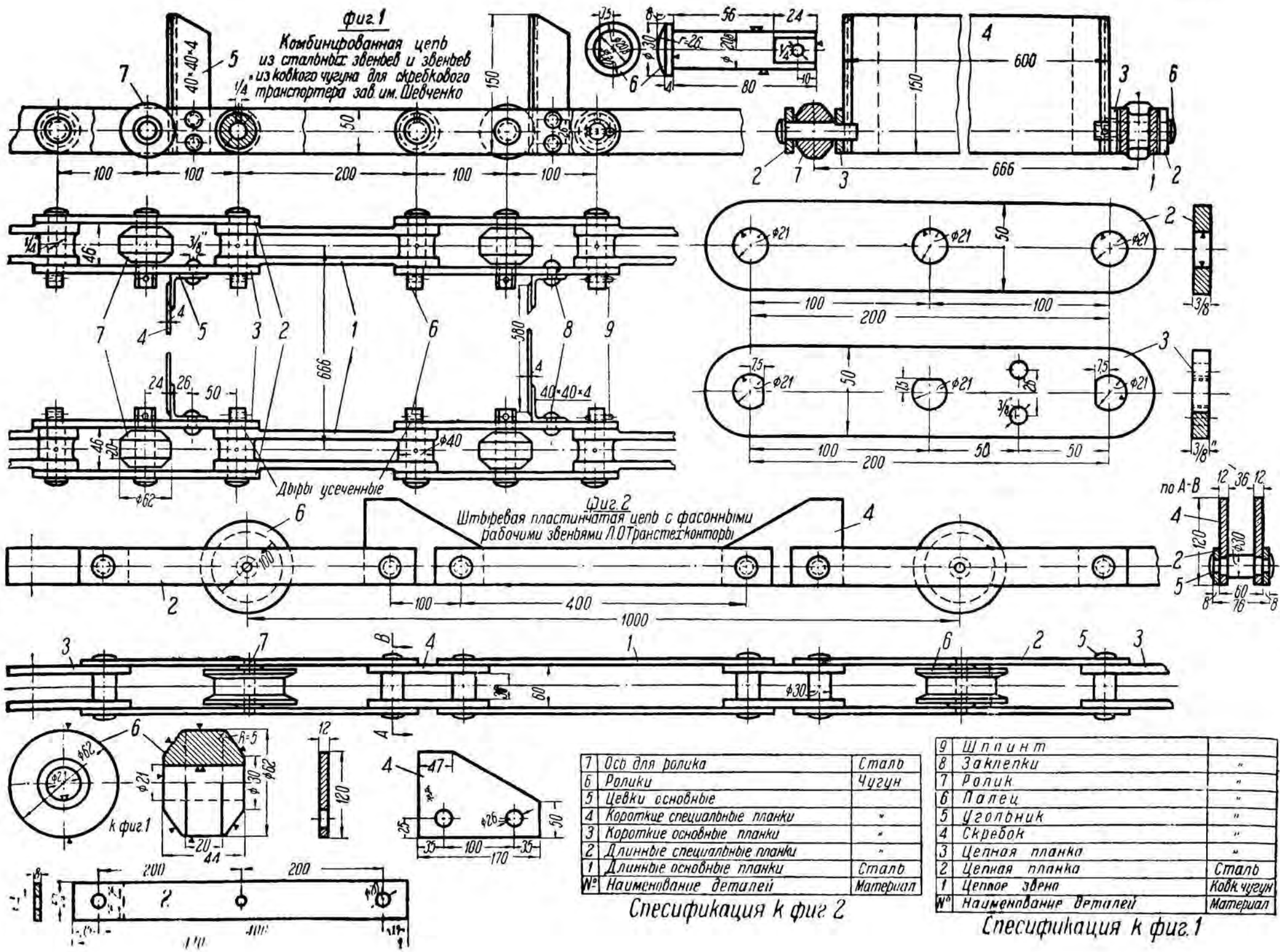
Спецификация к фиг.2



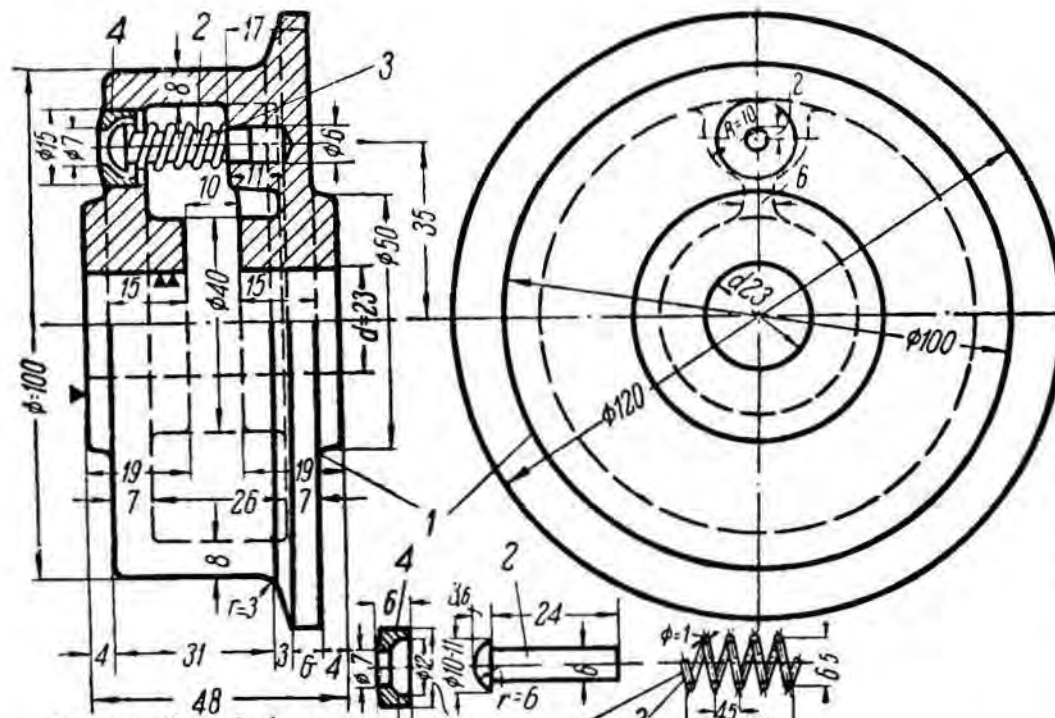
Фиг.3
Втулочная пластинчатая цепь
зав. Красный Металлист

7	Палец удлиненный	40	"
6	Фасонное наружное звено (не показано)	40	"
5	Шайба	560	"
4	Втулка	320	"
3	Палец (нормальный)	280	"
2	Внутреннее звено	320	"
1	Наружное звено	280	Сталь
№	Наименование деталей	КОЛИЧ. НА КОМП.	Материал

Спецификация к фиг.3



НБ
УДУНТ
(ДИТ)

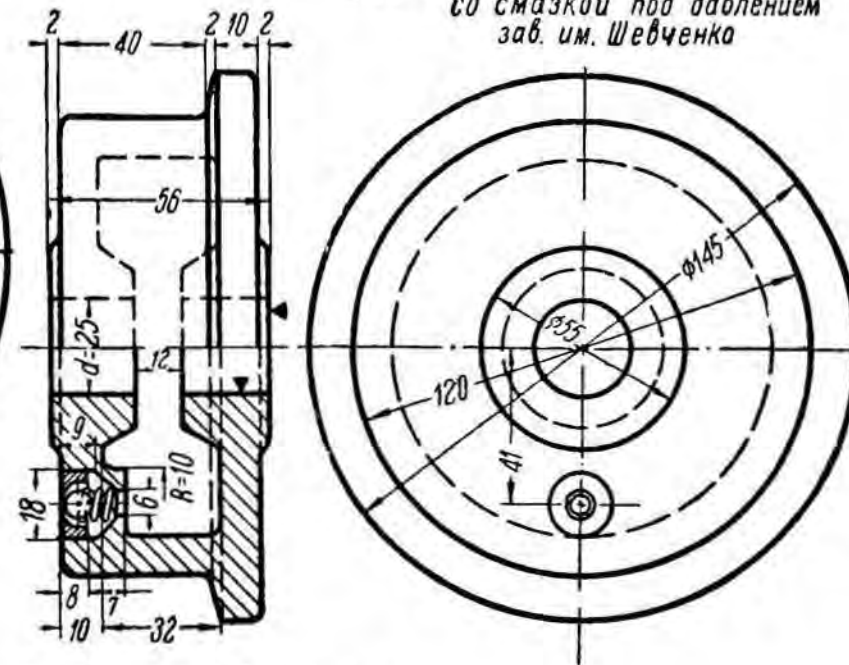


Фиг.1 Ходовой ролик со смазкой под давлением зав. им. Шевченко

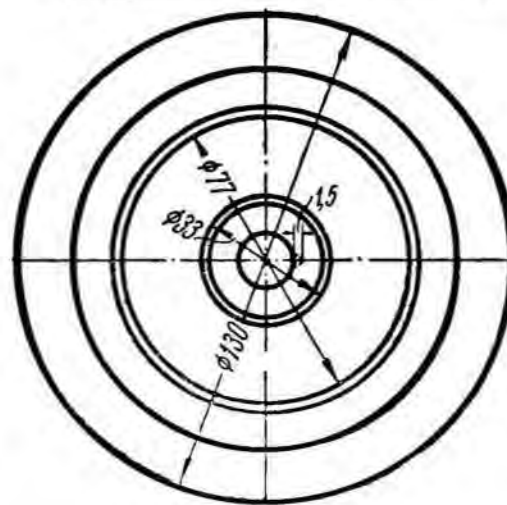
в свободном состоянии

1 Ролик	Чугун	3 Пружина	"
№ Наим. деталей	Материал	2 Заклепка	Сталь
		4 Пистон	"

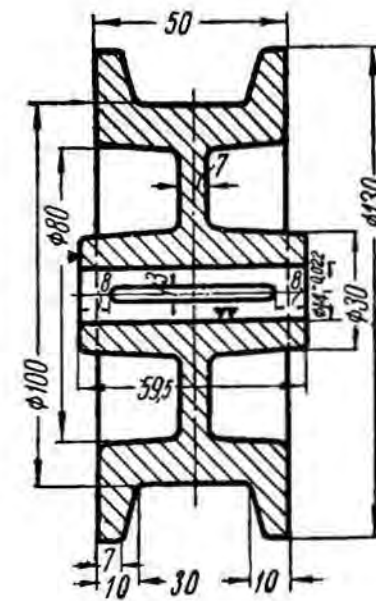
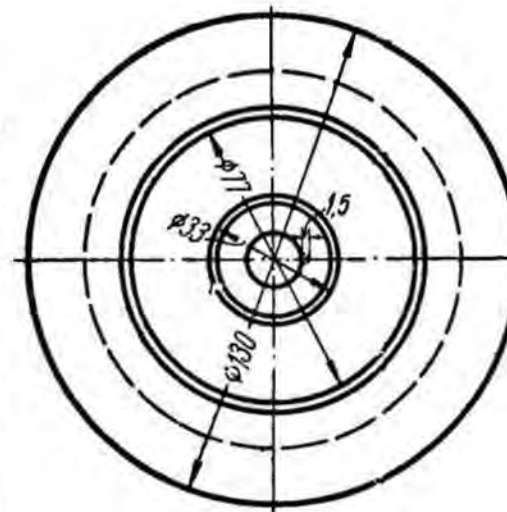
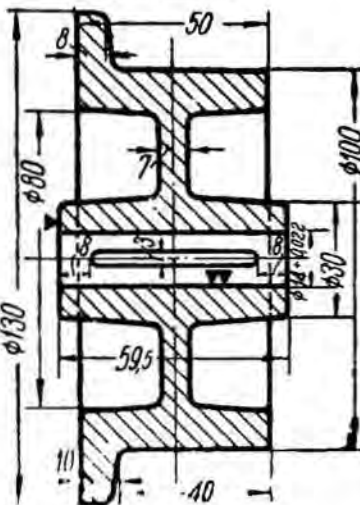
Фиг.2. Ходовой ролик со смазкой под давлением зав. им. Шевченко

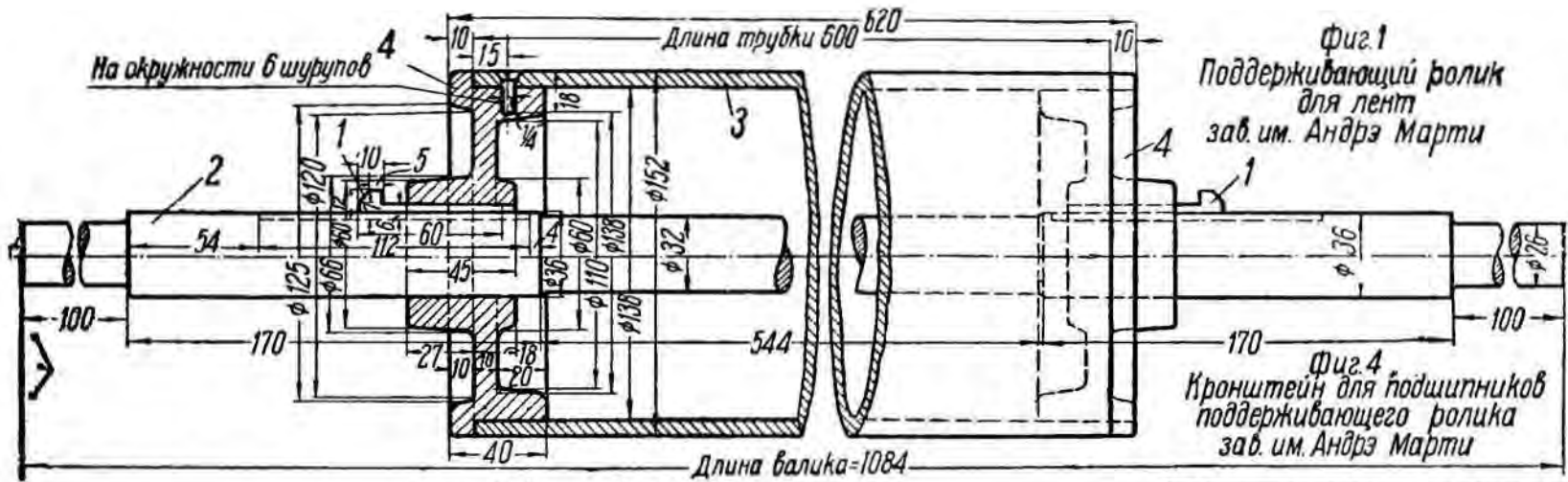


Фиг.4 Ходовой ролик с двумя ребрами, Л.О. Транстехконтроль



Фиг.3 Ходовой ролик с одной ребром Л.О. Транстехконтроль



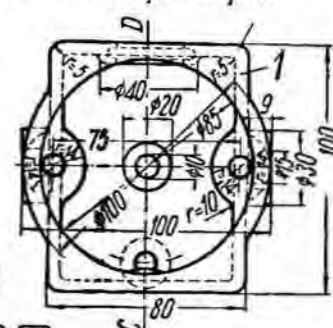
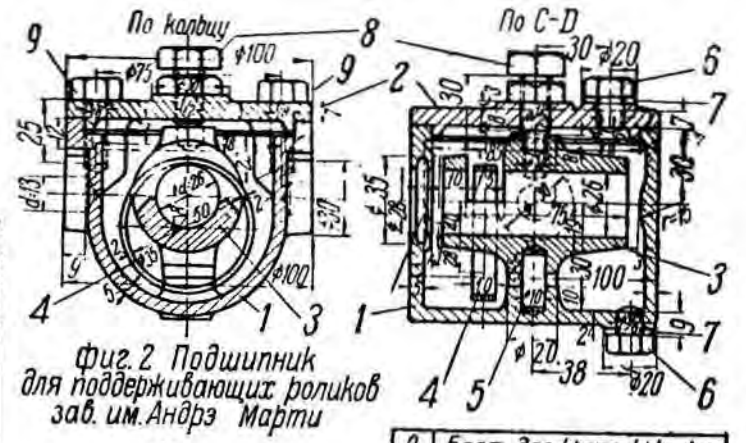


Спецификация к фиг.1

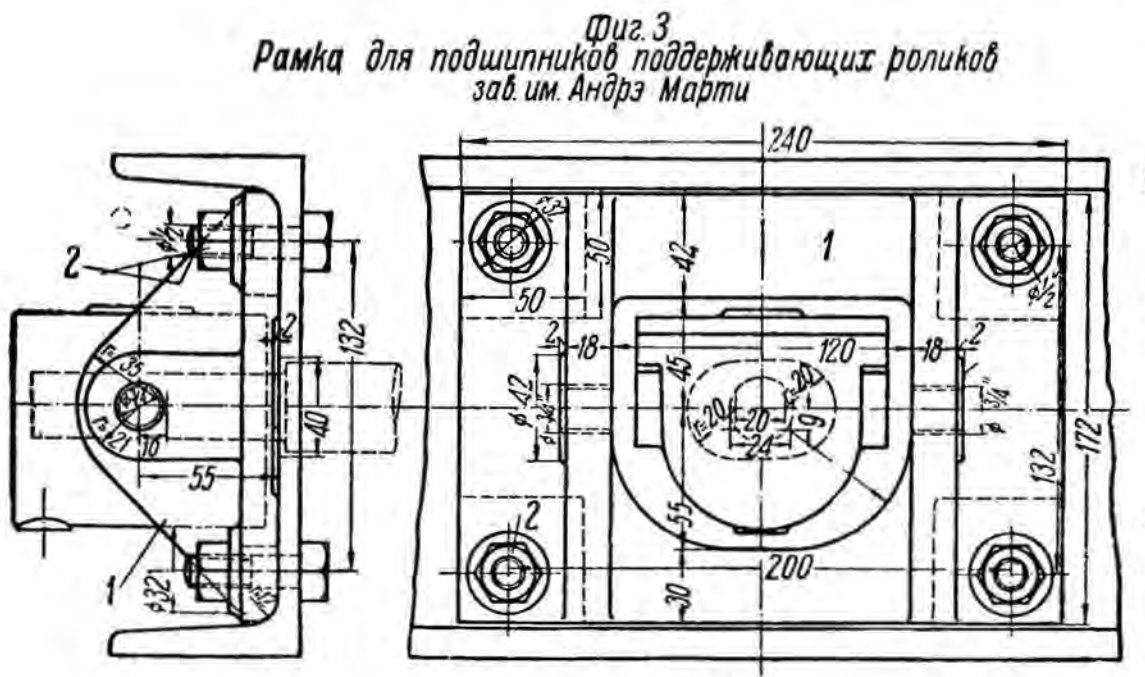
4	Диск	Чугун
3	Трубка (вн. φ=138, нар. φ=152, l=600)	"
2	Валик	"
1	Шпонка (клиновья)	Сталь
№	Наименование деталей	Материал

Фиг.4
Кронштейн для подшипников поддерживающего ролика
зав. им. Андрэ Марти

3	Кронштейн д/подшипн.	Чугун
2	Болт с гайкой	"
1	Цапфа с контр гайкой	Сталь
№	Наименование деталей	Материал

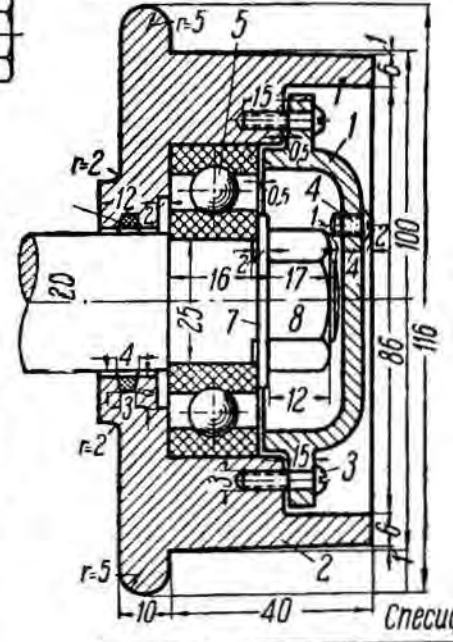
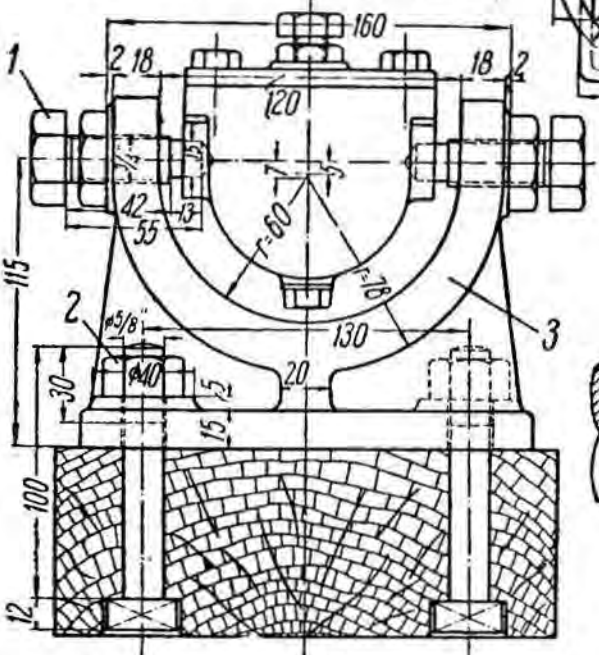


9	Болт для крепл. крышки	
8	Центрирующий болт с кон. гайкой	
7	Прокладка	
6	Пробка	
5	Палец	
4	Кольцо для смазки	
3	Вкладыш	
2	Крышка	
1	Корпус подшипника	
№	Наименование деталей	



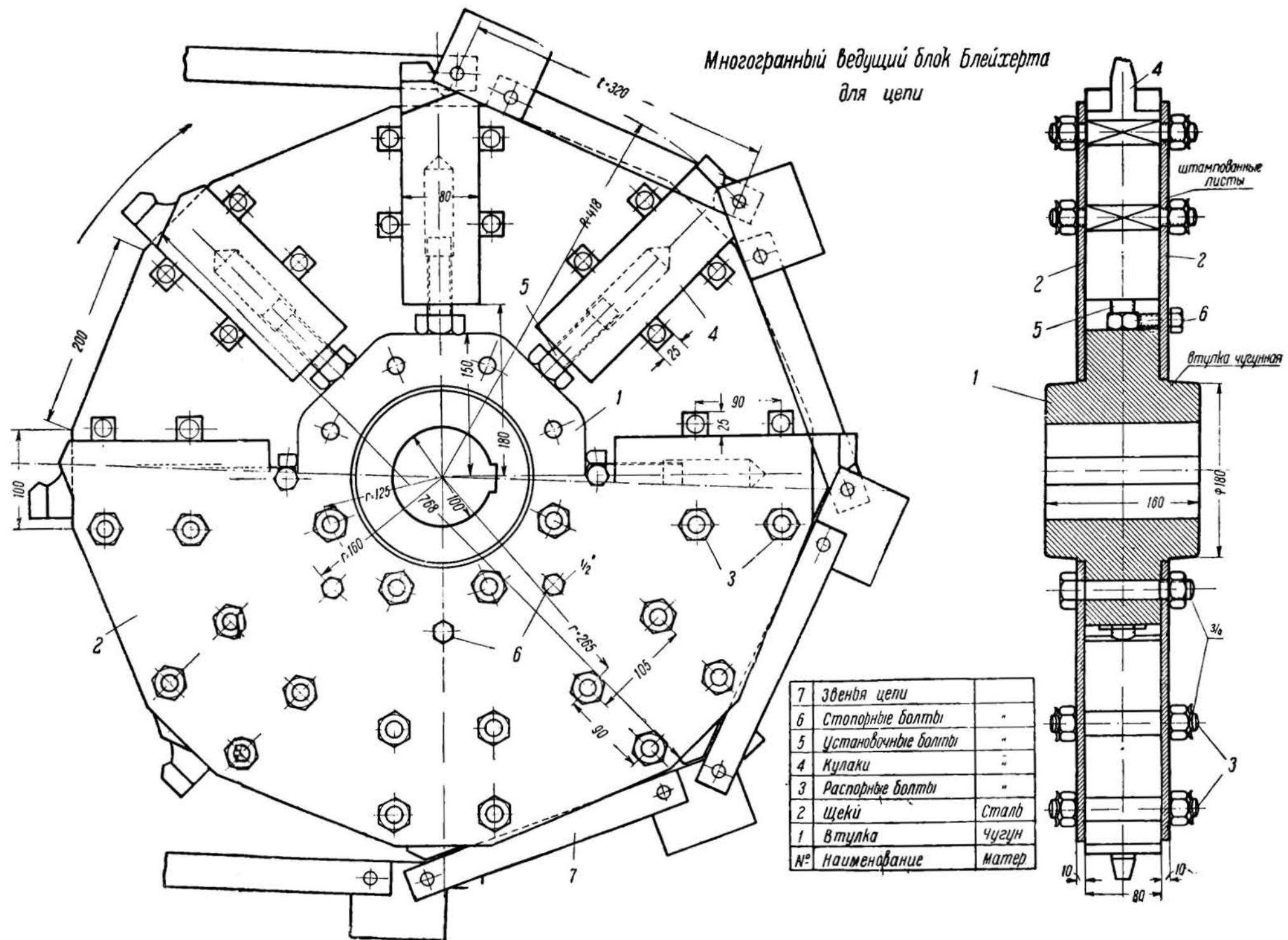
Спецификация к фиг.3

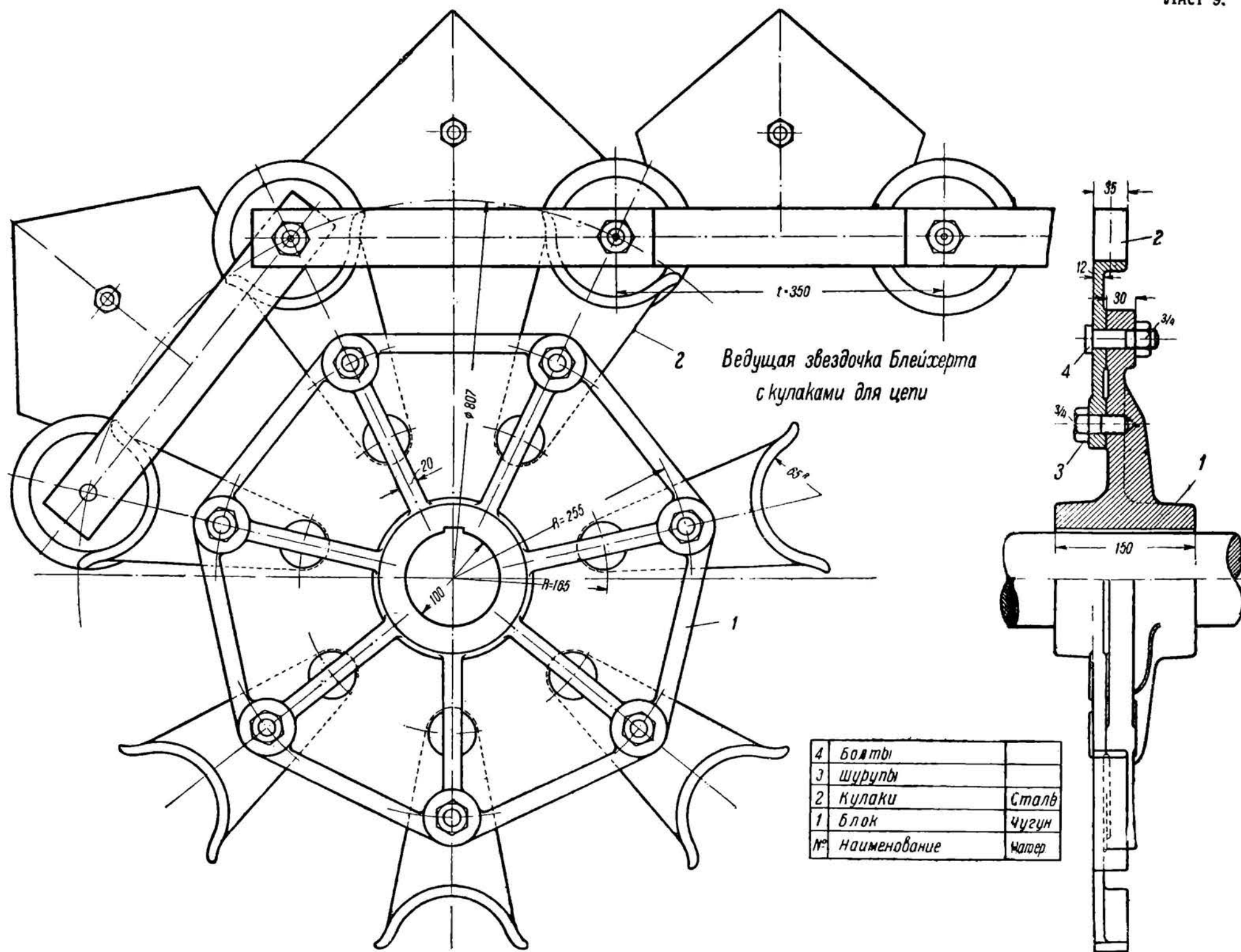
2	Винт с гайкой к наим	Сталь
1	Рамка с подшипн.	Чугун
№	Наим. частей	Кол-во, Материал

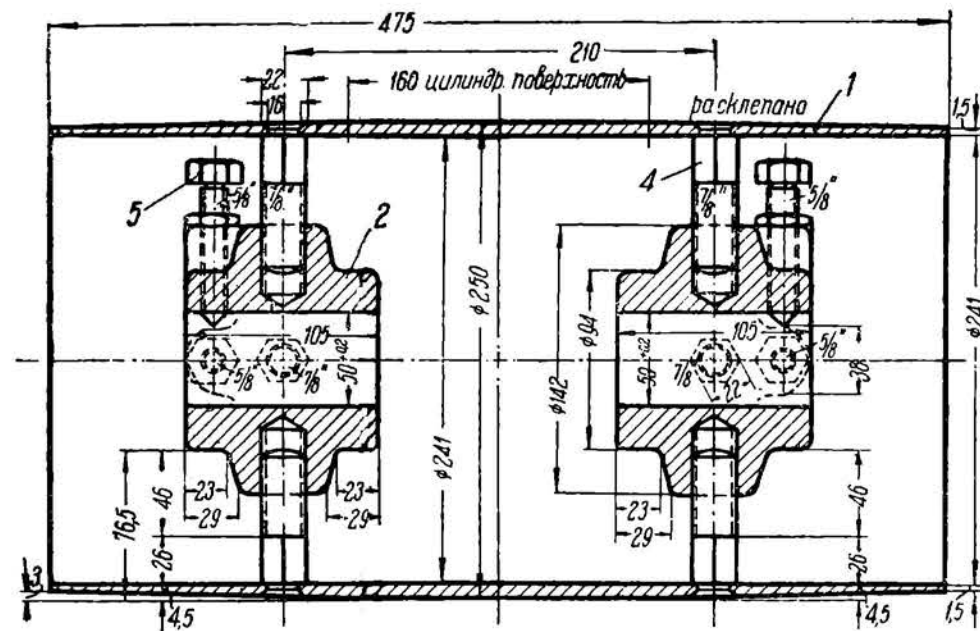


Спецификация к фиг.5

8	Гайка 5/8", h=12	
7	Шайба d=35	
6	Кольцо	1 Войлок
5	Шарикоподшипник SKF №6305	1
4	Смазочный винт φ=5мм, l=7	1
3	Винты φ3мм, l=15	4
2	Бегунок	1
1	Крышка	1 Чугун
№	Наименование деталей	Кол-во, Материал

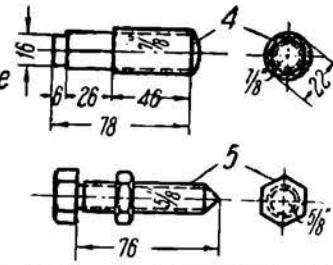




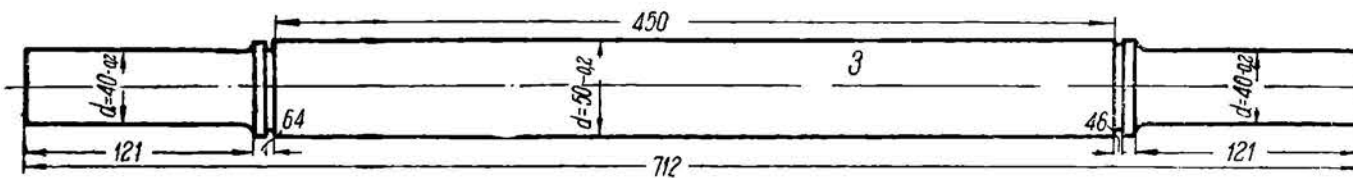


Фиг. 1 Направляющий барабан для лент с чуг. обод.

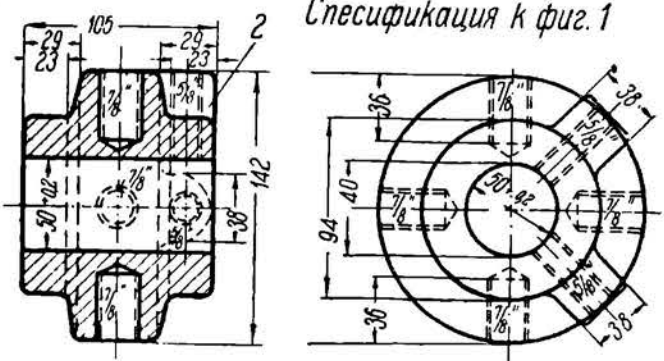
Атте Гiesecke & Копеген



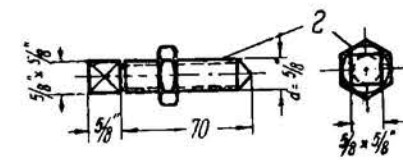
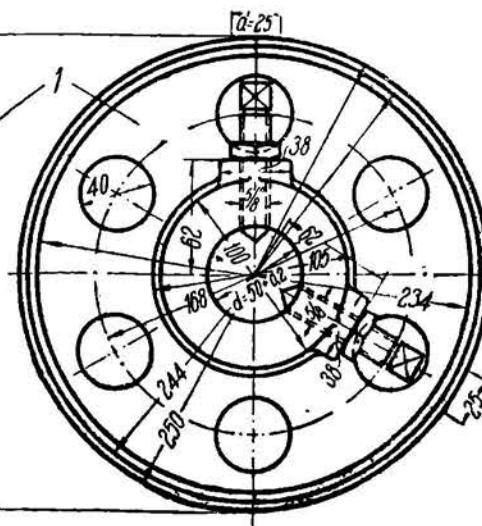
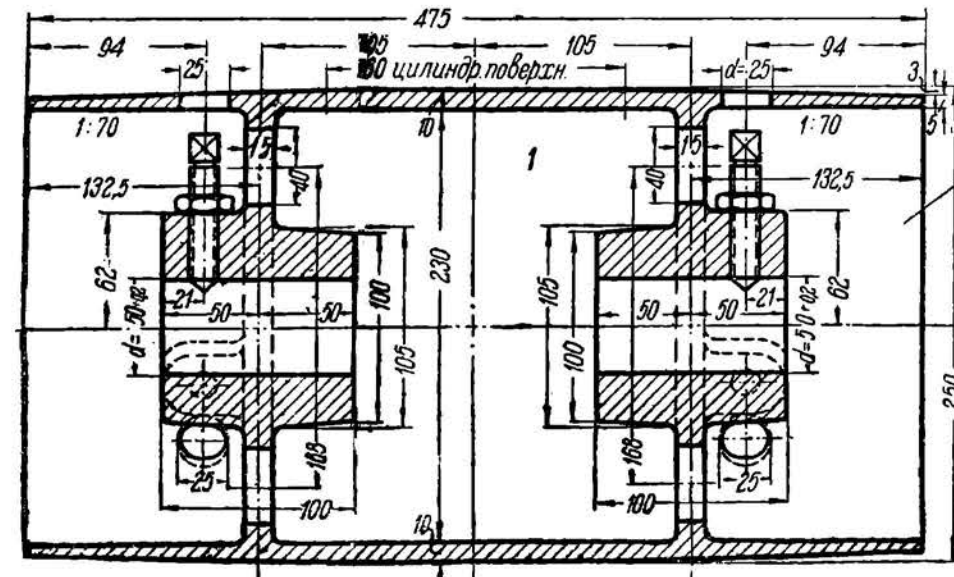
5	Стопорный болт $d=5/8$ дл. 75 мм	4	
4	Установочный болт $d=7/8$ дл. 78 мм	8	
3	Вал $d=50/40$ дл. 712	1	сталь
2	Муфта с расточкой 50 мм	2	чугун
1	Барабан $d=250 \times 475$ с овалн. ободом	1	сталь
№	Наименование	Кол-во	Материал



Фиг. 2 Направляющий барабан для лент с чуг. ободом Атте Гiesecke & Копеген

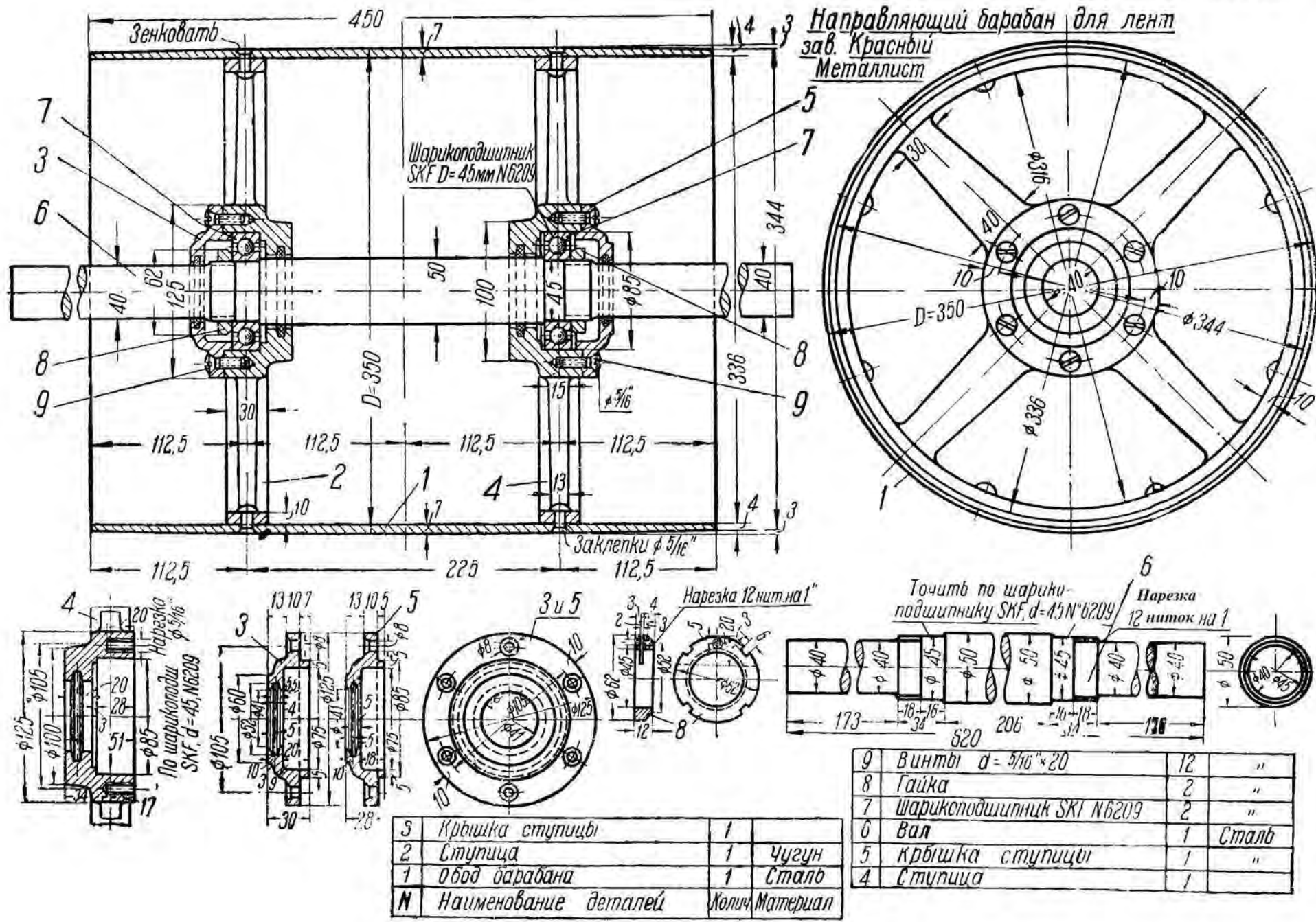


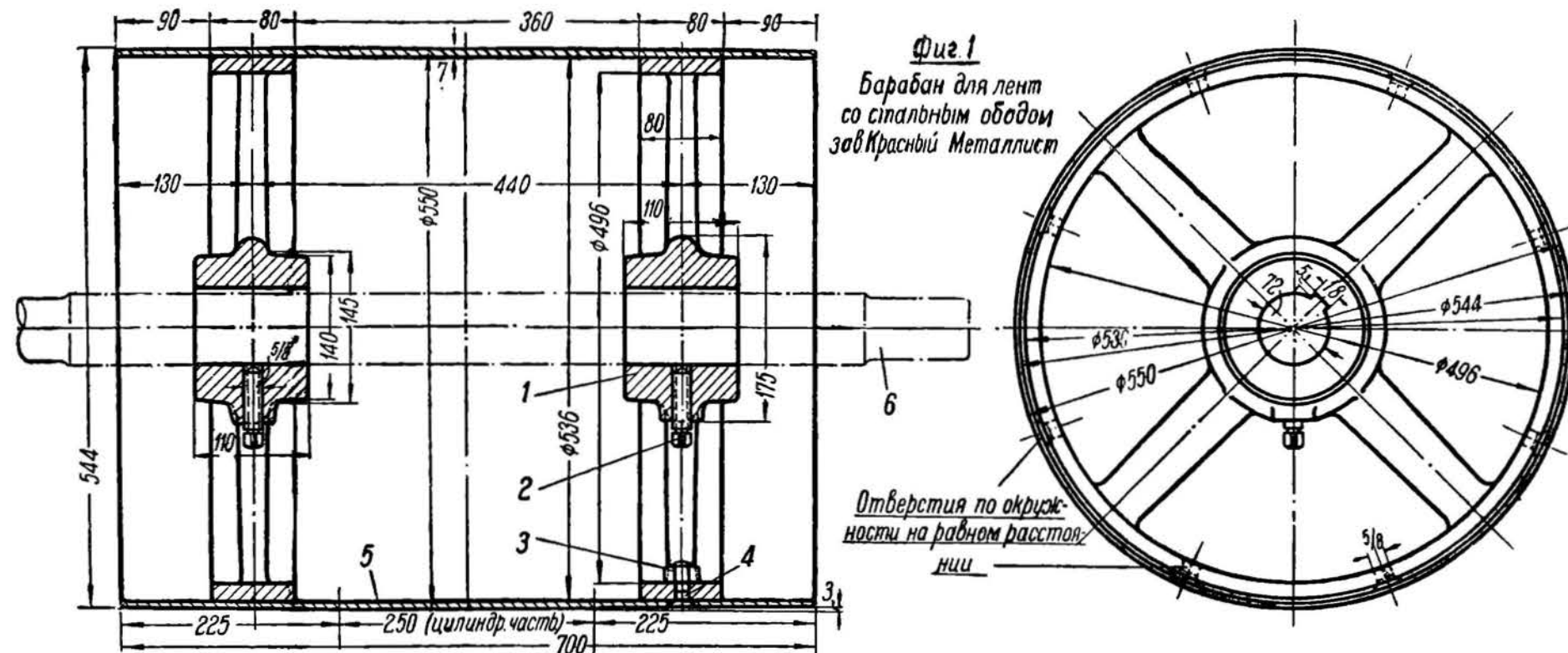
Спецификация к фиг. 1



Спецификация к фиг. 2

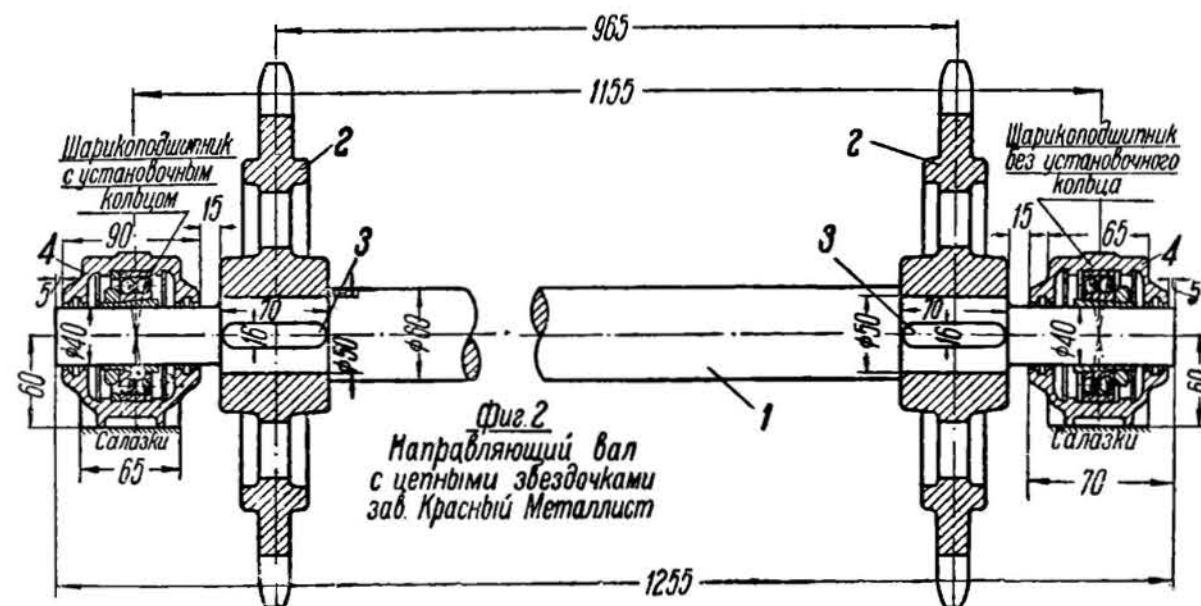
гайкой $d=5/8$ "	4	Сталь	
2	Стопорный болт с контр-		
1	Барабан	1	чугун
№	Наименование	Кол-во	Материал





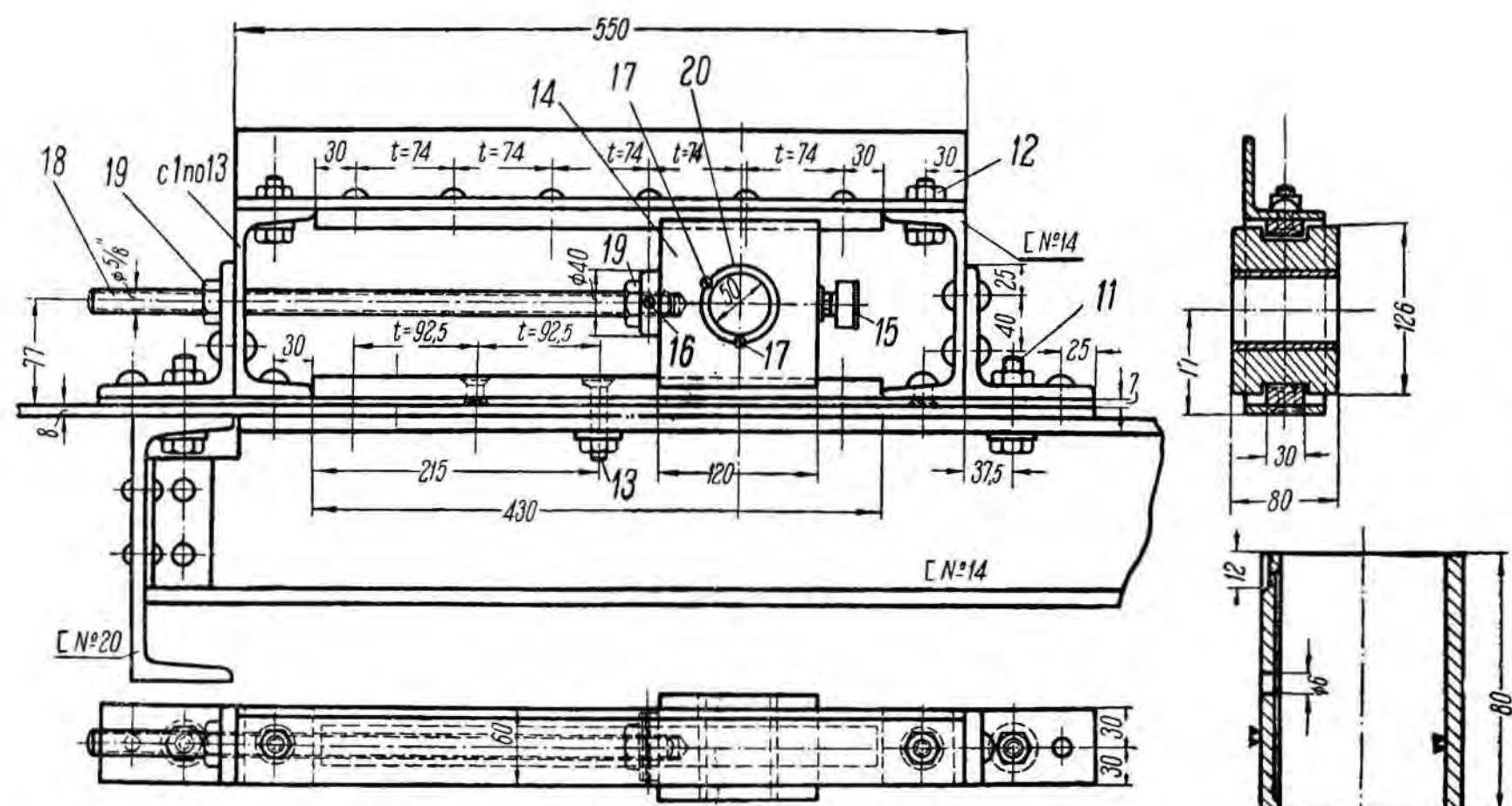
6	Вал ведущего барабана	1	"
5	Обод барабана	1	"
4	Болт с потайной головкой	16	"
3	Гайка $\phi 5/8"$	16	"
2	Стопорный болт $\phi 5/8"$	2	Сталь
1	Ступица барабана	2	Чугун
№	Наименование деталей	Колич.	Материал

Спецификация к фиг. 1

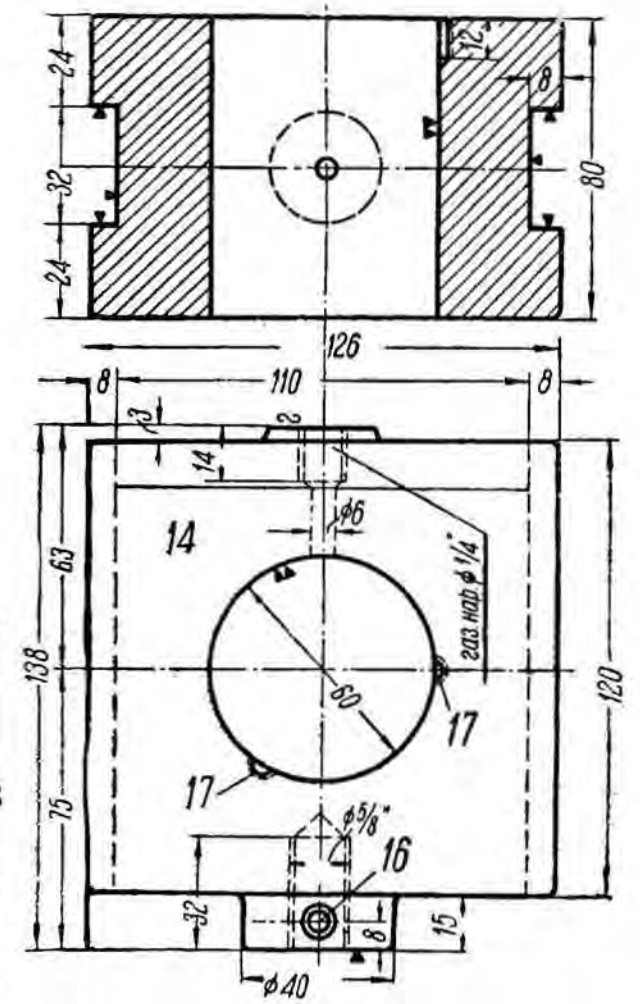
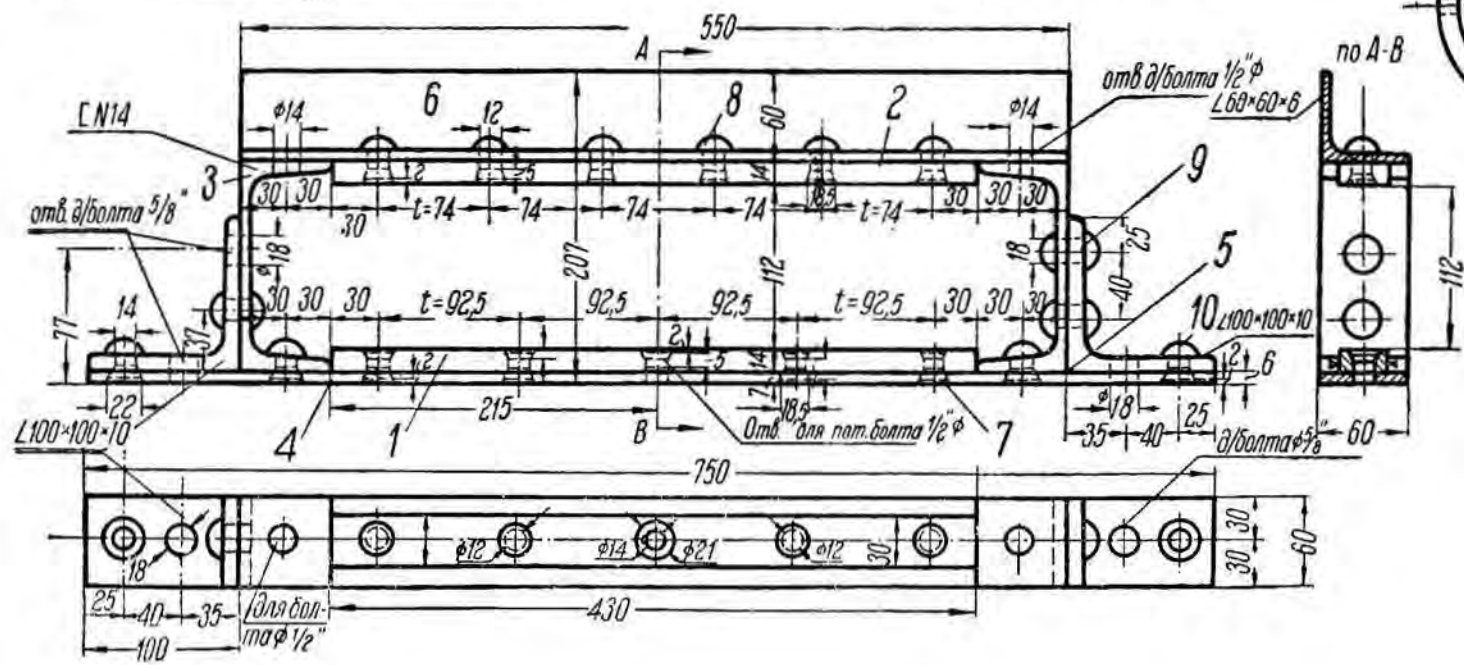
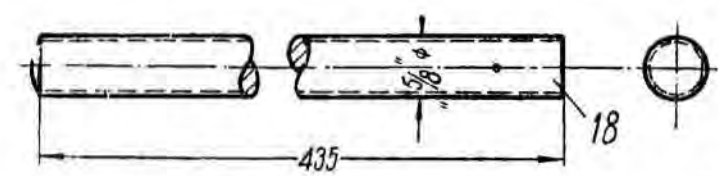


4	Шарикоподшипник SKF N1509	2	Сталь
3	Шпанка звездочки	2	Сталь
2	Звездочка	2	Чугун
1	Направляющий вал	1	Сталь
№	Наименование деталей	Колич.	Материал

Спецификация к фиг. 2



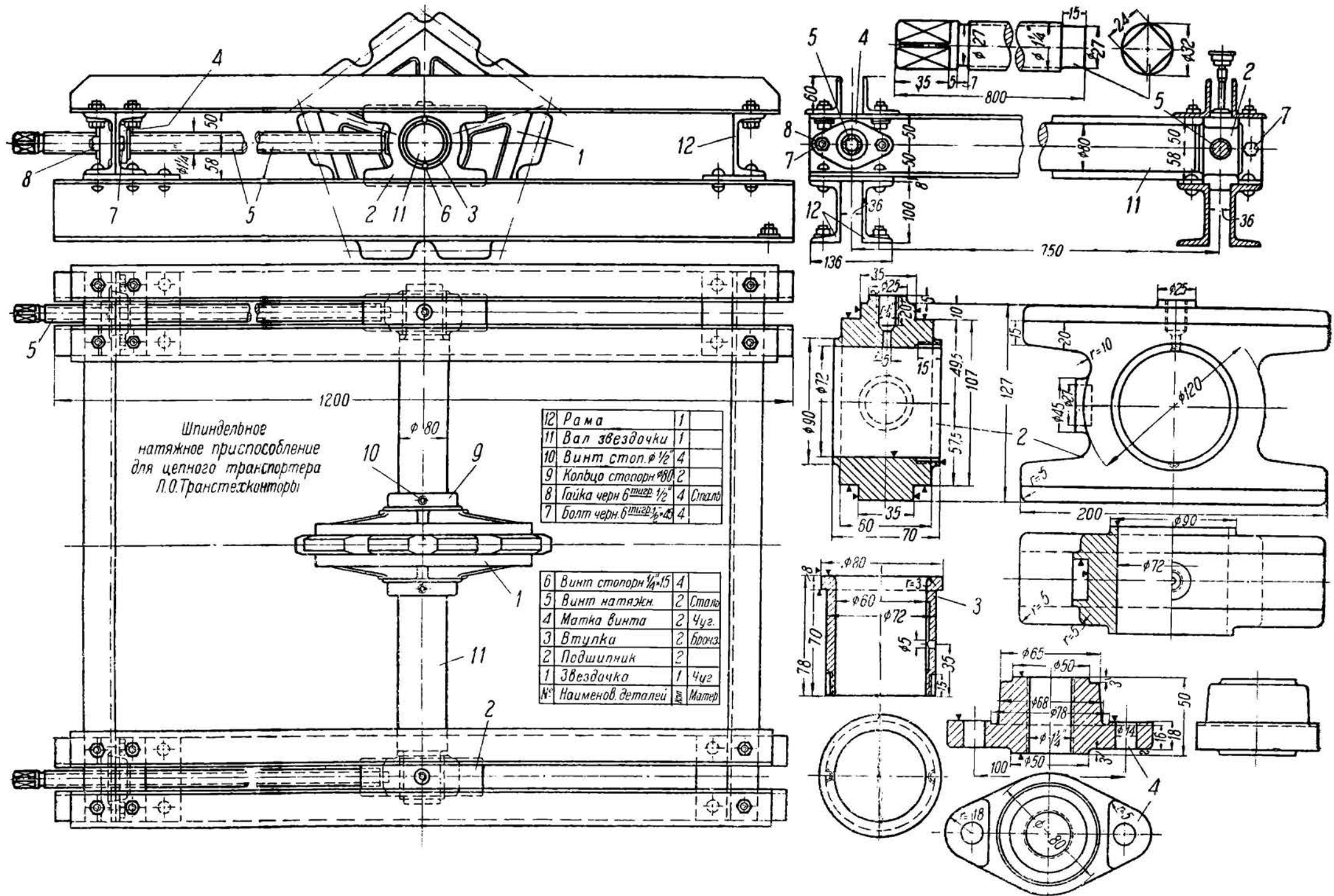
Шпиндельное
натяжное приспособление
Л.О.Транстежконторы



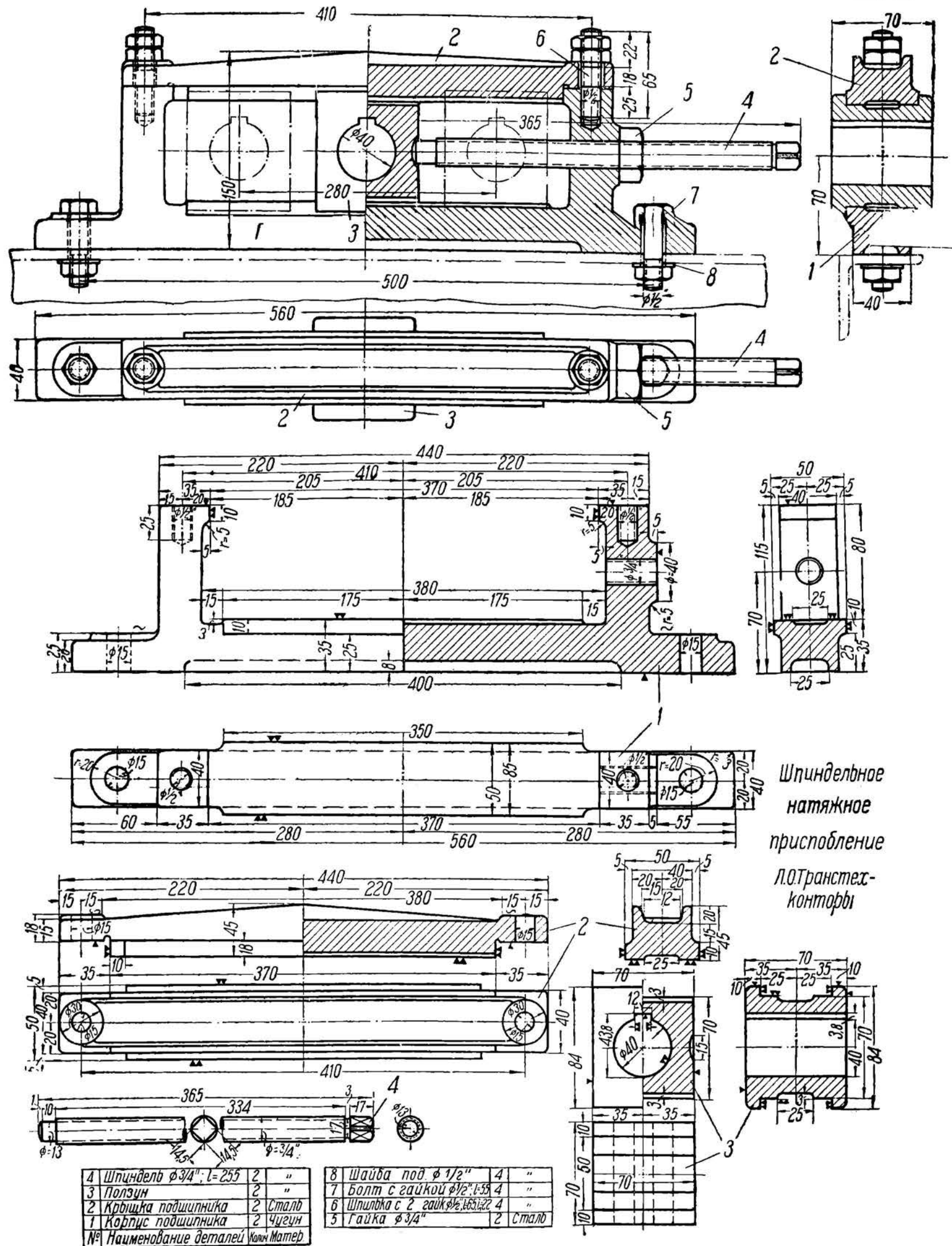
Спецификация на компл. с 2 шпинделями.

20	втулка	2	бронза
19	гайка 5/8"	2	"
18	винт натяжн. $\phi 5/8"$	2	Сталь
17	винт стопорный $\phi 6 \times 10$	4	Ст. 3
16	шплинт конусный	2	Ст. 5
15	штацфер №3	2	"
14	подшипник	2	Чугун
13	коробка	2	"
13	$\phi 1/2" \times 50$	2	"
12	$\phi 1/2" \times 32$	4	Сталь
11	болт с гайкой $\phi 5/8" \times 55$	4	Ст. 3
10	$\phi 135 \times 80$	8	"
9	$\phi 135 \times 38$	8	"
8	$\phi 115 \times 24$	12	"
7	защелки $\phi 11,5 \times 18$	8	Ст. 2
6	Z 60 x 60 x 6, l = 550	2	"
5	Z 100 x 100 x 10, l = 60	4	Z Ст.
4	Полоса 6 x 60 x 750	2	Пол. ст.
3	Швеллер №14, l = 60	4	Ст.
2	" 14 x 30 x 430	2	"
1	Панка 14 x 30 x 430	2	Пол. ст.
№	Наименование деталей	Кол-во	Материал.

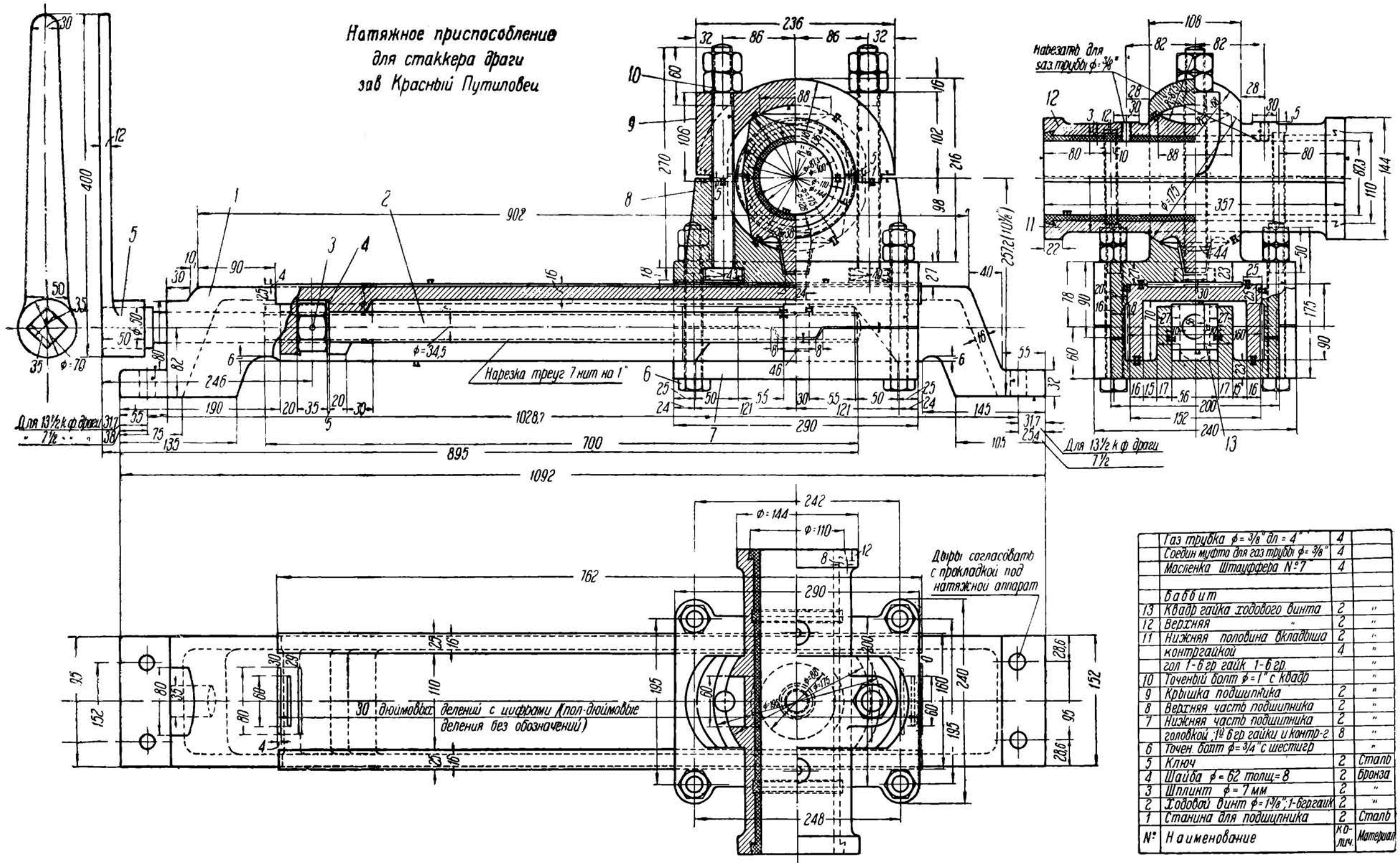
НБ
УДУНТ
(ДИТ)



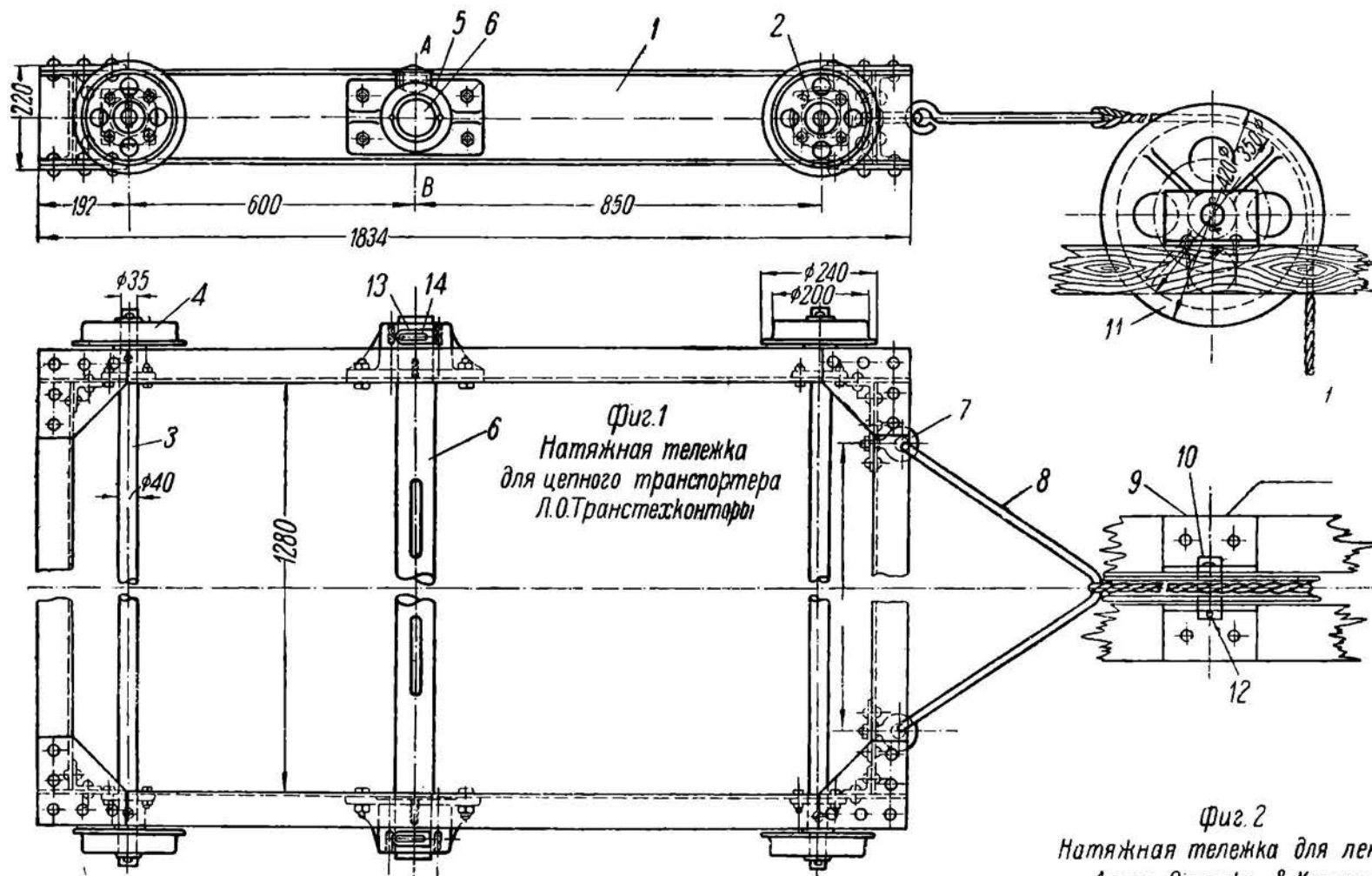
НБ
УДУНТ
(ДИТ)



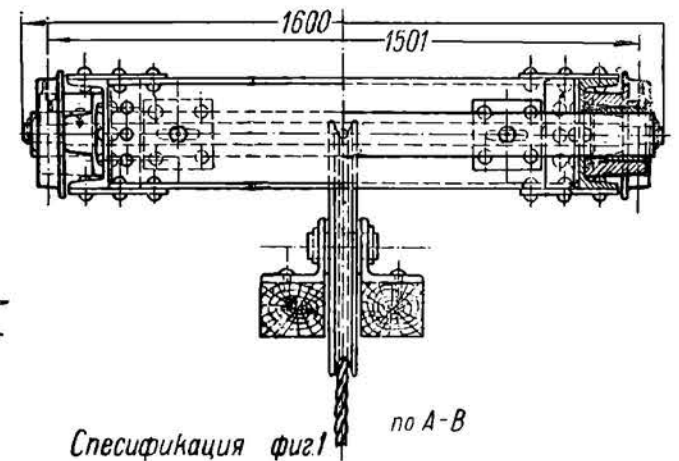
Натяжное приспособление
для стаккера драги
зав Красный Путиловец



НБ
УДУНТ
(ДИТ)

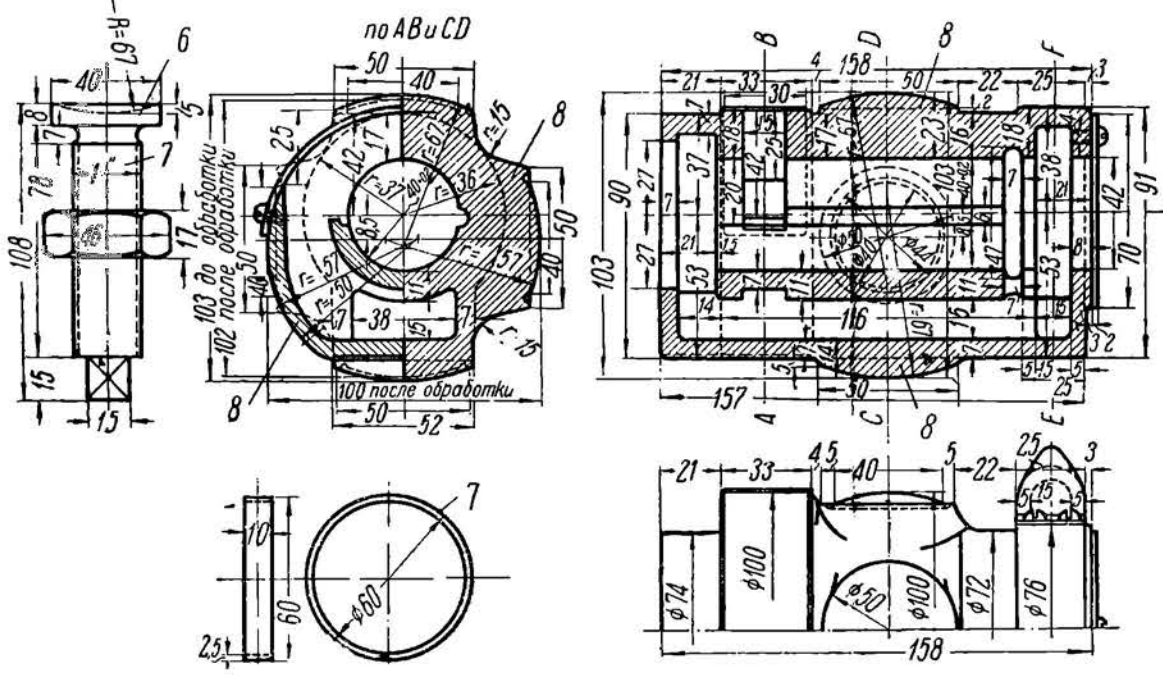


Фиг.1
Натяжная тележка
для цепного транспортера
Л.О.Транстехконторы

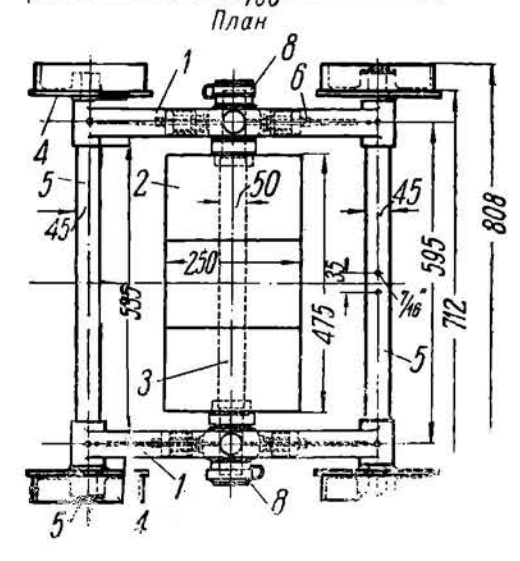
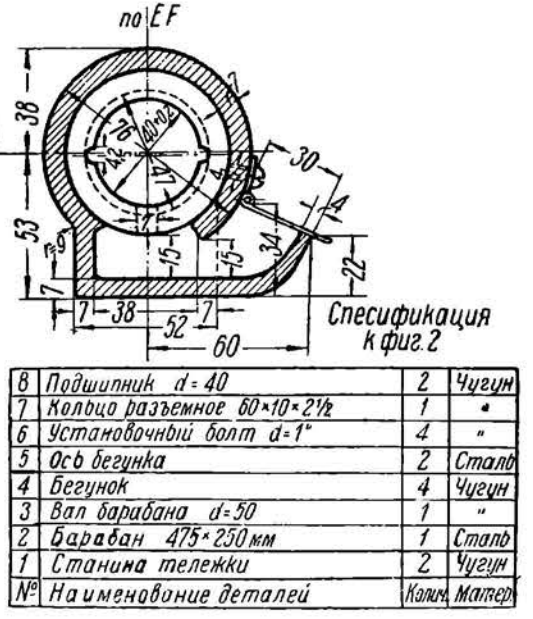
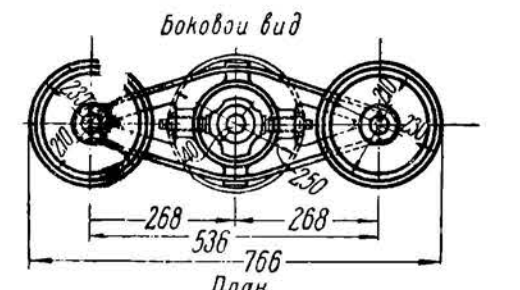


Спецификация фиг.1
по А-В

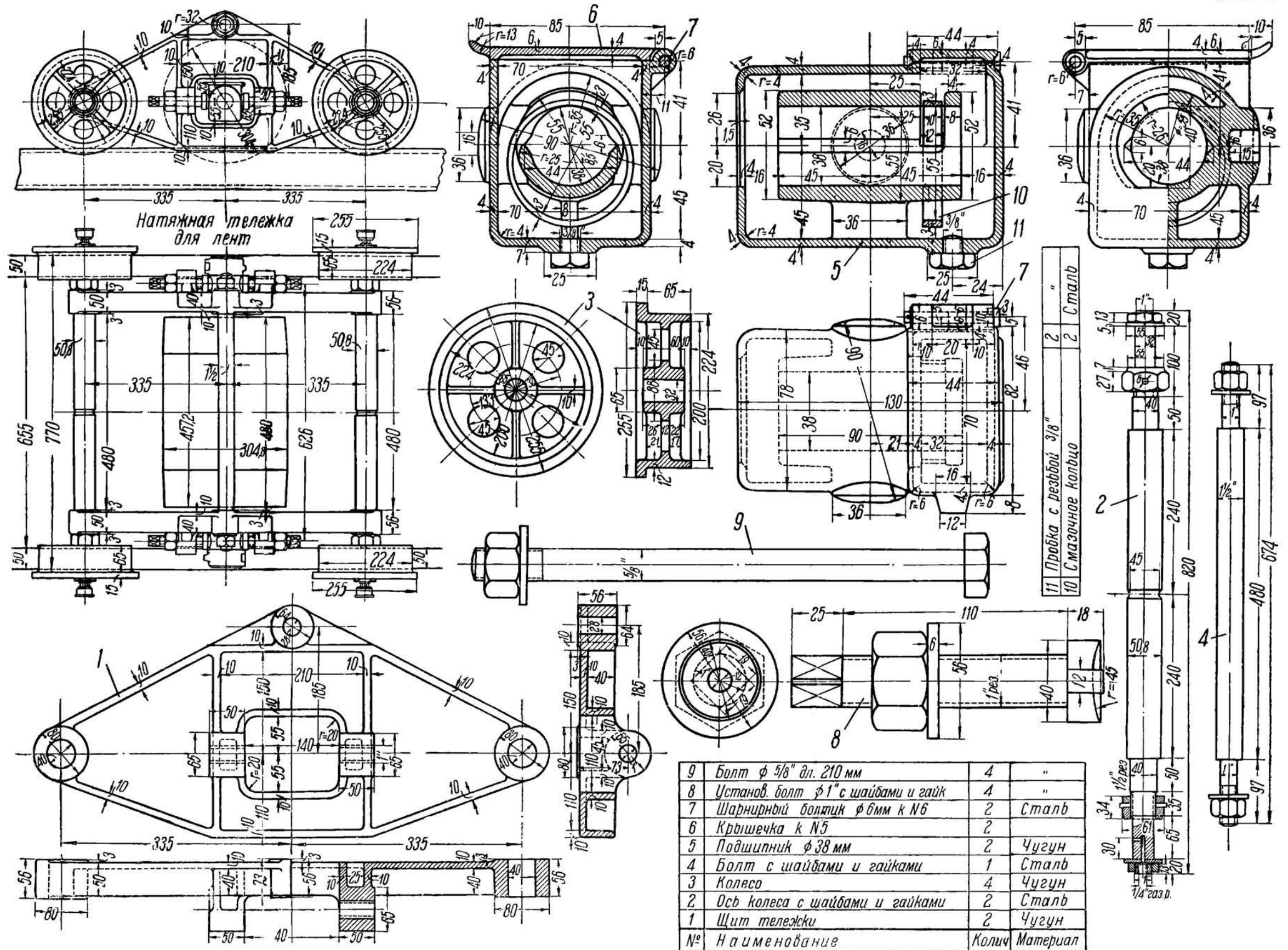
12	Стопорн шплинт			5/8"	8	"
11	Блок	1		Шайбы 1/2"	16	"
10	Ось блока	1		Винты ф6мм-15	2	"
9	Опора для блока	2		Винты ф10мм-25	4	"
8	Тяга	1		Шпoчки 20x120	2	"
7	Роуи	2		Гайки ф 5/8"	10	"
6	Вая звездочки	1	Сталь	Гайки ф 1/2"	16	"
5	Подшипник	2		Болты ф 1/2" x 40	16	"
4	Бегунок	4	Чугун	8-60	1	"
3	Ось бегунка	2	Сталь	Разводн. шпл. 8x45	4	"
2	Втулка	4	Чугун	Шайбы ф 36	4	"
1	Клепаная рама	1	Сталь			
N ^o	Наименов деталей	Матер		14 Пружина масленки	2	
				13 Крышка масленки	2	Сталь

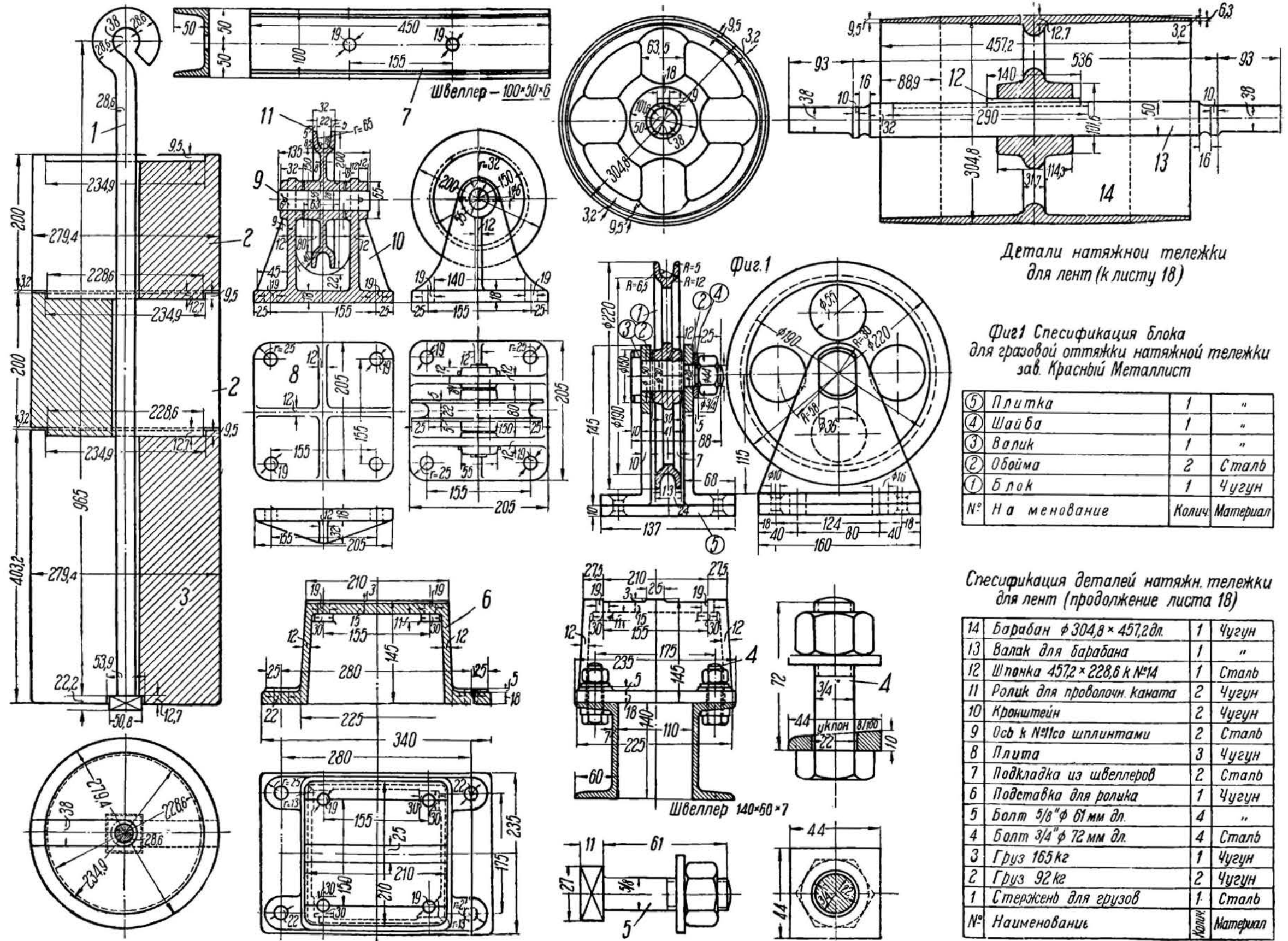


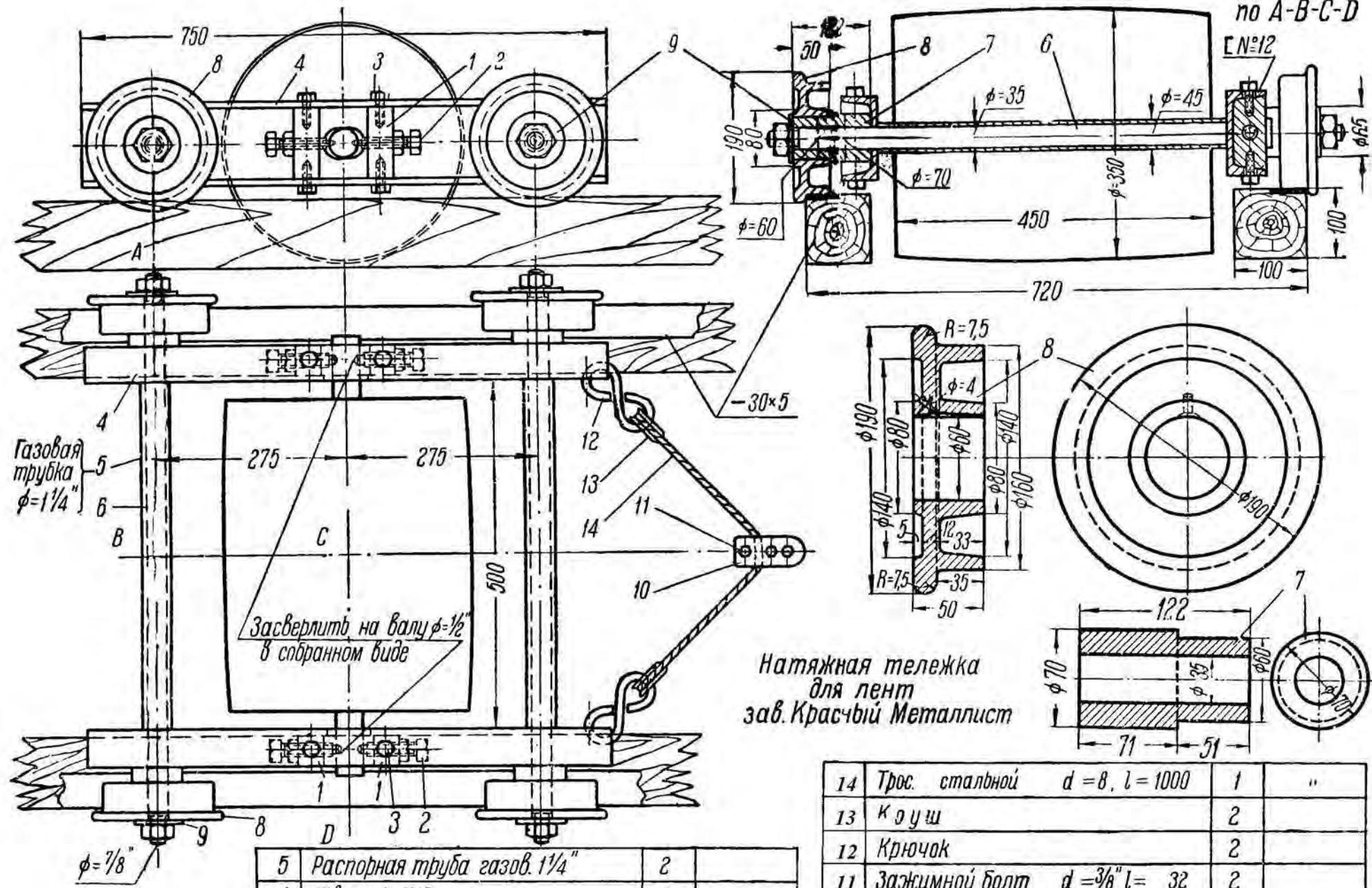
Фиг.2
Натяжная тележка для лент
Атме Giesecke & Koepgen



НБ
УДУНТ
(ДИТ)



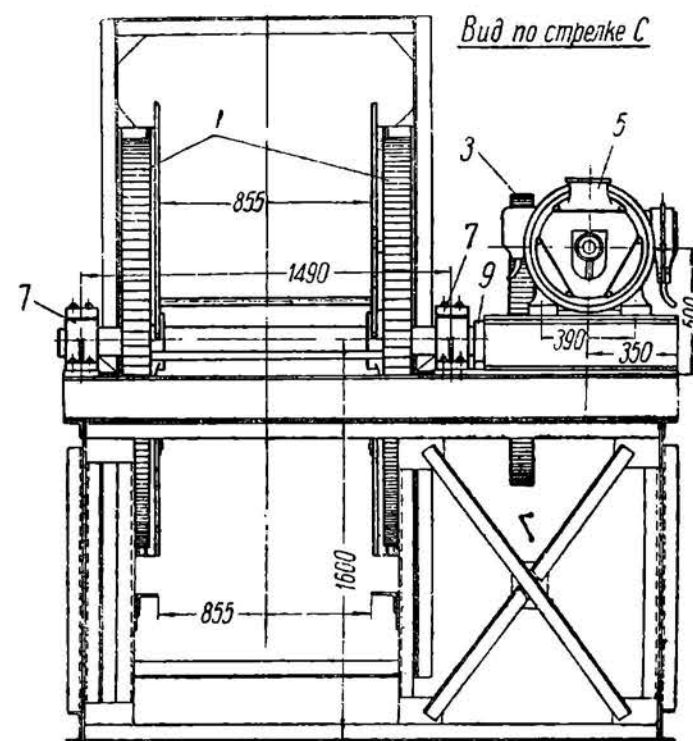
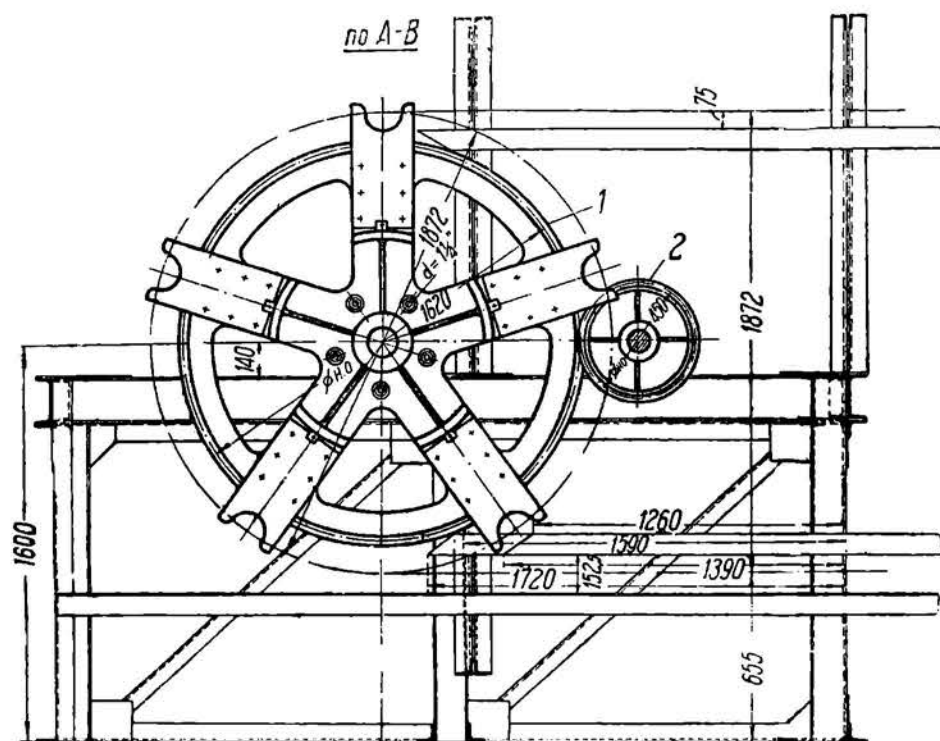




Натяжная тележка
для лент
зав. Красный Металлист

5	Распорная труба газ. 1 1/4"	2	
4	Швеллер N12	2	
3	Болт (для закр. вкл.) d = 5/8", l = 35	8	
2	Регулирующ. стопорн. болт d = 3/4", l = 90	4	"
1	Вкладыш д/регул. осн барабана	4	Сталь
N°	Наименование деталей	Кол-ц на один комп.	Материал

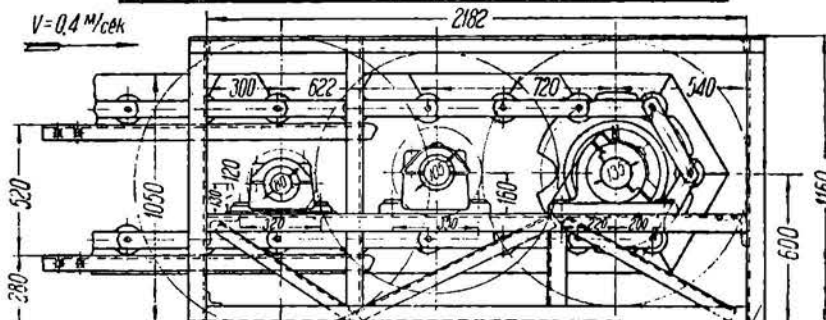
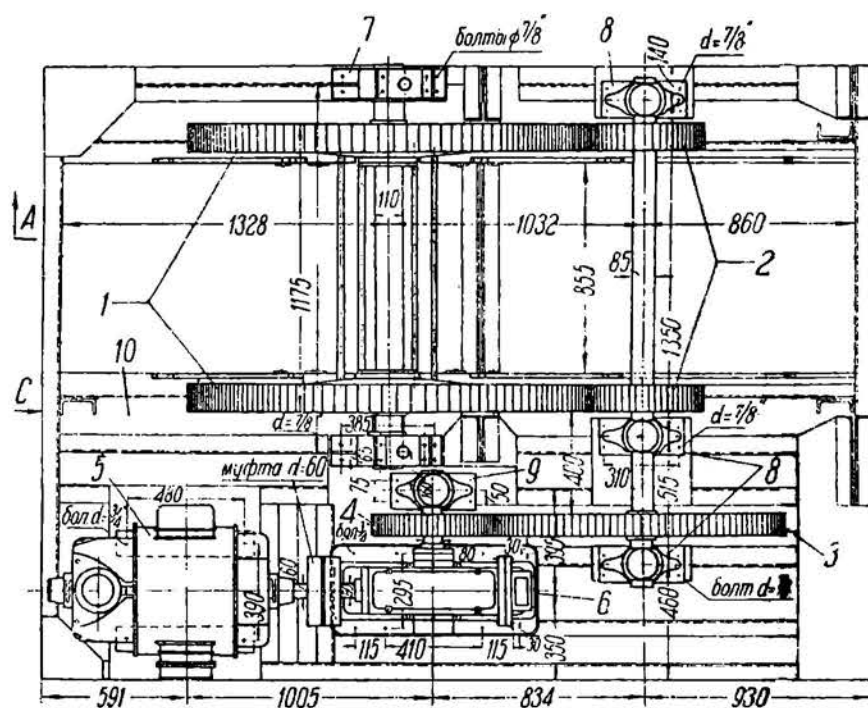
14	Трос. стальной d = 8, l = 1000	1	"
13	Крюк	2	
12	Крючок	2	
11	Зажимной болт d = 3/8", l = 32	2	
10	Зажимная планка	2	
9	Подкладная шайба	4	Сталь
8	Бегунок	4	
7	Втулка с внутр. d = 35	4	Чугун
6	Ось бегунка	2	Сталь



Фиг.1
Привод
цепного конвейера
завода им. Марти

10	Муфта d=60	1
9	Подшипник d=80	1
8	Подшипник d=85	3
7	Подшипник наклон d=110	2
6	Редуктор K=1/21	1
5	Мотор KW=20, n=715	1
4	Зубч колесо φно=405z27	1
3	Зубч колесо φно=1155z=78	1
2	Зубч колесо φно=450z=30	2
1	Зубч колесо φно=1182z=108	2
N°	Наименование деталей	кол-во

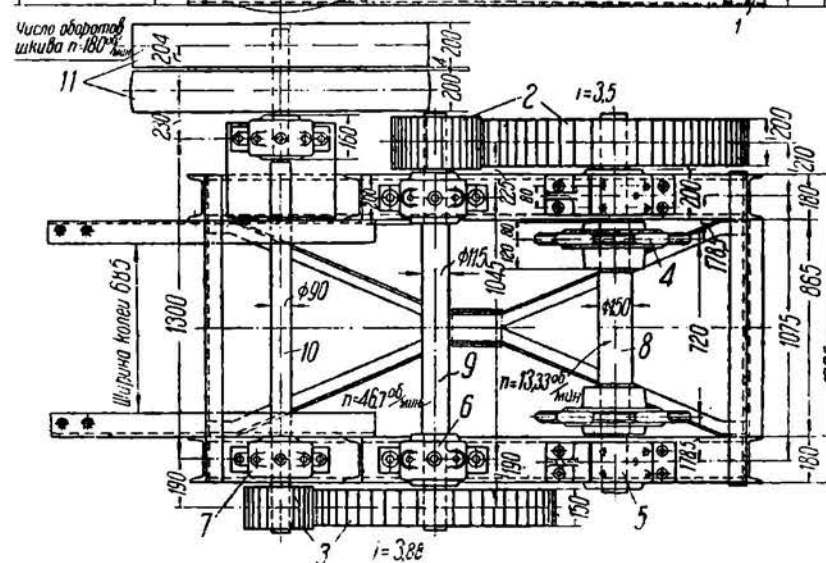
Спецификация к фиг.1



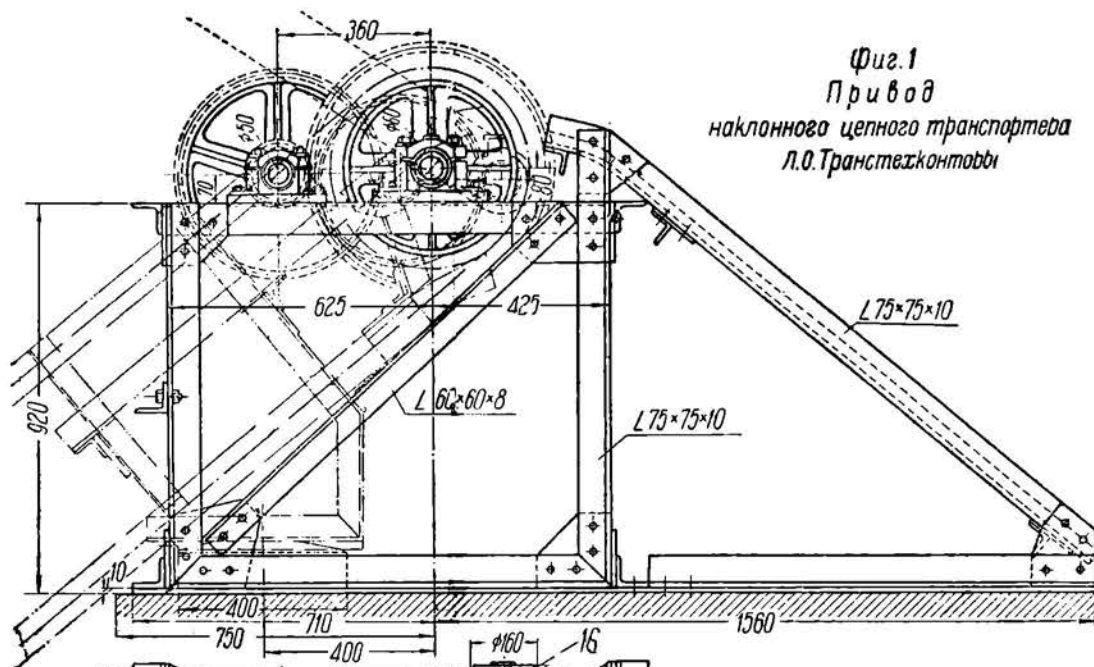
Фиг.2
Привод
цепного транспортера
завода им. Шевченко

11	Шкивы φ=1200, b=200	2	Чугун
10	Вал шкивов φ90, l=2125	1	-
9	Промежут. вал φ115, l=1060	1	-
8	Вал ведущ. звезд φ150, l=1500	1	Сталь N5
7	Подшипник φ=80, h=120	2	-
6	Подшипник φ105, h=160	2	-
5	Подшипник наклон φ85, h=180	2	-
4	Ведущие звезд φ600	2	-
3	Первая зубчатая передача	1	-
2	Вторая зубчат. передача	1	Чугун
1	Станина прив. головки	1	Сталь
N°	Наименование деталей	кол-во	Материал

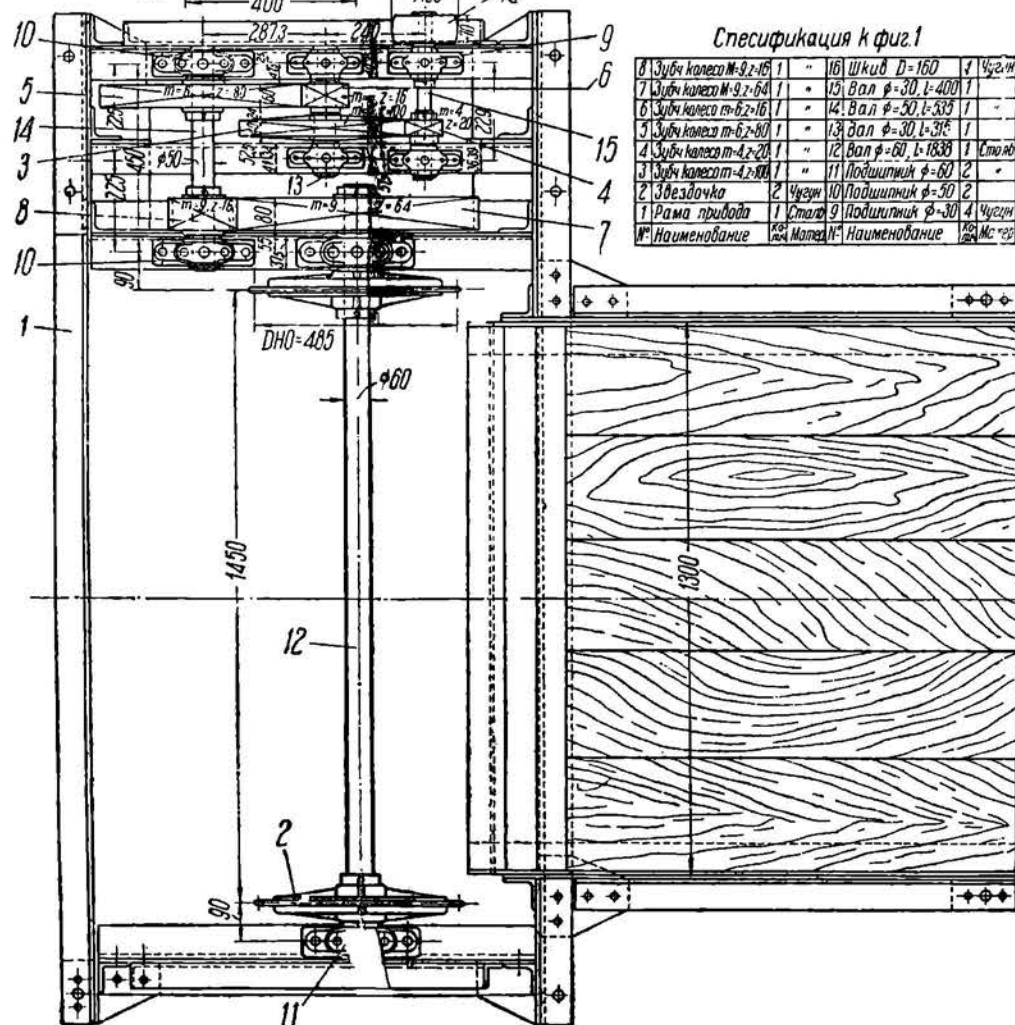
Спецификация к фиг.2



НБ
УДУНТ
(ДИТ)

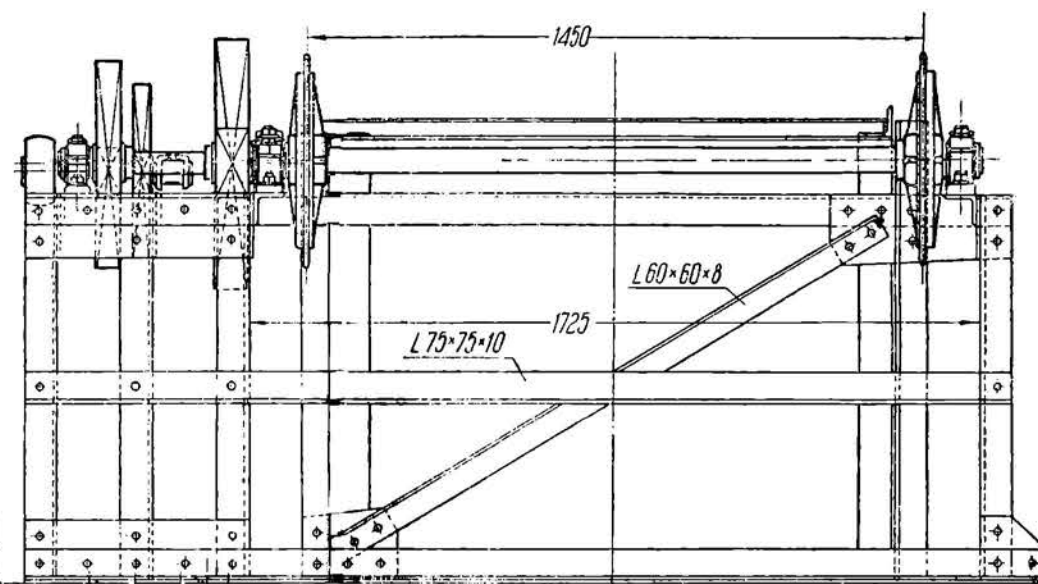


Фиг.1
Привод
наклонного цепного транспортера
Л.О.Транстехконтобви

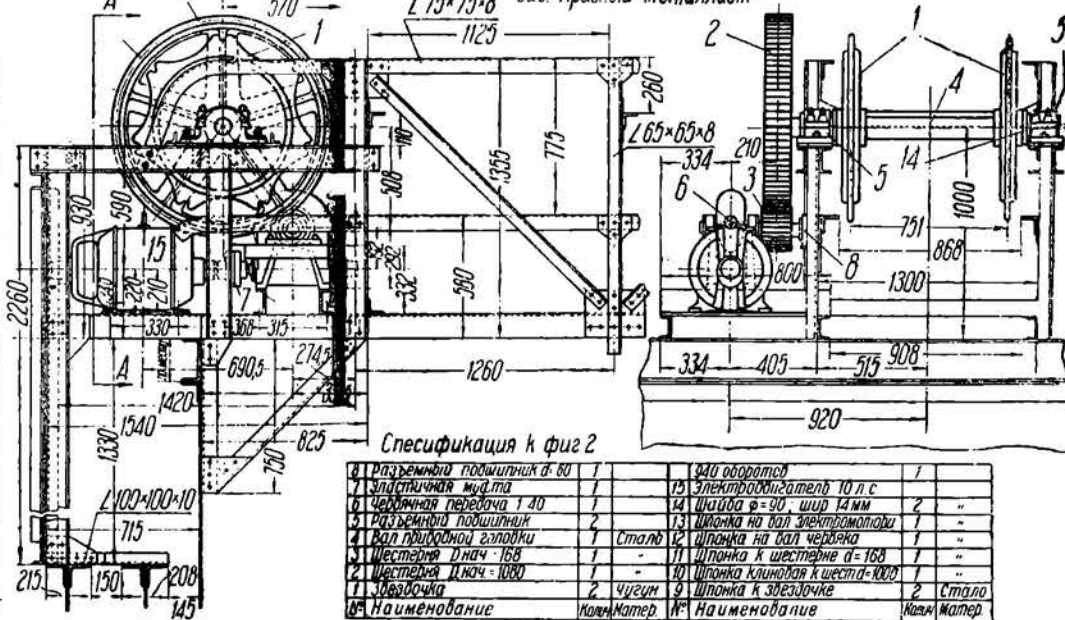


Спецификация к фиг.1

8	Зубч колесо М-9, z=16	1	16	Шкив D=160	1	Чугун	
7	Зубч колесо М-9, z=64	1	15	Вал φ=30, L=400	1		
6	Зубч колесо М-6, z=16	1	14	Вал φ=30, L=333	1		
5	Зубч колесо М-6, z=80	1	13	Вал φ=30, L=316	1		
4	Зубч колесо М-4, z=20	1	12	Вал φ=60, L=1838	1	Сталь	
3	Зубч колесо М-4, z=100	1	11	Подшипник φ=60	2		
2	Звездочка	2	10	Подшипник φ=50	2		
1	Рама привода	1	9	Подшипник φ=30	4	Чугун	
№	Наименование	№	Материал	№	Наименование	№	Материал

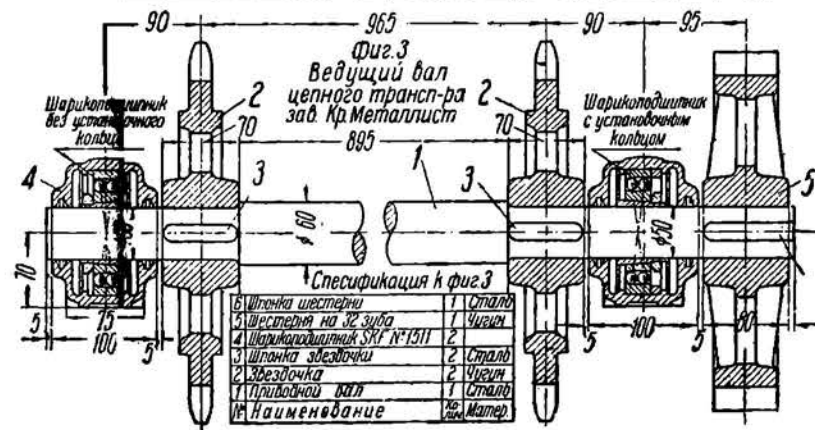


Фиг.2 Привод к угловой станции цепного конвейера
зав. Красный Металлист по А-А



Спецификация к фиг.2

8	Разъемный подшипник d=60	1	15	Электродвигатель 10 л.с	1		
7	Электрическая муфта	1	14	Шайба φ=90, шир 14мм	2		
6	Червячная передача 1:20	1	13	Шпонка на вал электромотора	1		
5	Разъемный подшипник	2	12	Шпонка на вал червяка	1		
4	Вал приводной звездочки	1	11	Шпонка к шестерне d=168	1		
3	Шестерня d1мч=168	1	10	Шпонка клиновидная к шест-1000	1		
2	Шестерня d1мч=1080	2	9	Шпонка к звездочке	2	Сталь	
1	Звездочка	2	8	Шпонка к звездочке	2	Сталь	
№	Наименование	№	Материал	№	Наименование	№	Материал

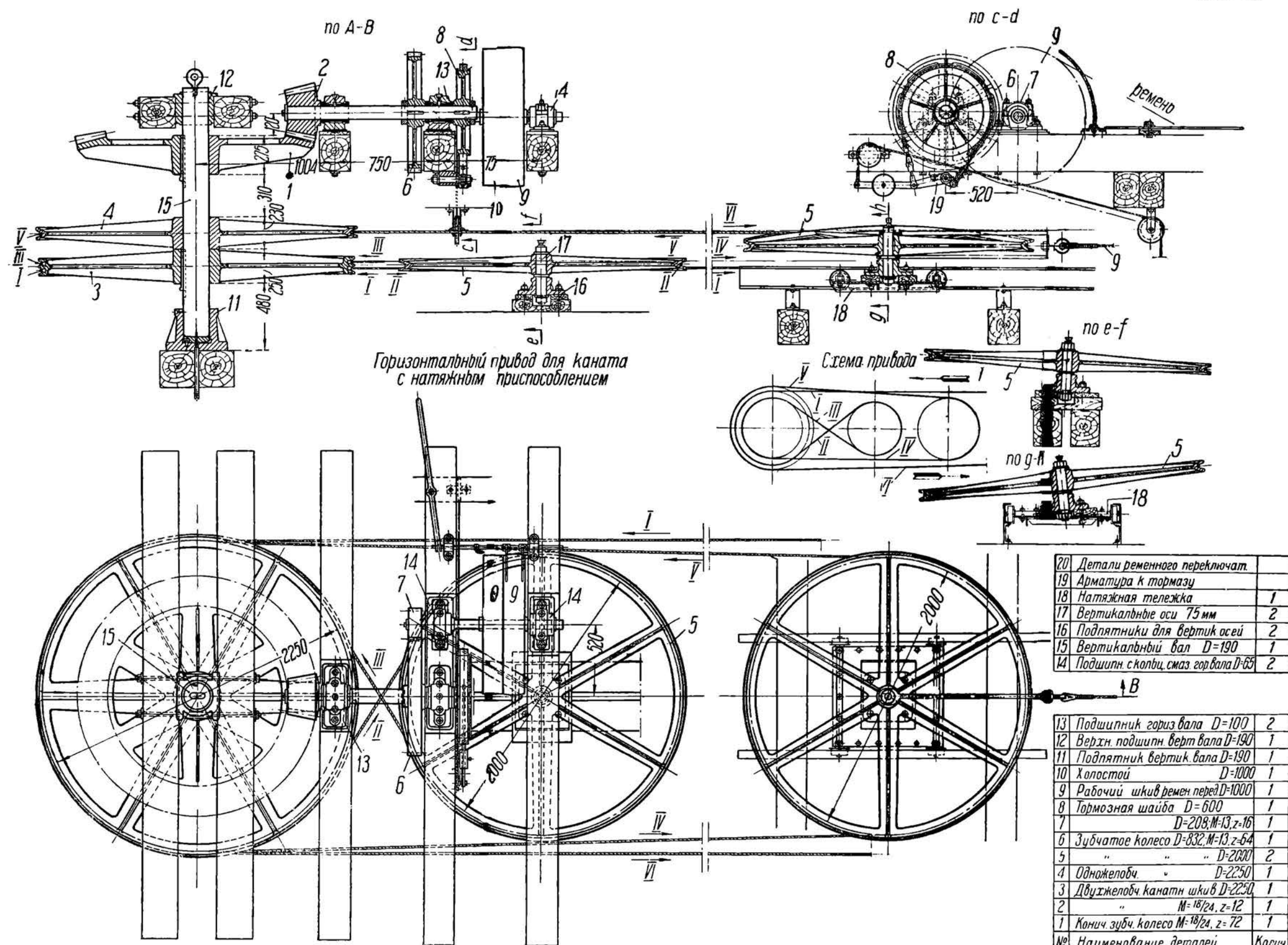


Фиг.3
Ведущий вал
цепного трансп-ра
зав. Кр.Металлист

Спецификация к фиг.3

5	Шпонка шестерни	1	Сталь
4	Шестерня на 32 зуба	1	Чугун
3	Шарикоподшипник SKF №1311	2	
2	Шпонка звездочки	2	Сталь
1	Звездочка	2	Чугун
№	Наименование	№	Материал

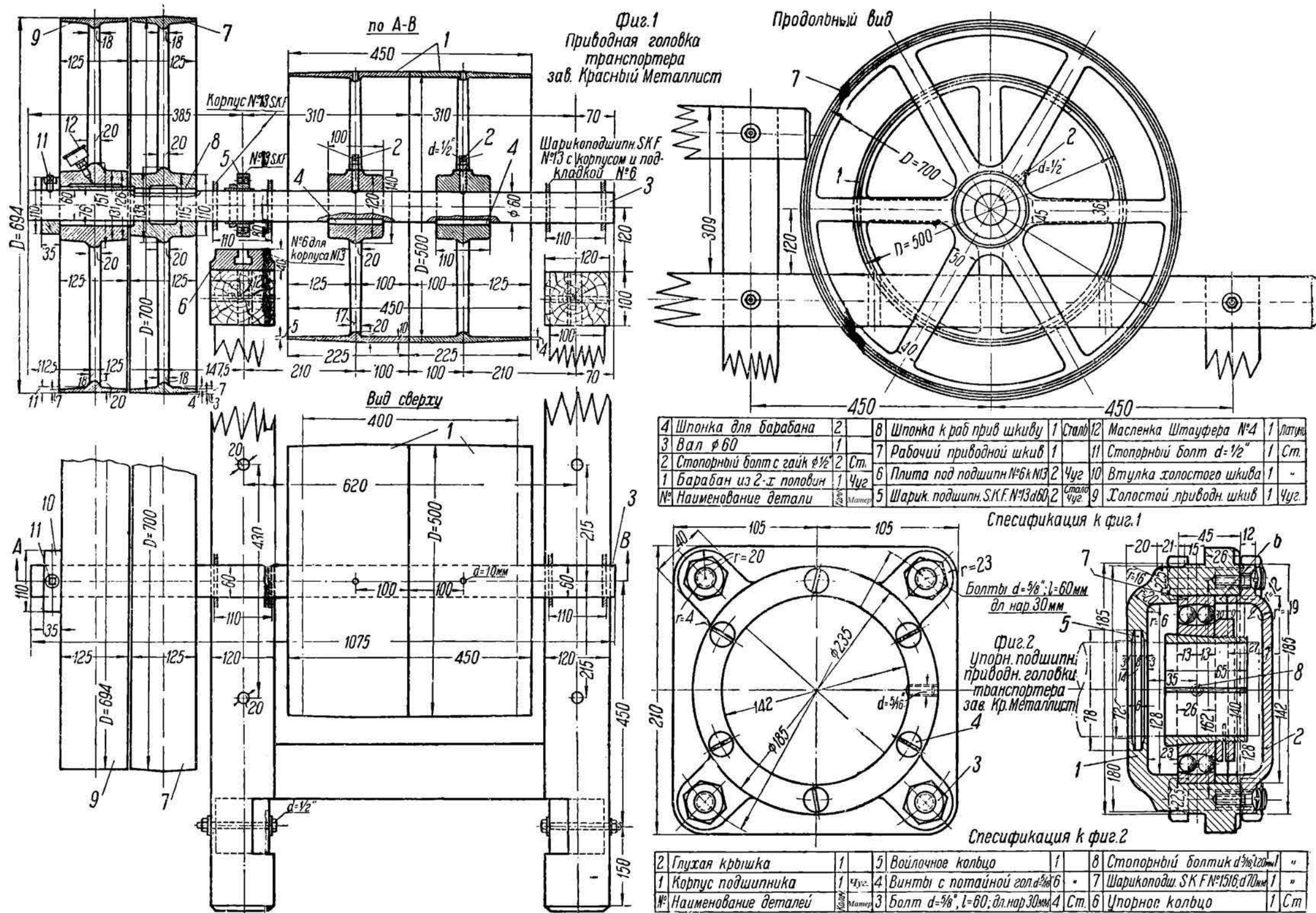
НБ
УДУНТ
(ДИТ)

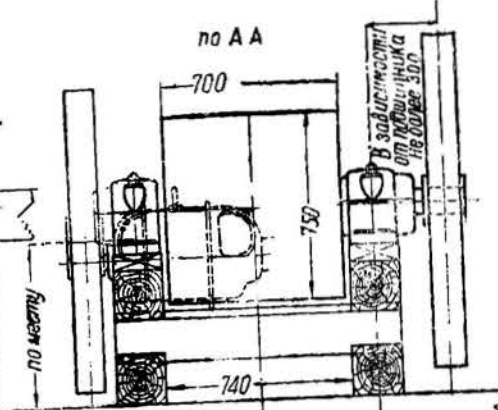
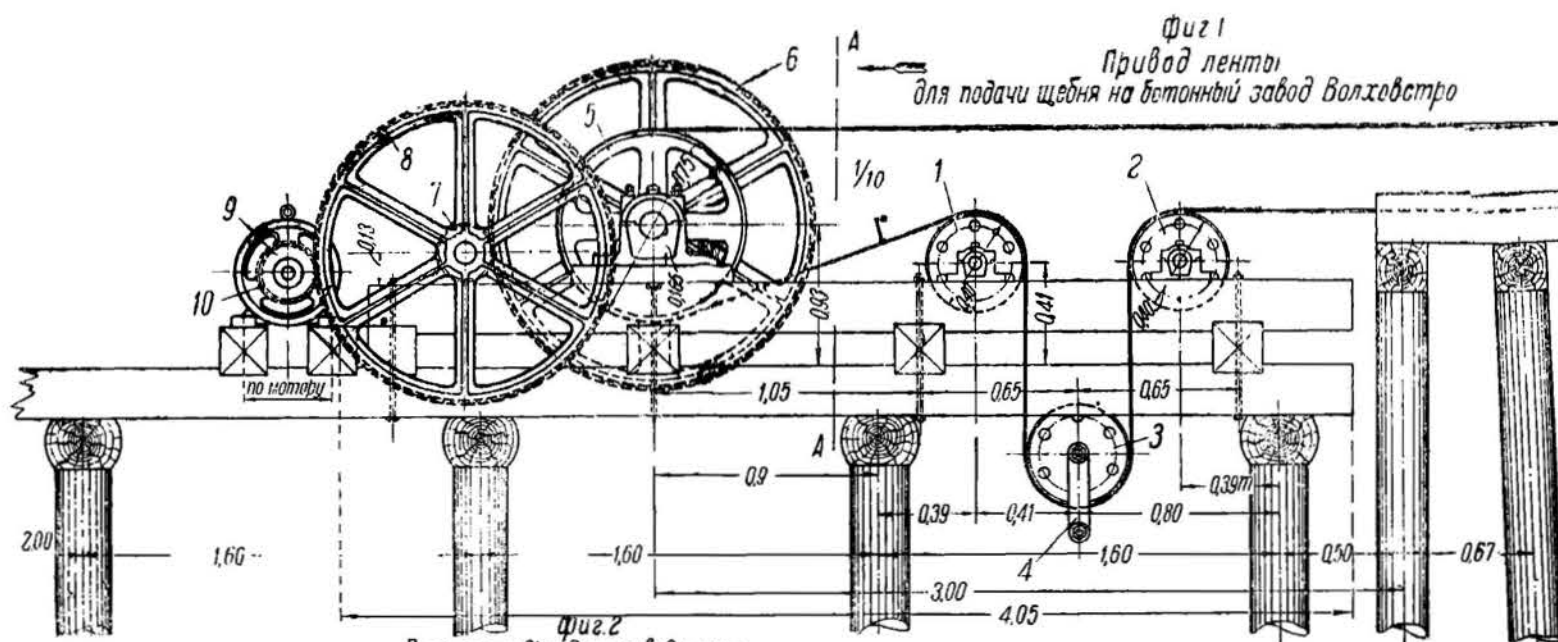


20	Детали ременного переключат.	
19	Арматура к тормазу	
18	Натяжная тележка	1
17	Вертикальные оси 75 мм	2
16	Подпятники для вертик осей	2
15	Вертикальный вал D=190	1
14	Подшипн. сколбы, смаз гор.вала D=65	2

13	Подшипник гориз вала D=100	2
12	Верхн. подшипн. верт вала D=190	1
11	Подпятник вертик. вала D=190	1
10	Холостой D=1000	1
9	Рабочий шкив ремен перед D=1000	1
8	Тормозная шайба D=600	1
7	D=208; M=13; z=16	1
6	Зубчатое колесо D=832; M=13; z=64	1
5	" " D=2000	2
4	Одножелобч " D=2250	1
3	Двухжелобч канатн шкив D=2250	1
2	" " M=18/24; z=12	1
1	Конич. зубч. колесо M=18/24; z=72	1
№	Наименование деталей	Колич.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

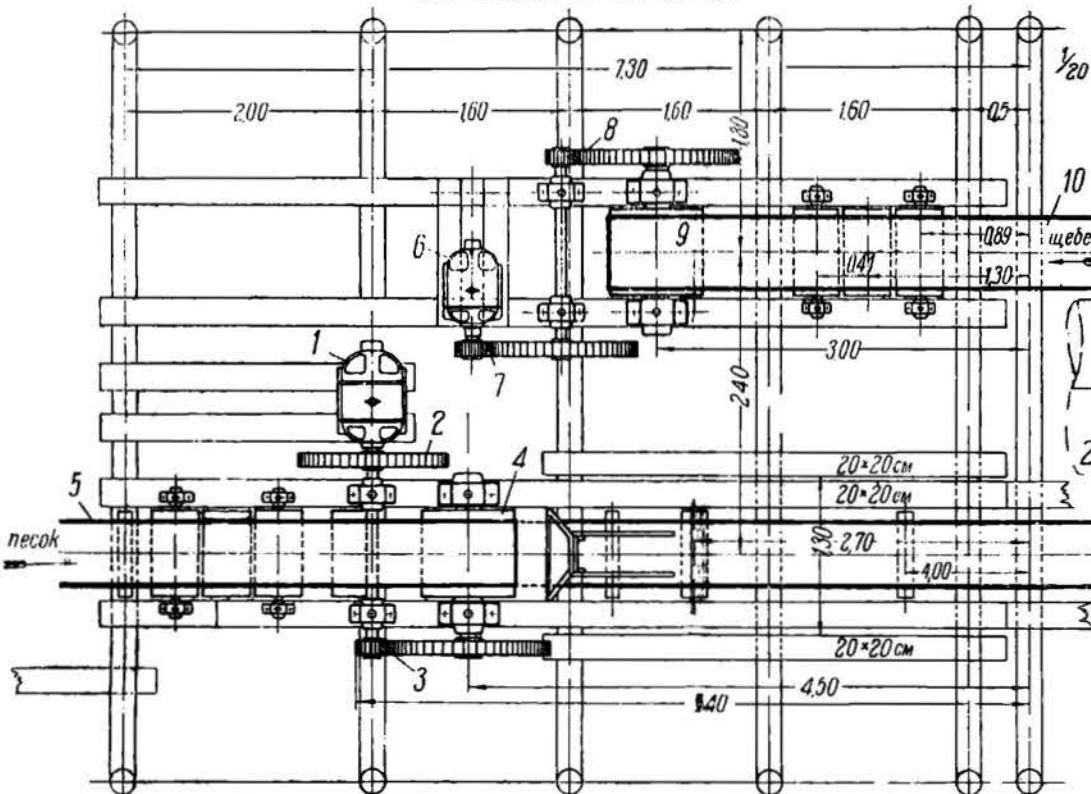




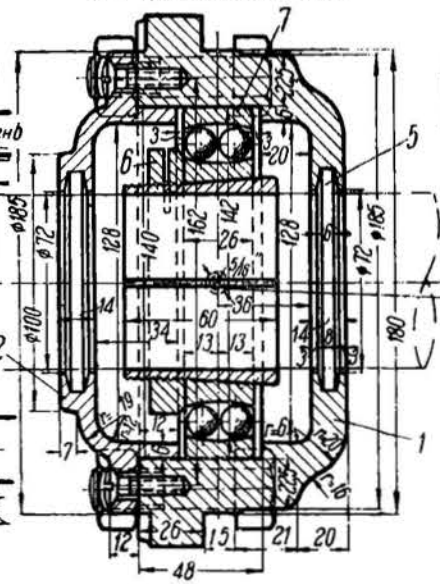
Спецификация к Фиг. 1

10	Двигатель	1	
9	Шестерня на валу двигателя	1	
8	Зуб колеса на промежуточн. валу	1	
7	Шестерня на промежуточн. валу	1	
6	Зуб колеса на ведущем валу	1	
5	Ведущий барабан	1	
4	Головка груза натяжн. приспособ.	1	
3			
2	рабяющие барабаны	3	
1			
№ Наменованне деталей			Кол-во Матер.

Фиг. 2
План площадки для привода ленты



Фиг. 3 Подшипник
к приводной головке транспортера
зав. Красный металлист

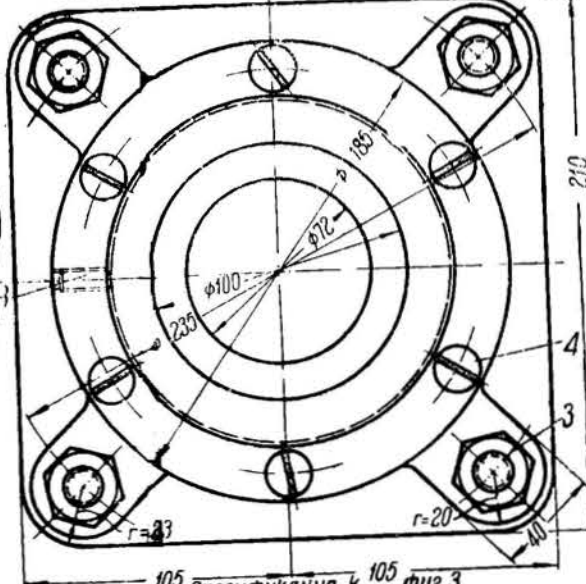


Спецификация к Фиг. 2

2	1 ^{ая} передача прив. под песок	1	
	тера подающего песок	1	
1	Двигатель для транспор-		
№ Наменованне деталей			Кол-во Матер.

6	Двиг. транс. для подачи щебня	1	
5	Лента	1	
4	барабан	1	
3	2 ^{ая} передача прив. подающ. песок	1	

10	Лента	1	
9	барабан	1	
8	2 ^{ая} " " " "	1	
7	1 ^{ая} пр-ед. прив. транс. для щебня	1	

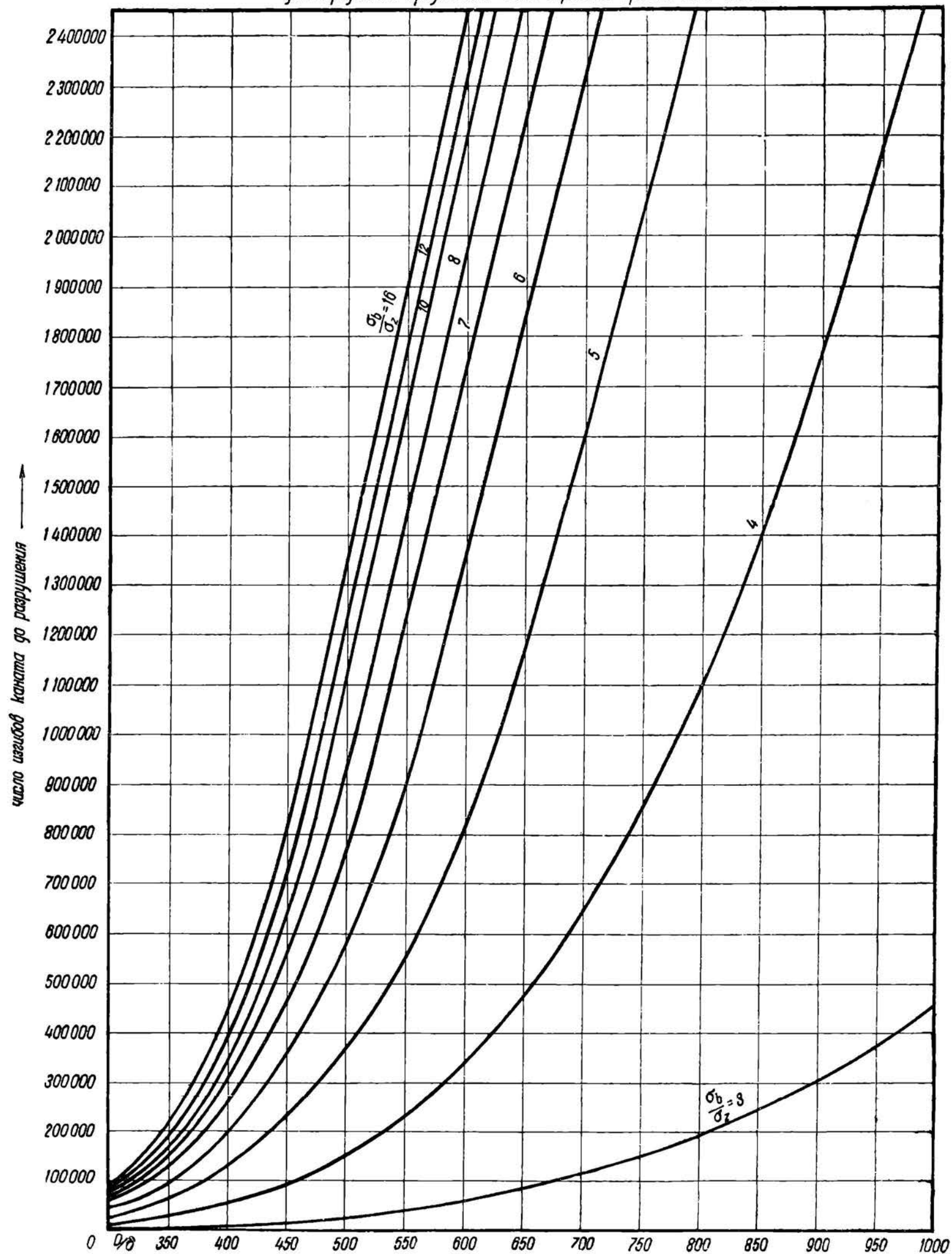


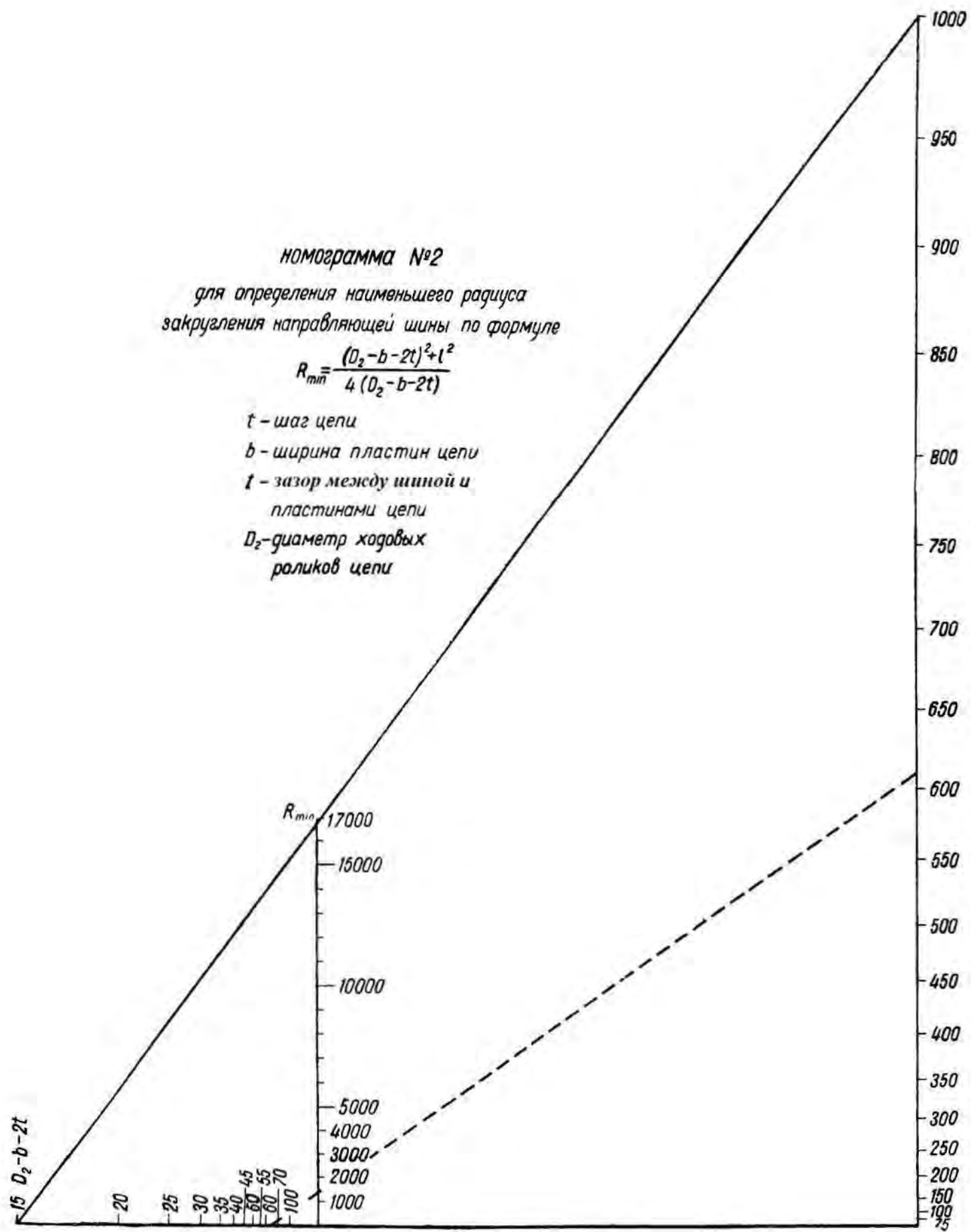
105 Спецификация к 105 Фиг. 3

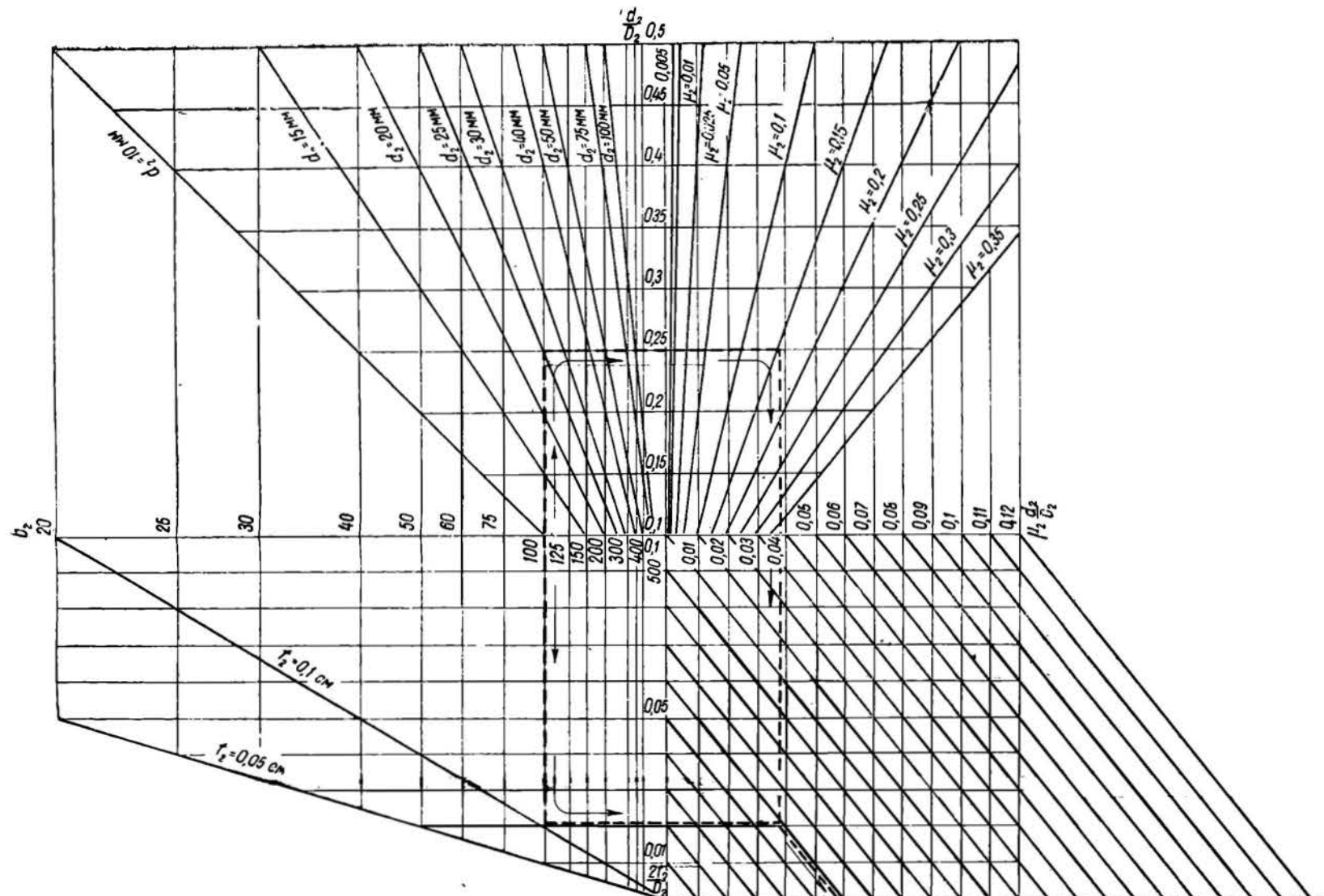
8	Стопорный болт d=5/16; L=20 мм	1	
7	Шарикоподшипник SKF №1516	1	
6	Гайка	1	
5	Войлочное уплотн. кольцо	2	
4	Винт стальнойной головкой d=5/16; L=26 мм	6	
3	Болт d=5/8; L=60 мм, длина нарезки 30 мм	4	
2	Крышка с правост. отверстием для вала	1	
1	Корпус г. подшипника	1	Чугун
№ Наменованне деталей			Кол-во Матер.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

номограмма №1
для определения предельного числа перегибов проволочного каната

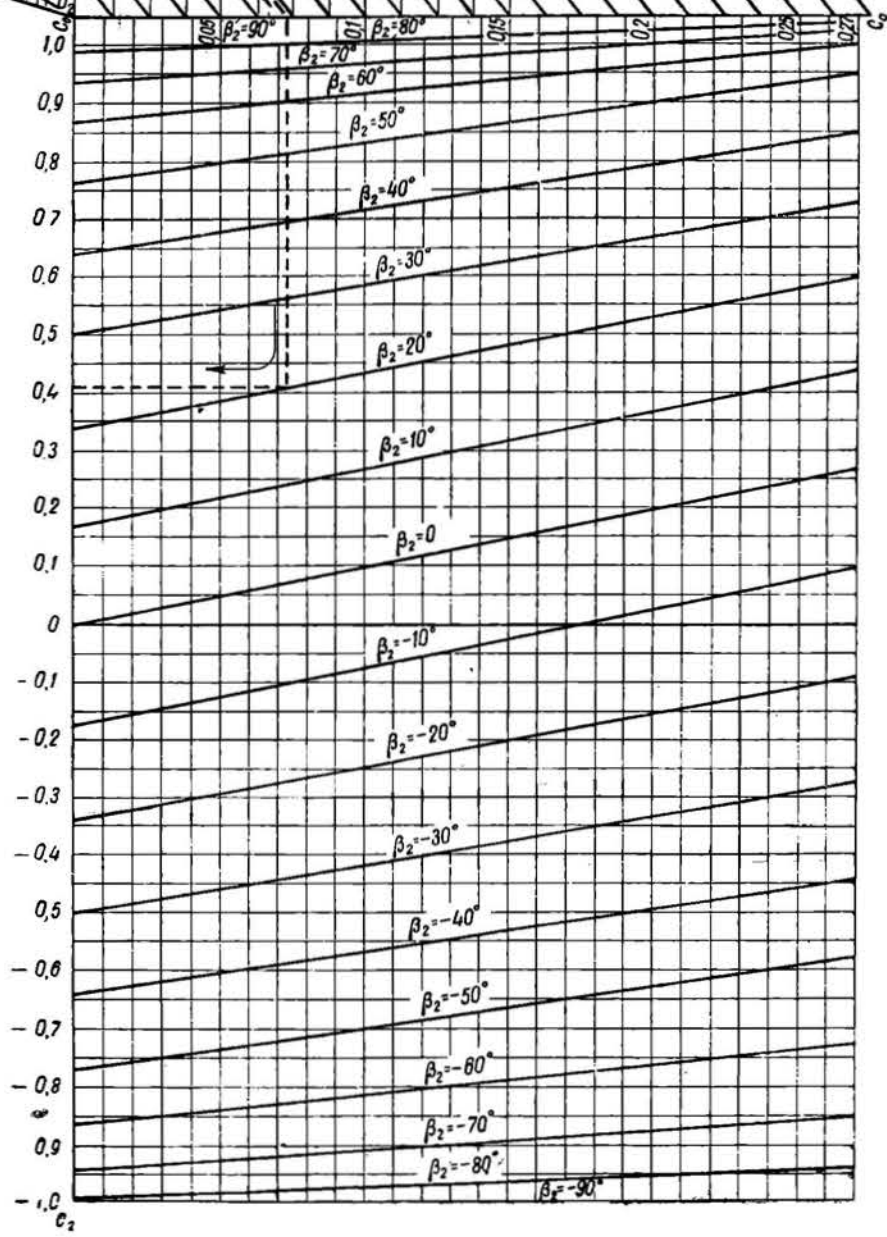


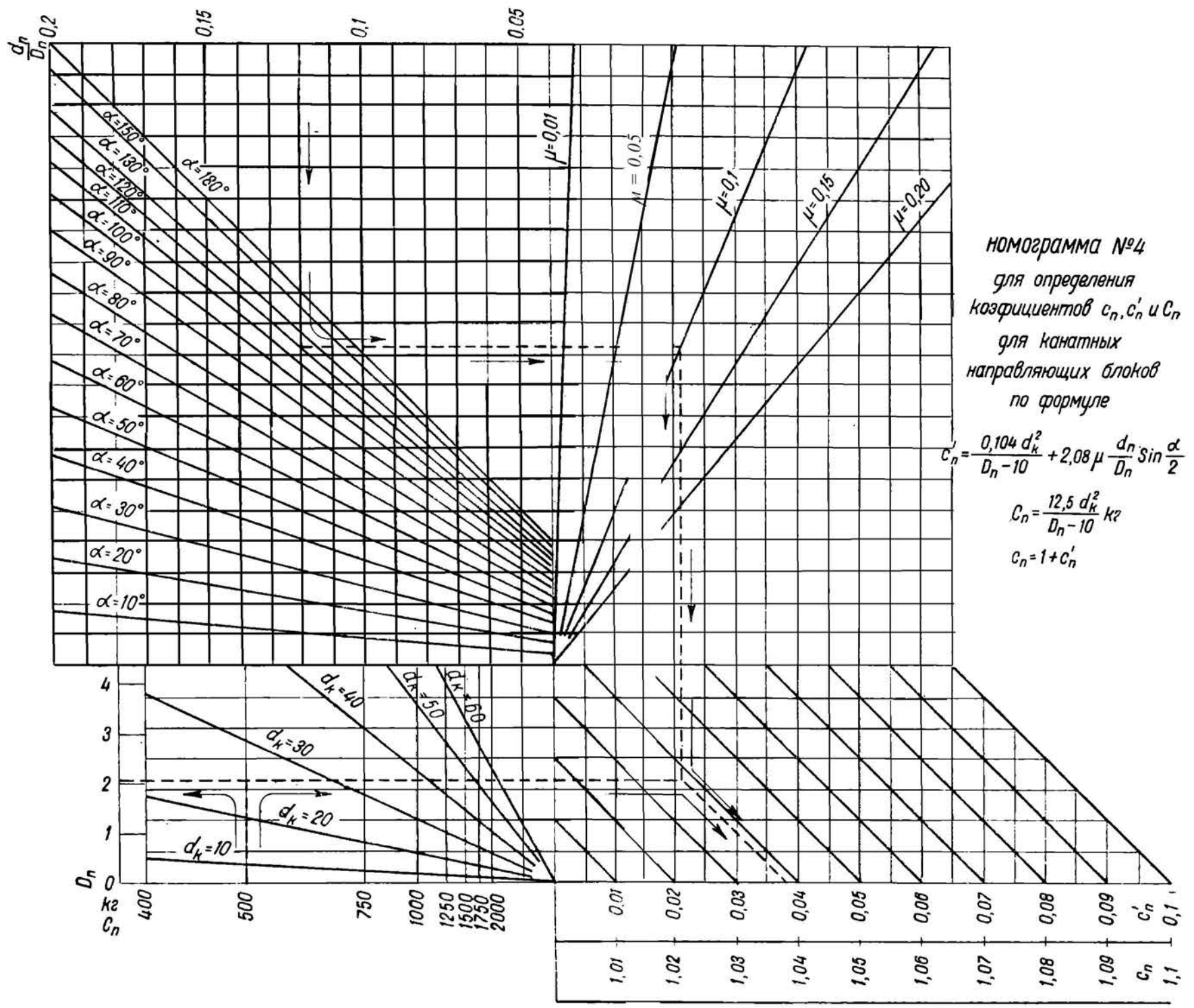




номограмма №3
 для определения коэффициентов тяги на
 прямолинейных участках пути по формулам

$$\begin{aligned}
 c_2 &= \sin \beta_2 + 1,25 \frac{\mu_2 d_2 + 2f_2}{D_2} \cos \beta_2 = \\
 &= \sin \beta_2 + c_0 \cos \beta_2 \\
 c_0 &= 1,25 \frac{\mu_2 d_2 + 2f_2}{D_2}
 \end{aligned}$$





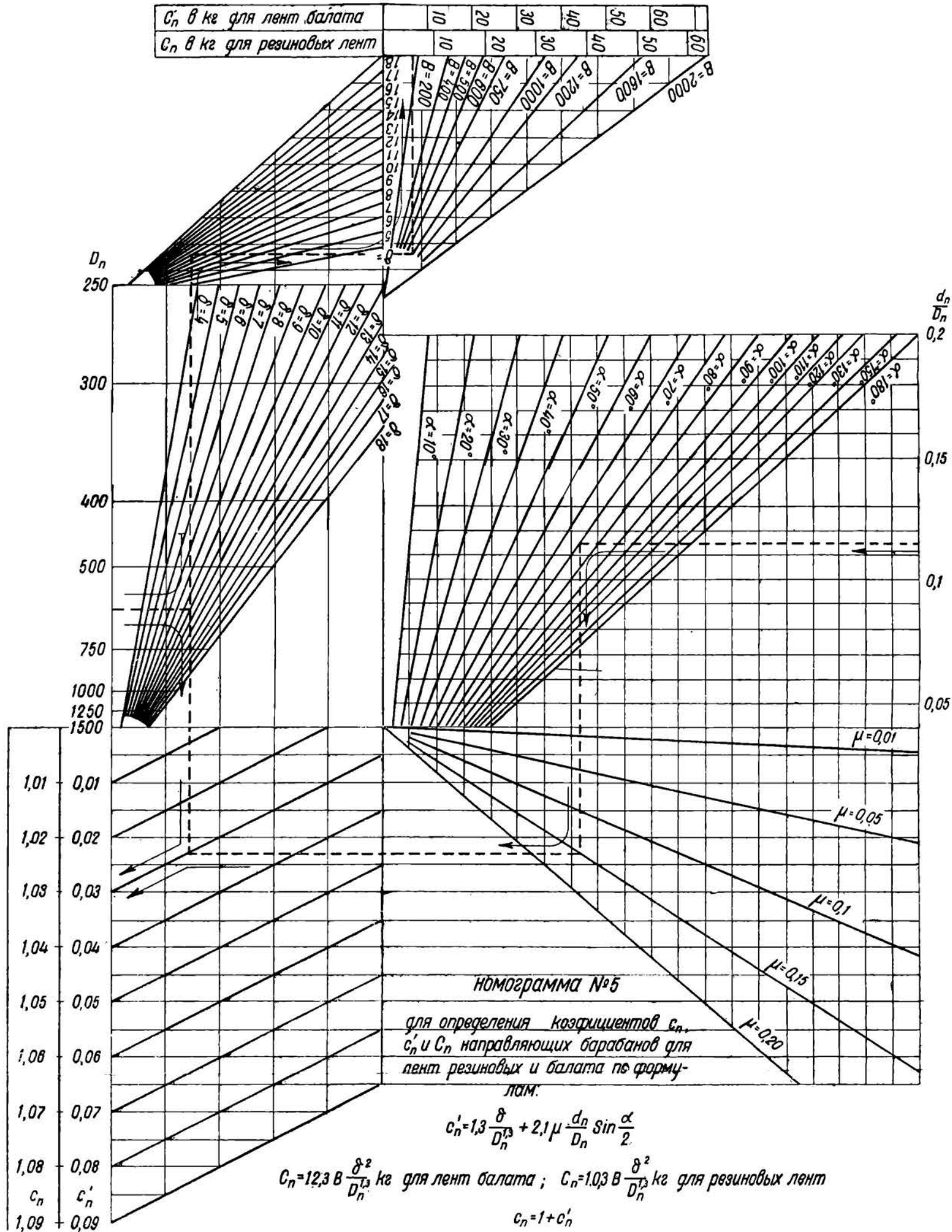
номограмма №4
 для определения
 коэффициентов c_n, c'_n и c_n
 для канатных
 направляющих блоков
 по формуле

$$c'_n = \frac{0,104 d_k^2}{D_n - 10} + 2,08 \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$c_n = \frac{12,5 d_k^2}{D_n - 10} \text{ кг}$$

$$c_n = 1 + c'_n$$

C_n в кг для лент балата	10	20	30	40	50	60
C_n в кг для резиновых лент	10	20	30	40	50	60

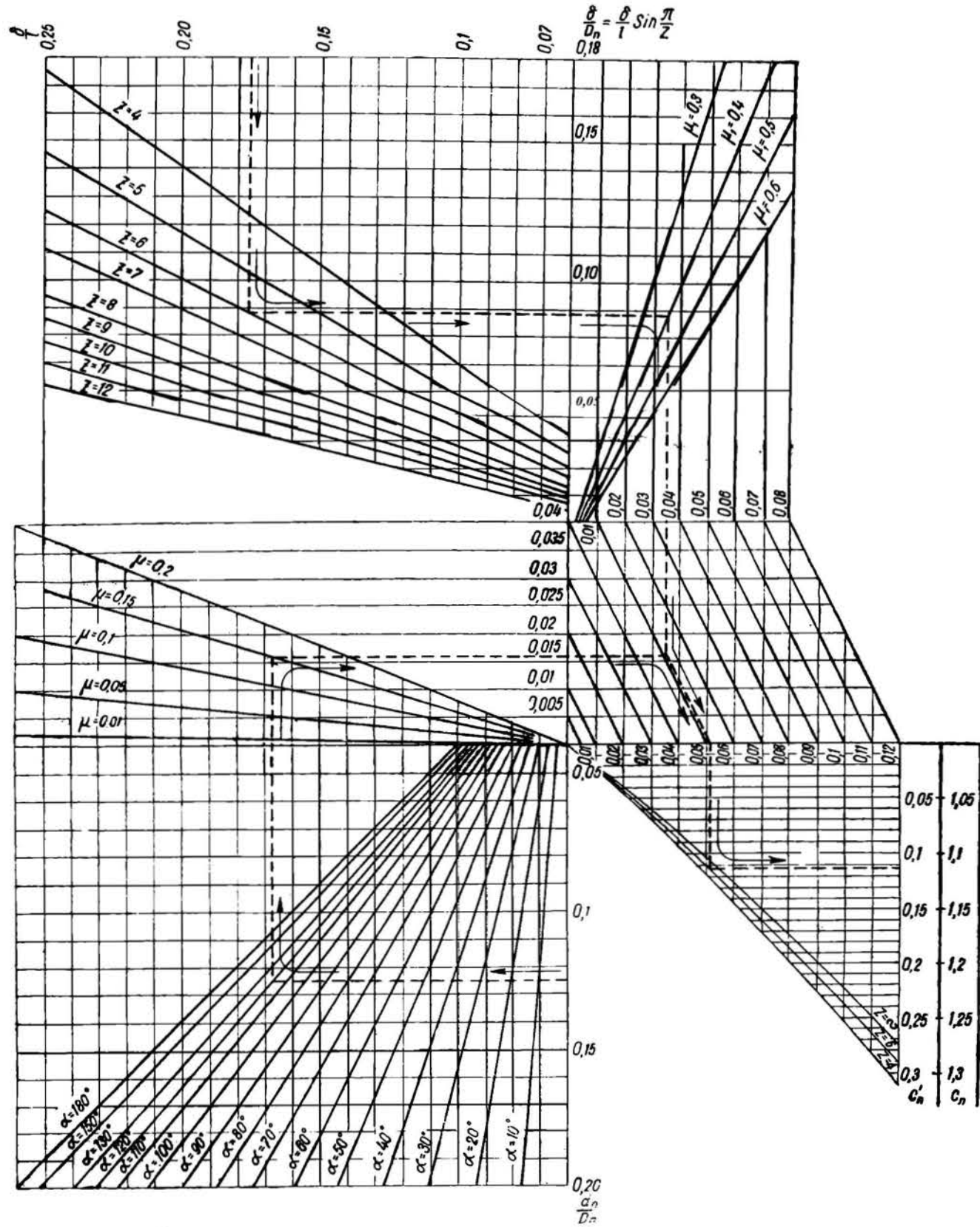


НОМОГРАММА №6

для определения коэффициентов c_n и c'_n для цепных направляющих и ведущих блоков по формулам:

$$c'_n = 2 \frac{\mu \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{\cos \beta - \left[\mu \frac{\delta}{D_n} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right]} = 2 \frac{\mu \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{2} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2}}{\frac{z}{\pi} \sin \frac{\pi}{2} - \left[\mu \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{2} + \mu \frac{d_n}{D_n} \sin \frac{\alpha}{2} \right]}$$

$$c_n = 1 + c'_n$$



НБ
УДУНТ
(ДИТ)

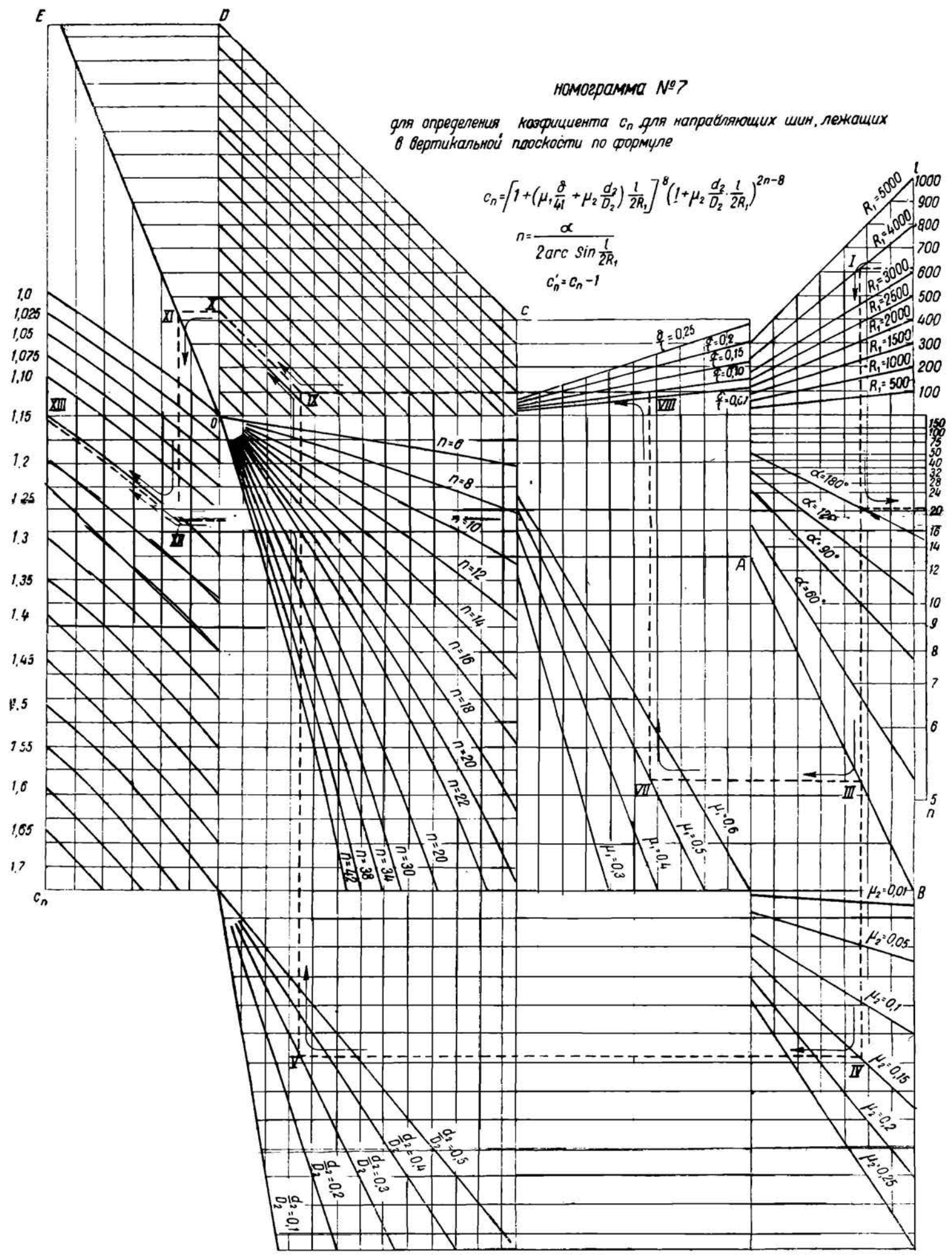
НОМОГРАММА №7

для определения коэффициента c_n для направляющих шин, лежащих в вертикальной плоскости по формуле

$$c_n = \left[1 + \left(\mu_1 \frac{\delta}{d_1} + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \right) \frac{l}{2R_1} \right]^8 \left(1 + \mu_2 \frac{d_2}{D_2} \frac{l}{2R_1} \right)^{2n-8}$$

$$n = \frac{\alpha}{2 \arcsin \frac{l}{2R_1}}$$

$$c'_n = c_n - 1$$

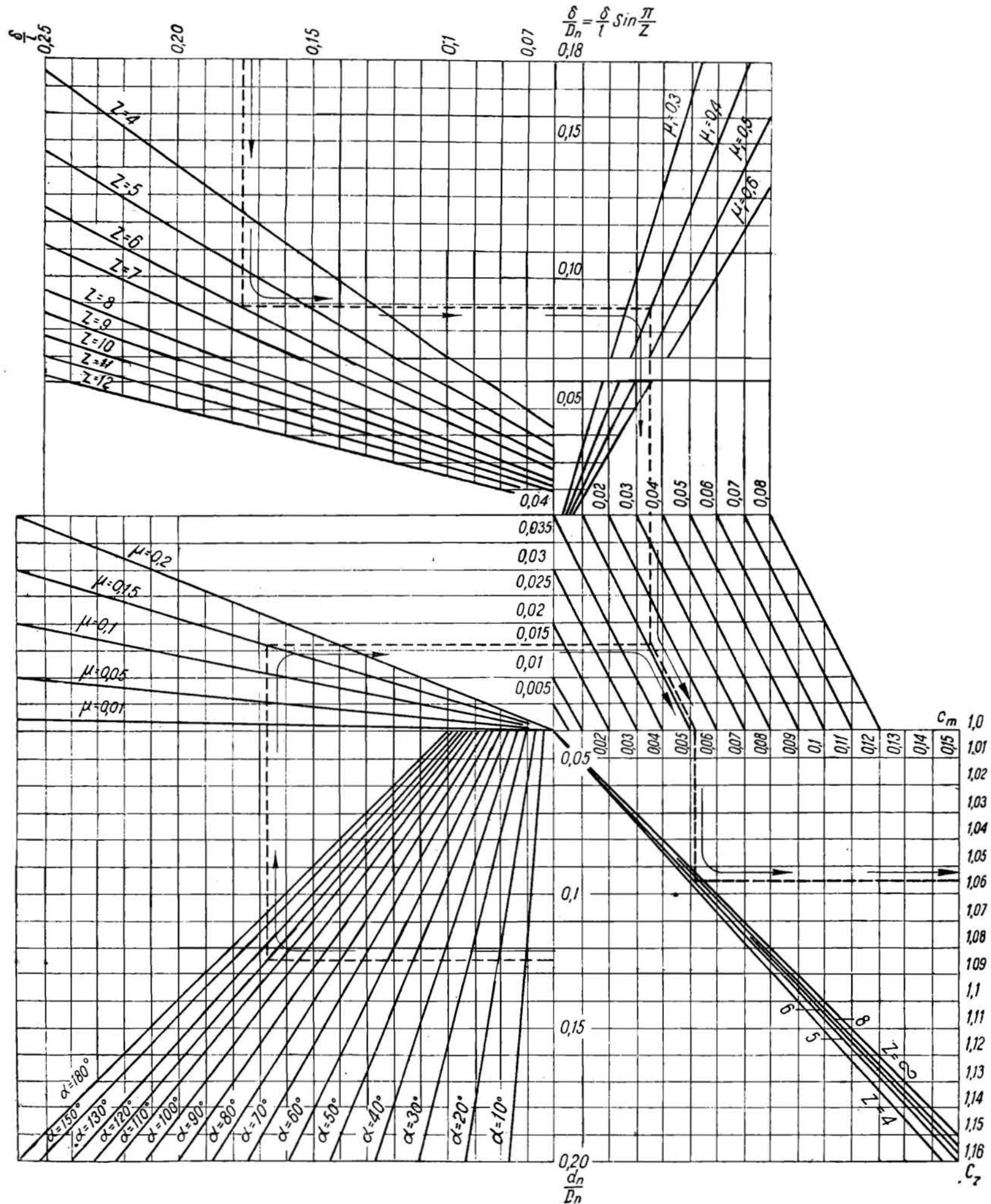


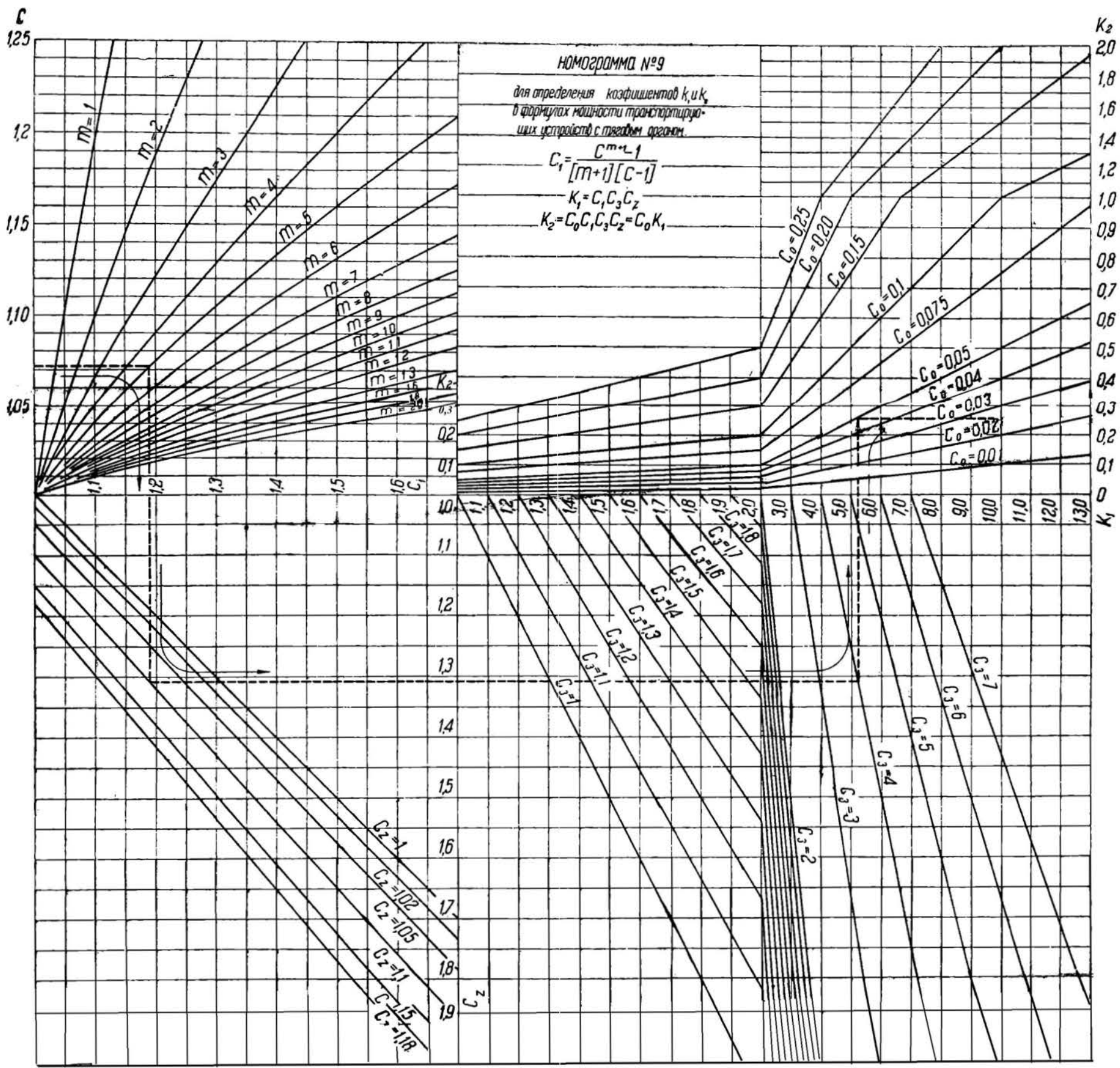
НБ
УДУНТ
(ДИТ)

номограмма №8

для определения коэффициентов c_z для цепных ведущих блоков
по формуле

$$c_z = 1 + \left[\mu_1 \frac{\delta}{D} + \mu \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \right] \frac{\pi}{Z \sin \frac{\pi}{Z}} = 1 + \left[\mu_1 \frac{\delta}{l} \sin \frac{\pi}{Z} + \mu \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \right] \frac{\pi}{Z \sin \frac{\pi}{Z}}$$

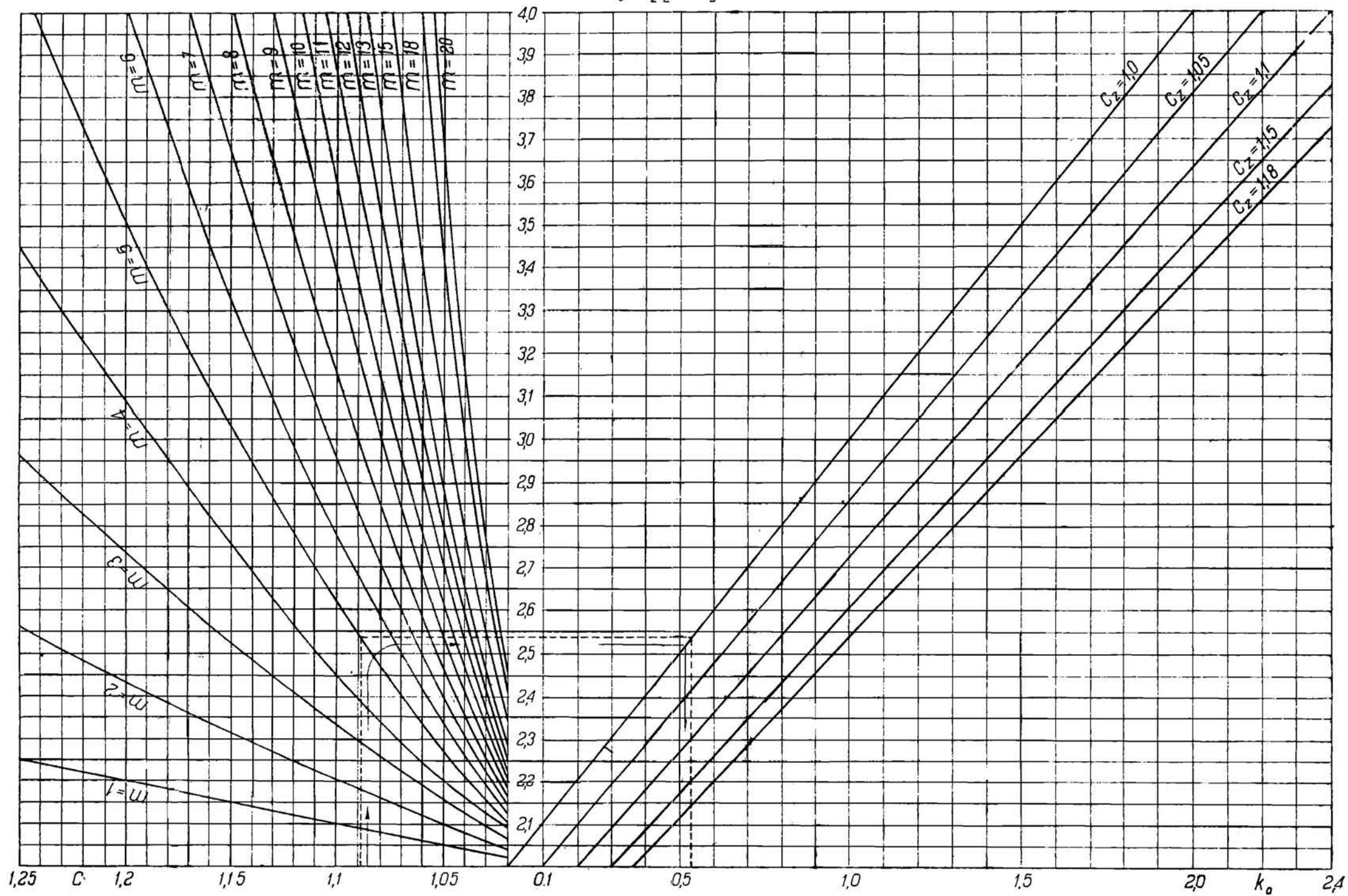




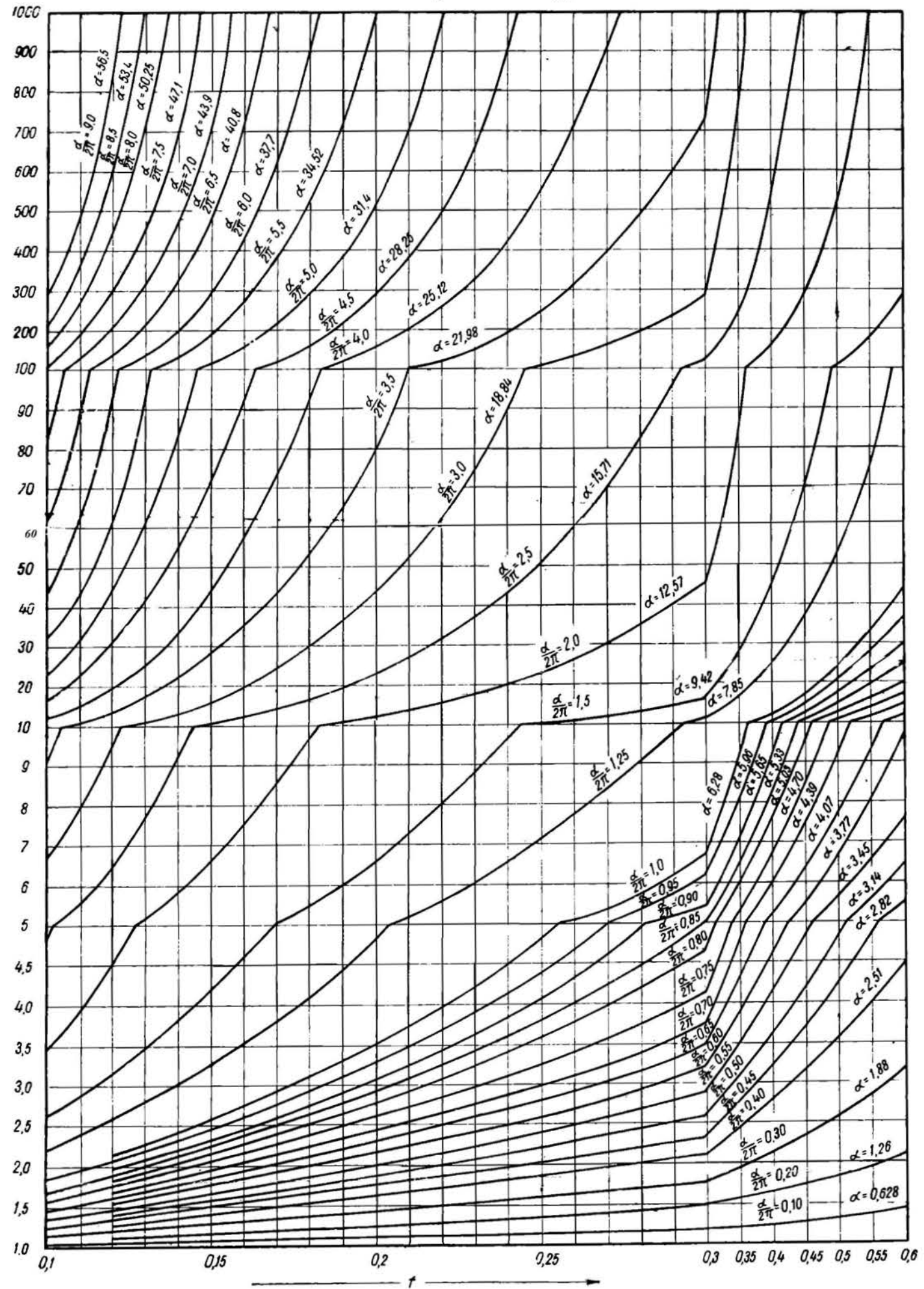
НБ
 УДУНТ
 (ДИТ)

номограмма №10
 для определения коэффициента K_0 по формуле

$$K_0 = C_2 [1 + C^m]^{-2}$$



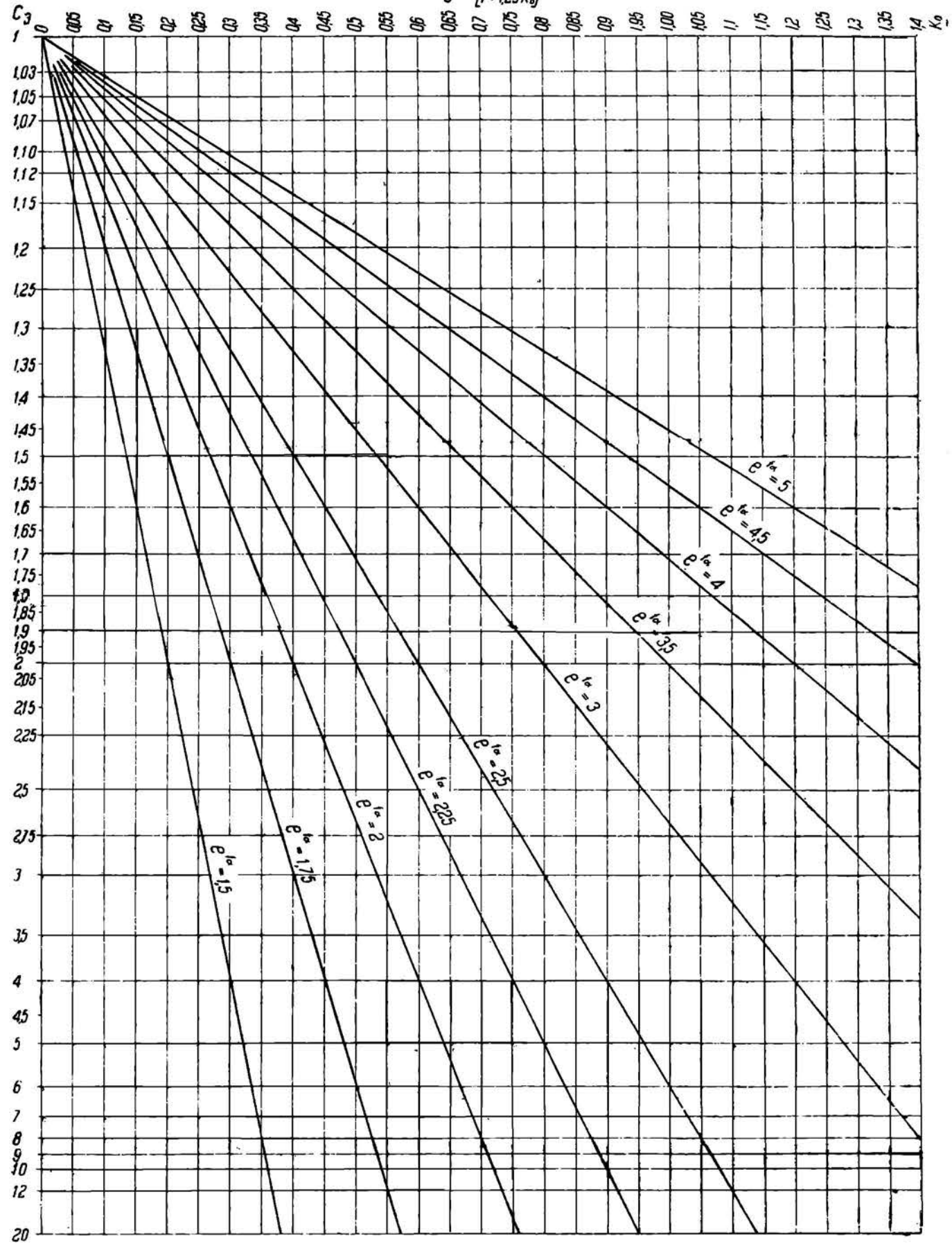
НОМОГРАММА №11
 значения e^{α} для $\tau=0,1-0,6$ и $\frac{\alpha}{2\pi}=0,1-9,0$

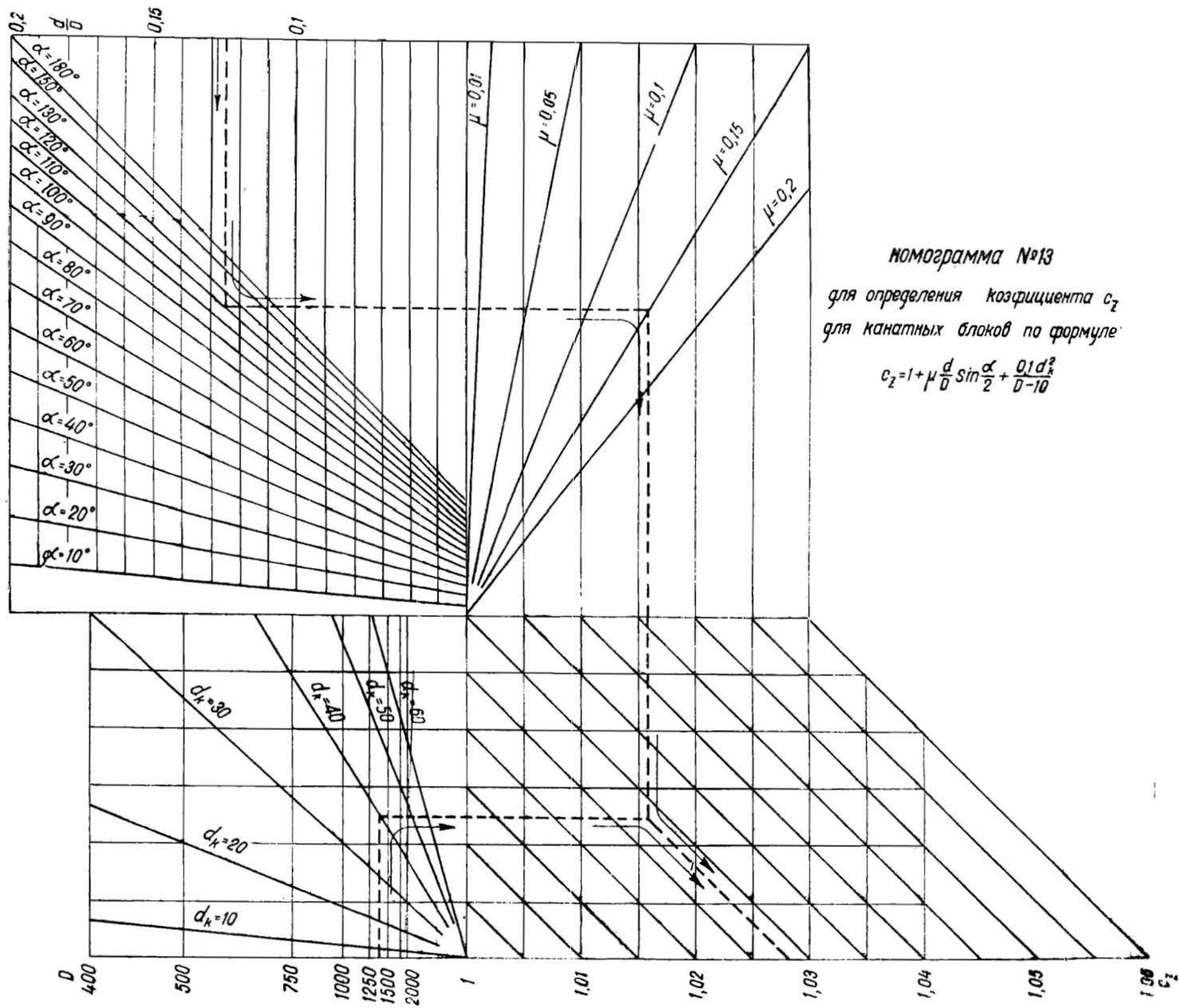


НБ
 УДУНТ
 (ДИТ)

НОМОГРАММА №12
 для определения коэффициента угла обхвата гладких ведущих блоков по формуле

$$C_3 = \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha} - [1 + 1,25K_0]}$$





номограмма №13
 для определения коэффициента c_2
 для канатных блоков по формуле:

$$c_2 = 1 + \mu \frac{d}{D} \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{0,1 d_k^2}{D - 10}$$

НОМОГРАММА №14

для определения коэффициента k_3 для канатных и ленточных приводов по формуле.

$$k_3 = \frac{c^m - 1}{c - 1} c_2 + 1 \quad \text{и} \quad c_b = \frac{c^m - 1}{c - 1}$$

