

Проф. А. О. СПИВАНОВИЧ

# КОНВЕЙЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ОНТИ ГОСУДАРСТВЕННОЕ НКТП  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ



11188

✓













CONVEYORS

THE GENERAL THROUGH DETAILS  
BY GOVERNMENT THROUGH DETAILS

149  
5  

---

220

3  
125  
9  

---

054  
750



15.3  
7.0

PROFESSOR A. O. SPIVAKOVSKY  
MINING INSTITUTE AT MOSKOW IN THE NAME OF I. V. STALIN

# CONVEYORS

VOLUME I

THE GENERAL THEORY. DETAILS.  
BELT CONVEYORS. FLIGHT CONVEYORS



7

Проф. А. О. СПИВАКОВСКИЙ  
МОСКОВСКИЙ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ ИМ. И. В. СТАЛИНА

У

621  
С-72

# КОНВЕЙЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

ЧАСТЬ I

ОБЩАЯ ТЕОРИЯ КОНВЕЙЕРОВ.  
ДЕТАЛИ. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ.  
СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,  
ДОПОЛНЕННОЕ И ПЕРЕРАБОТАННОЕ



с/а

проверено  
1950 г.



ОНТИ ГОСУДАРСТВЕННОЕ НКТП  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ  
Харьков 1935 Киев



Библиографическое описание  
этого издания помещено в  
„Летописи Укр. печати“, „Кар-  
точном реперт.“ и других указ-  
ателях Укр. Книж. Палаты.

Уг 05—5—2

· Ответственный редактор *И. Д. Губерман*  
· Техоформление *Ц. И. Подольского*

Типография Государственного научно-технического издательства Украины,  
Киев, ул. Воровского, 42.



## ОГЛАВЛЕНИЕ

Из предисловия к первому изданию . . . . .	9
Предисловие ко второму изданию . . . . .	11
Принятые обозначения и сокращения . . . . .	8

### Глава I

#### Классификация и основные понятия о транспортных устройствах

1. Разделение устройств на грузоподъемные и транспортные . . . . .	15
2. Составные части транспортной установки . . . . .	16
3. Классификация транспортных устройств . . . . .	—
4. Выбор типа транспортной установки . . . . .	18
5. Коэффициент сопротивления . . . . .	20
6. Основные формулы . . . . .	25

### Глава II

#### Детали, общие для транспортных устройств с тяговым гибким элементом

1. Канаты и цепи . . . . .	27
§ 1. Канаты . . . . .	—
§ 2. Цепи . . . . .	30
а) Конструкция тяговых цепей . . . . .	—
б) Исследование работы втулочных пластинчатых цепей . . . . .	45
в) Расчет пластинчатых втулочных цепей на прочность . . . . .	48
2. Опорные ролики . . . . .	56
3. Направляющие и поддерживающие детали . . . . .	60
а) Конструкция . . . . .	—
б) Определение сопротивлений . . . . .	62
4. Натяжные приспособления . . . . .	65
5. Привод . . . . .	68
§ 1. Конструкция приводов . . . . .	—
§ 2. Динамика цепного привода . . . . .	73
§ 3. Уравнительные механизмы . . . . .	79
а) Принцип действия и конструкции . . . . .	—
б) Примеры исследования уравнительных механизмов . . . . .	84
§ 4. Определение наиболее выгоднейшего положения для привода . . . . .	95
а) В общем случае . . . . .	—
б) Положение привода на горизонтальной установке . . . . .	99
в) Положение привода на наклонной установке . . . . .	102
г) Положение привода на высокой вертикальной установке . . . . .	103
д) Применение двух или нескольких приводов . . . . .	105

### Глава III

#### Ленточные транспортеры с гибкой лентой

1. Детали ленточных транспортеров . . . . .	107
§ 1. Общее устройство . . . . .	—
§ 2. Лента . . . . .	110
а) Строение и механическая характеристика ленты . . . . .	—
б) Соотношения между элементами ленты . . . . .	115
в) Соединение концов ленты . . . . .	117
г) Технические условия на ленты . . . . .	118
§ 3. Опорные ролики . . . . .	121
а) Классификация роликкоопор . . . . .	—
б) Конструкция опорных роликов . . . . .	122
в) Вспомогательные и специальные ролики . . . . .	134
§ 4. Расположение роликов . . . . .	138
§ 5. Привод . . . . .	141
а) Конструкция барабанов . . . . .	—



	б) Диаметр барабана . . . . .	146
	в) Угол обхвата . . . . .	147
	г) Специальные типы приводов . . . . .	148
	д) Передаточный механизм . . . . .	153
§	6. Натяжное устройство . . . . .	168
	а) Стрела провеса . . . . .	—
	б) Место установки натяжной станции . . . . .	170
	в) Конструкция натяжного устройства . . . . .	171
§	7. Подача материала на ленту . . . . .	174
	а) Воронки и затворы . . . . .	—
	б) Питатели . . . . .	178
§	8. Разгрузочные устройства . . . . .	199
	а) Исследование процесса сбрасывания материала с ленты на барабане . . . . .	200
	б) Типы и характеристика двухбарабанных сбрасывателей . . . . .	205
	в) Конструкция разгрузочных тележек . . . . .	212
	г) Специальные типы тележек . . . . .	217
	д) Плужковые сбрасыватели . . . . .	220
§	9. Станина . . . . .	228
§	10. Вспомогательные приспособления . . . . .	242
	а) Храповики и стопоры . . . . .	—
	б) Очистка ленты . . . . .	245
	в) Барабаны—электромагнитные сепараторы . . . . .	247
	г) Взвешивание . . . . .	250
	д) Взятие пробы . . . . .	254
	е) Электроблокировка . . . . .	—
2.	Расчет . . . . .	255
§	1. Определение ширины ленты . . . . .	—
§	2. Рабочая скорость ленты . . . . .	259
§	3. Предварительное определение мощности двигателя . . . . .	264
§	4. Прочные размеры ленты . . . . .	270
§	5. Детальный расчет мощности . . . . .	—
§	6. Определение перегрузки мотора в период разбега . . . . .	274
§	7. Определение крутящего момента на стопорном валу . . . . .	277
§	8. Определение мощности на транспортере с движением груза вниз . . . . .	278
3.	Численные примеры . . . . .	279
4.	Примеры применения ленточных транспортеров . . . . .	296
§	1. Передвижные погрузочные машины . . . . .	—
§	2. Погрузка и разгрузка вагонов и судов . . . . .	320
§	3. Загрузка и разгрузка бункеров . . . . .	333
§	4. Обслуживание штабельных складов . . . . .	343
§	5. Ленточные транспортеры на землечерпательных установках . . . . .	347
§	6. Специальные случаи применения лент . . . . .	348
	а) Ленты для вертикального подъема . . . . .	—
	б) Металлическая лента . . . . .	351
	в) Стальная гибкая лента . . . . .	—
5.	Подземные ленточные конвейеры . . . . .	356
§	1. Общее устройство и детали . . . . .	—
§	2. Лента . . . . .	360
§	3. Опорные ролики . . . . .	364
§	4. Поддерживающие козелки . . . . .	368
§	5. Привод . . . . .	371
§	6. Электрооборудование . . . . .	386
§	7. Натяжное устройство . . . . .	389
§	8. Переноска и установка конвейера . . . . .	391
§	9. Загрузка и разгрузка . . . . .	395
§	10. Расчет подземного ленточного конвейера . . . . .	396
	а) Определение ширины ленты . . . . .	—
	б) Определение мощности двигателя . . . . .	399
	в) Численный пример . . . . .	403
§	11. Особые конструкции подземных ленточных конвейеров . . . . .	405

#### Глава IV

#### Скребокковые транспортеры

1.	Детали скребокковых транспортеров . . . . .	412
§	1. Общее устройство . . . . .	—
§	2. Цепи и скребки . . . . .	414
§	3. Жалоб . . . . .	422
§	4. Натяжное устройство . . . . .	423
§	5. Привод . . . . .	425
§	6. Загрузка и разгрузка . . . . .	427
§	7. Станина . . . . .	430



2. Расчет . . . . .	435
1. Основные размеры . . . . .	—
2. Определение мощности двигателя . . . . .	443
3. Ящичные транспортеры . . . . .	448
4. Численные примеры . . . . .	457
5. Примеры применения скребковых транспортеров . . . . .	462
1. Подача на бункеры . . . . .	—
2. Золоудаление . . . . .	465
3. Цепные конвейеры . . . . .	469
4. Самотаски и шлепперы . . . . .	478
5. Штанговые скребковые транспортеры . . . . .	481
6. Обслуживание штабельных складов . . . . .	483
7. Канатно-дисковые конвейеры . . . . .	489
8. Скребковые грузочные машины . . . . .	494
9. Подземные скребковые конвейеры . . . . .	516
Литература . . . . .	531



## ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

м — метр.	рцала в кг на пог. м длины транспортера.
мм — миллиметр.	$q_0$ — вес движущихся частей транспортера в кг на пог. метр его длины (на одной или двух ветвях).
см — сантиметр.	$G = qL$ — вес находящегося на транспортере материала в кг.
км — километр.	$G_0$ — вес движущихся частей транспортера.
кг — килограмм.	$l$ — шаг (длина звена) тяговой цепи:
т — тонна.	$a$ — расстояние между рабочими элементами транспортера (скребками, ковшами, черпаками и пр.) в метрах.
мин. — минута.	$i$ — емкость одного рабочего элемента транспортера в метрах и объем порции материала на скребковом транспортере.
сек. — секунда.	$\psi$ — коэффициент заполнения рабочего элемента перемещаемым материалом.
л — литр.	$w$ — коэффициент сопротивления (тяги) на транспортере.
л. с. — лошадиная сила.	$\eta$ — коэффициент полезного действия.
квт — киловатт.	$N_0$ — мощность, потребляемая транспортером, измеренная на головном валу, в л. с.
кв — киловольт.	$W$ — силы сопротивления движению на транспортере.
$t$ — время в секундах.	$S$ — натяжение гибкого элемента в кг.
$s$ — путь в метрах.	$\sigma_{сж}$ , $\sigma_p$ , $\sigma_{изг}$ — допускаемое напряжение на сжатие, растяжение и изгиб.
$v$ — линейная скорость в м/сек.	$k_{сж}$ , $k_p$ , $k_{изг}$ — допускаемое напряжение на сжатие, растяжение и изгиб.
$\dot{v}$ — линейное ускорение в м/сек <sup>2</sup> .	$J$ — момент инерции в кгм·сек <sup>2</sup> .
$\varphi$ — угол поворота.	$D$ — диаметр шкивов, колес, катков, роликов и пр.
$\omega$ — угловая скорость 1/сек.	$d$ — диаметр цапф, валов и пр.
$\varepsilon$ — угловое ускорение 1/сек <sup>2</sup> .	$\delta$ — диаметр цапф цепей.
$\gamma$ — объемный насыпной вес в т/м <sup>3</sup> .	$\alpha$ — угол обхвата на барабанах и шкивах.
$f = tg \mu$ — коэффициент трения скольжения (в общем случае).	$\beta$ — угол наклона к горизонту.
$f_0 = tg \mu_0$ — коэффициент трения скольжения в покое.	
$f'$ — коэффициент трения в цапфах цепей.	
$k$ — коэффициент трения катания.	
$V$ — производительность транспортера в м <sup>3</sup> /час.	
$Q$ — производительность транспортера в т/час.	
$L$ — длина пути перемещения в метрах.	
$L_0$ — полная длина транспортера в метрах.	
$H$ — высота подъема в метрах.	
$P$ — вес отдельной частицы материала при непрерывном перемещении или вес отдельного груза при прерывном.	
$a'$ — размер в поперечнике частицы или куска материала.	
$Q$ — площадь поперечного сечения материала на транспортере в кв. метрах.	
$q$ — вес перемещаемого мате-	



## ИЗ ПРЕДИСЛОВИЯ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

В дореволюционной России механизация процессов транспортирования массовых грузов находилась в зачаточном состоянии. С одной стороны, обилие дешевой рабочей силы и отсутствие затруднений в вербовке ее на самые тяжелые работы, с другой, — ограниченность возможности в смысле изготовления механического оборудования и стремление уменьшить капиталовложения в него приводили к тому, что даже в такой трудоемкой части, как перегрузка и транспортировка массовых материалов в промышленности и на транспорте, решительно превалировал мускульный труд.

В индустриальных же странах Западной Европы и Америки механизация процессов транспортирования грузов давно получила значительное развитие и составляет в настоящее время неотъемлемое звено в общей рационализации производства. Вместе с тем изготовление подъемно-транспортного оборудования вылилось там в особую мощную отрасль машиностроения, охватывающую многие сотни специальных машиностроительных заводов.

В социально-экономической системе Советского Союза механизация перегрузки и транспортирования имеет не только огромное народно-хозяйственное значение, но и составляет технически необходимый подготовительный этап в общем социальном процессе освобождения трудящихся от работ, требующих непрерывного изнурительного физического напряжения и почти лишенных интеллектуальных элементов, в процессе сближения умственного и физического труда.

Помимо этого перевод нашего хозяйства на более высокую ступень, установка на освоение лучших достижений техники привели к необходимости решительного перехода на механизированный транспорт, как наиболее соответствующий общему характеру всего нашего хозяйственного строительства.

Всеми этими моментами определяются возрастание внимания к подъемно-транспортному делу и те значительные сдвиги, которые произошли у нас за последнее время в этой области. К числу новых мероприятий надо отнести создание особых трестов по проектированию и сооружению транспортных и грузоподъемных устройств, учреждение научно-технического совета, открытие научно-исследовательских институтов и испытательных станций, усиление транспортно-подъемной специальности в машиностроительных и отраслевых вузах и прочее.

У нас уже теперь в самых разнообразных отраслях народного хозяйства имеются многочисленные предприятия, полностью механизировавшие свои транспортные операции. Все наши новые фабрики, заводы и шахты проектируются и строятся с установкой на полную механизацию транспорта в них.

Понятно, что при этом, как один из краеугольных вопросов развития транспортной техники, возникает вопрос о пособиях для студентов и проектировщиков. Дело составления пособий, в которых необходимо сочетать коллективное участие производственных и научных работников, представляет еще почти непечатый край работы.

Основное требование к книге по всякой прикладной дисциплине, предназначенной для учебных целей, заключается в том, чтобы она же могла служить подспорьем для инженера или техника на производстве.

Под таким именно углом зрения подбирался материал и строилось изложение в настоящей книге. Связь теории и практики в изложении нашла



отражение еще и в том, что значительное по объему место в книге уделено рассмотрению взятых из промышленности конкретных примеров. Часть общих теоретических выводов построена именно на основе анализа этого практического материала.

В соответствии с тенденциями последнего времени, среди помещенных в книге конструкций имеется ряд примеров замены металла деревом, перехода от клепки металлических конструкций к сварке и пр. Наряду с упрощенными конструкциями деталей дается также описание взятых из американской и германской практики деталей из высокопрочных материалов, требующих иногда специальной термической и механической обработки, но обеспечивающей вместе с тем долговечность и надежность работы установок. Применение подобного рода специальных машиностроительных материалов и повышение качества установок составляют несомненно техническое «завтра» нашего транспортного машиностроения.

Приведенные в книге примеры применения транспортных устройств взяты преимущественно из горного дела, оборудования металлургических заводов, силовых станций и пр. Все эти примеры следует здесь рассматривать, как иллюстрацию различного конструктивного оформления того или иного типа устройств. Подробное же рассмотрение и анализ применения этих конструкций, в зависимости от условий их работы, производственной обстановки и пр., необходимо отнести к специальным курсам транспортных устройств, как то: курсы подземной доставки, складского оборудования, оборудования погрузочных работ на транспорте и др.

Несколько слов о принятой терминологии, точнее — о понятиях конвейер и транспортер. В противоположность некоторым другим авторам, именующим установки непрерывного действия транспортерами и относящих название конвейера только к так называемым ковшевым и подвесным конвейерам, слова конвейер и транспортер здесь употребляются как синонимы. К этому побуждает хотя бы твердо установившаяся терминология в горном деле, обозначающая доставку резиновыми и пластинчатыми лентами, скребками и качающимися жолобами, как доставку конвейерами. Кроме того и в общетехнический термин «конвейер» вкладывается всегда понятие непрерывного или почти непрерывного потока материала.

*А. Спиваковский*



## ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

За почти трехлетний период, истекший со времени выхода первого издания настоящей книги, машиностроение в области изготовления транспортирующих устройств настолько шагнуло вперед, что для отображения имеющихся достижений по объектам книги — ленточным и скребковым транспортерам — потребовалось в значительной мере, больше чем наполовину, обновить ее содержание.

Заграничная техника, в связи с промышленным кризисом в капиталистических странах, дала за этот период сравнительно немного новых типов и конструкций машин; больше сделано ею в области подготовки и введения норм и стандартов. К таковым в первую очередь надо отнести установление норм по ленточным конвейерам DIN в Германии и BSS в Великобритании.

Несравненно большие сдвиги как в проектировании и изготовлении транспортирующих агрегатов и их комплексов, так и в научном исследовании их работы произошли за тот же период в нашем советском машиностроении. Это дало возможность, наряду с иностранными конструкциями, усилить в настоящем издании графический материал работами наших проектных и строительных организаций.

Немало сделано у нас также в деле разработки проектных норм, однако большинство норм, созданных тремя — четырьмя руководящими организациями (Союзстальмост, Шахтострой и др.), не вышли еще из стадии ведомственных и не только не унифицированы, но подчас в основном расходятся между собой. Подготовка и выпуск общесоюзных стандартов составляет таким образом нашу ближайшую задачу.

Выполнение ее должно явиться одной из составных частей главной и неотложной задачи, которую ставит перед транспортным машиностроением во всей широте стремительный и победоносный рост нашей промышленности и реализация плана второй пятилетки — систематическая и планомерная борьба не только за объем продукции и за новые типы транспортирующих машин, но и в особенности за качество их, за внесение решительных улучшений во все этапы создания и жизни транспортирующей машины — проект, изготовление, монтаж и эксплуатация.

Укажем вкратце, для ориентировки читателя, некоторые из основных изменений, внесенных во второе издание книги.

В главе II дан анализ работы втулочных пластинчатых цепей, в итоге которого метод и нормы расчета приняли более конкретные и определенные формы, чем в одноименной главе, помещенной в дополнениях к третьей части «Конвейерных установок». Понятно, что в дальнейшем приведенные выводы должны быть проверены и уточнены экспериментальным путем.

Наиболее коренной переработке подверглась глава III. В § 2 уделено больше, чем прежде, места вопросу строения, механической характеристики ленты и технических условий для них. Здесь и ниже нашли отражение многочисленные и интересные экспериментальные работы, выполненные за границей и у нас (Гинстальмост), установившие новые исходные данные для расчета числа прокладок в ленте, определения соотношения толщины и ширины ленты, толщины ленты и диаметра барабанов, выбора рабочих скоростей, оптимальной степени загрузки ленты, типа привода и пр.



В разделе о приводе больше внимания уделено специальным типам приводов и передаточному механизму. В частности несколько больше развит вопрос о двухмоторном приводе, вошедшем уже в новые каталоги иностранных фирм в качестве типового. Новые конструкции и расчеты даны также в § 7, 8 и 10 (о питающих и разгрузочных устройствах и о вспомогательных приспособлениях).

В отделе «Расчет», в соответствии с последними исследованиями, изменению подвергся не только самый метод расчета, но и ряд расчетных коэффициентов. Новов составлен динамический расчет мощности двигателя (§ 7) и некоторые другие (§ 8 и 9). Ряд вопросов расчета, как и в предыдущем издании, перенесены в численные примеры, которые являются благодаря этому неотъемлемой составной частью изложения.

Также, несколько видоизменен расчет скребкового транспортера (глава IV), в конструктивной части о скребковых транспортерах больше внимания уделено ящичному типу.

По обоим рассматриваемым устройствам — ленточным и скребковым — даны разделы о применении их для подземной доставки, причем по первым, в соответствии с ростом их значения и рядом новых проектных работ, в большем объеме, чем по вторым.

Несмотря на то что скребковые и в особенности ленточные конвейеры можно отнести к числу наиболее изученных, при составлении книги мы встретились с рядом имеющих практическое значение вопросов, которые все еще нельзя считать решенными и которые ждут соответственного экспериментального и теоретического исследования. Из них отметим *по ленточным транспортерам*:

- 1) сравнение сопротивления движению на плоских и лотковых лентах,
- 2) определение стрелы провеса лотковых лент,
- 3) трение катания ленты по роликам и оптимальное натяжение ленты,
- 4) определение действительно необходимого запаса мощности двигателя, принимая во внимание перегрузку мотора в период разбега и нормальную нагрузку при установившемся движении,
- 5) определение сопротивления на сбрасывателе плужкового типа,
- 6) определение предельных допустимых скоростей ленты с плужковыми сбрасывателями в функции от рода материала, ширины ленты и угла заслонки,
- 7) определение специфических сопротивлений на ленточном (и пластинчатом) питателе;

*по скребковым транспортерам*:

- 1) сравнение различных систем взаимного расположения на скребковой ленте ходовых роликов, скребков, соотношение шага цепи и скребков,
- 2) определение оптимального соотношения ширины и высоты скребка, высоты скребка и расстояния между скребками,
- 3) определение оптимального коэффициента наполнения и зависимость от него и от скорости коэффициента сопротивления движению,
- 4) определение коэффициента сопротивления в зависимости от типа транспортера (с подвижными и неподвижными стенками) и формы жолоба,
- 5) определение оптимального способа засыпки жолоба и влияние на коэффициент сопротивления движению подпора на передних скребках и пр.

В конце книги, в специальном приложении, дается систематическая библиография, охватывающая около 500 статей, заметок, описания патентов по ленточным и скребковым транспортерам из английских, американских, германских и французских журналов за период с 1930 г. по сентябрь 1934 г.

По условиям места мы лишены возможности дать аннотацию этих статей и поэтому для более легкого отыскания нужного материала разбили его по содержанию на три группы, обозначив каждую статью своим индексом (или их сочетанием). Понятно, что эта библиография не может претендовать на полноту, однако мы надеемся, что наиболее существенное и характерное из нее не выпало.<sup>1</sup>

В заключение автор считает необходимым отметить содействие, оказавшееся в предоставлении конструктивных и иных материалов, оказанное ему при составлении книги рядом товарищей по работе: инженерами

<sup>1</sup> Библиография составлена референтом Б. О. Якобсоном.



К. И. Андреевым (Стальпроммеханизация, Москва), А. М. Непомнящим (завод «Свет Шахтера», Харьков), В. М. Озаром (Шахтострой, Харьков), М. И. Панич (завод им. Ленина, Никополь), Т. С. Фарберовым (Стальпроммеханизация, Днепропетровск), И. А. Шапиро (завод им. Шевченко, Харьков). Кроме того по некоторым вопросам автором были использованы материалы из работ Научно-исследовательского института Гинстальмост.

В противоположность II и III частям, над которыми автор работал с коллективом сотрудников кафедры, настоящая I часть составлена единолично, за исключением разделов о цепях и о подземных ленточных конвейерах, для составления которых были привлечены инж. Н. В. Воробьев (МММИ) и доц. П. М. Шилов (Днепропетровский горный институт).

*А. Спиваковский*

Москва,  
август 1934 г.







## ГЛАВА I

# КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВАХ

### 1. Разделение устройств на грузоподъемные и транспортные

Для перемещения грузов в пределах отдельного помещения, цеха, фабрики, рудника, завода, стройки, складочного и перегрузочного пункта и пр. применяются грузоподъемные и транспортные устройства.

Поле действия этих устройств ограничивается обычно площадью обслуживаемого ими предприятия, но в особых случаях некоторые типы устройств используются также взамен железнодорожного, водного или автомобильного сообщения для постоянной грузовой связи между более или менее отдаленными пунктами, например между рудником и заводом, рудником и обогатительной фабрикой, коксовым и металлургическим заводом, портом и ж.-д. станцией и пр. В таких случаях протяженность перемещения достигает на них иногда десятков километров.

Как грузоподъемные, так и транспортные устройства имеют свои характерные отличительные признаки и свою область применения. Поэтому предпочитают рассматривать и изучать каждую группу устройств в отдельности. Основное различие между обеими этими группами создается главным образом родом грузов, для перемещения которых они предназначаются, а также характером самих процессов перемещения.

Грузоподъемные устройства, например блоки, краны, служат для подъема и переноса сравнительно разнообразных предметов, имеющих любую форму и тем или иным способом подвешиваемых к крюку, например машинные части, поковки, отливки, ковши, строительные конструкции и пр., с которыми они совершают самые разнообразные рабочие движения — приподнимают, поворачивают, переставляют в любую точку находящейся под ними площади и т. п. Транспортные устройства, напротив, приспособляются каждый раз для одинаковых массовых грузов. Под массовыми грузами следует понимать либо так называемые насыпные или навалочные материалы, состоящие из большого числа однородных частиц или кусков, например уголь, кокс, песок, руда, цемент и пр., либо штучные, перемещаемые в большом количестве, одинаковые по размерам, форме и весу предметы, например бочки, ящики, болванки, доски, балки, сортовое железо и пр. Транспортные операции с такими грузами отличаются обычно однотипностью, направление пути и места погрузки и выгрузки материала на каждой почти установке фиксируются, как постоянные.

Однородность грузов и отсутствие индивидуальных управляемых движений открывает возможность применения на транспортных устройствах высокой степени автоматизации их работы.

Этого нельзя, как известно, достигнуть на грузоподъемных устройствах, например на литейных, монтажных и пр. кранах, требующих большой доли обслуживания вручную (подвешивание и снятие грузов, управление всеми рабочими движениями подъемного механизма, тележки и моста или вылета крана).

Несмотря на имеющиеся столь характерные признаки для разграничения грузоподъемных и транспортных устройств, все же провести резкую грань между



ними не всегда представляется возможным. Так, например, один и тот же кран, перемещающий разнотипные грузы и причисляемый поэтому к грузоподъемным машинам, если к нему подвесить грейфер, бадью или схват для массовых материалов, может быть уже с полным основанием отнесен к разряду транспортных устройств, так называемых транспортных кранов.

## 2. Составные части транспортной установки

На транспортной установке в общем случае можно различить следующие составные части:

1. Детали, непосредственно заключающие (несущие) перемещаемый материал, как то: бадьи, жолобы, ковши и пр.

2. Ходовые опорные части, при посредстве которых детали первой группы опираются на неподвижные части транспортера, как то: ролики, катки, скользящие башмаки и пр.

3. Детали, служащие для передачи движущей силы, например тяговые элементы (цепи, канаты, ленты), толкающие штанги, продольные вращающие валы.

4. Стационарные поддерживающие части или проводники, служащие для направления ходовых и тяговых деталей, а иногда и материала непосредственно, как то прямые и изогнутые рельсы, жолобы, отклоняющие барабаны, звездочки и прочее.

5. Загрузочные или питающие и разгрузочные или сбрасывающие приспособления, служащие соответственно для подачи материала на несущие части установки в исходном пункте транспортирования и снятия и отведения материала в конечном или промежуточных пунктах установки.

6. Привод, состоящий из двигателя, редукционного механизма и элементов, передающих движущую силу непосредственно на детали третьей группы, например на тяговые цепи, канаты, ленты и пр. Таковы приводные звездочки, барабаны, толкающие рычаги, приводные штанги и пр.

7. Натяжные устройства, служащие для сообщения натяжения тяговым элементам.

8. Вспомогательные части, как-то: ловители, счетчики, весы, сепараторы, предохранительные приспособления и блокировочные устройства, пусковые и контрольные приборы и пр.

9. Опорные строительные конструкции (рамы) и фундаменты, на которых монтируется вся транспортная установка.

Все эти части вместе встречаются далеко не на всякой установке; некоторые из них отсутствуют вовсе, например фундамент на передвижном транспортере, перемещающемся по почве, некоторые как бы сливаются по две или по три в одной детали; так, например, лента резинового транспортера служит одновременно и несущим и передающим тяговую силу элементом.

## 3. Классификация транспортных устройств

Наиболее характерные признаки, по которым удобно классифицировать транспортные устройства, следующие:

1. По способу перемещения материала — непрерывной струей или в отдельных сосудах.

2. По роду движения — круговое или переменное-возвратное.

3. По направлению перемещения.

4. По способу создания на транспортной установке определенной траектории движения.

5. По способу передачи движущей силы и роду ее.

А. В зависимости от того, происходит ли на установке перемещение материала непрерывной (или почти непрерывной) струей или же он подается через определенные интервалы времени отдельными количествами (в отдельных сосудах), различают установки с непрерывной и периодической (прерывной) подачей материала.



К первой группе относятся следующие типы устройств: 1) ленточные транспортеры, 2) пластинчатые транспортеры, 3) скребковые транспортеры, 4) ковшевые элеваторы, 5) скребково-ковшевые конвейеры, 6) ковшевые и подвесные конвейеры, 7) шнеки и спирали, 8) транспортные трубы, 9) роликовые транспортеры, 10) катковые транспортеры, 11) сотрясательные (качающиеся) конвейеры, 12) гидравлические и пневматические транспортные установки.

Ко второй группе относятся: 13) подъемы, 14) транспортные краны и механические лопаты, 15) установки для откатки по железнодорожной, большей частью узкой колеи, 16) подвесные дороги (включая проволочно-канатные дороги), 17) скреперы.

Обычно транспортные установки непрерывного действия находят применение для перемещения на сравнительно небольшую длину, ограниченную десятками или сотнями метров; при больших же участках транспортирования предпочитают откатку по рельсовым путям или подвесным дорогам, так как стоимость этих путей со всем оборудованием на единицу длины, при достаточной протяженности их, оказывается меньше.

Что же касается получения, где требуется, высокой производительности, то она, напротив, легче достигается на некоторых типах конвейеров, чем на узкоколейных и подвесных путях. Этому обстоятельству конвейерные установки обязаны своим применением в отдельных случаях и на весьма значительные расстояния, достигающие, как исключение, нескольких километров.<sup>1</sup>

Б. В каждой транспортной установке, независимо от того, относится ли она к первой или второй группе, одна и та же движущаяся составная часть, например ковш, скребок, вагончик, в своем рабочем движении периодически снова возвращается в исходное положение, или, что то же, происходит каждый раз через фиксированные точки пространства. Это осуществляется одним из двух типов движения на установке — либо круговым, либо переменнo-возвратным.

Если перемещение на установке в обе стороны происходит по двум отдельным путям и на каждом пути постоянно в одну сторону, то движение называется замкнутым или круговым, при перемещении же в обе стороны по одному и тому же пути — переменнo-возвратным.<sup>2</sup>

Конвейерным установкам, за исключением качающихся конвейеров, присуще движение первого рода, наоборот, для установок прерывного действия, за исключением откатки, которая может работать по обеим схемам, — характерным является переменнo-возвратное движение.

В. Следующий признак классификации транспортных устройств — направление перемещения на них. Здесь различают три группы устройств, а именно, имеющие рабочее движение:

1) по горизонтали и небольшому уклону (типы устройств 1, 2, 3, 7, 8, 9, 10, 11, 15, 16, 17),

2) по вертикали или крутому уклону (4, 13) и

3) в любом направлении в одной плоскости или в пространстве (5, 6, 12, 14).

Г. Для того чтобы перемещаемый материал совершал определенный путь, двигался в пространстве по заранее заданной траектории, нужно, чтобы эта траектория определялась либо

1) движением жесткого рычажного механизма (14\*),<sup>3</sup> либо

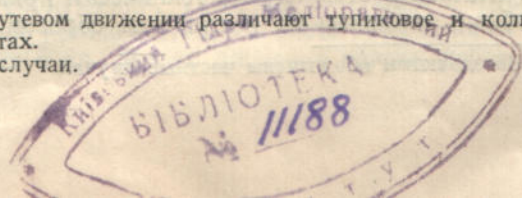
2) одной постоянного направления силой—сила тяжести при вертикальном подъеме и опускании (13, 14\*) (единственный случай возможности применения гибкой связи без жестких направляющих), либо

3) неподвижными жесткими проводниками в сочетании с вращающимися отклоняющими деталями — зубчатыми блоками и шкивами (все остальные типы устройств). В частных случаях вращающиеся детали могут отсутствовать и заменяются круговыми проводниками (на пневматических и гидравлических уста-

<sup>1</sup> Наибольшая конвейерная установка, состоящая из ряда последовательных резиновых лент, сооружена в Америке на длину 7000 м и передает 1400 т/час угля (см. «Уголь и Железо» 1927, № 19, стр. 57).

<sup>2</sup> В откатке кроме того при двухпутевом движении различают тупиковое и кольцевое расположение путей на конечных пунктах.

<sup>3</sup> Звездочкой обозначены частные случаи.





новках они отсутствуют всегда), либо могут быть одни только вращающиеся отклоняющие детали без жестких проводников, охватываемые замкнутым контуром тягового гибкого элемента.

*Движение по проводникам* может происходить:

- 1) на колесах; к этому случаю относятся ходовые ролики-колеса и стационарные ролики (1, 2, 4, 6, 9, 13, 14\*, 15, 16);<sup>1</sup>
- 2) на катках (10);
- 3) скольжением несущих деталей установки по проводникам (2\*, 4\*), или непосредственным скольжением по проводникам материала (3, 5, 7, 11, 17);
- 4) во взвешенном состоянии в какой-либо перемещающейся среде (12).

Д. По способу передачи материалу движущей силы транспортные установки можно разделить на следующие две категории:

#### 1. Перемещающие материал в сосудах.

В этом случае дно и боковые стенки сосуда полностью воспринимают давление веса и сил инерции (если они есть) массы материала, а движущая сила прикладывается к сосуду (4, 5, 6, 13, 14, 15, 16).

Часто детали, заключающие в себе и переносящие материал, представляют не полностенный сосуд, а имеют лишь дно и боковые стенки или даже одну толую плоскую опорную поверхность, например лотковая и плоская ленты. В таком случае движущая сила передается от несущих элементов на материал трением (1, 2, 9, 10, 11).

#### 2. Перемещающие материал непосредственно по неподвижным проводникам.

Силой, которая должна быть приложена к материалу для сообщения ему движения вдоль проводников, может быть в этом случае:

а. Усилие толкания или волочения (при помощи задней опорной стенки) (3, 5, 7, 17).

б. Механическое воздействие движущейся среды (12).

в. Сила инерции: материал под действием сообщенной ему живой силы движется вдоль несущих частей транспортера, имеющих в эти периоды в направлении доставки меньшую скорость. Такой процесс перемещения может быть назван метанием (11).

г. Сила тяжести, имеющая составляющую в направлении доставки (8, 9\*, 10\*, 13\*, 15\*, 16\*).

Механическая движущая сила может быть передана по установке либо с помощью тягового гибкого элемента, связывающего отдельные движущиеся части (1, 2, 3, 4, 5, 6, 9\*, 10, 13, 14\*, 15, 16, 17), либо без него, например штангами, валами и пр. (7, 8, 9, 11, 14).

Установки первой группы имеют, кроме тягового элемента, ряд общих одинаковых деталей, как то: барабаны, направляющие блоки, ходовые и стационарные ролики и натяжные устройства. Эти детали будут рассмотрены в дальнейшем отдельно.

## 4. Выбор типа транспортной установки

Первый этап всего цикла проектирования транспортной установки составляет всегда решение вопроса о наиболее рациональном для каждого конкретного случая типе устройств. Эта задача требует от проектировщика не только специальных знаний о конструктивных и эксплуатационных свойствах самих транспортных устройств, но предполагает также достаточное знакомство с производственной обстановкой того предприятия, для которого транспортные устройства предназначаются. Такое требование к проектировщику обуславливается тем, что транспортный процесс по существу своему всегда является вспомогательным и органически связанным с общими производственными процессами предприятия.

Самый выбор типа установки имеет обычно две последовательных стадии. В первой, на основании технических показателей данного случая, из всей массы разнотипных транспортных устройств выбираются те системы их, которые могут считаться в этом случае технически применимыми. Во второй стадии более подробным техническим и главным образом экономическим анализом, выпол-

<sup>1</sup> Звездочками обозначены частные случаи.



нением сравнительных подсчетов и вариантов по каждому из намеченных типов устройств определяется оптимальное экономическое решение, то-есть такое, которое в конечном счете дает наименьшую стоимость перемещения единицы веса груза.

К первоначальным *техническим* факторам выбора типа устройств можно отнести следующие:

1. Род и свойства материала: крупность кусков, степень хрупкости и знание возможного при транспортировании крошения, склонность к схватыванию и спеканию, влажность, объемный вес, угол естественного откоса в насыпке, пылеобразование при перемещении, температура, химические свойства и пр.

Уже эти свойства материала могут сразу значительно сузить круг применимых в каждом конкретном случае устройств. Так, например, материалы с очень высокой температурой или разлагающиеся вещества избегают перемещать на резиновой ленте; для хрупких или спекающихся материалов не годятся шнек или скребковый транспортер; для мелкозернистых, пылящих и не очень тяжелых (по объемному весу) материалов часто наиболее пригодно пневматическое транспортирование и т. д.

2. Потребная производительность установки. При большой заданной производительности, в целях получения не слишком громоздкой и дорогой установки, стремятся применять типы устройств, допускающих большую рабочую скорость, так как с увеличением скорости соответственно падает количество материала, приходящегося на пог. метр, и значит установка выигрывает в компактности. Вот почему, например, ленточный резиновый конвейер, допускающий рабочую скорость примерно в 5—6 раз большую, чем скребковый транспортер, и в 10 раз большую, чем шнек, — более, чем они, пригоден для высоких производительностей. В другом случае, например при проектировании узкоколейной откатки, при высокой производительности почти всегда выбирают двухлутевую установку с постоянным направлением движения груза на каждом пути, тогда как при малых количествах груза довольствуются одним путем и переменновозвратным движением.

3. Длина и направление пути перемещения, как уже упоминалось и рассматривалось на примерах, также являются весьма характерными факторами, определяющими выбор типа установки.

4. Способы хранения материала, подачи его на транспортную установку и затем выгрузки в конечном или промежуточном пункте. В тех случаях, когда материал уложен в штабели и должен быть подан на транспортную установку, часто с успехом может быть применено устройство, имеющее свойство самозачерпывания, например передвижной черпаковый элеватор, грейфер, особого вида скребковый транспортер и пр. Наоборот, ковшевой конвейер или ленточный транспортер потребовали бы в этом случае дополнительных питающих приспособлений. Если же материал хранится в бункере и подается на установку самотеком, то в таком случае и типы устройств могут быть выбраны иные.

Точно так же разные типы устройств по-разному (одни — лучше, другие — хуже) приспособлены для промежуточной разгрузки, требующейся, например, для заполнения бункера или насыпки штабеля. Так, ковшевой конвейер разгружает материал в любом пункте простым опрокидыванием ковшевых, скребковый транспортер, шнек или качающийся конвейер сбрасывают его через задвижку в днище жолоба, тогда как ленточный резиновый транспортер требует для этого применения специальных передвижных приспособлений, не лишенных к тому же сложности, а металлический лотковый транспортер допускает промежуточную разгрузку только с ценой значительного усложнения и удорожания всей его конструкции.

5. Особые местные условия и сочетание их с процессами производства. На выбор транспортной установки оказывают влияние такие особые условия, как величина и форма имеющейся для транспортной установки и свободной площадки, рельеф местности, перспективы дальнейшего расширения предприятия, наличие могущих быть использованными сооружений, удобство сочетания с рабочими агрегатами, специфические условия производства, вопросы безопасности и гигиены для обслуживающих рабочих и пр. Имеет значение также, работает ли



установка в закрытом помещении или под открытым небом. В последнем случае приходится считаться с условиями климата, например с вопросами обслуживания и смазки механизмов зимой или с обмерзанием машинных частей и со смерзанием материала в штабелях, бункерах и пр.

К экономическим факторам должны быть отнесены:

1. Срок амортизации установки, определяющийся либо естественным ее износом, либо ограниченным сроком существования предприятия.

2. Степень использования установки или, что то же, интенсивность ее работы, то-есть число суток в году и часов в сутки, в течение которых установка нагружена.

3. Стоимость механической энергии и рабочей силы и наличие в достаточном количестве того и другого.

Для определения экономического эффекта на транспортной установке составляются все связанные с ее работой кассовые и эксплуатационные расходы за какой-либо промежуток времени, например за год, и полученная сумма относится к количеству перенесенного за этот период груза.

Исчисление расходов производится по следующим отдельным статьям:

- 1) отчисления на амортизацию сооружений и механического оборудования;
- 2) стоимость энергии;
- 3) заработная плата обслуживающего персонала;
- 4) стоимость смазки и ремонта;
- 5) уменьшение стоимости груза при транспортировании.

К сумме капитальных затрат в некоторых случаях следует прибавлять затраты на жилищное строительство для обслуживающего персонала. Кроме того на заработную плату производятся начисления на социально-культурные нужды трудящихся. Полученные в конечном итоге результаты стоимости перемещения материала дают указания о экономически оптимальном варианте. <sup>1</sup>

## 5. Коэффициент сопротивления

При работе транспортной установки, если перемещение материала на ней связано с подъемом, движущая сила преодолевает два рода *сопротивления*:

- 1) полезное сопротивление составляющей веса материала и
- 2) вредные сопротивления.

Сила вредного сопротивления складывается из трения в частях транспортного механизма, например в шарнирах, на направляющих и пр., трения самого груза о неподвижные проводники, сопротивления среды и сопротивления инерции массы груза или частей механизма в случае неравномерного движения.

Первое из этих сопротивлений — трение в частях механизма — неизбежно сопровождает всякое рабочее движение на установке.

Точно так же постоянно имеет место и сопротивление среды; однако в обычных условиях, при работе в воздухе, оно относительно весьма мало, и поэтому в расчетах им пренебрегают. Сопротивление среды дает практически ощутимые величины только в особых случаях, например на шахтном быстроходном подъеме, а также при работе в воде или какой-либо вязкой жидкости.

Что же касается двух других видов сопротивления, то на установках, на которых груз не входит непосредственно в соприкосновение с проводниками и движение частей установки и груза происходит равномерно, они вовсе не имеют места, так что затрата на них движущей силы обращается в нуль.

Впрочем, расход мощности на преодоление сопротивления сил инерции может отсутствовать и на установках с периодическим неравномерным движением и именно в том случае, когда накопленная движущимися массами живая сила снова периодически обращается в полезную работу. Однако, обычно такое «восстановление» (рекуперирование) энергии на установках происходит лишь частично, а в большей мере она теряется непроизводительно.

Если движение груза на установке горизонтально, то работа против сил полезного сопротивления обращается в нуль, а при движении вниз по наклону

<sup>1</sup> Примеры экономических расчетов приведены, например, во второй части «Конвейерных установок».



она становится отрицательной величиной, так как вес груза помогает движению. При достаточном угле наклона, когда составляющая веса по направлению перемещения становится равной или большей суммы всех вредных сопротивлений, работа на установке может происходить без помощи механического двигателя, под действием одного только собственного веса опускающегося груза.

Такого рода установки называются самодействующими. Избыток работы опускающегося груза над работой сил вредного сопротивления, если он есть, поглощается тормозом, а в некоторых случаях используется как механическая энергия, например для вращения генератора, приведения в действие насоса и пр., так что сама транспортная установка становится источником движущей силы.

Если транспортное или грузоподъемное устройство предназначается для перемещения груза вверх по вертикали или по большому наклону, то степень его механического совершенства определяется, как и всякой машины, величиной коэффициента полезного действия, то-есть отношением полезной работы подъема груза ко всей затраченной работе.

Если же перемещение происходит по горизонтали, то работа подъема, или в механическом смысле — полезная работа, отсутствует, и коэффициент полезного действия обращается в нуль.<sup>1</sup>

При перемещении груза, связанном с опусканием, коэффициент полезного действия алгебраически обращается в отрицательную величину.

В тех случаях, когда перемещение подъема не велико по сравнению с перемещением по горизонтали, коэффициент полезного действия также не дает представления о механических свойствах установки, так как работа сил трения на таком, даже механически весьма совершенном устройстве может во много раз превосходить работу подъема.

В общем случае под полезной работой на транспортной установке вместо работы подъема можно условно подразумевать либо работу, затрачиваемую непосредственно на преодоление полного сопротивления движению груза, включая и силы трения, например сопротивление волочения груза скрепером на почве, либо величину, на которую увеличивается расходуемая на установке мощность сверх мощности холостого хода при загрузке транспортного устройства материалом.

Условную полезно расходуемую мощность первого рода удобно учитывать в тех случаях, когда на загруженном транспортном устройстве возникают *новые*, отсутствующие при холостом ходе сопротивления, например трение материала о жолоб на скребковом конвейере. Несмотря на то, что более сложно она учитывается, если все действующие при холостом ходе сопротивления движению остаются по роду те же и только *возрастают по величине* при загрузке материала. К таким типам устройств относятся например ленточные, пластинчатые, ковшевые и некоторые другие конвейеры.

Условная полезная мощность второго рода получается больше по величине, чем первая, так как она учитывает повышение сопротивления на загруженной транспортной установке не только на рабочих участках, но и на концевых и поворотных пунктах, поэтому и определенный по ней коэффициент полезного действия получается соответственно больше.

Ни та, ни другая величина коэффициента полезного действия не могут служить однако показателем для сравнения механической степени совершенства разных типов транспортных устройств.

В самом деле, если сравнить например ленточный и скребковый конвейеры, то на втором величина непосредственного сопротивления перемещению материала или приращение общего сопротивления на загруженном конвейере значительно больше, чем на первом, так что и коэффициент полезного действия его получается выше. Между тем, как известно, ленточные конвейеры механически совершеннее скребковых, так как при том же эффекте перемещения они расходуют в несколько раз меньше энергии.

<sup>1</sup> Из этого не следует, конечно, что на горизонтальной транспортной установке отсутствует промышленно-полезная работа.



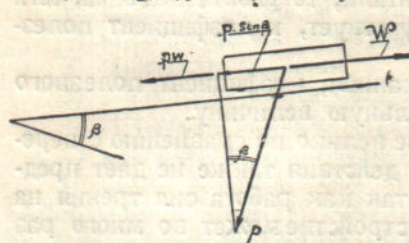
Следовательно, пользование и таким условным коэффициентом полезного действия, определяемым на основании того, что часть действующих на транспортном устройстве вредных сопротивлений условно считаются полезными, должно неизбежно привести к неправильным суждениям о сравнительных механических свойствах разных типов транспортных устройств.

Более удобную для суждения о механических свойствах транспортных устройств величину представляет служащей мерой вредных сопротивлений коэффициент тяги или коэффициент сопротивления, либо пропорциональная ему величина удельного расхода энергии.

Коэффициентом сопротивления называется отношение сил вредного сопротивления при перемещении груза к его весу.

Численно коэффициент сопротивления равен силе вредного сопротивления при перемещении единицы веса, например одного кг, выраженной в тех же единицах.

Если при перемещении каким-либо способом груза  $p$  вверх по наклону под углом  $\beta$  (фиг. 1) движущая сила, которую нужно приложить к грузу, равна  $W$ , то коэффициент сопротивления  $w$  находится из:



$$W = p \sin \beta + pw, \quad (1)$$

откуда

$$w = \frac{W}{p} - \sin \beta. \quad (1')$$

Фиг. 1. Движение груза по наклонной плоскости вверх.

В общем случае величина  $w$  для одного и того же устройства не остается постоянной, но меняется с изменением угла  $\beta$ , то-есть является функцией этого угла. Для разных типов устройств вид этой функции различен.

При горизонтальном перемещении груза  $\angle \beta = 0$  и коэффициент сопротивления]

$$w = \frac{W}{p}, \quad (2)$$

то-есть равен отношению величины движущей силы к весу груза.

Определим для горизонтального перемещения соотношение коэффициента тяги и удельного расхода мощности, причем для последнего найдем два выражения: л. с. на тм час и л. с. на тм.

При перемещении  $Q$  т/час на длину  $L$  м, если коэффициент сопротивления равен  $w$ , потребная мощность находится из

$$N = \frac{Q \cdot 1000 L w}{3600 \cdot 75} = \frac{Q L w}{270} \text{ л.с.} \quad (3)$$

Полагая в этом выражении  $Q = 1$  т/час и  $L = 1$  м, находим удельный расход мощности

$$N' = \frac{w}{270} \text{ л.с. на тм час.} \quad (4)$$

Если груз веса  $p$  т перемещается на длину  $L$  м в течение  $t$  сек. и коэффициент сопротивления равен  $w$ , то расходуемая мощность

$$N = \frac{1000 p L w}{75 t} = \frac{1000 p w L}{75 t} \text{ л.с.} \quad (5)$$

Полагая  $p = 1$  т и  $L = 1$  м, находим удельный расход мощности

$$N' = \frac{1000 w}{75 t} = \frac{1000 w}{75} \text{ л.с./т м,} \quad (6)$$

т. е. в обоих случаях между  $w$  и  $N'$  имеется прямая пропорциональность.



При движении по уклону вниз (фиг. 2) уравнение (1) переписывается так:

$$W = pw - p \sin \beta. \quad (7)$$

При  $\sin \beta = w$  движущая сила  $W$  обращается в нуль и при  $\sin \beta > w$  — в отрицательную величину.

Это значит, что для сохранения равномерного движения нужно приложить удерживающую силу, направленную в сторону, обратную движению. Отсюда следует, что для  $\sin \beta < w$  устройство является самотормозящим, а для  $\sin \beta \geq w$  — самодействующим.

Если например груз  $p$  перемещается *скольжением* по наклонной плоскости вверх (фиг. 3) под углом  $\beta$ , то тяговая сила

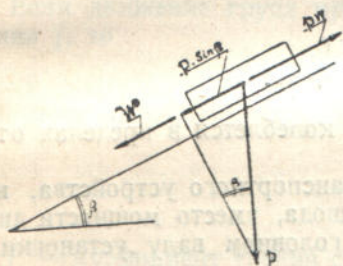
$$W = p \sin \beta + pf \cos \beta. \quad (8)$$

Сила вредного сопротивления:

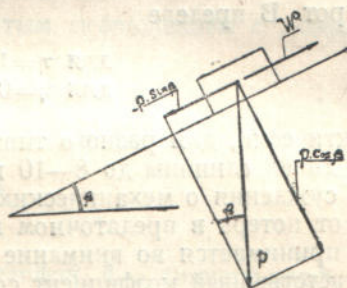
$$W_{\text{вп}} = pf \cos \beta.$$

Отсюда:

$$w = \frac{W_{\text{вп}}}{p} = \frac{pf \cos \beta}{p} = f \cos \beta. \quad (9)$$



Фиг. 2. Движение груза по наклонной плоскости вниз.



Фиг. 3. Скольжение груза по наклонной плоскости.

Так как  $f$  имеет постоянное значение, то величина  $w$  в данном случае изменяется пропорционально  $\cos \beta$ .

Для

$$\beta = 0 \quad w = f,$$

для

$$\beta = 90^\circ \quad w = 0$$

и для угла наклона, равного углу трения  $\beta_0 = \text{arc tg } f$

$$w = \cos \beta_0 \cdot \text{tg } \beta_0 = \sin \beta_0. \quad (10)$$

По предыдущему, в случае угла наклона  $\beta < \beta_0$  имеет место самоторможение груза, а в случае  $\beta > \beta_0$  — самопроизвольное скольжение груза вниз.

Следует заметить, что уравнение (10) не находится в противоречии с известным из механики соотношением коэффициента трения и величины угла равновесия. Действительно, подставляя в него выражение для  $w$  из уравнения (9), находим

$$f = \text{tg } \beta_0.$$

Кроме выведенных выше выражений для коэффициента тяги, его можно определить еще и другим способом, написав уравнение для мощности двигателя  $N$  л. с., затрачиваемой при производительности транспортной установки  $Q$  т/час, длине перемещения  $L$  м и высоте подъема  $H$  м:

$$N = \frac{QH}{3600 \cdot 75} + \frac{QLw}{3600 \cdot 75} = \frac{QH}{270} + \frac{QLw}{270}. \quad (11)$$

Первый член этого выражения дает величину полезной работы подъема, а второй — работы сил вредного сопротивления.

Отсюда:

$$w = \frac{270 N}{QL} - \frac{H}{L}. \quad (11')$$



При вертикальном подъеме груза  $L=H$  и уравнения (11) и (11') обращаются в

$$N = \frac{QH}{270} (1+w), \quad (12)$$

$$w = \frac{270N}{QH} - 1. \quad (12')$$

Выражая мощность с помощью коэффициента полезного действия установки  $\eta$ , имеем:

$$N = \frac{QH}{270\eta} \quad (13)$$

и из уравнений (11) и (13) находим зависимость между  $\eta$  и  $w$ :

$$\frac{1}{\eta} = 1+w, \quad (14)$$

то-есть величина  $w$  для одной и той же установки возрастает с уменьшением  $\eta$  и наоборот. В пределе

$$\begin{array}{ll} \text{для } \eta=1 & w=0, \\ \text{для } \eta=0 & w=+\infty. \end{array}$$

Практически, для разного типа устройств  $w$  колеблется в пределах от тысячных долей единицы до 8—10 и больше.

Для суждения о механических качествах транспортного устройства, независимо от потерь в передаточном механизме привода, вместо мощности двигателя  $N$  принимается во внимание мощность на головном валу установки  $N_0$ . Соответственный коэффициент сопротивления:

$$w_0 = \frac{270N_0}{QL} - \frac{H}{L}. \quad (15)$$

Определим зависимость между  $w$  и  $w_0$ . Замечая, что

$$N = \frac{N_0}{\eta_m}, \quad (16)$$

где  $\eta_m$  — коэффициент полезного действия передаточного механизма, из уравнений (11), (15) и (16) имеем:

$$w = \frac{H}{L} \cdot \frac{1}{\eta_m} - \frac{H}{L} + \frac{w_0}{\eta_m}. \quad (17)$$

При подъеме вверх по вертикали  $L=H$  и

$$w = \frac{1+w_0}{\eta_m} - 1. \quad (18)$$

Числитель первого члена этого выражения дает величину движущей силы на головном валу, потребной для подъема единицы веса, весь первый член — ту же движущую силу, приведенную к валу двигателя, и наконец разность — одну только величину сил вредного сопротивления при подъеме единицы веса, приведенную к валу двигателя, то-есть коэффициент сопротивления на установке в целом.

Вредные сопротивления на транспортном устройстве распределяются более или менее равномерно вдоль участков пути и кроме того сосредоточиваются в отдельных пунктах установки, например на отклоняющих шкивах, на питающих и сбрасывающих приспособлениях и пр. Количество таких пунктов, а следовательно величина потерь на них, определяется конфигурацией пути и местными условиями.



Для того чтобы судить о механических свойствах устройства, независимо от этих сосредоточенных потерь в отдельных пунктах, необходимо ввести понятие коэффициента тяги, определяющего вредные сопротивления только на рабочих участках установки.

Такой коэффициент сопротивления (будем обозначать его через  $w'$ ) берется обычно для всего перемещаемого груза брутто, то-есть включая и вес движущихся с грузом частей установки и.

Другое его отличие от коэффициентов сопротивления  $w$  и  $w_0$  заключается в том, что он принимается по отношению к *нормальной*, действующей на проводники составляющей веса груза и движущихся частей, так что на прямолинейном участке, имеющем наклон  $\beta$  к горизонту, если  $G$  и  $G_0$  — соответственно вес груза и движущихся частей, то сила вредного сопротивления

$$W_{\text{вп}} = (G + G_0) \cos \beta \cdot w'. \quad (19)$$

Для горизонтального пути

$$W_{\text{вп}} = (G + G_0) w'. \quad (19')$$

Если движение груза происходит простым скольжением с коэффициентом трения  $f$ , то

$$w' = f;$$

если движение происходит на колесах, то

$$w' = \frac{f'\delta + 2k}{D},$$

где  $f'$  — коэффициент трения скольжения в цапфах,  $\delta$  — диаметр цапф,  $k$  — коэффициент трения катания и  $D$  — диаметр ходового колеса. Отсюда видно, что в противоположность коэффициентам сопротивления  $w$  и  $w_0$  коэффициент  $w'$  не зависит от угла наклона и, например, при передвижении на колесах является только функцией геометрических размеров колеса и цапфы, а также коэффициентов трения скольжения и катания  $f$  и  $k$ , которые в свою очередь зависят от качества обработки и состояния подшипников и скатов и рода проводников.

Так, например, в канатной откатке по узкой колее  $w'$  определяет сопротивление движению груженой или порожней вагонетки на горизонтальном прямолинейном участке. В этом случае обычные значения для него 0,006—0,012 в зависимости от рода букс и состояния пути.

Понятно, что на всякой транспортной установке

$$w' < w_0 < w. \quad (20)$$

## 6. Основные формулы

При непрерывном перемещении материала и равномерном распределении его по длине транспортера

$$V = 3600 \Omega v \text{ м}^3/\text{час}, \quad (21)$$

$$q = 1000 \Omega v \text{ кг/м}, \quad (22)$$

$$Q = V\gamma = 3600 \Omega \gamma v = 3,6 qv \text{ т/час}. \quad (23)$$

При прерывном перемещении материала

$$q = \frac{i}{a} v \psi \text{ кг/м}, \quad (24)$$

$$Q = 3,6 qv = 3,6 \frac{i}{a} v \psi \text{ т/час}. \quad (25)$$



**ОБЪЕМНЫЙ ВЕС И УГОЛ ЕСТЕСТВЕННОГО ОТКОСА ДЛЯ  
РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Таблица 1

Объемный (насыпной) вес в т м<sup>3</sup> <sup>1)</sup>

Род материала	Объемный вес
Антрацит . . . . .	0,95
Бетон со щебнем . . . . .	1,8—2,2
Бурый уголь воздушно-сухой . . . . .	0,65—0,78
Глина, гравий сухие . . . . .	1,8
Глина, гравий мокрые . . . . .	2,0
Древесный уголь . . . . .	0,15—0,22
Зола . . . . .	1,4
Известняковый камень и песчаник . . . . .	2,0
Известь гашеная в порошке . . . . .	0,55
Каменный уголь . . . . .	0,80—0,85
Кокс . . . . .	0,4—0,5
Песок, глина, земля (сухие) . . . . .	1,6
Порода . . . . .	1,6
Руда . . . . .	1,7—3,5
Соль поваренная . . . . .	0,75—0,79
Соль каменная молотая . . . . .	1,015
Торф воздушно-сухой . . . . .	0,325—0,410
„ сырой . . . . .	0,55—0,65

Таблица 2

Угол естественного откоса<sup>1)</sup>

Род материала	Угол откоса в градусах
Антрацит . . . . .	27—45
Бурый уголь воздушно-сухой . . . . .	35—50
Гравий мелкий и крупный . . . . .	36
Глина сухая . . . . .	40
Доменные шлаки . . . . .	35—50
Каменный уголь . . . . .	30—45
Кокс . . . . .	35—50
Песок речной сырой . . . . .	27
Песок речной сухой . . . . .	32
Руда . . . . .	45
Щебень . . . . .	45

<sup>1)</sup> Приводимые в таблицах 1 и 2 цифрами можно пользоваться как ориентировочными, если отсутствуют конкретные данные для каждого отдельного случая, так как объемные веса и углы естественного откоса для одних и тех же материалов иногда существенно отличаются в отдельных частных случаях от своих средних значений.



## ГЛАВА II

# ДЕТАЛИ, ОБЩИЕ ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ С ТЯГОВЫМ ГИБКИМ ЭЛЕМЕНТОМ

### 1. Канаты и цепи

В качестве тяговых гибких элементов на транспортных устройствах служат проволочные канаты, цепи и ленты или ремни.

Ленты, применяемые только на ленточных транспортерах и на ковшевых элеваторах, будут рассмотрены в главе о ленточных транспортерах.

Из двух других типов тягового элемента — цепей и канатов — первые применяются главным образом на устройствах непрерывного действия, на скребковых, пластинчатых, скребково-ковшевых, ковшевых и подвесных конвейерах и ковшевых элеваторах, а вторые — на установках с периодической подачей материала: на узкоколейной и воздушной откатке, скреперах, подъемниках и прочее.

Сравнительные достоинства цепей:

- 1) возможность огибания ими приводных и направляющих блоков малого радиуса, отчего вся установка часто выигрывает в компактности;
- 2) удобство укрепления рабочих элементов — ковшей, скребков и пр.;
- 3) возможность быстрой замены отдельных поврежденных или износившихся звеньев;
- 4) передача тяговой силы с приводного блока не трением, как в канатах, а зацеплением, то-есть захватом отдельных звеньев зубцами, благодаря чему не требуется большого натяжения для создания необходимой сцепной силы;
- 5) меньшая вытяжка, вредно сказывающаяся на изменении расстояния между укрепленными рабочими элементами.

Достоинства канатов:

- 1) плавность хода, вследствие чего допускаются большие рабочие скорости;
- 2) отсутствие шарниров и сочленений, требующих наблюдения и смазки;
- 3) отсутствие опасности внезапных разрывов и
- 4) значительно меньшие вес и стоимость при одинаковой прочности.

Столь существенные достоинства проволочных канатов побуждают к применению их не только на откатке, скреперных установках и пр., но и в устройствах непрерывного действия — конвейерах. В настоящее время имеется ряд интересных попыток применения канатов на скребковых, пластинчатых, подвесных и ковшевых конвейерах и ковшевых элеваторах, представляющих разновидности и отклонения от обычных конструкций.

### § 1. Канаты

Канаты изготавливаются из проволок тигельной или мартеновской стали высокого качества, с сопротивлением разрыву обычно 120—160 и до 180 кг/мм<sup>2</sup>. Чем выше временное сопротивление материала проволок, тем они жестче. Поэтому для получения достаточной гибкости и пластичности проволок сталь с высоким временным сопротивлением применяется редко.



Толщина проволок выбирается от 0,5 до 3,2 мм. Чем тоньше проволоки, тем гибче получается канат; однако тонкие проволоки хуже противостоят механической порче, ржавлению и разъеданию, так что в случае волочения трением по почве или по шпалам, при работе в сырости, в кислотах и пр. канаты не следуют изготавливать из слишком тонких проволок.

Для образования каната проволоки сплетаются в пряди, а пряди, в количестве шести или семи, образуют канат. Крутка в прядях и в канате (фиг. 4) выполняется вправо или влево и притом либо в одну сторону (односторонняя или «альбертова» крутка), либо в противоположные стороны (крутка накрест).

В канатах с круткой накрест меньше стремление к самопроизвольному раскручиванию, в этом их преимущество при применении на транспортных устройствах. Уменьшение стремления каната к раскручиванию имеет особенное значение для тех конструкций конвейеров, в которых тяговым элементом служит один канат. В таких случаях весьма полезным может оказаться специальный тип нераскручивающегося каната, сплетенного из предварительно изогнутых по спирали проволок.

Для получения большей гибкости при прохождении каната по блокам и эластичности при приложении внезапных нагрузок свивка каната снабжается мягким (пеньковым или джутовым) сердечником (фиг. 5); в особо гибких конструкциях кроме того имеет свой мягкий сердечник каждая отдельная прядь.

Отрицательное свойство мягких сердечников в том, что канат легко деформируется при поперечном сжатии, так что, например в откатке с сильными зажимными приборами, таких канатов избегают.

Данные о канатах двойной свивки с одним пеньковым сердечником завода «Красный гвоздильщик» в Ленинграде приведены в таблице 3.<sup>1</sup>

Таблица 3

Канаты двойной свивки с одним мягким сердечником завода «Красный гвоздильщик» в Ленинграде

№ каната	Диаметр каната (мм)	Диаметр проволоки (мм)	Число прядей	Число проволок	Приблизительный вес (кг, м)	Общее сопротивление разрыву в кг. Из патентованной тигельной стали с временным сопротивлением (кг/см <sup>2</sup> )			
						12000	14000	16000	18000
617	9	1,0	6	42	0,31	3980	4650	5280	5940
618	10	1,1	6	42	0,38	4700	5880	6380	7180
619	11	1,2	6	42	0,45	5700	6650	7600	8550
620	12	1,3	6	42	0,53	6700	7800	8900	10000
621	13	1,4	6	42	0,62	7760	9050	10300	11600
622	14	1,5	6	42	0,70	8900	10400	11870	13350
623	15	1,6	6	42	0,80	10130	11820	13500	15200
624	16	1,7	6	42	0,90	11400	13300	15200	17150
625	17	1,8	6	42	1,02	12800	14930	17100	19200
626	18	1,9	6	42	1,13	14290	16600	19000	21400
627	19	2,0	6	42	1,25	14820	18460	21100	23700
628	12,5	1,0	6	72	0,55	6820	7960	9100	10230
629	14	1,1	6	72	0,65	8200	9570	10950	12300
630	15	1,2	6	72	0,77	9760	11400	13020	14650
631	16	1,3	6	72	0,90	11460	13370	15300	17200
632	17	1,4	6	72	1,05	13300	15500	17720	19940
633	19	1,5	6	72	1,20	15260	17800	20350	22900
634	20	1,6	6	72	1,40	17360	20250	23140	26030
635	21	1,7	6	72	1,55	19500	22770	26000	29300
636	22	1,8	6	72	1,75	21940	25600	29240	32900
637	24	1,9	6	72	1,95	24500	28570	32650	36750
638	25	2,0	6	72	2,15	27120	31640	36160	40680

<sup>1</sup> Подробные данные о канатах наших заводов для откатки, скреперных лебедок, сигнальных устройств, подвесных дорог, рудничных подъемов и пр. см. «Справочник по материалам и оборудованию в каменноугольной промышленности», 1933 г.



Для получения более гладкой поверхности и уменьшения износа в свивку канатов вводятся иногда треугольные, плоские, трапециoidalные и иные фасонные проволоки.

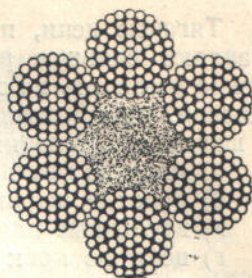


Правая Крестовая крутка Левая



Правая «Альбертова» крутка Левая

Фиг. 4. Способы крутки каната



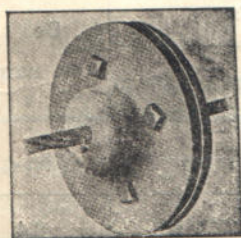
Фиг. 5. Сечение каната с одним мягким сердечником

Сечение и вид такого каната с треугольными и круглыми проволоками разной толщины, применяемого американскими фирмами для канатно-дисковых конвейеров, показаны на фиг. 6.

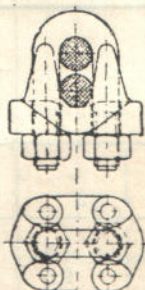


Фиг. 6. Канат двойной крутки с треугольными проволоками.

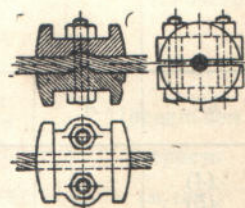
Сращивание концов канатов выполняется либо сплетением отдельных проволок обоих концов каната между собой (счаливание канатов), либо, в особых случаях, например на канатно-дисковых конвейерах, — с помощью стяжных муфт (фиг. 7), служащих одновременно скребками, в которых расплетенные и загнутые проволочки каната заливаются свинцом. Кроме того концы каната можно соединять зажимами, показанными на фиг. 8. Для увеличения трения в зажимах, поверхность их в гнезде делается рифленой.



Фиг. 7. Стяжная соединительная муфта (скребок) для каната (Jeffrey).



Фиг. 8. Концевой канатный зажим.



Фиг. 9. Промежуточная канатная зажимная муфточка.

Для укрепления к канату деталей транспортера служат зажимные муфточки. Одна из таких конструкций показана на фиг. 9.

Расчет каната на прочность производится по наибольшему суммарному напряжению на растяжение и изгиб (при огибании шкивов).

При выборе допустимого напряжения в проволоках каната сообразуются как с требованиями прочности и безопасности, так и со стремлением увеличить срок службы каната и уменьшить его вытягивание. Последнее приводит к тому, что достаточный из условий прочности 5—6-кратный запас иногда повышается, несмотря на вызываемое этим удорожание каната.



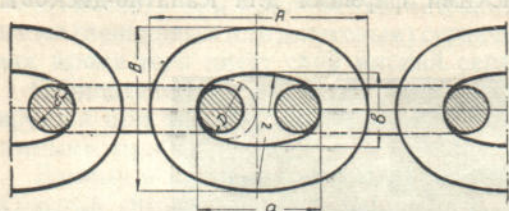
## § 2. Цепи

### а) Конструкции тяговых цепей

Тяговые цепи, применяющиеся на транспортирующих устройствах, представляют большое разнообразие конструкций. По способу изготовления их можно разделить на сварные, кованные или штампованные и литые. Кроме этого деления, цепи классифицируют еще по конструктивным особенностям звеньев и шарниров. Основные конструктивные группы тяговых цепей таковы:

- а) цепи из круглой (или круглой и полосовой) стали — сварные,
- б) простые шарнирные пластинчатые цепи,
- в) втулочные пластинчатые цепи,
- г) цепи из коекого чугуна,
- д) комбинированные цепи,
- е) специальные цепи.

В дальнейшем изложении будем следовать указанному порядку, причем рассмотрим только наиболее часто встречающиеся типы цепей.



Фиг. 10. Короткозвенная сварная цепь.

а) Цепи из круглой стали изготовляют главным образом путем сварки, поэтому их и называют сварными цепями. Сварная цепь (фиг. 10), являясь весьма простым и дешевым тяговым элементом, обладает и существенными недостатками, заключающимися в быстром износе и вытягивании звеньев и в неудобстве крепления к ним рабочих элементов, а поэтому применяется в конвейерных установках сравнительно редко.

Сварные цепи изготовляются с короткими и длинными звеньями.

В таблице 4 приведены данные о короткозвенных нормальных якорных цепях (ОСТ 1412), утвержденных Комитетом по стандартизации, как рекомендуемые.

Таблица 4

Нормальная якорная цепь без распорок ОСТ 1412 (фиг. 10)

δ	Общее звено				Нагрузка		Вес пог. метра кг
	A	B	D	r	пробная т	разрывающая	
(4)	19	14	5	1,5	0,3	0,6	0,4
(5)	23	18	6	9,5	0,5	0,9	0,6
(6)	28	21	8	14,0	0,7	1,3	0,8
7	32	25	9	15,0	0,9	1,8	1,1
8	37	28	10	21,0	1,2	2,4	1,5
9	42	32	12	25,0	1,6	3,1	1,9
11	51	39	15	27,0	2,3	4,6	2,8
13	60	46	17	34,0	3,2	6,4	3,9
15	69	53	19	36,0	4,3	8,5	5,2
17	78	60	22	43,0	5,5	10,9	6,7
19	88	67	25	50,0	6,8	13,6	8,3
22	101	77	28	58,0	9,2	18,3	11,1
25	115	88	32	63,0	11,8	23,6	14,3
28	129	98	36	77,0	14,8	29,6	18,0
31	143	109	40	82,0	18,2	36,3	22,1
34	157	119	44	96,0	21,9	43,7	26,6
37	171	130	48	101,0	25,9	51,8	31,5



Обычная конвейерная сварная цепь отличается от приведенной большей длиной звеньев. Так по немецким нормам DIN (таблица 5) длина внутреннего овала звена  $a$  (см. фиг. 10) конвейерной цепи принята  $3,5 d$  (в цепи по ГОСТ 1412—около 2,6).



Фиг. 11. Сварная цепь с удлиненным звеном.

Еще большей длины делаются звенья специальных длиннозвенных цепей (фиг. 11 и таблица 6), имеющих преимущество меньшего веса и большего удобства укрепления рабочих элементов.

Таблица 5

Нормальная конвейерная цепь по DIN № 670

Круглая сталь	Длина внутреннего овала	Ширина внутреннего овала	Вес погонного метра (кг)
$d$	$a$	$b$	
16	56	24	5,2
18	63	27	6,5
20	70	30	8,2
22	77	33	10,0
24	84	36	12,0
26	91	39	14,5
28	98	42	16,5
30	105	45	19,0

Таблица 6

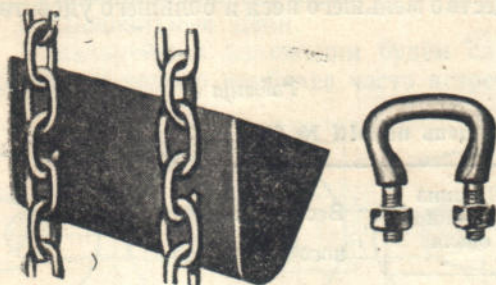
Сварные длиннозвенные цепи (Jeffrey)

Диаметр железа (мм)	Внутренние размеры звена		Вес (кг/пог. м)	Рабочая нагрузка для скорости (0,75 м/сек) (кг)	Предельная скорость (м/сек.)
	длина (мм)	ширина (мм)			
12,7	101,6	20,6	3,0	630	1,25
15,9	127,0	25,4	3,7	1000	1,13
19,0	152,4	28,6	6,0	1520	1,13
22,2	177,8	31,7	7,8	2180	1,00
25,4	177,8	44,5	10,4	2320	0,88
28,6	203,2	50,8	13,7	2900	0,88
31,7	203,2	57,1	17,4	3530	0,88
25,4	152,4	44,5	11,2	2320	1,00
25,4	152,4	38,1	10,8	2720	1,00
22,2	152,4	31,8	8,2	2180	1,13
22,2	152,4	38,1	8,5	1810	1,13
15,9	152,4	38,1	4,5	665	1,13
19,0	152,4	38,1	5,6	1150	1,13



В качестве материала для изготовления нормальных сварных цепей рекомендуется сварочная (пудлинговая) сталь с разрывающим сопротивлением 3500—4100 кг/см<sup>2</sup> и относительным удлинением 18%; допускается также мартовская сталь с разрывающим сопротивлением 3700—4300 кг/см<sup>2</sup> и относительным удлинением 24%. Удлинение, превышающее 30%, считается нежелательным, так как хотя звенья из более мягкого металла лучше свариваются, но вместе с тем и сильнее деформируются, так что вытяжка цепей может получиться недопустимо большой уже при пробной нагрузке в 1200 кг/см<sup>2</sup>. В цепях очень хорошего качества она достигает 8 мм на пог. метр (0,8%).

Ввиду повышенных требований, предъявляемых к цепям современным машиностроением, учитывая, что цепи в работе почти всегда подвергаются не только статической, но и динамической нагрузке, качеству металла следует уделять особое внимание. Сталь для сварных цепей должна быть по составу малоуглеродистой, с очень малым содержанием кремния и со строго ограниченным содержанием серы и фосфора.<sup>1</sup>



Фиг. 12. Крепление ковша к сварной цепи.

Сварные цепи применяются преимущественно в транспортных установках, работающих с малыми скоростями при небольших нагрузках, и там, где не требуется соблюдения точного расположения рабочих элементов, а также жесткости в поперечном направлении. Из конвейерных установок они встречаются в простейших типах элеваторов и в специальных конструкциях скребковых транспор-

теров (см. ниже). На фиг. 12 представлен один из примеров крепления к конвейерной цепи элеваторного ковша. Сбоку изображено специальное ценное звено в виде скобы, к которой и производится крепление ковша.

Сварка звеньев цепи производится электрическим или механическим путем под молотом. Оба эти метода считаются по прочности примерно равноценными, так как качество сварки зависит не столько от применяющегося способа, сколько от тщательности работы. Некоторым преимуществом электросварки является более легкое достижение требуемой точности размеров звеньев. Так, например, для звеньев якорной цепи ОСТ 1412 установлены следующие допуски: в ширине и длине звена  $\pm 0,1 \delta$ ; в диаметре: при  $\delta = 4 - 9$  мм  $\pm 0,5$  мм, при  $\delta = 11 - 37$  мм  $\pm 1,0$  мм. Хорошие заграничные заводы выпускают калиброванные цепи с допусками в пределах  $\pm 0,25\%$ .<sup>2</sup>

Расчет сварных цепей на прочность производится по допускаемой нагрузке без учета напряжений от изгиба, но с пониженным допускаемым напряжением растяжения по формуле

$$S = 2 \frac{\pi^2}{4} \sigma_p. \quad (26)$$

В целях уменьшения вытяжки и износа цепей при работе в транспортных установках, предпочитают принимать сильно пониженные рабочие нагрузки. Так, проф. Hanffstengel рекомендует рассчитывать сварные цепи с напряжением, не превышающим 190 кг/см<sup>2</sup>, или, что то же, по расчетной формуле:

$$S = 300 \delta^2. \quad (27)$$

Обыкновенные сварные цепи в местах сочленения имеют очень малые поверхности соприкосновения и вследствие этого большие удельные давления, а значит интенсивный износ.

<sup>1</sup> Проект технических условий для сварных цепей см. «Maschinenbau», 5.2. 31, № 3, стр. 99—102.

<sup>2</sup> Fördertechnik und Frachtverkehr, 1929 г., стр. 398 и 494.



Одним из радикальных средств увеличения срока службы сварных цепей надо считать начатую недавно применением закалку их поверхности. Германская фирма Hansa Kettenfabrik сообщает, что, в зависимости от диаметра железа, ею производится закалка на следующую толщину:

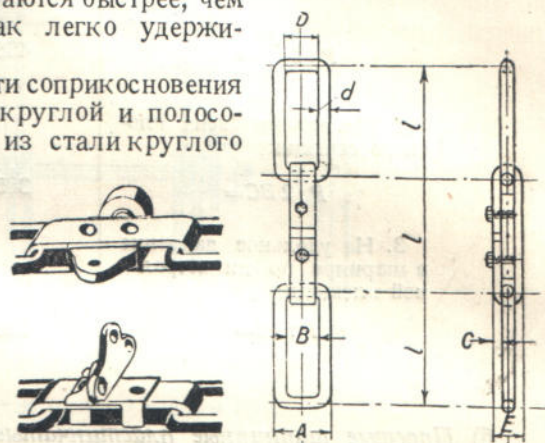
$\delta$ мм = . . . . .	10—15	16—20	21—30	31 и больше
толщина слоя закалки (мм) . . . . .	0,5	1,0	1,5	2,0

Характерно, что в случаях очень абразивного и мелкого материала сварные цепи предпочитают иногда шарнирным, так как последние вследствие забивания материалом шарниров изнашиваются быстрее, чем сварные, на которых частицы не так легко удерживаются.

В целях увеличения поверхности соприкосновения сварные цепи изготовляют также из круглой и полосовой стали (фиг. 13), причем звену из стали круглого сечения придается уже не овальная, а прямоугольная форма. Замыкающее звено из полосовой стали, показанное на фиг. 13, имеет на середине прорез, через который заводятся оба средних звена, после чего прорез закрывается планкой, закрепляемой двумя шурупами.

Ввиду меньшего износа этих цепей, большей поперечной жесткости и удобства укрепления на них деталей, они находят значительно большее применение.

Размеры таких цепей по каталогу фирмы Stephens-Adamson приведены в таблице 7. Напряжения, возникающие в звеньях цепи под действием рабочей нагрузки и приведены в таблице 8.



Фиг. 13. Сварная цепь из полосовой и круглой стали.

Таблица 7

Цепи из полосовой и круглой стали (фиг. 13)

№ цепи	Размеры в мм							Рабочая нагрузка для скорости 0,5 м/сек. (кг)	Вес (кг/пог.м)
	Шаг	A	B	C	D	E	d		
F- 4-1	101,6	63,5	31,7	6,3	38,1	28,6	12,7	1310	3,57
F- 6-1	152,4	63,5	31,7	6,3	38,1	28,6	12,7	1310	3,12
F- 6-2	152,4	76,2	34,9	9,5	44,4	38,1	15,9	1810	5,15
F- 6-3	152,4	90,5	44,4	9,5	52,4	42,9	19,0	2750	6,95
F- 8-1	203,2	90,5	44,4	9,5	52,4	41,3	19,0	2750	6,70
F- 8-2	203,2	104,8	50,8	12,7	60,3	50,8	22,2	3660	10,15
F- 8-3	203,2	123,8	63,5	12,7	73,0	54,0	25,4	5160	13,4
F-10-1	254,0	123,8	63,5	12,7	73,0	54,0	25,4	5160	12,5

На той же фиг. 13 показан один из способов крепления на цепи из круглой и полосовой стали рабочих деталей транспортера.

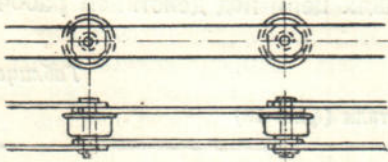
Как уже указывалось, сварные цепи мало удовлетворяют требованиям, предъявляемым к тяговым элементам транспортеров, и поэтому в большинстве случаев на них применяются более совершенные в конструктивном отношении шарнирные цепи.



## Напряжения в звеньях цепей из полосовой и круглой стали

Род напряжения	Среднее (кг/см <sup>2</sup> )	Наибольшее (кг/см <sup>2</sup> )	Наименьшее (кг/см <sup>2</sup> )
1. На разрыв звена круглого сечения: $P : 2 \frac{\pi d^2}{4} =$	488	516	450
2. На разрыв звена плоского сечения: $P : 2 BC =$	305	330	275
3. На удельное давление в шарнире по диаметральной площади: $P : Bd =$	326	326	326

б) Простые шарнирные пластинчатые цепи (фиг. 14) состоят из боковых пластин или планок, соединенных поперечными валиками, служащими шарнирами. В целях уменьшения сопротивления движению цепи, на валики часто свободно надевают ходовые ролики. Для закрепления валиков служит шплинт или применяется развальцовка, либо расклепка, а иногда специальный замок. Следует заметить, что способ расклепки хотя прост и дешев, но и наименее совершенен, особенно при демонтаже и смене отдельных звеньев цепи.



Фиг. 14. Шарнирная длиннозвенная цепь из полосового железа.

Так как вес и стоимость цепи уменьшаются, а устойчивость при внецентренных нагрузках возрастает с увеличением длины звена, то длиннозвенные цепи часто предпочитают короткозвенным. Однако, увеличение размеров цепных колес (звездочек) и недостаточная равномерность движения цепи, особенно при высоких рабочих скоростях, ставят предел увеличению длины звена.

Заслуживает внимания конструкция стандартной германской пластинчатой цепи, набираемой, подобно цепям Галля, из нескольких свободно надетых на валик пластин, количество которых определяется потребной прочностью цепи (фиг. 15). Одно из достоинств этих цепей заключается в том, что с помощью совершенно однородных стандартных звеньев может быть получена цепь на любое тяговое усилие. Диаметр валика, который должен быть рассчитан по удельному давлению в шарнире  $a$  на срез, не увеличивается с возрастанием нагрузки. Если такая цепь делается на роликах, то концы валиков выпускаются в обе стороны на лишнюю соответственную длину.<sup>1</sup>

Определение прочных размеров цепи по фигуре 14 состоит в том, что рассчитывают проушины пластин на разрыв и валик на изгиб для момента передачи через него усилия от приводной звездочки, которое можно считать на валике равномерно распределенным. Затем следует проверить величину удельного давления в проушинах между поверхностью соприкосновения проушины и валика

<sup>1</sup> Размеры цепи см. в таблице 82.

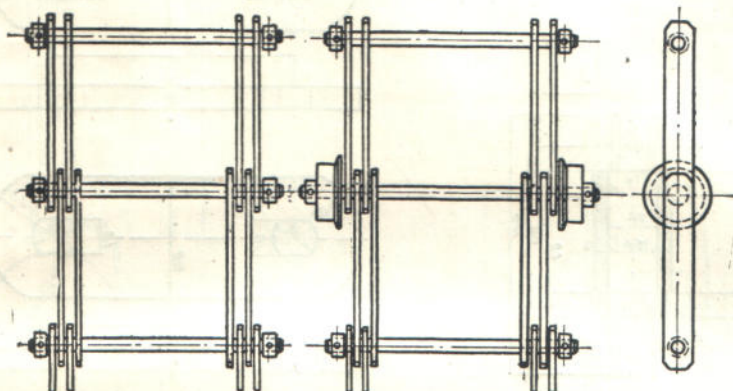


по формуле

$$p' = \frac{P}{2 \delta a} \text{ кг/см}^2, \quad (28)$$

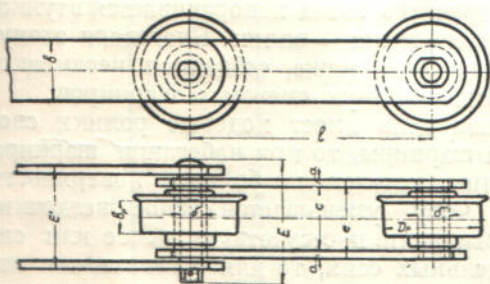
где  $P$  — максимальное передаваемое зубом усилие, кг,  
 $\delta$  — диаметр валика в см и  
 $a$  — толщина пластин в см.

Более подробно определение прочных размеров элементов приводится в расчете втулочных цепей.

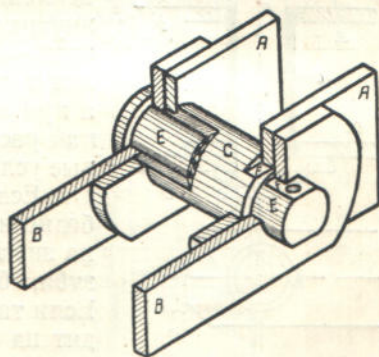


Фиг. 15. Пластинчатая цепь по нормам DIN.

Как показывает практика работы этих цепей, они также подвержены быстрому износу в шарнирах, вследствие малой поверхности трения тонких пластин о валик. Между тем даже небольшой износ шарниров, не угрожающий еще прочности цепи, вызывает, благодаря увеличению шага звеньев, беспокойный ход цепи при набегании на приводную звездочку, вследствие чего такие цепи приходится преждевременно заменять. Известны случаи, когда при неблагоприятных условиях, например на элеваторе для рудомойки, требовалось полностью заменять подобные цепи не реже двух раз в год.



Фиг. 16. Втулочная роликовая цепь.



Фиг. 17. Разрез по шарниру втулочной цепи.

Чтобы увеличить поверхность соприкосновения и уменьшить удельное давление на трущихся поверхностях, шарниры цепей устраиваются со втулками. в) *Втулочные пластинчатые цепи*, роликовые и безроликовые, представлены на фиг. 16 и последующих.

Разрез шарнира втулочной пластиночной цепи виден на фиг. 17. Внутреннее звено образуется соединением пластин А с помощью запрессованной срезанными концами в отверстия пластин втулки С, а внешнее звено соединением пластин В посредством валиков Е, укрепленных в отверстиях пластин на таких же











В некоторых конструкциях самосмазывающихся цепей полость внутри ролика служит резервуаром для масла (фиг. 21, справа).

Характеристика таких роликовых цепей — главные размеры, вес, допускаемая нагрузка и коэффициент  $w'$  сопротивления движению по проводникам — дана в таблице 9.

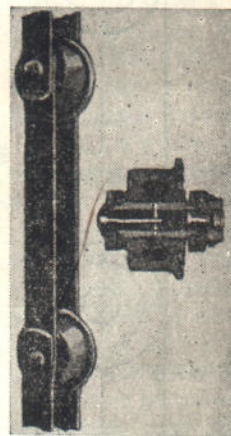
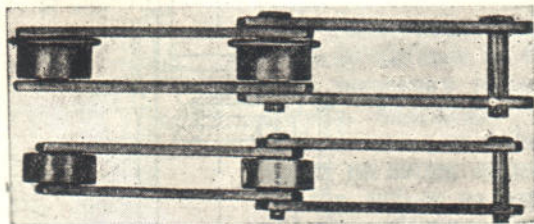
Таблица 9

Размеры роликовых цепей по фиг. 21 (обозначения см. фиг. 16)

№ цепи	Р а з м е р ы в мм								Допуск. статич. нагрузка $P$ (кг)	Вес (кг/м)	Кэф. сопротивл. $w'$
	Шаг $l$	Толщина пластины $a$	Ширина пластины $b$	E	E'	Валик		Ролик			
						$\delta$	$D_p$	$b_p$			
8061	152,4	6,4	50,8	73,0	92,0	15,9	76,0	31,8	1590	17,8	0,11
8091	223,6	6,8	50,8	84,0	105,6	19,0	88,9	39,7	2270	17,8	0,11
8094	228,6	9,5	76,0	115,9	149,3	31,7	127,0	57,0	6130	46,2	0,12
8121	304,8	7,9	63,5	90,8	121,4	25,4	101,6	39,7	3860	20,8	0,13
8124	304,8	12,7	101,6	149,2	201,1	42,9	152,4	65,0	12720	70,0	0,14
8181	457,2	9,5	76,0	115,9	149,3	31,7	127,0	57,0	6130	29,3	0,12
8184	457,2	12,7	101,6	149,2	201,1	42,9	152,4	65,0	12720	53,6	0,14
8241	609,6	9,5	76,0	115,9	149,3	31,7	152,4	57,0	6130	28,3	0,10
8243	609,6	12,7	88,8	128,6	304,8	36,5	152,4	57,0	7260	37,3	0,11
8246	609,6	12,7	114,3	149,2	217,4	49,2	203,2	69,8	15860	64,0	0,12
8301	762,0	12,7	101,6	149,2	201,1	49,2	203,2	69,8	12720	50,6	0,11
8303	762,0	12,7	127,0	149,2	217,4	55,6	203,2	69,8	17000	59,6	0,13
8305	762,0	15,9	177,8	190,5	269,8	74,6	245,0	84,0	31800	116,2	0,13
8361	914,4	12,7	114,3	149,2	217,4	49,2	203,2	69,8	15860	52,2	0,12
8363	914,4	12,7	127,0	149,2	217,4	55,6	254,0	71,4	17000	63,5	0,10
8364	914,4	15,9	139,7	177,8	250,8	61,9	254,0	84,0	23000	88,0	0,11
8366	914,4	19,0	203,2	228,6	323,8	87,3	304,7	104,8	43600	153,5	0,10

На фиг. 22 и 23 показана стальная втулочная цепь с изогнутыми пластинами. Один конец каждой пластины насаживается на втулку, а другой — на валик, так что распределение давления в шарнире происходит как и в рассмотренных выше типах втулочных цепей.

В отношении направления движения правильным надо считать движение по стрелке А, так как при захвате шарнира зубом звездочки тяговое усилие передается на набегающем звене прямо со втулки на пластины, а валик остается



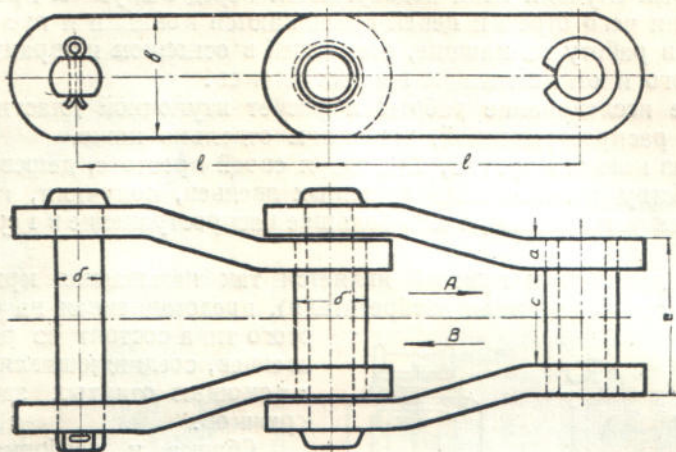
Фиг. 21. Длиннозвенная шарнирная цепь на роликах (Chain-Belt u. Stephens-Adamson).

этим усилием не нагруженным, так что и износ шарнира происходит в более благоприятных условиях. Число звеньев в такой цепи может быть любым, тогда как в предыдущих типах оно может быть только четным. Благодаря своим положительным свойствам, тяговые цепи с изогнутыми пластинами нашли широкое применение в иностранной практике.

Укрепление рабочих деталей на втулочных пластинчатых цепях производится или на фасонных звеньях, специально для этого изготовляемых, или на



уголках, приклепываемых или привариваемых к нормальным звеньям. Иногда укрепление производится с помощью болтов, пропускаемых через отверстия пластин.



Фиг. 22. Втулочная стальная цепь с изогнутыми пластинами.

Материалом для рассмотренных типов цепей, по данным иностранных фирм, служит в большинстве случаев высококачественная сталь. Этим достигается высокая прочность цепи при малом ее весе. Так, например, валики, размеры которых до известной степени определяют размеры всей цепи, делаются часто из специальной легированной стали высокого качества с последующей термической обработкой.

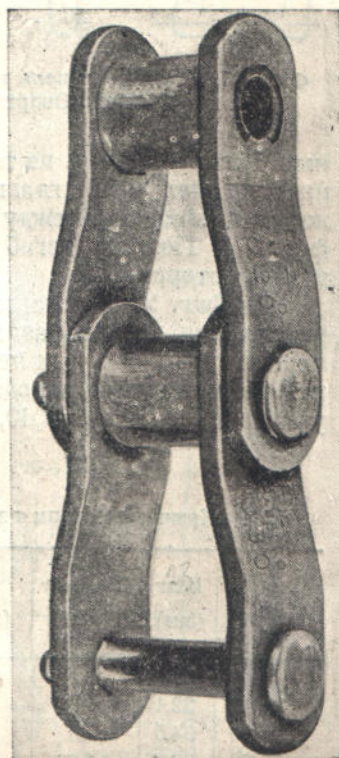
У нас для пластин и втулок рекомендуется ставить сталь марки 4, с временным сопротивлением 4200—5000 кг/см<sup>2</sup>, а для валиков — сталь 5, с временным сопротивлением 5000—6000 кг/см<sup>2</sup>.

Для уменьшения износа ролики, втулки и валики должны подвергаться соответствующей термической обработке — закалке или цементации.

Изготовление цепей заводами производится обычно в массовом порядке. Технологический процесс в каждом отдельном предприятии, изготовляющем втулочные пластинчатые цепи, имеет свои специфические особенности, но в общем состоит из следующих этапов:

- 1) калибровка материала для валиков и втулок;
- 2) последующая обработка валиков и втулок на револьверных станках или на специальных автоматах;
- 3) изготовление пластин путем вырубki их на прессах из полосовой стали и пробивки отверстий для проушины; иногда после пробивки проушины обрабатываются на станке.
- 4) термическая обработка валиков и втулок;
- 5) сборка отдельных элементов и всей цепи в целом;
- 6) приемка и испытание цепи.

Приемка цепи заключается в тщательном просмотре качества сборки и выявлении неработающих или слишком тугих шарниров; испытание цепей на прочность обычно ограничивается разрывом нескольких звеньев на специальном разрывном прессе. Испытание



Фиг. 23. Втулочная стальная цепь с изогнутыми пластинами (Chain-Belt).



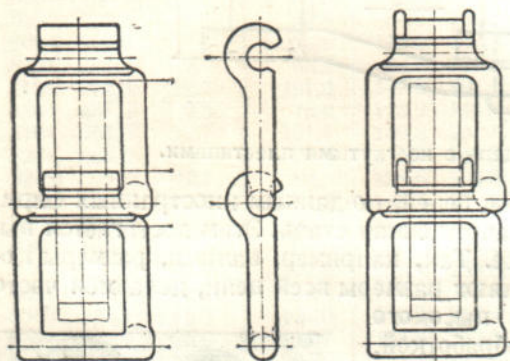
цепей на износ, как правило, не производится, вопросы износа даже не включаются в технические условия приемки.

В некоторых случаях цепи подвергаются перед выпуском предварительной приработке, для чего отрезки цепей сращиваются концами и пускаются на некоторый срок в работу на машине, состоящей в основном из вращаемого от мотора приводного и отклоняющих цепных блоков.

Подробное исследование работы и расчет втулочной пластинчатой цепи, как наиболее распространенной, выполним отдельно ниже.

г) Цепи из ковкого чугуна, благодаря своей простоте, дешевизне и в особенности удобству изготовления фасонных звеньев, получили, применительно к транспортным устройствам, очень большое распространение в Германии и Америке.

Наиболее дешевой и простой является так называемая крючковая цепь (или цепь Эварта — по имени изобретателя), представленная на фиг. 24. Цепи



Фиг. 24. Крючковая цепь из ковкого чугуна (цепь Эварта).

этого типа состоят из рамных литых звеньев, соединяющихся между собой с помощью отлитых заодно с ними крючков.

Сборка и разборка крючковых цепей, представленная на фиг. 25, очень проста и удобна. При сборке цепей каждое последующее звено заводится сбоку под определенным острым углом к соседнему звену. Во всяком ином взаимном положении эти звенья не могут быть разъединены благодаря своеобразному очертанию поперечного стержня и крючка. Для удобства замыкания цепи каждый комплект снабжается двумя специальными концевыми звеньями со сталь-

ным болтом, видимым на той же фигуре справа. Задняя внешняя сторона крючка представляет собой гладкую цилиндрическую поверхность, которую цепь ложится во впадины между зубьями звездочки при ее огибании (как показано на фиг. 26). Поэтому изгиб цепи по звездочкам желательнее производить только в одну сторону.

На фиг. 27 показаны типы специальных фасонных звеньев, служащих для укрепления на них различных рабочих деталей. В таблице 10 приведены размеры и вес крючковых цепей немецкого завода Stotz. Рабочую нагрузку для цепей рекомендуется заводами принимать равной одной пятой пробной нагрузки, указанной в таблице 10, пробную нагрузку — половине разрывной.

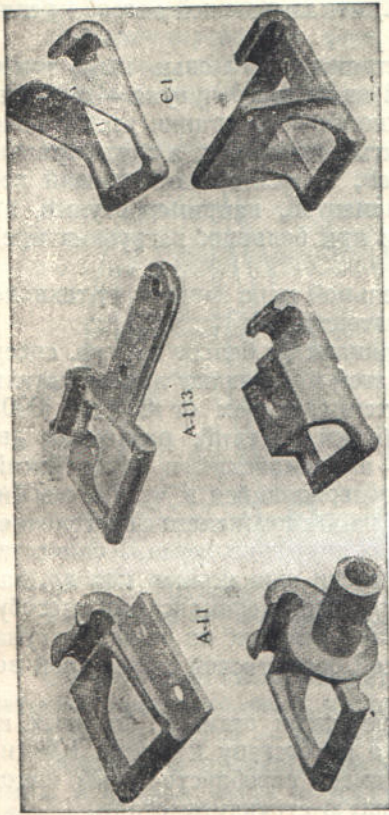
Таблица 10

Крючковые цепи из ковкого чугуна по данным завода Stotz в Штутгарде

№	Шаг (мм)	Ширина (мм)	Вес (кг, м)	Пробная нагрузка (кг)	№	Шаг (мм)	Ширина (мм)	Вес (кг/м)	Пробная нагрузка (кг)
22 18	22,1	18	0,46	150	100 64	99,0	64	3,1	1500
34 30	34,5	30	1,0	300	134/65	133,3	65	3,3	1650
39 36	38,3	36	1,5	500	148/70	147,1	70	3,4	1900
50 35	48,8	35	1,2	500	150/100	153,8	102	5,0	2400
55 40	55,6	40	1,5	650	150/150a	149,3	153	8,2	3000
56 50	56,2	50	3,0	1000	150 150	149,3	155	9,7	4000
64 55	63,7	55	2,9	1200	150 150	151,0	157	11,0	5000

Примечание. Последние три размера цепей имеют промежуточную распорку.

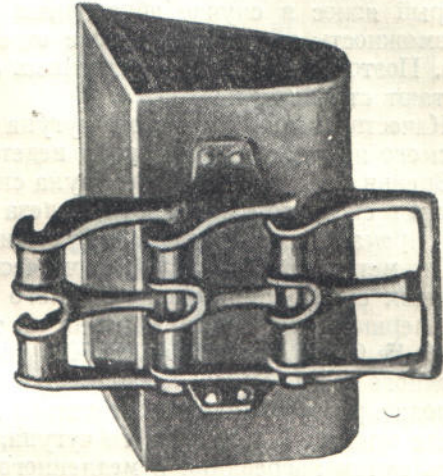




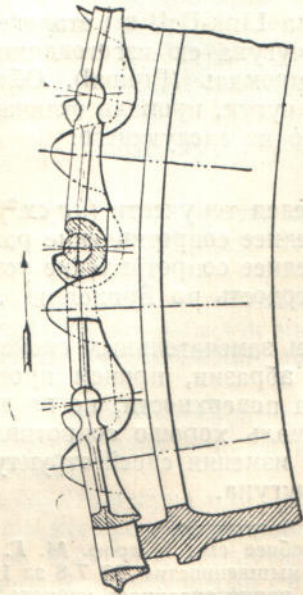
Фиг. 27. Фасонные звенья крючковой цепи (Jeffrey):



Фиг. 25. Сборка цепи и соединительное звено (Jeffrey):



Фиг. 28. Крепление ковша к фасонному звену двойной крючковой цепи:



Фиг. 26. Положение и направление движения крючковой цепи на звездочке:



Как видно из таблицы, крючковые цепи изготавливаются для рабочей нагрузки до 1000 кг, причем цепи на нагрузку 600—1000 кг имеют сдвоенные (а иногда и строенные) звенья, как изображено на фиг. 28, показывающей способ крепления ковша к фасонному звену.

Наряду с перечисленными выше достоинствами крючковые цепи имеют недостатки, частью присущие всем типам цепей из ковкого чугуна — меньшая надежность, чем стальных цепей, ввиду возможности образования при отливке внутренних раковин, сильное загрязнение открытых шарниров, а следовательно быстрый износ в случае абразивных материалов, относительно больший вес, невозможность смены при износе отдельных элементов, например втулки, валика. Поэтому в особо ответственных случаях и при больших нагрузках предпочитают стальные цепи.

Качество цепей из ковкого чугуна в значительной мере зависит от технологического процесса, по которому ведется их изготовление.

Звенья цепей из ковкого чугуна сначала отливают из белого чугуна, содержащего в своем составе карбид железа  $Fe_3C$ , а затем подвергают продолжительному прокаливанию (томлению, отжигу) при температурах от 800 до 1000°.

По методу последующей термической обработки изделий, различают два отличных способа получения ковкого чугуна — американский и европейский.

Американский способ основан на том, что содержащийся в чугуне карбид железа  $Fe_3C$  при нагревании до 800° распадается на чистое железо с выделением свободного графита (углерод отжига) в виде мелких аморфных зерен. Количество углерода при этом должно оставаться по возможности одинаковым как до, так и после отжига. Излом ковкого чугуна, получаемого по американскому способу, то-есть путем нагревания и медленного охлаждения отливок из белого чугуна, имеет черный или серо-черный цвет с характерной бархатистой структурой волокон.

Европейский способ основан на обезуглероживании отливок, отлитых из твердого белого чугуна, то-есть приближении его по составу к стали. Ковкий чугун, полученный по европейскому способу, имеет серебристо-белый излом и мелкокристаллическую структуру, напоминающую структуру стали.

Характеристики свойств ковких чугунов, полученных указанными способами, также несколько различны. Так, по американскому способу получаются ковкие чугуны с временным сопротивлением разрыву от 3200 до 4000 кг/см<sup>2</sup> и с удлинением до 7% и выше. По европейскому способу ковкие чугуны обладают временным сопротивлением от 3000 до 4500 кг/см<sup>2</sup>, но с удлинением всего до 3—4%.<sup>1</sup>

Фирма Link-Belt в каталоге за 1934 г. сообщает, что наряду с цепями из ковкого чугуна ею изготавливаются аналогичной конструкции цепи из нового металла промаль (Promal). Обладая такими же литейными качествами, как и ковкий чугун, промаль отличается более высокими техническими качествами, как видно из следующего:

	Ковкий чугун	Промаль
предел текучести (кг/см <sup>2</sup> ) . . . . .	2500	3500
среднее сопротивление разрыву (кг/см <sup>2</sup> ) . . . . .	3800	4900
среднее сопротивление усталости . . . . .	2000	2300
твердость по Бринеллю . . . . .	110—130	170—190

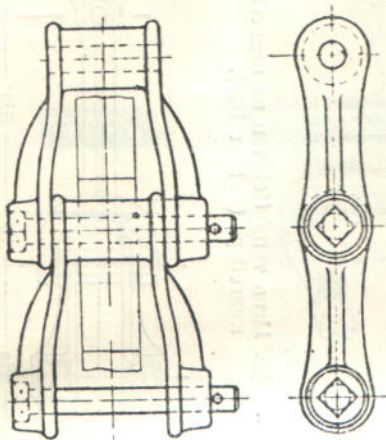
Самым замечательным свойством промалья является его высокая сопротивляемость абразии, причем противоабразивным свойством он отличается не только на поверхности, но во всю толщу. В сплаве с небольшим количеством меди промаль хорошо сопротивляется коррозии. Он выносит температуру до 550°C, не изменяя своей структуры. По стоимости промаль несколько дороже ковкого чугуна.

<sup>1</sup> Подробнее см.: 1) проф. М. Г. Евангулов, Литейное дело, изд. 1933; 2) «Вестник металлургической промышленности» № 7/8 за 1927 г., стр. 30, Американский способ производства отливок из черносердечного ковкого чугуна; 3) С. С. Некрытый, К вопросу об унификации производства ковкого чугуна, «Техника и производство» 1928, № 1.



Применение этого нового металла наглядно характеризует искания техники в деле создания все новых материалов для изготовления одного из важнейших элементов транспортных устройств — цепей.

д) *Комбинированные цепи.* Для уменьшения износа и увеличения срока службы, цепи изготавливаются комбинированными — звенья из ковкого чугуна соединяются стальными роликами, а иногда и стальными вставными втулками.



Фиг. 29. «Комбинированная» цепь из ковкого чугуна со стальными роликами.



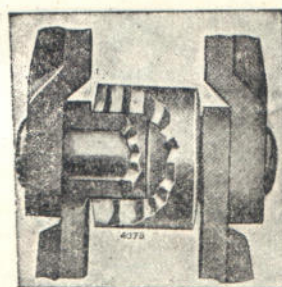
Фиг. 30. Фасонное звено комбинированной цепи со скребком (Stotz).

Основной тип такой цепи представлен на фиг. 29. Валик с одной стороны имеет четырехгранную головку, которую он входит заподлицо в соответствующее гнездо в звене, а с другой — замыкающий шплинт.

Вследствие лучшей, чем в предыдущей конструкции, защищенности шарнира, эти цепи могут с успехом применяться на установках, перемещающих абразивные материалы. Для прикрепления рабочей детали звенья цепей делаются фасонными, с приливами (фиг. 30). В случае роликовых цепей, обе боковые пластины делаются отдельно и соединяются в шарнире (фиг. 31 и 32). По характеру работы шарнира комбинированные цепи аналогичны стальным цепям с изогнутыми пластинами.



Фиг. 31. Роликовая цепь из ковкого чугуна (Jeffrey).



Фиг. 32. Шарнир роликовой цепи (Jeffrey).

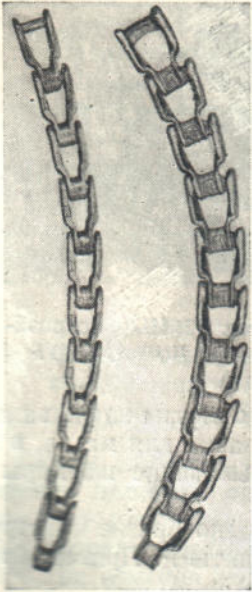
В некоторых конструкциях комбинированных цепей во втулке вдоль валика (с ненагруженной стороны) при отливке устраивается канавка для масла, в некоторых — устраиваются специальные уплотнения, закрывающие шарниры от засорения.

е) *Специальные типы цепей* представляют большое разнообразие конструкций, в зависимости от встречающихся особых случаев практики. Приведем несколько из них.

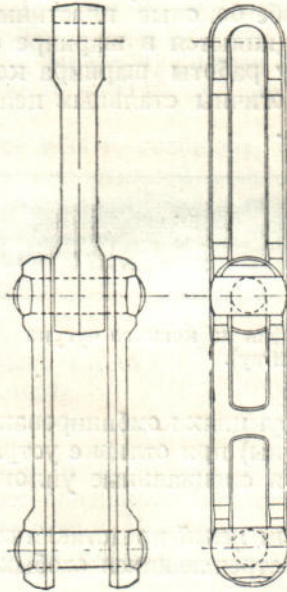
На фиг. 33 показаны крючковые цепи из ковкого чугуна или промаля, допускающие изгиб цепи как по шарнирам, так и в поперечном направлении.

Для этого в одной конструкции цепи ролик выполнен изогнутым по дуге, а в другой — на прямом валике может поворачиваться изогнутый крючок. Наименьшие радиусы закругления в плоскости цепи составляют 600 и 900 мм.





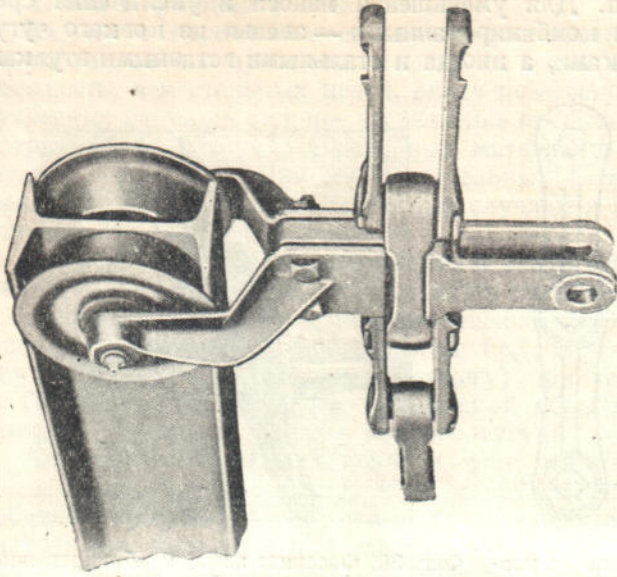
Фиг. 33. Крючковые цепи, допускающие поперечный изгиб (Link-Belt).



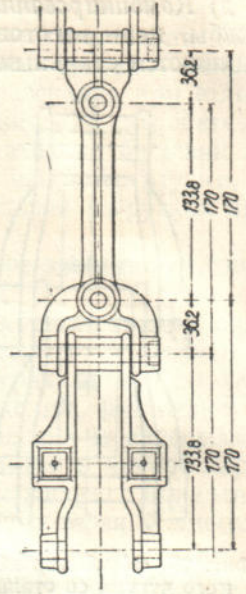
Фиг. 34. Разборная цепь типа Кейстон (Link-Belt).



Фиг. 35. Сборка и разборка цепи Кейстон.



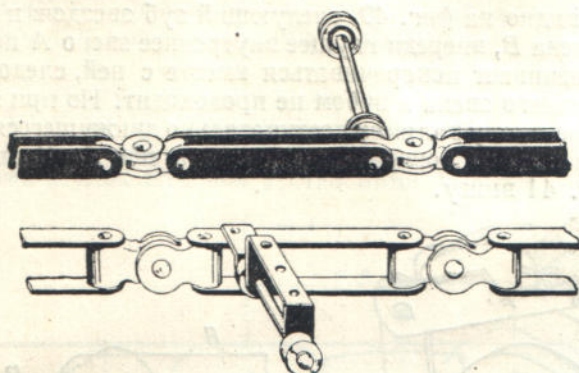
Фиг. 36. Цепь типа Кейстон на подвесном конвейере (Palmer Bee).



Фиг. 37. Керданная цепь из ковкого чугуна (Stöhr)



Поперечный изгиб, по значительно большему радиусу, допускают также некоторые типы стальных разборных цепей Кейстона, показанных на фиг. 34. Эти цепи, как видно на фиг. 35, легко собираются и разбираются, но не могут разделиться самопроизвольно в натянутом положении. На фиг. 36 представлено применение цепи Кейстон на подвесном конвейере.



Фиг. 38. Карданная стальная цепь (Autok).

Если, как это бывает нужно на подвесных конвейерах, цепи должны обладать свойством гибкости во всех направлениях, то их делают с попеременно чередующимися взаимно перпендикулярными шарнирами, образующими как бы карданное соединение. Две конструкции таких цепей с одинаковым и с разным шагом между шарнирами показаны на фиг. 37 и 38.

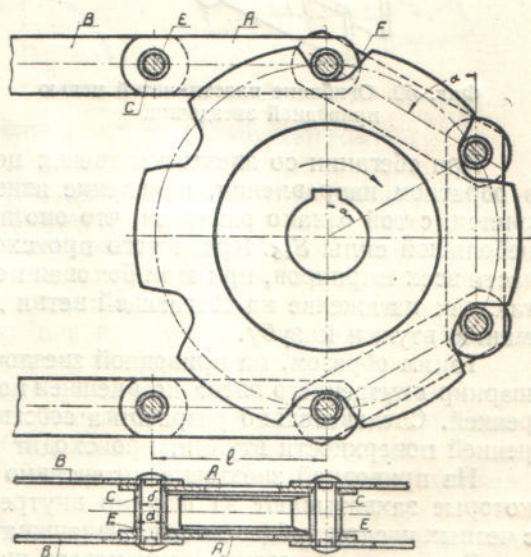
#### б) Исследование работы втулочных пластинчатых цепей

Чтобы правильно подойти к разбору некоторых конструктивных элементов цепей и звездочек, а также к расчету цепей на прочность и износ, необходимо предварительно уяснить характер рабочего процесса огибания цепями приводных и отклоняющих звездочек.

Условимся в дальнейшем называть шарнир, расположенный впереди (по направлению движения) звена *A* с внутренними пластинами (фиг. 39), шарниром внутреннего звена, а соседний с ним относить к звену *B* с внешними пластинами.

Характерно, что при огибании приводной звездочки оба шарнира находятся в неодинаковых условиях износа.

Действительно, как видно на фиг. 40, внутреннее звено *A*, шарнир которого вошел в зацепление с зубом звездочки, движется поступательно до тех пор, пока следующий зуб не захватит шарнир звена *B*. А так как при этом звездочка вращаясь поворачивается на центральный угол  $\alpha$ , соответствующий одному звену и равный при *z* зубцах звездочки



Фиг. 39. Сгибание втулочной пластинчатой цепью приводной звездочки.

$$\alpha = \frac{2\pi}{z},$$

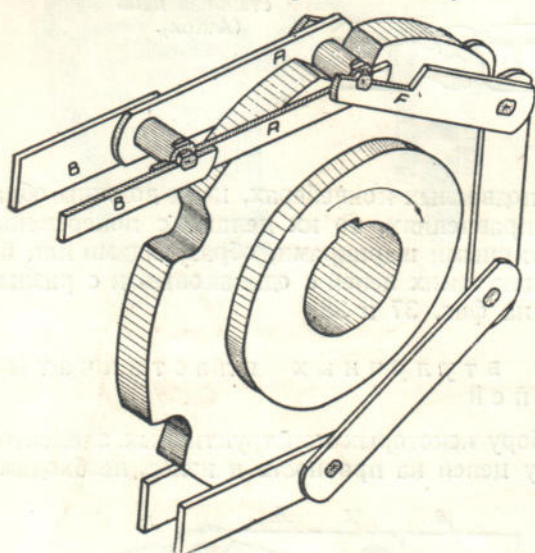
то на этот же угол произойдет взаимный поворот и скольжение втулки и ведущего зуба звездочки. Это вызывает соответственный износ прижимаемых друг



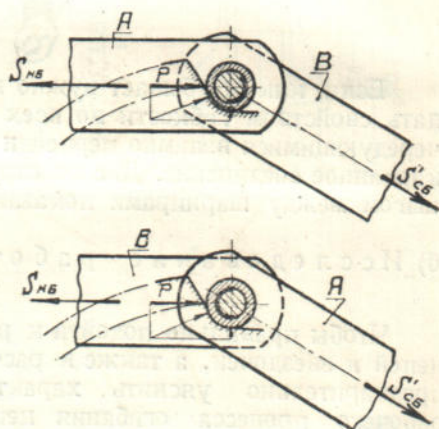
к другу равнодействующей сил  $S_{нб}$  и  $S_{сб}$  (фиг. 41) внешней поверхности втулки и боковой поверхности зуба.

Место износа очерчено на фиг. 41 вверху толстой дугой. Кроме того значительно меньший износ, под действием силы  $S_{сб}'$  происходит между валиком и втулкой.

В момент, когда, как видно на фиг. 40, следующий зуб звездочки захватывает за шарнир внешнего звена  $B$ , впереди идущее внутреннее звено  $A$  полностью ложится на звездочку и начинает поворачиваться вместе с ней, следовательно трения между втулкой внешнего звена и зубом не происходит. Но при этом возникает взаимное скольжение между валиком поступательно движущегося звена  $B$  и внутренней поверхности втулки поворачивающегося звена  $A$ . Место износа шарнира показано на фиг. 41 внизу.



Фиг. 40. Огибание пластинчатой цепью приводной звездочки.



Фиг. 41. Места износа шарниров внутреннего и внешнего звена.

При сбегании со звездочки звенья цепи совершают относительный поворот в обратном направлении, и явление износа для рассмотренных звеньев повторяется, с той однако разницей, что оно происходит под действием относительно небольшой силы  $S_{сб}$ . Кроме того происходит одинаковый износ во внутренней части всех шарниров, при этом боковая поверхность зуба не изнашивается вовсе, так как натяжение на сбегавшей ветви действует в сторону обратную прижиманию втулки к зубу.

Таким образом, на приводной звездочке подвергается интенсивному износу шарнир внутреннего звена по внешней поверхности и внешнего звена—по внутренней. Следовательно разработка собственно шарнира, то-есть валика и внутренней поверхности втулки, происходит через одно звено.

На приводной звездочке интенсивно изнашиваются тоже только те зубцы, которые захватывают за шарнир внутреннего звена. Следовательно звездочка с четным числом зубцов должна изнашиваться менее равномерно, чем с нечетным.

Значение соблюдения одинакового шага цепи и звездочки видно из следующего. Когда и тот и другой шаг равны, то втулка шарнира сразу ложится в наинизшее положение во впадине и в таком положении огибает звездочку. Напротив, если шаг цепи больше, чем шаг звездочки, то набегавший шарнир первоначально попадает на боковую поверхность зуба, касаясь его в какой-нибудь промежуточной точке  $K$ , как показано на фиг. 42, а затем, при дальнейшем вращении звездочки, соскальзывает в наинизшее положение под нагрузкой, вследствие чего работа трения и износ возрастают. Понятно, что с возрастанием несоответствия шага цепи и звездочки увеличиваются путь скольжения и износ зубцов и втулок.

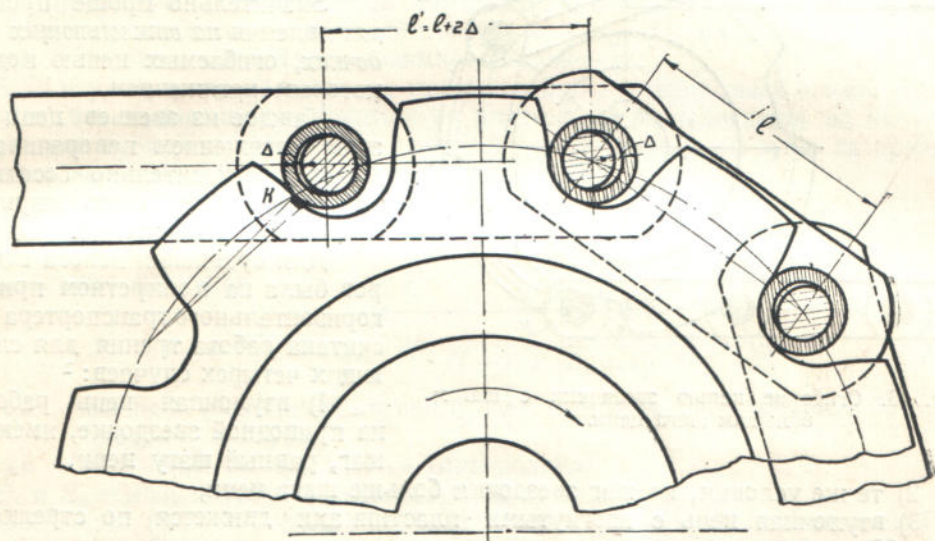


Проследим, как с износом шарниров изменяется шаг цепи. Так как во впадины между зубцами всегда ложатся втулки, то шагом звеньев цепи наиболее правильно считать в дальнейшем расстояние между осями втулок.

Во внутреннем звене втулки запрессованы в пластины, и поэтому шаг внутреннего звена может меняться только при вытяжке пластин или вследствие сдвига оси втулок от износа их наружной поверхности, действие которого незначительно, так как все втулки срабатываются примерно одинаково с одной стороны.

Иначе обстоит с внешними звеньями. В самом деле, при износе на линейную величину  $\Delta$  каждого из шарниров, втулки на внешнем звене (фиг. 42) отходят соответственно вправо и влево на ту же величину, так что в итоге расстояние между осями втулок или шаг  $l'$  становится больше, чем первоначальный шаг  $l$ :

$$l' = l + 2\Delta.$$



Фиг. 42. Положение на звездочке цепи с разработанными шарнирами.

На звездочке с четным числом зубцов, как уже выяснено, зубцы изнашиваются через один и при том в тех впадинах, в которые ложится набегающий шарнир внутреннего звена. Следовательно шаг звездочки, соответствующий внутреннему звену цепи, уменьшается, а внешнему — на столько же возрастает, что находится в соответствии с возрастанием шага внешнего звена цепи.

На звездочке с нечетным числом зубцов все зубцы изнашиваются одинаково, так что в итоге шаг не изменяет своего значения.<sup>1</sup>

Существует мнение, высказанное давно<sup>2</sup> и иногда снова повторяемое в литературе, что для избежания описанных явлений, вызывающих дополнительный износ и другие ненормальности работы цепи, следует с самого начала делать шаг зацепления на приводной звездочке немного больше шага цепных звеньев.

Покажем, что такое мероприятие практически приводит к отрицательным результатам.

На фиг. 43 представлено именно такое зацепление. Каждый из шарниров, кроме последнего  $G$ , являющегося ведомым и расположенного по сбегающей ветви, находится несколько впереди того зуба, с которым он при дальнейшем вращении звездочки должен войти в зацепление. Каждый зуб начинает передавать тяговое усилие незадолго перед выходом из зацепления. Когда

<sup>1</sup> Изменение шага возможно только в сторону уменьшения ввиду износа впадин зубьев и втулок, вследствие чего уменьшается действительный радиус звездочки.

<sup>2</sup> «Iron Age», 1901, 9 мая, стр. 6.

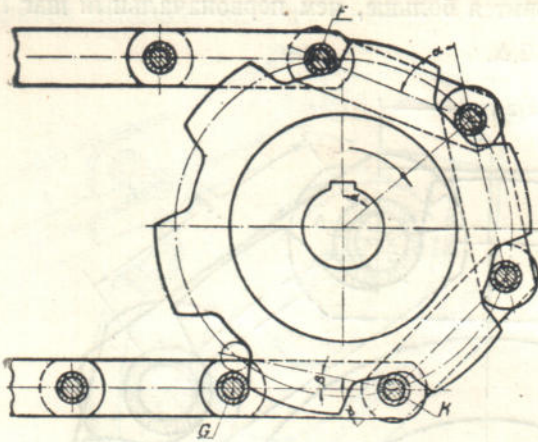


освобождается шарнир *G*, то цепь слегка соскальзывает назад, и следующим зубом подхватывается соседний шарнир *K* и т. д.

К недостаткам такого процесса надо отнести:

- 1) возможность толчков при перехвате нового шарнира,
- 2) добавочный износ зуба и внешней поверхности втулки при скольжении сбегавшего шарнира по зубу,
- 3) добавочный, весьма значительный, износ шарниров, так как каждое звено поворачивается под полной нагрузкой на угол  $\alpha$  при набегании и на угол  $\beta$ , зависящий от высоты зуба и шага, — при сбегании.

Из изложенного видно, что всякое несоответствие шага цепи и звездочки влечет прогрессивный износ и дальнейшую разверку шагов, а также вызываемые этим вредные последствия в



Фиг. 43. Сгибание цепью звездочки с шагом, большим шага цепи.

виде толчков и рывков, расстраивающих всю работу установки.

Значительно проще происходят явления на отклоняющихся звездочках, огибаемых цепью под некоторым натяжением.

Каждое из звеньев цепи под этим натяжением поворачивается дважды относительно соседнего, так что износ всех шарниров происходит равномерно.

Для сравнения износа шарниров была на конкретном примере горизонтального транспортера подсчитана работа трения для следующих четырех случаев:<sup>1</sup>

1) втулочная цепь работает на приводной звездочке, имеющей шаг, равный шагу цепи,

2) те же условия, но шаг звездочки больше шага цепи,

3) втулочная цепь с изогнутыми пластинками движется по стрелке *A* (фиг. 22).

4) те же условия, но движение по стрелке *B*.

Расчет показал, что если работу трения в первом случае принять за 100%, то в остальных случаях она получается примерно следующей:

1 случай	2 случай	3 случай	4 случай
100%	150%	60%	136%

Кроме того была определена работа трения втулок о зубцы звездочки, а следовательно степень их износа. Результаты этого исследования дали возможность сделать некоторые общие выводы, как-то:

1. Первый случай, при работе цепи по звездочке с нечетным числом зубцов, дает наиболее благоприятные результаты по износу шарниров и звездочки.

2. Третий случай, хотя и является благоприятным по износу шарниров, но дает сильный износ зубцов. Для роликовой цепи последний недостаток смягчается, так что этот случай становится даже благоприятнее первого.

3. Второй и четвертый случаи не могут быть рекомендованы вследствие высокого износа шарниров. Из изложенного видно, что анализ работы цепей (подкрепленный наблюдениями из опыта) может привести к ряду конкретных конструктивных выводов, кроме того он служит основанием для установления способов расчета цепей на прочность и износ.

#### в) Расчет пластинчатых втулочных цепей на прочность

Каждая тяговая цепь должна удовлетворять двум основным требованиям — достаточной прочности и сопротивляемости износу.

<sup>1</sup> Н. В. Воробьев, журнал «Внутризаводской транспорт», 1934, № 4.



Второе требование основано на том, что каждая цепь должна до смены ее работать некоторое более или менее продолжительное время без значительных деформаций — вытяжки звеньев и истирания шарниров, следствием которых может явиться нарушение нормальной работы транспортной установки.

Расчет цепи на прочность надо выполнять по максимальному действующему на нее усилию  $S$ , которое складывается из статической и динамической силы (см. уравнение 81). По этому усилию должны быть определены все элементы цепи, для расчета которых примем следующую последовательность:

- 1) определение расстояния между внутренними пластинками,
- 2) определение диаметра валика,
- 3) проверка валика на удельное давление,
- 4) определение внешнего диаметра втулки,
- 5) определение поперечных размеров пластин.

Расстояние между внутренними пластинами зависит от ширины зуба звездочки. Ширина зуба, в свою очередь, определяется из условия умеренного износа рабочей поверхности зуба и внешней поверхности втулки, на которых, в случае безроликовой цепи, происходит взаимное скольжение.

Если втулка, вследствие износа шарниров и увеличения шага цепей, не ложится в свое наинизшее положение во впадине, а располагается на боковой поверхности зуба (фиг. 42), то давление на 1 пог. см ширины зуба на приводной звездочке, передающей окружное усилие  $P$  кг, равно

$$p' = \frac{P}{b_a} \text{ кг/см} \quad (29)$$

и наибольшее давление

$$p_{\text{макс}} = 0,418 \sqrt{2p' \frac{l}{(l-r)r} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}} \text{ кг/см}^2, \quad (30)$$

где  $l$  см — шаг цепи (величиной которого, как радиусом, очерчивается боковая поверхность зуба),

$r$  см — наружный радиус втулки (или ролика),

$E_1$  и  $E_2$  — модуль упругости звездочки и втулки.

Численные величины  $p_{\text{макс}}$  получаются здесь весьма значительными. Так, например, для  $P = 1200$  кг,  $l = 125$  мм,  $\delta' = 2r = 23$  мм,  $b_a = 28$  мм —  $p_{\text{макс}} = 12\,250$  кг/см<sup>2</sup>. Способность материала выдерживать столь высокие давления проф. С. П. Тимошенко объясняет тем, что в середине поверхности соприкосновения материал сжимается не только в направлении силы  $p'$ , но и в поперечных направлениях.

Понятно, что износ трущихся поверхностей под действием столь значительных нагрузок может быть силен.

При расчете цепи по величине силы  $P$  и допускаемой удельной нагрузке  $p'$  ширину зуба  $b_a$  находим из уравнения (29)

$$b_a = \frac{P}{p'}. \quad (29')$$

Степень износа втулок и зубцов зависит не только от величины  $p'$ , но и от ряда других факторов, как то: род материала втулок и звездочки, число зубьев, скорость и длина цепей, а следовательно частота прохождения одной и той же втулки по звездочке, общие производственные условия и пр.

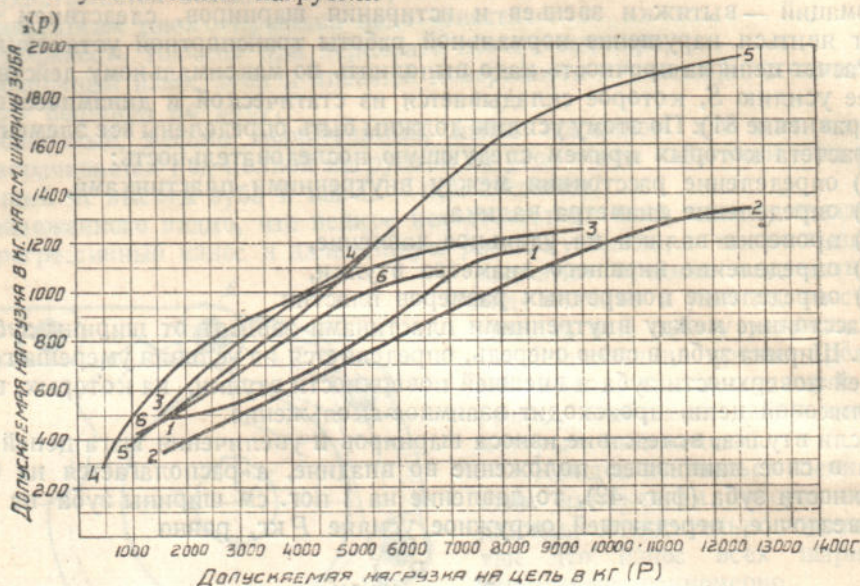
Для выбора значений  $p'$  наиболее правильно обратиться к опыту существующих установок. С этой целью приведем построенные нами на основании данных иностранных фирм кривые  $p = f(P)$ , представленные на фиг. 44.

Допускаемую на цепь нагрузку фирмы рекомендуют для нормальных условий работы цепи при  $v = 1,0$  м/сек. и числе зубцов на звездочках  $z = 12$ . Поэтому значения  $p'$  надо отнести к тем же условиям. Как видно из диаграммы, величины  $p'$ , по данным отдельных фирм, довольно значительно отличаются одна от другой, но характер изменения  $p'$  остается неизменным —  $p'$  возра-

<sup>1</sup> С. П. Тимошенко, Курс сопротивления материалов, 1929, стр. 104, уравнение 37.



стает с  $P$ . Это вызывается стремлением избежать слишком громоздких размеров цепей с увеличением нагрузки.

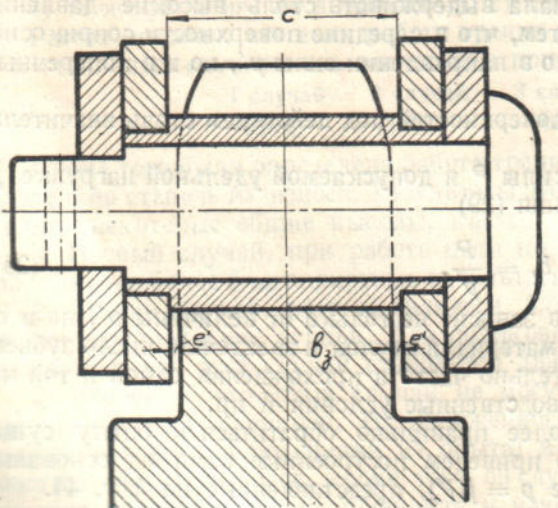


1. Link-Belt . . . . . для пластинчатой втулочной роликовой цепи
2. Stephens-Adamson . . . . . » » » » »
3. Rex (Chain-Belt) . . . . . » » » » »
4. Fissenwert . . . . . » » » » »
5. Rex (Chain-Belt) : . . . . . » втулочной роликовой цепи с изогнутыми пластинами.
6. Гинсталмост . . . . . » нормальной пластинчатой втулочной цепи (элеваторной).

Фиг. 44. Диаграмма допускаемой удельной нагрузки на ширину зуба в зависимости от нагрузки на цепь.

К исчисленной по уравнению (29') ширине зуба  $b_s$  прибавляют с каждой стороны зазор  $e' = 1 - 3$  мм (фиг. 45), так что расстояние между внутренними пластинами находится из

$$c = b_s + 2e'. \quad (31)$$



Фиг. 45. Положение шарнира цепи во впадине звездочки.

Для определения прочных размеров валика, который подвергается изгибу наибольшим моментом при передаче усилия через более взаимноудаленные внешние планки цепи, надо знать толщину планок  $a$ .

В выполненных конструкциях цепей отношение определенного уже размера  $c$  к толщине  $a$  колеблется обычно в пределах 5,5 — 8.

Так, по Fissenwert  $k = c : a = 5,5 - 5,8$ , по Stephens-Adamson — 7—8, по Rex — 4—8.

Для получения возможно малого веса цепей рационально принимать  $k$  ближе к верхнему пределу. Пластина при этом получается тоньше и шире.

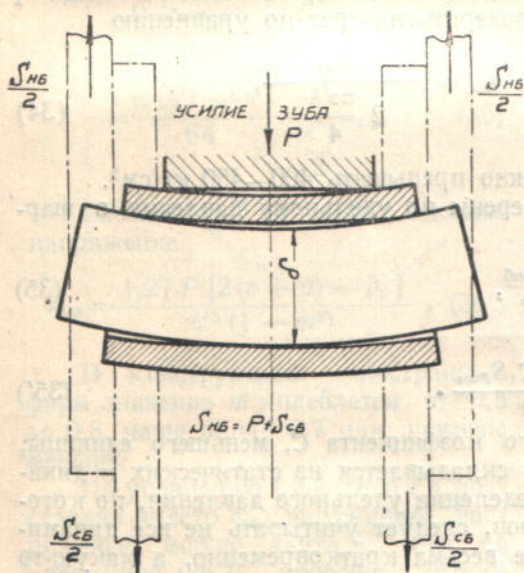
Валик испытывает деформацию изгиба как на рабочих участках, когда сила натяжения цепи передается от звена к звену, так и на приводной звездочке, передающей тяговое усилие на шарниры входящих в зацепление с ней звеньев.



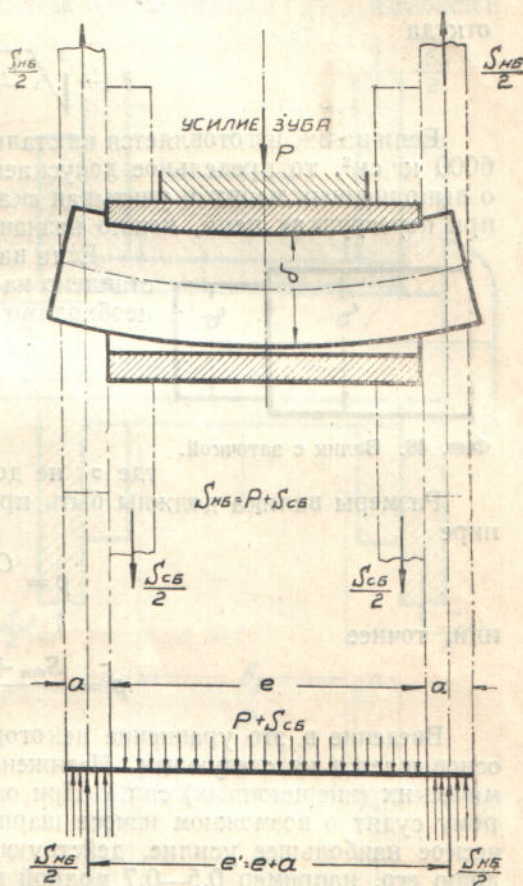
Обычно наибольшее натяжение цепи на участке только незначительно превосходит тяговое усилие, передаваемое зубом звездочки, поэтому, как не трудно видеть, наиболее опасный случай нагрузки для валика наиболее часто имеет место при передаче тягового усилия на шарнир от приводной звездочки именно в тот момент, когда в зацепление с зубом входит шарнир, находящийся впереди звена с внешними планками.

Наибольшей деформации он подвержен в точке максимального натяжения цепи.

Закон распределения напряжений в валике точно не известен и подлежит еще экспериментальному изучению. Можно однако заранее установить, что он не одинаков для новых и приработавшихся цепей. Действительно, в связи с тем, что момент сопротивления втулки обычно значительно больше, чем валика, последний получает под нагрузкой большую деформацию изгиба, так что, как видно на фиг. 46, соприкосновение валика и втулки происходит концов втулки, а следовательно на этих же участках распределяется и нагрузка на валик. Натя-



Фиг. 46. Изгиб неприработавшихся валика и втулки на ведущем зубе звездочки при набегании внешнего звена.



Фиг. 47. Распределение нагрузки на валик в приработавшемся шарнире при набегании внешнего звена.

жение каждой из внешних пластин на этой фигуре, обозначенное через  $\frac{\sigma_{нб}}{2}$ , соответствует усилию на набегающей ветви, а внутренних  $\frac{\sigma_{сб}}{2}$  — на сбегающей ветви.

Однако такое распределение нагрузки не сохраняется по мере проработки шарниров. Действительно, наиболее интенсивно взаимное истирание валика и втулки происходит в местах наибольшего давления, то-есть у краев, и по мере истирания нагрузка распределяется на весь валик, так что в итоге становится почти равномерно распределенной, то-есть наиболее опасной для валика. Этот случай распределения нагрузки схематически представлен на фиг. 47.

Таким образом можно предположить, что напряжения в валике возрастают от начала работы цепи до момента полной приработки шарниров. Именно тогда напряжения в валике достигают своего максимума.

Характерно, что если к приработавшемуся под действием нормальной рабочей нагрузки шарниру приложить повышенную нагрузку, то, вследствие увели-



чения прогиба валика, равномерно распределенная по всей длине валика нагрузка снова переходит в распределенную по некоторому закону у концов валика, то-есть в более благоприятную форму. Следовательно в этом случае напряжения в валике возрастают медленнее, чем нагрузка на цепь.

Уравнение прочности валика на изгиб

$$M = W \sigma_{изг} \quad (32)$$

при равномерно-распределенной нагрузке принимает вид:

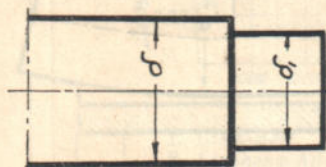
$$\frac{S_{нб}}{2} \cdot \frac{e+a}{2} - \frac{S_{нб}}{2} \cdot \frac{e}{4} = \frac{\pi \delta^3}{32} \sigma_{изг}, \quad (33)$$

откуда

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{1,27 S_{нб} (e+2a)}{K_{изг}}} \quad (33')$$

Если валик изготавливается из стали № 5 с временным сопротивлением 5000—6000 кг/см<sup>2</sup>, то предельное допускаемое напряжение, сообразуясь с данными о выполненных цепях и учитывая сказанное о законе возрастания напряжений при перегрузках цепи, можно назначить соответственно до 1600—1900 кг/см<sup>2</sup>.

Если валик еще подвергается заточке, как представлено на фиг. 48, то диаметр заточенного конца  $\delta_1$  необходимо проверить на срез по уравнению



$$\sigma_{ср} = \frac{S_{нб}}{2 \frac{\pi \delta_1^2}{4}}, \quad (34)$$

Фиг. 48. Валик с заточкой.

где  $\sigma$  не должно превышать 400—450 кг/см<sup>2</sup>.

Размеры валика должны быть проверены по удельному давлению в шарнире

$$p = \frac{C S_{нб}}{\delta e}, \quad (35)$$

или, точнее

$$p = \frac{S_{ст} + C_1 S_{дин}}{\delta e}. \quad (35')$$

Введение в это уравнение некоторого коэффициента  $C$ , меньшего единицы, основывается на следующем. Натяжение складывается из статических и динамических (инерционных) сил.<sup>1</sup> При определении удельного давления, по которому судят о возможном износе шарниров, следует учитывать не все динамическое наибольшее усилие, действующее весьма кратковременно, а какую-то долю его, например 0,5—0,7 полной величины.

В качестве предельных допустимых величин удельного давления в шарнирах цепей проф. Hanffstengel рекомендует следующую:

	кг/см <sup>2</sup>
для ковкого чугуна . . . . .	60—90
» стали по ковкому чугуну . . . . .	100—140
» стали по фосфористой бронзе . . . . .	200—250

Фирма Rex для своих цепей принимает следующие более высокие предельные допустимые удельные давления:

	кг/см <sup>2</sup>
для ковкого чугуна по ковкому чугуну . . . . .	140
» стали по ковкому чугуну . . . . .	175
» стали по стали . . . . .	210
» цементированной стали по цементированной стали . . . . .	245
» легированных и термически обработанных сталей . . . . .	450

<sup>1</sup> Величина динамической силы определяется по уравнению 81 (вторая составляющая).



В целях уменьшения износа и получения возможно более продолжительной работы цепи часто принимается значительно пониженное удельное давление в шарнирах.

Перейдем теперь к расчету втулки. Самый опасный случай нагрузки втулки имеет место в момент, когда в зацепление с зубом звездочки входит внутреннее звено (см. фиг. 39). В этом случае все усилие от зуба

$$P = S_{нб} - S_{сб}$$

воспринимается только втулкой (фиг. 49), являющейся составной частью звена с внутренними пластинами, а валик, на который действуют силы  $\frac{S_{сб}}{2}$ , изгибается в противоположную втулке сторону.

Из предыдущего уравнения видно, что при  $S_{сб} = 0$  усилие, действующее на втулку, получается наибольшим.

Можно предположить, что давление зуба передается как равномерно распределенная нагрузка, поэтому уравнение изгиба имеет вид]

$$\frac{P(c+a)}{4} - \frac{Pb_s}{8} = \frac{\pi(\delta'^4 - \delta^4)}{64} \cdot \frac{1}{\delta'} \sigma_{изг} \quad (36)$$

Обозначая  $\delta : \delta' = m$ , находим напряжение

$$\sigma_{изг} = \frac{1,27 P [2(c+a) - b_s]}{\delta'^3 (1 - m^4)} \quad (36')$$

В конструкциях иностранных фирм значение  $m$  колеблется от 0,5 до 0,8, чаще около 0,7 или немного меньше.

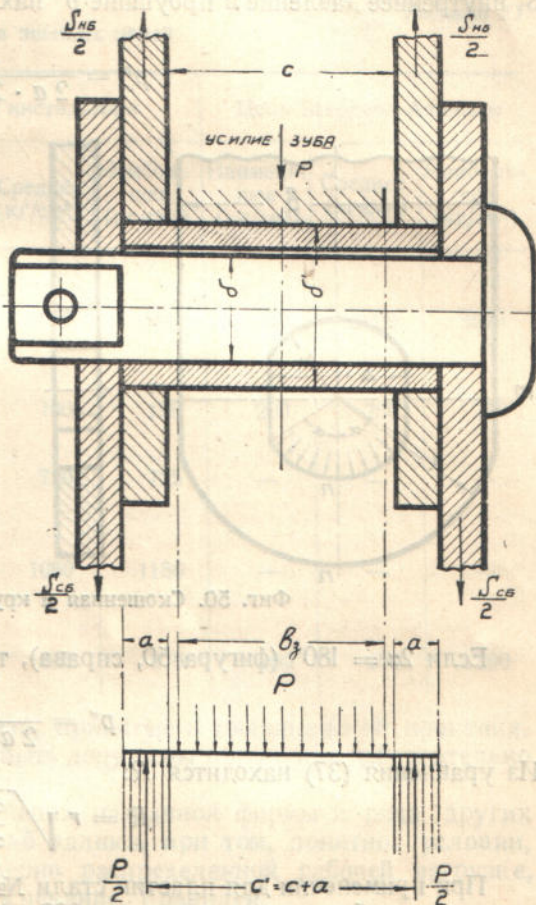
По уравнению (36), зная  $\delta$  и подставляя вместо  $\sigma_{изг}$  допускаемое напряжение, можно найти  $\delta'$  или по уравнению (36') — проверить напряжение во втулке цепи, размеры которой известны.

Если втулки изготовлены из стали № 4, с временным сопротивлением 4200—5000 кг/см<sup>2</sup>, то напряжение во втулке можно допустить в 700—750 кг/см<sup>2</sup>.

Поперечные размеры внутренних и внешних пластин рассчитываются на растяжение в наиболее ослабленном сечении.

Расчет проушин (фиг. 50), представляющих опасное место пластин, можно выполнить только приближенно, так как точный закон распределения давления, передаваемого от валика на внутреннюю поверхность проушины, а следовательно закон распределения напряжений, неизвестен. На распределение давления сильно влияет точность обработки и пригонки, определяющие характер возникающих деформаций.

Как показали эксперименты, <sup>1</sup> в месте соприкосновения с валиком проушина не изгибается как балка, а деформируется как стенка цилиндрической трубы,



Фиг. 49. Распределение нагрузки на втулку при набегании внутреннего звена.

<sup>1</sup> С. П. Тимошенко, Курс сопротивления материалов, 1929, стр. 405—406.

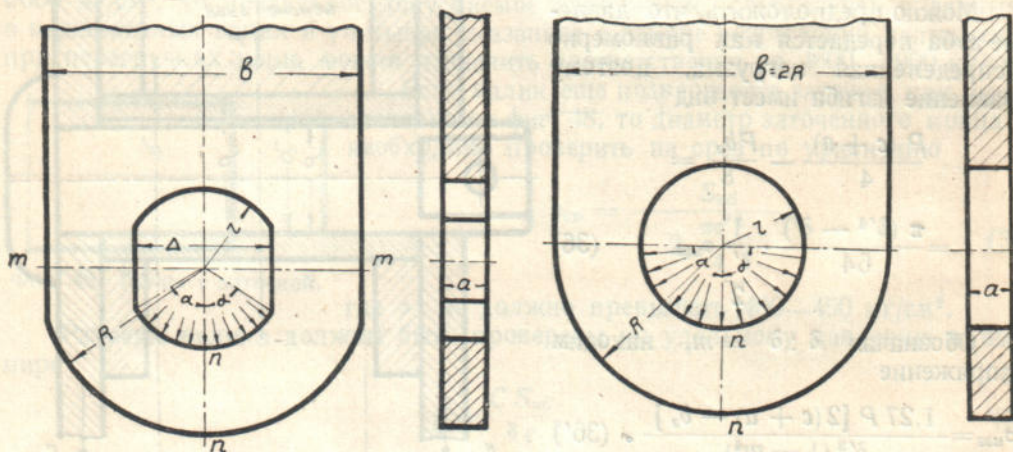


подверженной равномерно распределенному внутреннему давлению. Принимая во внимание, что концы валика и втулки запрессовываются в проушины, можно с большой степенью достоверности предположить, что внутреннее давление в проушине распределяется равномерно. Поэтому для расчета проушин воспользуемся известной формулой Ляме

$$\sigma_{\max} = \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} p'' \quad (37)$$

Для угла обхвата проушиной валика (фиг. 50, слева) и наибольшего передаваемого соединением суммарного (статического и динамического) натяжения  $S$ , внутреннее давление в проушине  $p''$  находится из

$$p'' = \frac{S}{2 a \cdot 2 r \sin \alpha} \quad (38)$$



Фиг. 50. Скошенная и круглая проушина пластин.

Если  $2\alpha = 180^\circ$  (фигура 50, справа), то

$$p'' = \frac{S}{2 a \cdot 2 r} \quad (38')$$

Из уравнения (37) находится  $R$ :

$$R = r \sqrt{\frac{\sigma + p''}{\sigma - p''}} \quad (37')$$

При применении для пластин стали № 4 допускаемое напряжение на растяжение может быть принято равным 900—1000 кг/см<sup>2</sup>.

Размеры пластины в сечении  $mm$  по проушине можно рассчитывать на разрыв, с допущением пониженного напряжения по формуле

$$[ S = 2a (b - \Delta) \sigma_p ] \quad (39)$$

Откуда

$$b = \frac{S}{2 \sigma_p a} + \Delta, \quad (39')$$

$$\sigma_p = \frac{S}{2 (b - \Delta) a} \quad (39'')$$

Напряжения для стали № 4 в этих формулах можно допускать до 450—500 кг/см<sup>2</sup>.

В проушине внешнего звена напряжение на смятие, определяемое по уравнению (38) или (38'), ввиду отсутствия взаимного скольжения, можно принимать более высоким, доводя его при плотной пригонке до 2000 кг/см<sup>2</sup>.



Во втулочных цепях с изогнутыми пластинами сечение пластин в части изгиба должно быть проверено по суммарному напряжению от растяжения и изгиба

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \frac{S}{2ab} + \frac{Sa \cdot 6}{2a^2 b} = 3,5 \frac{S}{ab}. \quad (40)$$

Произведем на основе изложенного сравнительный проверочный расчет пластинчатых втулочных цепей, принятых для элеваторов в качестве нормальных,<sup>1</sup> и цепей американской фирмы Stephens-Adamson (таблица 11).

Напряжение в звеньях цепей

Таблица 11

Род напряжения	Цепь Гинстальмост			Цепь Stephens-Adamson		
	Наименьшее (кг/см <sup>2</sup> )	Среднее (кг/см <sup>2</sup> )	Наибольшее (кг/см <sup>2</sup> )	Наименьшее (кг/см <sup>2</sup> )	Среднее (кг/см <sup>2</sup> )	Наибольшее (кг/см <sup>2</sup> )
1. На изгиб валика по уравнению (33) $\sigma_{изг} =$	1520	1800	1900	1850	3000	3690
2. Удельное давление в шарнире по уравнению (35), при $c=1$ $p=$	175	190	198	200	250	270
3. На изгиб втулки по уравнению (36') $\sigma_{изг} =$	665	720	725	—	—	—
4. На растяжение в сечении <i>nn</i> проушины по уравнению (37) $\sigma_{макс} =$	1000	1050	1150	—	—	—
5. На растяжение в сечении <i>mm</i> проушины по уравнению (39'') $\sigma_p =$	480	520	575	400	950	1200

Как показывают результаты расчета, принятые в американской практике, напряжения весьма высоки. Они могут быть допущены только при действительно высокосортном материале цепей.

Особенно высоким получаются в цепях названной фирмы и ряда других иностранных фирм напряжения на изгиб валика, при том, понятно, условия, что метод расчета валика по равномерно распределенной рабочей нагрузке, имеющий определенное логическое обоснование, правилен.

Столь высокие расчетные напряжения в валике можно объяснить двумя упоминавшимися уже обстоятельствами:

1) валики изготавливаются из особо высококачественной стали, например специальной легированной стали повышенного качества с последующей термической обработкой,

2) возрастание напряжений в валике, в случае нагрузок, превышающих нормальную рабочую, происходит медленнее, чем возрастание нагрузок.

Между тем к назначению предельных напряжений в валике побуждает стремление ограничения веса и размеров цепи, так как с возрастанием диаметра валика увеличиваются также сечение и вес пластин и диаметр втулок. Это в свою очередь влечет на роликовых цепях возрастание сопротивления движению роликов по проводникам.

Рассчитывая по приведенным формулам цепь, следует сверить полученные результаты с параметрическими соотношениями элементов ее, полученными на

<sup>1</sup> К. В. Алферов, А. Д. Гридин, Г. П. Истомин, Ковшевые элеваторы, 1934, стр. 151 и 161.



основании анализа размеров цепей ряда иностранных фирм, а также опыта советских заводов, сводящихся к следующим средним нормам.<sup>1</sup>

$$\begin{array}{ll} b : a = 8 - 10, & \delta' : \delta = 1,4, \\ c : b = 0,65 - 0,70, & \Delta : b = 0,43 - 0,44, \\ \delta : b = 0,35, & R : b = 0,60 - 0,65. \end{array}$$

## 2. Опорные ролики

Рабочее движение на транспортных установках с тяговым гибким элементом может происходить либо скольжением, либо по принципу перемещения на колесах. При первом способе перемещения по проводникам скользит тяговый элемент непосредственно (цепь, стальная лента), либо рабочие детали транспортера (например скребки), либо, чаще всего, специально укрепленные на тяговых или рабочих деталях ползуны и башмаки. Такие устройства отличаются конструктивной простотой, но вместе с тем им присущ недостаток — интенсивное истирание проводников и самих ползунов, увеличение тягового усилия и повышенный расход энергии.

Поэтому значительно большее применение получил второй способ — передвижения на колесах или, что то же, на ходовых или стационарных роликах. Оси ходовых роликов укрепляются на тяговых или рабочих элементах транспортного устройства и движутся вместе с ними по проводникам. Оси стационарных роликов поддерживаются подшипниками, монтированными на раме установки, а движущиеся части транспортера, например цепи, пластины, ленты, катятся при рабочем ходе по ним. Стационарные ролики применяются, как правило, на транспортерах с гибкой лентой и сравнительно редко на цепных транспортерах.

Положительное качество стационарных роликов в том, что конструктивно их удобнее, чем ходовые ролики, делать большего диаметра, а также легче обеспечить смазкой. Стационарные ролики расставляются на большем расстоянии один от другого по длине конвейера, следовательно количество их меньше и применение на них подшипников улучшенного типа, например самосмазывающихся или шариковых, более доступно.

Конструкции стационарных роликов рассмотрим в главе о ленточных транспортерах, здесь же остановимся на ходовых роликах.

Стремление сделать установку по возможности компактной и облегчить вес движущихся частей, а также соображения конструирования зубьев на цепных звездочках, в случае прохождения по ним роликов, заставляют ограничивать диаметр ролика сравнительно небольшими пределами. Обычный диаметр ходовых роликов равен 80—120 мм и редко доводится до 200 мм. Так как отношение диаметра ролика к диаметру его цапфы получается при этом небольшим (4—5, а иногда и меньше), то надлежащая смазка цапф имеет первостепенное значение не только для уменьшения износа их, но и для снижения расхода энергии. Кроме того смазка роликов не должна вызывать особого усложнения их конструкции, так как это удорожило бы всю установку.

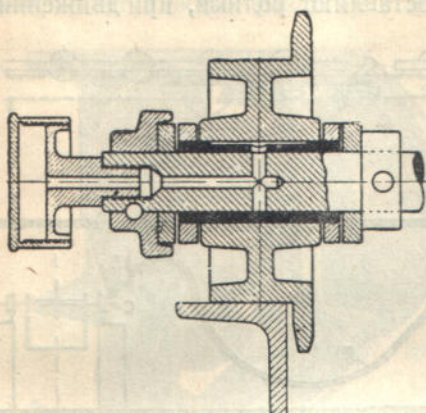
Из трех видов смазки — жировой, жидким маслом и графитом — последняя применяется мало, хотя и не лишена существенных достоинств — экономичность, минимальный уход.

Жировая смазка производится при помощи масленок Штауфера, навинчиваемых на шарнирный валик (фиг. 51), ступицу ролика (фиг. 52) или специальную буксочку, насаженную на оси (фиг. 53). Канавка, по которой масло попадает на поверхность трения, просверливается либо по оси валика (в первом и третьем случаях), либо по поверхности его (второй случай). Так как число масленок на транспортере достигает обычно нескольких сотен, то периодическое подвинчивание их представляет длительную и кропотливую работу. Для упрощения этой работы прибегают иногда к механическому способу подвинчивания масленок, для чего они снабжаются на окружности крышек зубчатым венчиком

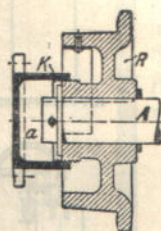
<sup>1</sup> К. В. Алферов, А. Д. Гридин, Г. П. Истомина, Ковшевые элеваторы, 1934, стр. 160.



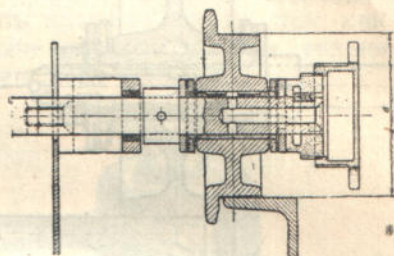
(фиг. 52 и 53), поворачиваемым на определенный угол зубчатой рейкой, укрепленной в одном каком-либо месте установки неподвижно и включаемой в зацепление с венчиками по мере надобности. В тех случаях когда масленка подвинчивается на валик или буксу, такую рейку следует монтировать где-либо на прямолинейном участке пути, в конструкции же по фиг. 52, в которой масленка сидит на ступице ролика, это менее рационально, так как, с одной стороны, для достаточного поворота масленок относительно вращающегося ролика потребовалась бы излишне длинная рейка, а с другой, и это главное, — при тугом



Фиг. 51. Ходовой ролик с жировой смазкой (Luther).

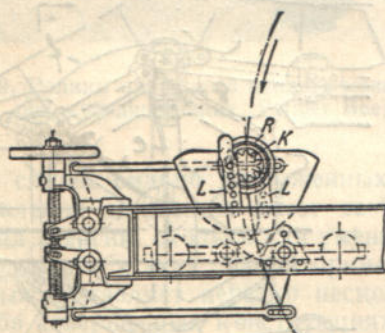


Фиг. 52. Ходовой ролик с жировой смазкой (Schenck).

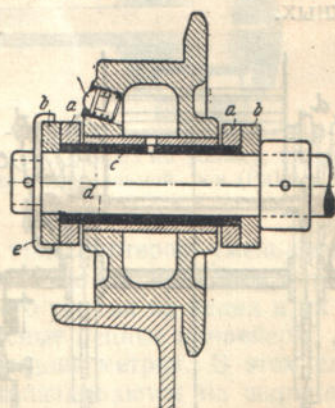


Фиг. 53. Ходовой ролик с жировой смазкой (ATG).

ходе масленки она может поворачивать вместе с собой слабо нагруженный ролик, так что навинчивания крышечки не произойдет. Если же поместить рейку у цепной звездочки, на которой ролики неподвижно зажаты, то навинчивание крышечки обеспечено. Такой прибор конструкции Schenck показан на фиг. 54. Две цевочные рейки *L*, расположенные по обе стороны транспортера наискось, для подкручивания масленок в одну сторону, укреплены на двуплечих рычагах с противовесами шарнирно в целях предохранения от поломок при попадании



Фиг. 54. Автоматическая смазка роликов (Schenck).



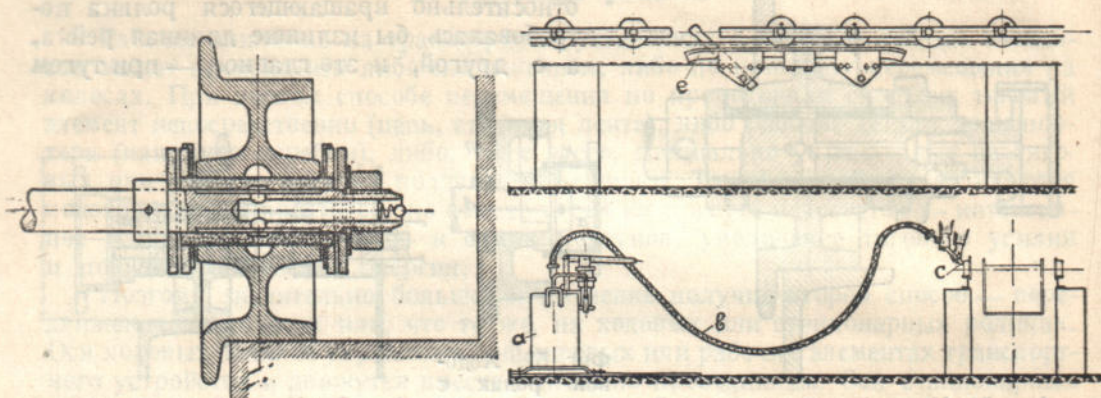
Фиг. 55. Ходовой ролик с жидкой смазкой (Luther).

зубца на цевку. При прохождении шарниров цепей по начальной окружности звездочки происходит подкручивание масленок. Когда цепь транспортера пропущена полностью, то поворотом маховичка выводят рейки из рабочего положения.

В случае жидкой смазки необходимый для нее резервуар устраивается либо в полем теле ролика (фиг. 55), либо в высверленной цапфе валика (фиг. 56). И в той, и в другой конструкции отверстие камеры закрывается шаровой или полшаровой пробкой, прижимаемой изнутри пружинкой. Для возобновления запаса масла впрыскивается под давлением в камеру с помощью специального



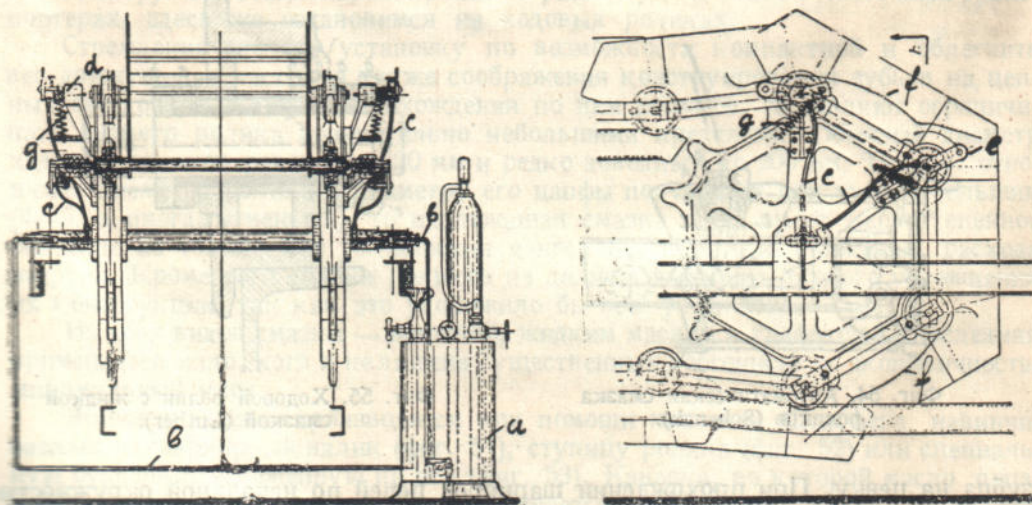
приспособления, позволяющего быстро выполнить эту операцию на всех роликах конвейера. Такой прибор фирмы Pholig показан на фиг. 57. Масло подается к роликам из сосуда *a*, снабженного насосом, по гибкой шланге *b*, имеющей металлический наконечник *c* с игольчатым затвором. Ролики (по фиг. 55) имеют на ребрах скосы со стороны, противоположной отверстиям. Повернув шарнирно укрепленную на неподвижных проводниках транспортера нажимную полосу *e*, монтированную в плоскости реборд, заставляют ролики, при движении



Фиг. 56. Ходовой ролик с жидкой смазкой (Bleichert).

Фиг. 57. Подвод смазки под давлением (Pholig).

транспортера, скользить своими скосами по этой полосе. Это дает возможность легко на ходу попасть иглою в отверстие и впрыснуть масло. Еще удобнее подавать масло в отверстие, просверленное по оси валика (фиг. 56). В зависимости от величины шага цепи и скорости движения, подача масла производится либо во все ролики при одном полном обороте транспортера, либо чаще через один или два ролика последовательно — при двух или трех оборотах. Такой способ подведения смазки к роликам нужно признать одним из наиболее эксплуатационно надежных.



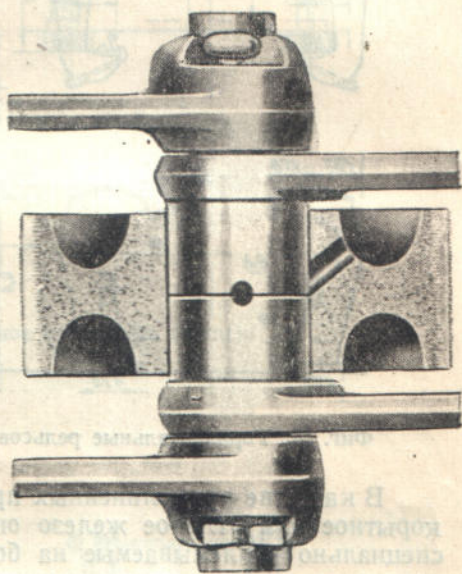
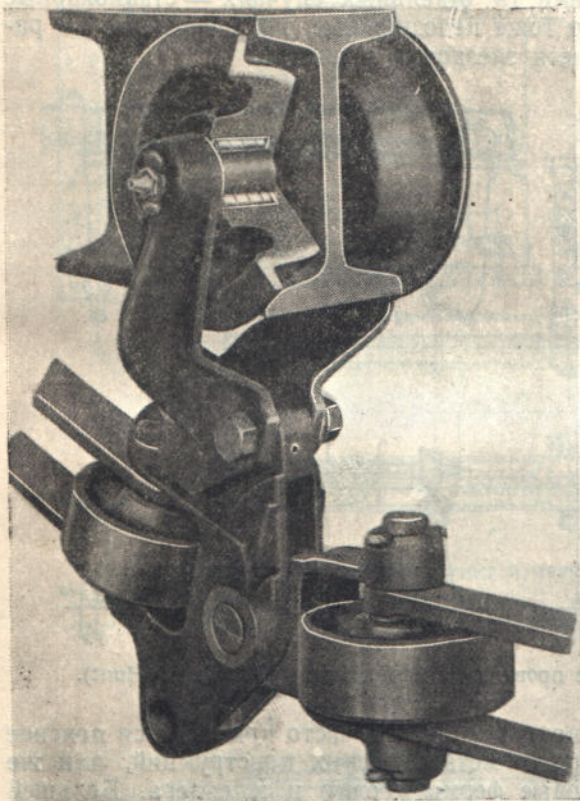
Фиг. 58. Автоматический смазывающий прибор для подведения жидкой смазки (Schenck).

Другой прибор для смазывания жидкой смазкой, системы Schenck, действующий вполне автоматически, изображен на фиг. 58. Прибор устанавливается у задних (хвостовых) цепных звездочек и состоит из резервуара *a*, в котором масло находится под давлением, трубок *b*, подводящих масло к оси цепных звездочек, в которой они укрепляются с помощью уплотняющих сальников,



и радиальных гибких трубочек *c*, удерживаемых небольшими кронштейнами *d*, приболченными к звездочкам и несущими на конце смазывающее приспособление. Для сообщения игле смазчика (приходящейся каждый раз против затвора масляной камеры шарнира) осевого положения, необходимого для впрыскивания масла, она ставится на винте, поворачиваемом рычажком с роликом *e*, попадающим на нажимную поверхность *f*. Растягивающаяся при этом пружина *g* возвращает каждый раз иглу в исходное положение. Понятно, что для подачи

масла ко всем шарнирам транспортера, при шестилучевой, как на чертеже, звездочке и двух радиальных трубочках, общее число звеньев на цепях не должно быть кратным шести, так как иначе смазку получит только треть всех шарниро .<sup>1</sup>



Фиг. 59. Ролики подвешеного цепного конвейера на роликоподшипниках (Palmer Bee).

Фиг. 60. Разрез по ролику, насаженному на вертикальной оси (Palmer Bee).

В случае сильно нагруженных и длинных транспортеров уменьшение сопротивления движению имеет особенное значение не столько для снижения расхода энергии, сколько для уменьшения тягового усилия на цепях и их прочных размеров и веса. Такой пример дают подвешенные цепные конвейеры, длина которых составляет нередко несколько сот и больше метров. В этом случае, в особо совершенных конструкциях, ролики устанавливаются на шарико- или роликоподшипниках (фиг. 59). Менее ответственные, сидящие на вертикальных осях и работающие только на отклоняющих шинах ролики (фиг. 60) делаются более простой конструкции.

Для уменьшения износа роликов на ободу они делаются нередко с закаленной поверхностью (фиг. 59 и 60), для чего отливаются в металлические формы.

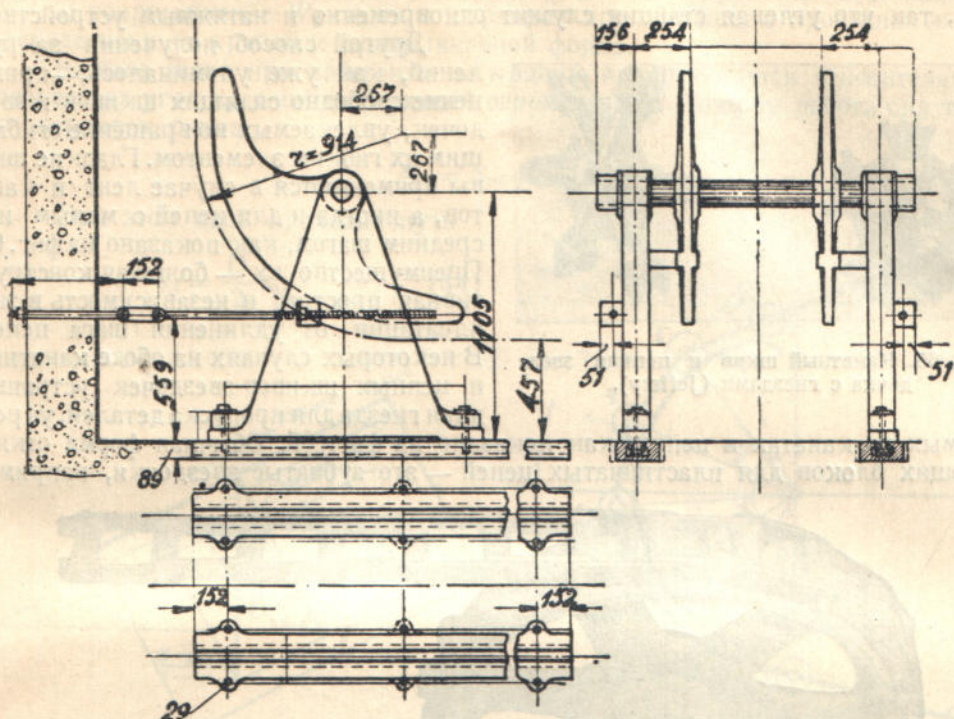
Для предохранения от засорения ступицы ролика и удержания масла в некоторых конструкциях на оси насаживаются уплотняющие шайбы (фиг. 56). Ролики на фиг. 59 имеют для той же цели несквозную ступицу.

<sup>1</sup> Приспособления для автоматической смазки см. «Mechanical Handling» 1932, июль, стр. 245; «Fördertechnik und Frachtverkehr» 1934, № 9—10, стр. 121.

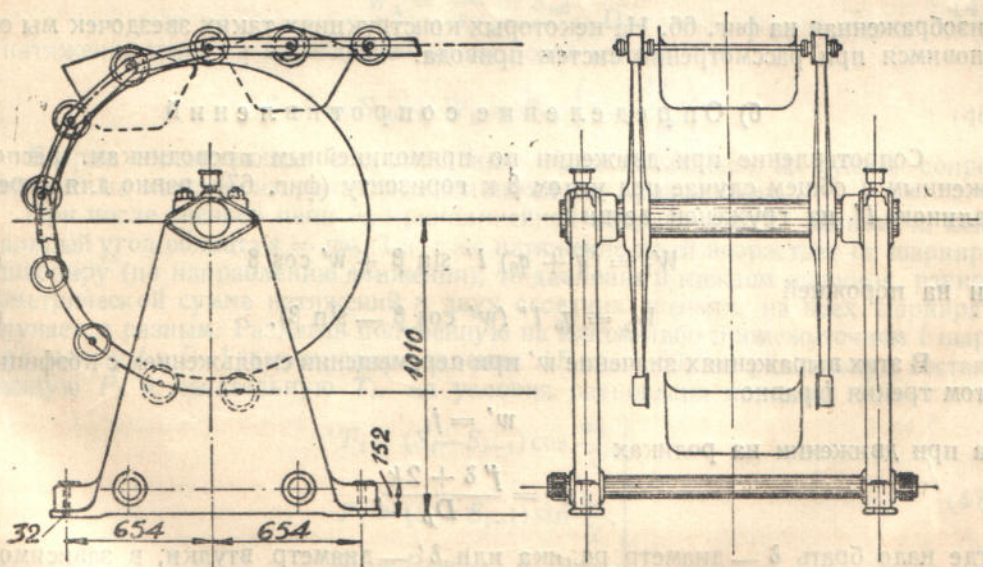








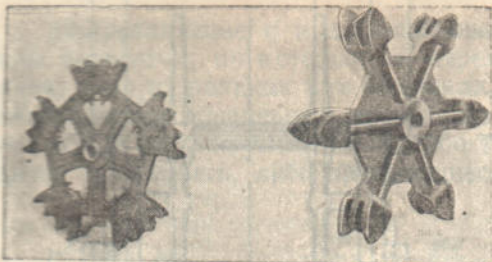
Фиг. 63. Поворотный пункт и натяжное устройство (Hunt).



Фиг. 64. Гладкие отклоняющие шкивы для цепей (Hunt).



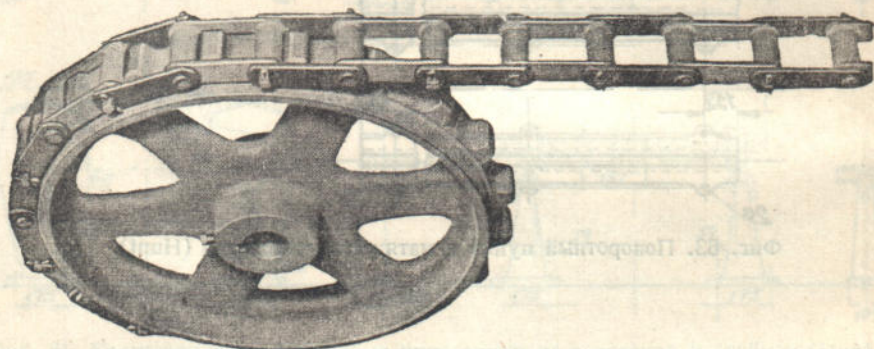
может переставляться с помощью натяжных болтов вдоль неподвижных салазок, так что угловая станция служит одновременно и натяжным устройством.



Фиг. 65. Канатный шкив и цепная звездочка с гнездами (Jeffrey).

Другой способ получения закруглений, как уже упоминалось, — применение свободно сидящих шкивов и звездочек, увлекаемых во вращение огибающих их гибким элементом. Гладкие шкивы применяются в случае лент и канатов, а иногда и для цепей с малым или средним шагом, как показано на фиг. 64. Преимущество их — большая конструктивная простота и независимость в эксплуатации от удлинения шага цепей.

В некоторых случаях на ободу канатных и цепных шкивов-звездочек устраиваются гнезда для пропуска деталей, укрепляемых на канатах и цепях, как показано на фиг. 65. Обычная форма отклоняющих блоков для пластинчатых цепей — это зубчатые звездочки, например



Фиг. 66. Зубчатая звездочка для пластинчатой цепи (Chain-Belt).

изображенная на фиг. 66. На некоторых конструкциях таких звездочек мы остановимся при рассмотрении систем привода.

### б) Определение сопротивлений

Сопротивление при движении по прямолинейным проводникам, расположенным в общем случае под углом  $\beta$  к горизонту (фиг. 67), равно для отрезка длиной  $l'$  на грузной ветви

$$W_1 = (q + q_0) l' \sin \beta + w' \cos \beta \quad (41)$$

и на порожней

$$W_2 = q_0 l' (w' \cos \beta - \sin \beta). \quad (42)$$

В этих выражениях значение  $w'$  при перемещении скольжением с коэффициентом трения  $f$  равно

$$w' = f,$$

а при движении на роликах

$$w' = \frac{f' \delta + 2k}{D_p},$$

где надо брать  $\delta$  — диаметр ролика или  $\delta'$  — диаметр втулки, в зависимости от того, посажен ли ролик на валик или втулку.

Если роликовая цепь огибает неподвижные круговые проводники, охватывая их по центральному углу  $\alpha$  (фиг. 68), величина общего сопротивления  $W$  складывается из трех последовательных слагаемых.

1) сопротивление  $W_1$  от изгибания цепи в шарнирах при набегании на кривую,



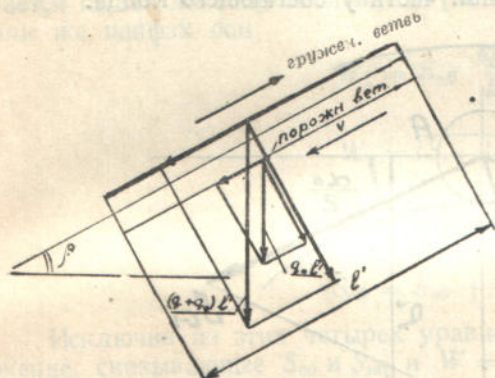
- 2) сопротивление  $W_2$  трения катания роликов по круговым проводникам и  
 3) сопротивление  $W_3$  сноса в шарнирах при сбегании с проводников и переходе цепи от кривой к прямолинейной форме.

Каждое звено при набегании на кривую поворачивается относительно соседнего на угол  $\alpha_0$ , соответствующий одному звену. Поэтому работа сил трения в шарнирах равна

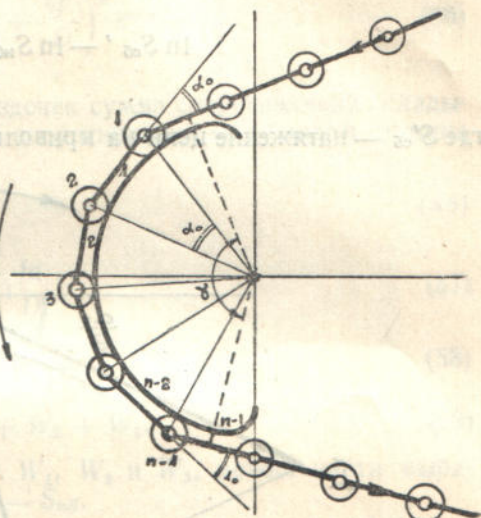
$$A_1 = S_{нб} f' \frac{\delta}{2} \alpha_0. \quad (43)$$

При этом цепь проходит путь

$$S_0 = \frac{D}{2} \alpha_0, \quad (44)$$



Фиг. 67. Силы сопротивления на прямолинейном участке.



Фиг. 68. Движение роликовой цепи по криволинейной направляющей.

где  $\frac{D}{2}$  — радиус кривизны проводников. Отсюда средняя сила сопротивления

$$W_1 = \frac{A_1}{S_0} = S_{нб} \frac{\delta f'}{D} \quad (45)$$

и натяжение цепи на набегающей ветви после изгиба

$$S_{нб}' = S_{нб} + W_1 = S_{нб} \left( 1 + \frac{\delta f'}{D} \right). \quad (46)$$

Вторая составляющая сопротивления  $W_2$  складывается из суммы сопротивлений на каждом из роликов, катящихся по проводникам.

При числе звеньев цепи на криволинейной направляющей, равном  $n$ , центральный угол обхвата  $\alpha = n\alpha_0$ . Так как натяжение цепи возрастает от шарнира к шарниру (по направлению движения), то давление в каждом шарнире, равное геометрической сумме натяжений в двух соседних звеньях, на всех шарнирах получается разным. Разлагая полученную на каком-либо промежуточном  $i$  шарнире, между  $i$  и  $i-1$  звеном, силу давления  $AB$  (фиг. 69) на радиальную составляющую  $P_i$  и касательную  $T_i$ , из условия равновесия находим:

$$\left. \begin{aligned} T_i &= (S_i - S_{i-1}) \cos \frac{\alpha_0}{2}, \\ P_i &= (S_i + S_{i-1}) \sin \frac{\alpha_0}{2}, \\ T_i &= P_i w', \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

откуда

$$\frac{S_i}{S_{i-1}} = \frac{1 + w' \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}{1 - w' \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}. \quad (47')$$



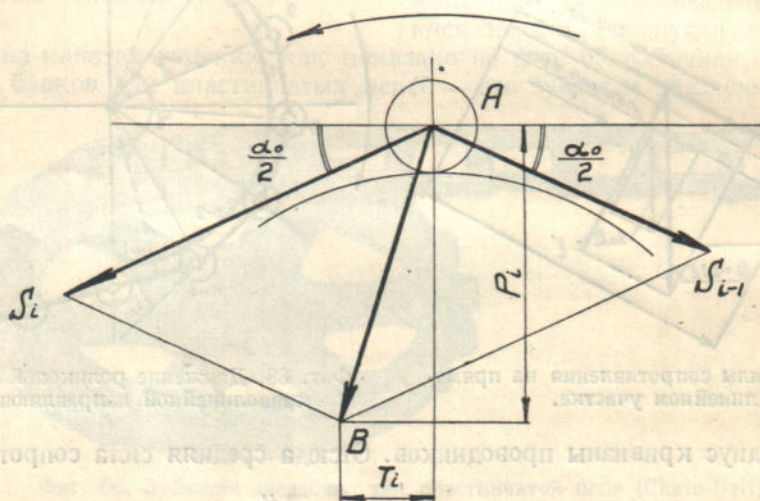
Написав это уравнение для каждого шарнира последовательно и перемножив соответственно правые и левые части уравнений, находим:

$$\frac{S_{сб}'}{S_{1сб}'} = \left( \frac{1 + w' \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}{1 - w' \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}} \right)^n \quad (48)$$

или

$$\ln S_{сб}' - \ln S_{1сб}' = n \ln \frac{1 + w' \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}{1 - w' \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}}, \quad (49)$$

где  $S'_{сб}$  — натяжение цепи на криволинейной части у сбегающего конца.



Фиг. 69. Силы, действующие на шарнир роликовой цепи при огибании криволинейной направляющей.

Полагая по малости центрального угла  $\frac{\alpha_0}{2}$ ,  $\operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2} = \frac{\alpha_0}{2}$  и разлагая правую часть последнего уравнения в ряд, имеем:

$$\begin{aligned} \ln S_{сб}' - \ln S_{1сб}' &= 2n \left[ \frac{w' \alpha_0}{2} + \frac{\left( \frac{w' \alpha_0}{2} \right)^3}{3} + \frac{\left( \frac{w' \alpha_0}{2} \right)^5}{5} \dots \right] = \\ &= w' \alpha \left[ 1 + \frac{\left( \frac{w' \alpha_0}{2} \right)^2}{3} + \frac{\left( \frac{w' \alpha_0}{2} \right)^4}{5} + \dots \right]. \end{aligned} \quad (50)$$

Пренебрегая членами ряда, начиная со второго, отчего практически ошибка не превышает  $1^{1/2}$ —2%, получаем искомое выражение:

$$S_{сб}' = S_{1сб}' e^{w' \alpha}, \quad (51)$$

так что вторая слагающая сопротивления

$$W_2 = S_{сб}' - S_{1сб}' = S_{1сб}' (e^{w' \alpha} - 1). \quad (52)$$

По предыдущему (уравнение 45) сопротивление от трения в шарнирах на сбегающей ветви

$$W_3 = S_{сб}' \frac{\delta_1'}{D} \quad (53)$$



и

$$S_{сб} = S_{сб}' + W_3 = S_{сб}' \left( 1 + \frac{\delta f'}{D} \right). \quad (54)$$

Принимая во внимание уравнения (51) и (46), находим

$$S_{сб} = S_{нб} \left( 1 + \frac{\delta f'}{D} \right)^2 e^{w'\alpha} \quad (55)$$

и

$$W = S_{сб} - S_{нб} = S_{нб} \left[ \left( 1 + \frac{\delta f'}{D} \right)^2 e^{w'\alpha} - 1 \right]. \quad (56)$$

В случае вращающегося шкива или звездочек сумма сопротивлений складывается из тех же сопротивлений  $W_1$  и  $W_3$  и сопротивления от трения в ступице или же цапфах оси

$$W_1 = S_{нб} \frac{\delta f'}{D}, \quad (45)$$

$$W_2 = \overline{(S_{нб} + S_{сб})} \frac{fd}{D}, \quad (57)$$

$$W_3 = (S_{нб} + W_1 + W_2) \frac{\delta f'}{D}, \quad (58)$$

$$S_{сб} = S_{нб} + W_1 + W_2 + W_3. \quad (59)$$

Исключив из этих четырех уравнений  $W_1$ ,  $W_2$  и  $W_3$ , можно найти выражение, связывающее  $S_{сб}$  и  $S_{нб}$  и  $W = S_{сб} - S_{нб}$ .

Неточности предыдущих выражений состоят однако в том, что, как мы видели при рассмотрении процесса огибания цепями звездочек, помимо трения в шарнирах имеет еще место трение втулок на зубьях.

Кроме того при разных конструкциях цепи и разных соотношениях шага цепи и звездочки самые выражения для работы трения получаются различными. Однако детализировать для отдельных случаев эти выражения практически нецелесообразно, так как в каждом конкретном случае точно не известны и могут меняться в широких пределах как коэффициенты трения, так и соотношения элементов цепи и звездочки.

Поэтому сопротивления на звездочках и вращающихся шкивах можно определять приближенно по выражению

$$W = (S_{нб} + S_{сб}) \frac{\delta f'}{D} + \overline{(S_{нб} + S_{сб})} \frac{df}{D}. \quad (60)$$

Задавшись заранее величиной потери тяговой силы, которая принимается обычно при  $\alpha = \pi$  около 10%, так что например

$$S_{сб} = S_{нб} + W = 1,1 S_{нб},$$

по уравнению (60) проверяют величину  $W$ .

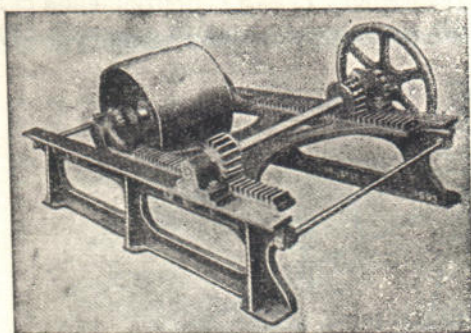
#### 4. Натяжные приспособления

Натяжные приспособления, как уже упоминалось, предназначаются для поддержания в тяговом элементе постоянного натяжения, обеспечивающего спокойный ход и предупреждающего чрезмерное провисание его между роликами, а в случае фрикционного привода — служащего еще для создания достаточной величины сцепной силы на приводном шкиве. Постоянная вытяжка гибкого элемента, происходящая в процессе работы транспортной установки, также компенсируется на натяжном устройстве; поэтому чем длиннее транспортер и сильнее деформация гибкого элемента, тем больше должен быть ход на натяжном устройстве. С помощью натяжного устройства, путем выключения его,

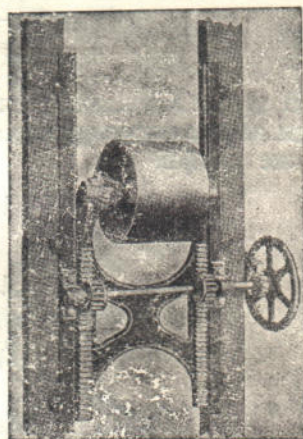


достигается также и быстрое ослабление тягового элемента, потребное в случаях замены отдельных звеньев, ремонта и пр. Для возможности при вытяжке цепи вывести из нее два парных звена ход натяжного приспособления, при параллельных ветвях, должен быть не меньше длины одного звена.

Положение натяжного устройства на установке выбирают обычно, в целях облегчения конструкции, в месте, где тяговой элемент относительно слабо нагружен. На установках с двумя ветвями часто пользуются для этого хвостовой концевой конструкцией, реже, в случаях, когда оба конца установки должны быть свободны, устраивают для натяжного устройства специальное ответвление. В этих случаях натяжное устройство монтируется на хвостой ветви вблизи от привода.

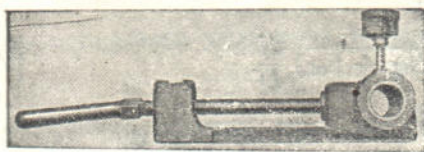


Фиг. 70. Реечное натяжное устройство с горизонтальным ходом (Link-Belt).



Фиг. 71. Реечное натяжное устройство с вертикальным ходом (Link-Belt).

По конструкции и способу действия различают натяжные приспособления затягиваемые вручную и действующие автоматически от подвешенного груза. Преимущество первого типа приспособлений заключается в их компактности и большей легкости изменения величины натяжения, если это требуется условиями работы. К достоинствам второго типа надо отнести: постоянство натяжения, отсутствие необходимости в систематическом наблюдении и регулировании, отсутствие опасности перетяжки, вызывающей излишнее деформирование гибкого элемента, и наконец большую податливость и эластичность действия.



Фиг. 72. Винтовое натяжное устройство легкого типа (Robins).



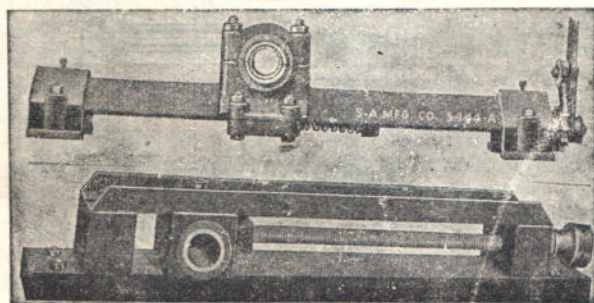
Фиг. 73. Винтовое натяжное устройство с закрытой рамой (Robins).

Натяжные устройства с затяжкой вручную строятся по принципу реечного или винтового механизма. Устройства первого рода с горизонтальным и вертикальным ходом нажимного барабана показаны на фиг. 70 и 71. В обоих случаях движение рейкам, на которых монтированы подшипники оси барабана, сообщается вращением одного ручного маховичка. Для удерживания реек от обратного движения служит насаженное на валу шестерни храповое колесо, защелкиваемое собачкой, укрепленной на станине.

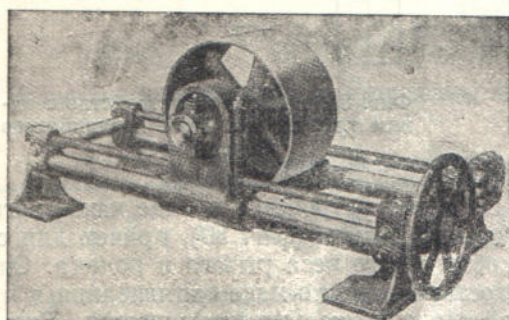
Натяжные приспособления с винтовым шпинделем не требуют храпового устройства, так как нарезка винта делается самотормозящей. В конструкции натяжного винтового устройства на фиг. 72 подшипник движется вдоль станины на салазках, имеющих форму ласточкиного хвоста. Рукоятка, с помощью которой вращается винт, сидит шарнирно, так что вращение ее может происходить



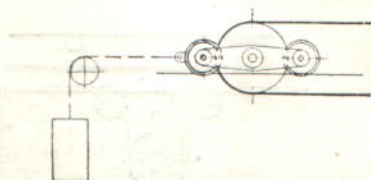
всегда только над горизонтальной плоскостью станины. Фирма Robins изготовляет такие приспособления для валов с диаметром от 30 до 70 мм, с ходом в 200—300 мм, а для больших валов, до 100 мм, применяет более тяжелую конструкцию с разъемной рамой и верхней плитой (фиг. 73), на которой ход достигает 600 мм. При еще большем ходе литые рамы заменяют иногда стальными клепаными или сварными. Две такого рода конструкции из угловой и коробчатой стали показаны на фиг. 74. Первая из них характеризуется тем, что на ней винт вращается в стаканах, заделанных в станине, а гайка сделана заодно с подшипником, так что винт ни при каком положении подшипников не выходит за



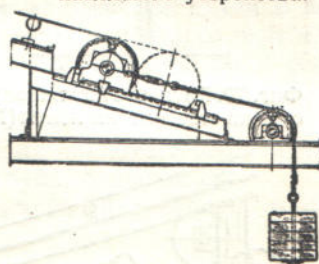
Фиг. 74. Натяжное устройство с рамой из прокатной стали (Stephens-Adamson).



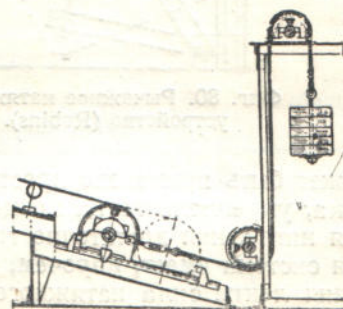
Фиг. 75. Двухшпindelное натяжное устройство (Link-Belt).



Фиг. 76. Каретка грузового натяжного устройства.



Фиг. 77. Грузовое натяжное устройство на хвостовом барабане (Robins).



Фиг. 78. Грузовое натяжное устройство с поднятым грузом (Robins).

габарит рамы. Кроме того соединение подшипника с гайкой выполнено здесь через пружину, амортизирующую передающиеся на натяжное устройство внешние толчки и сотрясения.

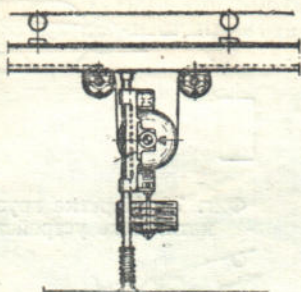
Недостаток этой конструкции заключается в том, что ось вала и ось шпинделя расположены в разных вертикальных плоскостях, вследствие чего натяжная сила действует эксцентрично. Этим недостатком не обладает нижняя конструкция, которая однако требует свободного габаритного пространства по оси транспортера для выдвигания винта.

В некоторых случаях, во избежание перекоса вала, предпочитают связывать вращение обоих шпинделей от одного маховичка или рукоятки. Такая конструкция, в которой оба шпинделя соединены цепочкой, перекинутой через заклиненные на них звездочки, приведена на фиг. 75.

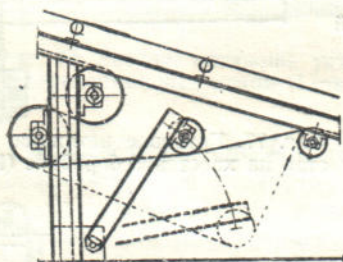
В грузовых натяжных устройствах подшипники оттяжного блока монтируются либо на каретке, как показано на фиг. 76, либо на салазках (фиг. 77 и 78).



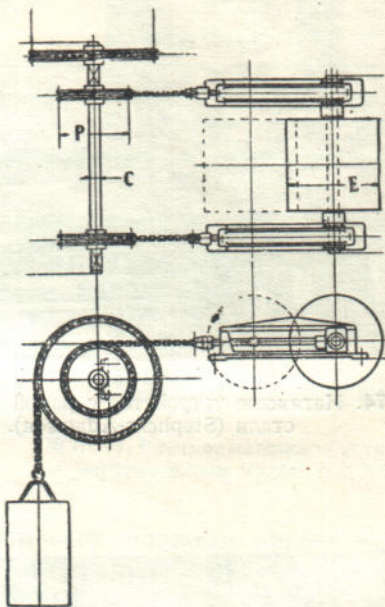
Груз, для удобства регулирования его веса, делается составным из нескольких чугунных дисков, насаживаемых один на другой, или изготавливается из железного клепаного ящика («ведра»), наполняемого бетоном, камнями и пр. Если по местным условиям груз не может быть опущен ниже уровня пола, то с помощью добавочного блока, показанного на фиг. 78, он приподнимается вверх. На фиг. 79 приведена конструкция натяжного устройства, установленного на ответвлении порожней ветви ленты. Плиты подшипников скользят здесь вдоль опорных стоек круглого сечения. Если натяжение их должно быть невелико, как например на сбегающей ветви легкого ленточного транспортера, то



Фиг. 79. Грузовое натяжное устройство на ответвлении ленты (Robins).



Фиг. 80. Рычажное натяжное устройство (Robins).



Фиг. 81. Натяжное устройство с одним грузом для двух подшипников (Brownhoist).

может быть применено простейшее натяжное устройство в виде нажимного ролика, укрепленного на конце шарнирного рычага (фиг. 80), причем для создания натяжения достаточно только собственного веса рычага и ролика. Описанная система имеет, впрочем, тот недостаток, что по мере вытягивания и провисания ленты сила натяжного устройства значительно уменьшается. Еще одна конструкция натяжного устройства, с одним грузом для двух подшипников, показана на фиг. 81. Благодаря разности диаметров шкивов для цепей, соединенных с подшипниками оттяжного барабана и цепи, на которой висит груз, величина груза получается здесь меньше силы натяжения.

## 5. Привод

### § 1. Конструкция приводов

Если в качестве тягового элемента применены лента или канат, на которые тяговая сила передается трением, то приводной барабан или блок делается с гладкой поверхностью. Гладкие приводные блоки ставятся иногда также и при короткозвенных цепях.

Соотношение между передаваемой трением тяговой силой  $W_0$  и натяжением набегающей и сбегающей ветвей тягового элемента  $S_{нб}$  и  $S_{сб}$  при угле обхвата  $\alpha$  находится по известным выражениям

$$S_{нб} \leq S_{сб} e^{f\alpha}, \quad (61)$$

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} \leq S_{сб} (e^{f\alpha} - 1). \quad (62)$$



Коэффициент трения  $f$  зависит от рода материала тягового элемента и шкива (блока, барабана), а также состояния трущихся поверхностей, наличия или отсутствия смазки и состояния атмосферы, в которой происходит работа, в частности — степени ее влажности. Коэффициент трения для стальных канатов и для цепей по чугунным блокам без обкладки рекомендуют назначать от 0,12 до 0,16. Для лент, как увидим дальше, значение  $f$  принимается обычно выше.

В обычных конструкциях цепных транспортеров цепи огибают зубчатые блоки или звездочки, передающие тяговую силу зацеплением и имеющие на поверхности грани или гнезда, в которые звенья цепи ложатся без изгиба. Такие звездочки изготавливаются двух типов — с гладкими гранями и с захватывающими зубьями или кулаками.

Первый тип применяется преимущественно в случае длиннозвенных цепей и при малом количестве граней на звездочке — 4-5 и не больше 6, во избежание проскальзывания цепи. Сбоку на каждой грани или через одну делаются направляющие ребра. Четырехгранная звездочка такого рода для цепи с длиной звена 500 мм показана на фиг. 82. Две шестигранных звездочки, предназначенные для пластинчатых цепей типа DIN (фиг. 15), с шагом 200 мм, представлены на фиг. 83 и 84. В первом случае звездочка отлита цельной и имеет три направляющих ребра, во втором случае она сделана свертной из четырех собранных на заклепках частей — ступицы, двух дисков из листовой стали и шестигранной прокладки. Ребра, расположенные в шахматном порядке, служат и здесь нормально только для бокового направления звеньев. Достоинство такой системы состоит в возможности применить для дисков высокопрочную листовую сталь, а также сменить износившуюся часть, сохранив остальные.

В случае короткозвенных цепей число граней на звездочке берется обычно больше и тяговая сила передается зацеплением зуба и шарнира.

Диаметр начальной окружности звездочки, имеющей  $z$  зубцов, если шаг цепи равен  $l$ , определяется из выражения:

$$D = \frac{l}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = kl. \quad (63)$$

Значения коэффициента  $k$  приведены в таблице 12.

Таблица 12

Значение коэффициента  $k$  в уравнении (63)

$z$	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$k =$	1,4142	1,7013	2,0000	2,3048	2,6131	2,9238	3,2560	3,5495	3,8637	4,1786	4,4940	4,8098	5,1258

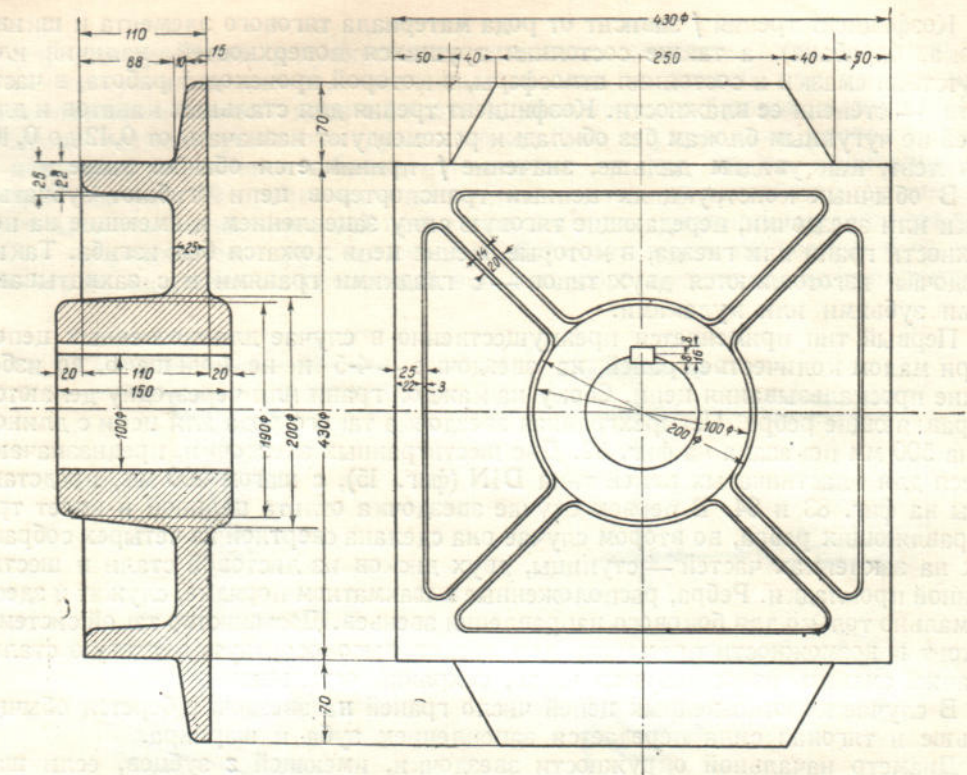
При назначении числа зубцов на звездочке необходимо считаться также с конструкцией цепи; некоторые цепи с парными звеньями требуют непременно четного числа зубцов.

Один из типов чугунной или стальной литой цепной зубчатой звездочки для короткозвенной комбинированной цепи представлен на фиг. 85. Такие звездочки для удобства отливки и сборки изготавливаются иногда свертными из двух половин.

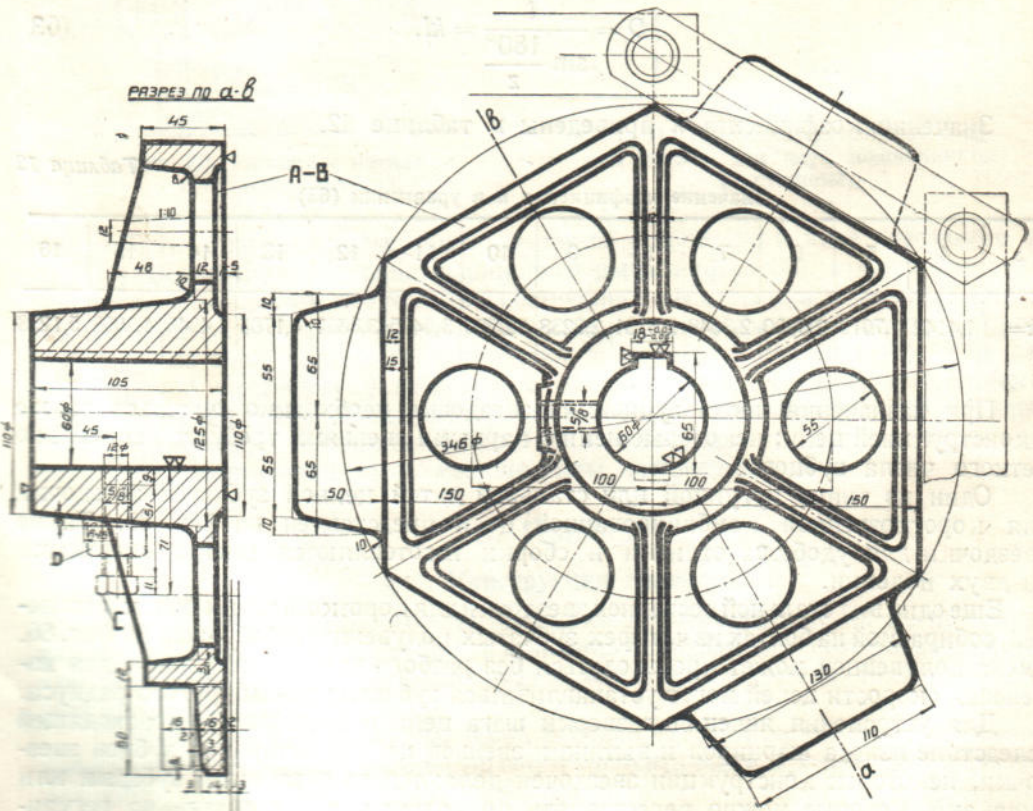
Еще один вид стальной составной звездочки для короткозвенных роликовых цепей, собираемой на болтах из четырех зубчатых полувенцов, изображен на фиг. 86. Смена полувенцов может производиться без разбора всей конструкции; для изменения скорости цепей могут устанавливаться зубчатые венцы другого радиуса.

Для устранения явления разверки шага цепи и звездочки, происходящей вследствие износа шарниров и вытяжки звеньев цепи и истирания зубцов звездочки, некоторые конструкции звездочек делаются со вставными зубцами или кулаками, которые можно переставлять по радиусу, а следовательно регулировать шаг на звездочке по шагу цепи.





Фиг. 82. Четырехлучевая звездочка с прямыми гранями.



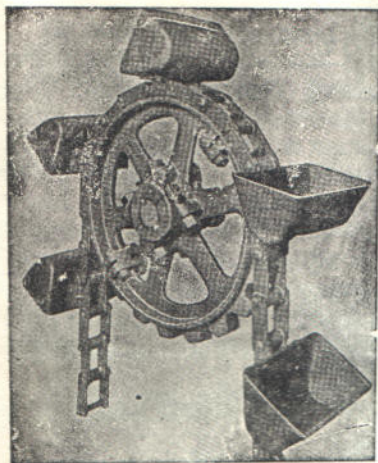
Фиг. 83. Литая шестигранная звездочка с тремя направляющими ребрами.



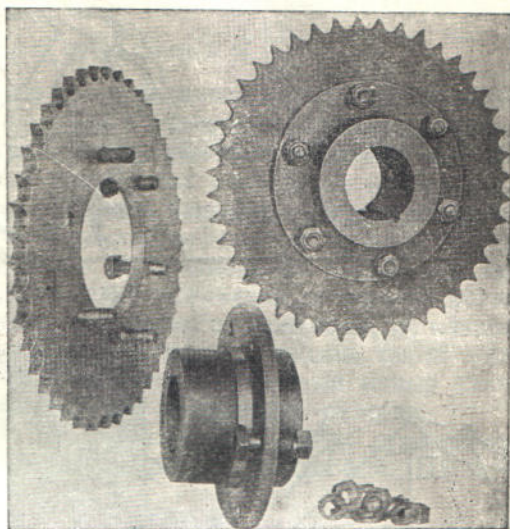




Звездочка такой конструкции для сварных цепей круглой стали показана на фиг. 87 и 88. Каждый отдельный кулак сделан заодно с призматическим хвостовым стержнем, зажимаемым с помощью болтов между тарелкой основного

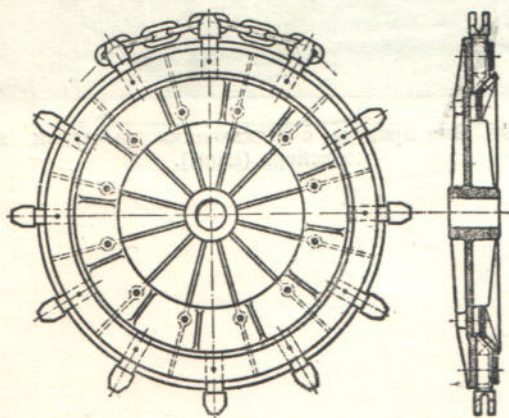


Фиг. 85. Приводная литая звездочка для короткозвенной цепи (Link-Belt).



Фиг. 86. Составная звездочка для короткозвенной роликовой цепи (Link-Belt);

корпуса звездочки и накладным концентрическим кольцом. Скошенные концы стержней опираются на коническую поверхность второго, меньшего, кольца, привинченного к корпусу комплектом болтов. Если ослабить болты большего



Фиг. 87. Звездочка для сварных цепей со сменными кулаками (Heckel).

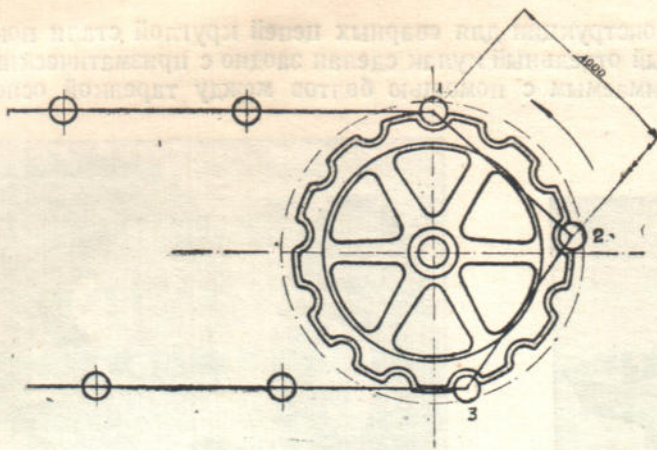


Фиг. 88. Звездочка для сварных цепей со сменными кулаками (Heckel).

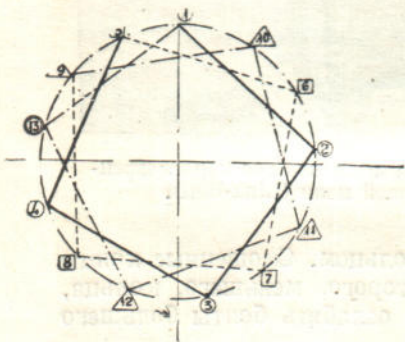
кольца и подтягивать конус, то все кулаки равномерно выдвигаются в радиальном направлении. Кроме того если требуется отрегулировать положение каких-либо отдельных кулаков, то они могут быть переставлены и независимо от всех остальных. Эта конструкция допускает также смену отдельных износившихся или сломавшихся кулаков с сохранением всей звездочки в целом. Понятно, что конструкция звездочки со съемными и выдвижными кулаками, хотя и дает радикальный способ борьбы с последствиями износа зубцов и вытягивания цепей, но вместе с тем сложна и потому дорога.

Более простое решение для частичного уменьшения износа зубцов дает конструкция 13-лучевого цепного колеса фирмы Pohlrig (фиг. 89). Оно устанавливается взамен колеса с четырьмя зубцами. Шарниры цепи захватываются

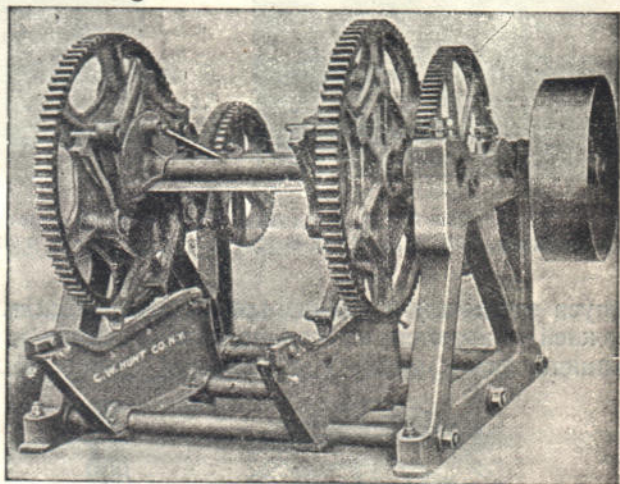




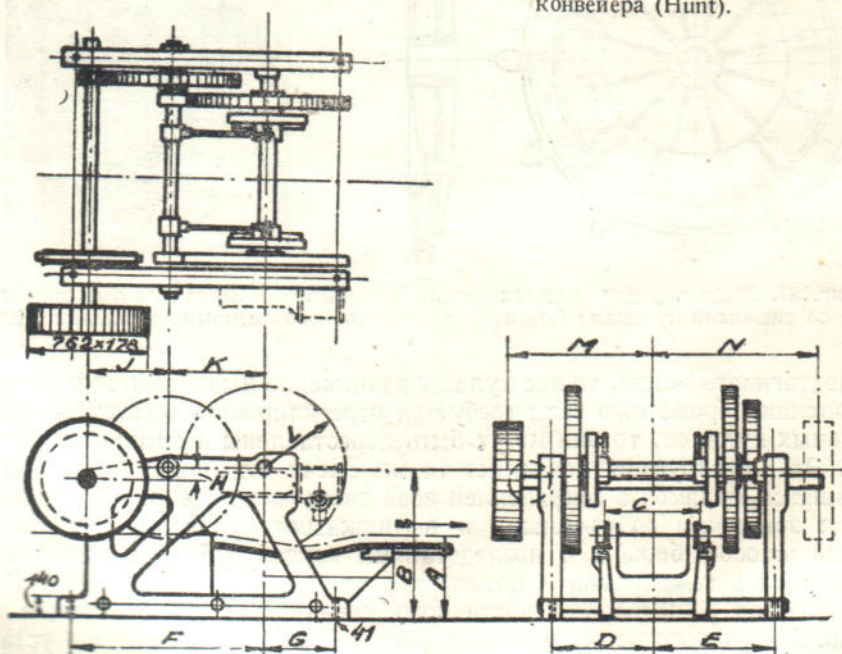
Фиг. 89. Тринадцати-лучевая звездочка (Pohlig).



Фиг. 90. Схема огибания цепью тринадцатилучевой звездочки.



Фиг. 91. Вид привода с толкающими рычагами для конвейера (Hunt).



Фиг. 92. Привод конвейера Hunt (по фиг. 91).



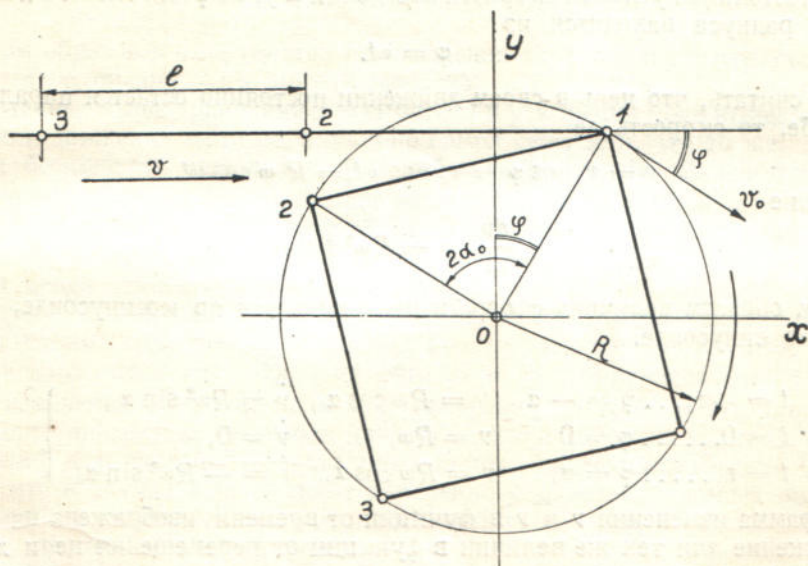
каждым третьим зубом. Нетрудно видеть на схеме (фиг. 90), что каждый зуб входит в зацепление с шарниром цепи через каждые три полных оборота звездочки, а следовательно и износ зубцов происходит в три раза медленнее, чем на обыкновенной четырехгранной звездочке. При расчетах такой звездочки следует иметь в виду, что она пропускает за один оборот цепь длиной  $4l \frac{13}{12}$ .

Во всех рассмотренных случаях приводная звездочка служит одновременно и отклоняющей, огибаемой цепью или канатом в поворотном пункте установки. Такое совмещение двух функций в одной детали является обычным, и только в некоторых типах ковшевых, подвесных и литейных конвейеров привод выносится на прямолинейную часть установки. Такова, например, система конвейера Hunt'a (фиг. 91 и 92), в которой тяговое усилие передается на цепи от приводных колес, расположенных касательно к прямолинейной ветви, над нею, с помощью шарнирных толкающих рычагов, захватывающих за ходовые ролики цепей. При этом, благодаря своеобразному очертанию проводников, по которым скользят толкаемые рычагами звенья, поступательное движение цепей получается с весьма небольшими колебаниями скорости, и каждый новый захват звена не сопровождается, как на обыкновенных звездочках, толчком.

Кроме того для передачи движения на прямолинейной ветви применяются приводы с гусеничной (катерпиллерной) цепью, рассмотренные в ч. III.

## § 2. Динамика цепного привода

Достижение плавного хода имеет особое значение на транспортерах с большой длиной звена цепи, достигающей в некоторых современных конструкциях до 1000 мм и даже выше, так как при столь длинных звеньях и малом числе зубцов на звездочках (которое при длиннозвенных цепях ограничивают 4, 5, реже 6) толчки, передающиеся на весь транспортер, а вместе с тем и добавочные «динамические» нагрузки на цепи получаются весьма значительными.



Фиг. 93. Схема четырехгранной цепной звездочки.

Определим величину этих напряжений. На фиг. 93 показана схема цепного привода. Сохраним прежние обозначения и введем дополнительные:

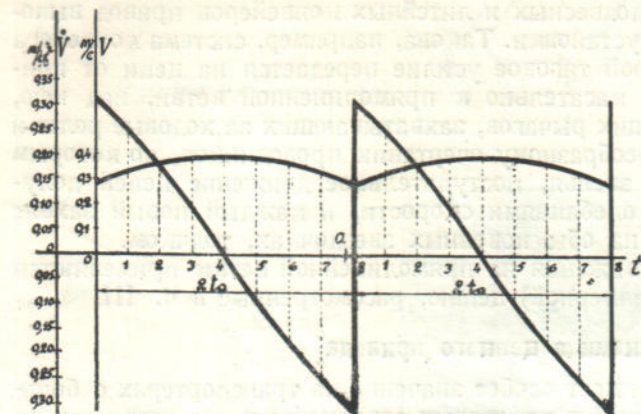
- $v_0$  — линейная скорость начальной окружности колеса, которую будем считать постоянной,
- $v$  — переменная скорость поступательного движения цепи,
- $v_p$  — средняя скорость цепи, или, что то же, рабочая скорость на транспортере,
- $2t_0$  — время поворота цепного колеса на центральный угол  $2\alpha_0$ .



Зубец 1\* цепного колеса входит в зацепление с шарниром 1 набегающей ветви цепи и передает на нее тяговое усилие до того момента, когда зубец 2 войдет в зацепление с шарниром 2, то-есть в течение периода  $2t_0$  поворота колеса на центральный угол  $2\alpha_0$ . Таким образом в течение всего этого периода непосредственно передающим тяговое усилие на цепь или «ведущим» цепь являются зубец и шарнир 1, затем в течение такого же периода будет вести цепь зубец и шарнир 2 и т. д.

За начальный момент времени каждого такого периода можно было бы принять мгновение, когда каждый новый зубец подхватывает соответствующий ему шарнир. Однако для дальнейших выкладок удобнее считать за начальный тот момент, когда ведущий радиус звездочки (на чертеже —  $0I$ ) проходит через вертикальную ось  $OY$ .

При таком способе отсчета время, предшествующее прохождению ведущего радиуса через ось  $OY$ , надо считать отрицательным, а последующее после прохождения через ось  $OY$  — положительным. Точно так же и угол  $\varphi$ , образуемый ведущим радиусом с осью  $OY$  при положении его в четвертом квадранте,



Фиг. 94. Диаграмма изменения скорости и ускорения цепи по времени.

надо считать отрицательным и в первом — положительным.

При постоянной угловой скорости звездочки  $\omega$  угол  $\varphi$  для любого положения ведущего радиуса находится из

$$\varphi = \omega t. \quad (64)$$

Если считать, что цепь в своем движении постоянно остается параллельной самой себе, то скорость ее

$$v = v_0 \cos \varphi = v_0 \cos \omega t = R \omega \cos \omega t \quad (65)$$

и ускорение

$$\ddot{v} = \frac{dv}{dt} = -R\omega^2 \sin \omega t. \quad (66)$$

Таким образом величина скорости цепи меняется по косинусоиде, а ускорение — по синусоиде.

При

$$\left. \begin{aligned} t = -t_0 \dots \varphi = -\alpha_0 \quad v &= R\omega \cos \alpha_0, \quad \ddot{v} = R\omega^2 \sin \alpha_0, \\ t = 0 \dots \varphi = 0 \quad v &= R\omega, \quad \ddot{v} = 0, \\ t = t_0 \dots \varphi = \alpha_0 \quad v &= R\omega \cos \alpha_0, \quad \ddot{v} = -R\omega^2 \sin \alpha_0. \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

Диаграмма изменения  $v$  и  $\ddot{v}$  в функции от времени изображена на фиг. 94.

Выражение для тех же величин в функции от перемещения цепи  $x$  найдем из следующего: так как

$$dx = v dt = R\omega \cos \omega t dt, \quad (68)$$

то

$$x = R \sin \omega t + C \quad (69)$$

при  $t = 0$ ,  $R \sin \omega t = 0$  и  $x = 0$ , а следовательно и произвольная постоянная  $C = 0$ , то-есть

$$x = R \sin \omega t. \quad (70)$$

\* Если собственно зубец, как на фиг. 93, отсутствует, то под ним надо понимать вершину звездочки, на которую ложится шарнир.



Замечая, что

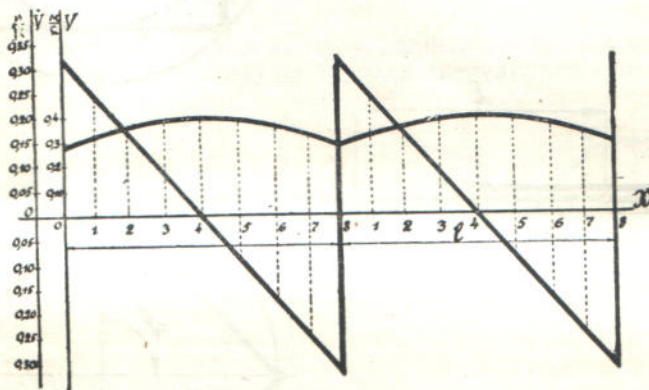
$$\sin \omega t = \sqrt{1 - \cos^2 \omega t} \text{ и } \cos \omega t = \frac{v}{R\omega},$$

имеем

$$x = R\sqrt{1 - \cos^2 \omega t} = R\sqrt{1 - \frac{v^2}{R^2\omega^2}} = \frac{1}{\omega}\sqrt{R^2\omega^2 - v^2}. \quad (71)$$

Подставляя в уравнение 70 значение  $\sin \omega t$  из уравнения 66, находим зависимость между  $x$  и  $v$ :

$$x = -\frac{R\dot{v}}{R\omega^2} = -\frac{\dot{v}}{\omega^2}. \quad (72)$$



Фиг. 95. Диаграмма изменения скорости и ускорения цепи в функции от перемещения.

Таким образом в координатах перемещения скорость цепи меняется по дуге эллипса, а ускорение — по прямой (фиг. 95).

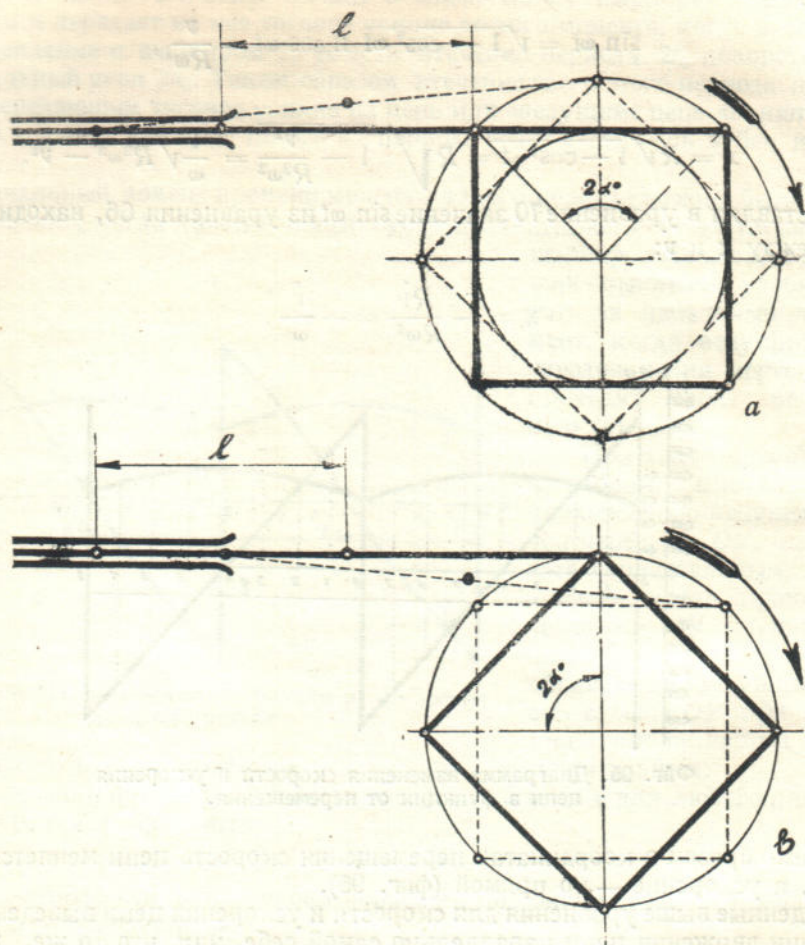
Найденные выше уравнения для скорости и ускорения цепи выведены в предположении движения цепи параллельно самой себе, или, что то же, в предположении бесконечно большой длины набегающего звена. В действительности это конечно не так, и определенный нами закон изменения  $v$  и  $\dot{v}$  искажается и получается несимметричным для обеих половин периода  $2t_0$  — поворота звездочки на одно звено. Кроме того он зависит еще и от положения направляющих для цепей относительно цепных колес.

На фиг. 96 показано положение направляющих проводников, установленных касательно к окружности, вписанной в контур цепного колеса (поз.  $a$ ) и описанной вокруг него (поз.  $b$ ), а на фиг. 97 и 98 изображены соответственные кривые изменения скорости цепи  $v$  и ускорения  $\dot{v}$ . Кривые эти получены по точкам для конкретных числовых данных путем построения картины скоростей и ускорений для ряда последовательных положений цепного колеса. Они показывают, что в случае  $b$  мгновенное изменение ускорения в момент захвата нового звена получается немного большей величины, чем в случае  $a$ , то-есть случай  $a$  несколько благоприятнее.

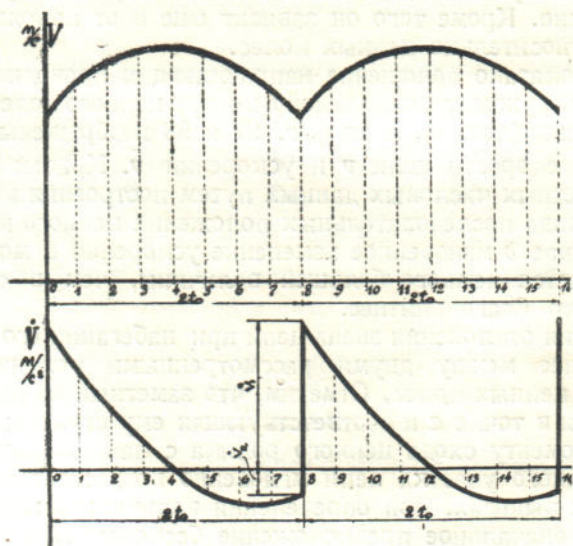
Для уменьшения отклонения звена цепи при набегании его на колесо можно выбирать и среднее между двумя рассмотренными положение направляющих относительно цепных колес. Отметим, что заметный на диаграмме перелом на кривой скорости в точке  $a$  и соответствующая ему ступенька кривой ускорения  $bc$  отвечает моменту схода цепного ролика с направляющей, так как при этом длина свободного участка цепи мгновенно возрастает с  $l$  до  $2l$ .

В дальнейших выводах, при определении величины динамических усилий, мы сохраним первоначальное предположение бесконечной длины набегающего звена, имеющего движение, подобное движению длинного шатуна в кривошипно-шатунном механизме.





Фиг. 96. Схема взаимного расположения направляющих в цепной звездочке.



Фиг. 97. Диаграмма скорости и ускорения цепи при положении звездочки по фиг. 96а.



Как видно из диаграмм изменения  $v$  и  $\dot{v}$  (фиг. 94 и 95), в момент захвата зубом нового звена ускорение цепи меняет свой знак, возрастая мгновенно на величину  $2\dot{v}_{\max}$ , где

$$\dot{v}_{\max} = \pm R \omega^2 \sin \alpha_0.$$

Подставляя в это выражение значение

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (73)$$

$$\sin \alpha_0 = \frac{l}{2R}, \quad (74)$$

имеем:

$$\dot{v}_{\max} = \frac{2\pi^2}{60^2} n^2 l. \quad (75)$$

При равных диаметрах цепных колес и равных средних, или рабочих, скоростях цепи  $v_p$  числа оборотов равны. Отсюда следует, что при этих условиях величина  $\dot{v}_{\max}$  пропорциональна длине звена.

Подставляя в предыдущее уравнение значение  $n$ :

$$n = \frac{60 v_p}{z l}, \quad (76)$$

находим:

$$\dot{v}_{\max} = 2\pi^2 \frac{v_p^2}{z^2 l}. \quad (77)$$

Произведение  $z l$  является периметром и определяет размеры зубчатого колеса; следовательно при одинаковых размерах колес ускорение меняется пропорционально квадрату рабочей скорости на транспортере и обратно пропорционально числу зубцов.

Напишем теперь выражение для той *расчетной* силы, по которой надо определять прочные размеры цепи.

Полное натяжение цепи складывается из статического  $S_{ст}$  и динамического  $S_{\theta}$ , равного в каждый момент силе инерции массы движущегося поступательно груза  $G$  и частей транспортера  $G_0$ :

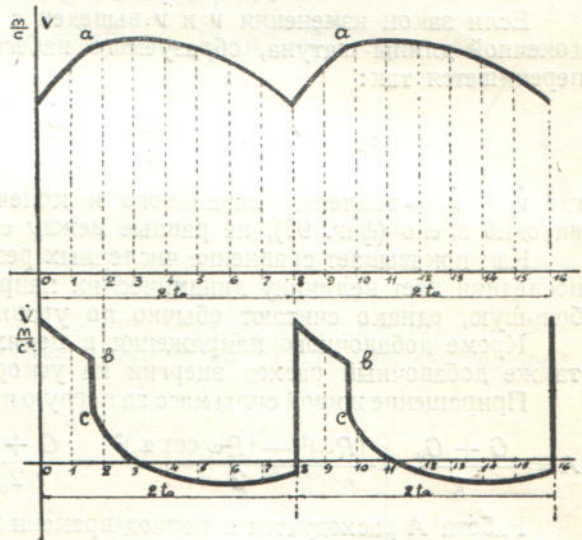
$$S_{\theta} = \frac{(G + G_0) \ddot{v}}{g} = \frac{(q + 2q_0) L \ddot{v}}{g}. \quad (78)$$

Как видно из диаграммы на фиг. 94, скорость движения цепи во второй половине каждого цикла убывает по величине, ускорение отрицательно и сила инерции, направленная в сторону движения, уменьшает тяговую силу, то-есть является отрицательной величиной. К концу цикла, то-есть к моменту захвата нового звена, ускорение, будучи отрицательным, достигает максимума, и растягивающая сила на цепи равна

$$S = S_{ст} + S_{\theta} = S_{ст} - \frac{G + G_0}{g} \dot{v}_{\max}. \quad (79)$$

В этот момент значение ускорения мгновенно возрастает на величину  $2\dot{v}_{\max}$ , и новая динамическая сила, соответствующая этому приращению ускорения, равна

$$S_{\theta}' = 2 \dot{v}_{\max} \frac{G + G_0}{g}. \quad (80)$$



Фиг. 98. Диаграмма скорости и ускорения цепи при положении звездочки по фиг. 96, б.



Ввиду того что эта сила прикладывается внезапно, соответствующее ей напряжение удваивается, поэтому и расчетная сила тоже равна  $2S_{\delta}'$ .

Поэтому полная расчетная сила  $S_p$ , по которой определяется напряжение в цепи, равна сумме сил  $S$  (уравнение 79) и  $2S_{\delta}'$  или равна

$$S_p = S + 2S_{\delta}' = S_{cm} - \dot{v}_{max} \frac{G + G_0}{g} + 2 \cdot 2\dot{v}_{max} \frac{G + G_0}{g} =$$

$$= S_{cm} + 3 \dot{v}_{max} \frac{G + G_0}{g} = S_{cm} + 3 \dot{v}_{max} \frac{(q + 2q_0)L}{g}, \quad (81)$$

а соответствующее ей наибольшее напряжение на растяжение в ослабленном сечении, площадь которого равна  $\Omega$ ,

$$\sigma_p = \sigma' + \sigma'' = \frac{S_{cm}}{\Omega} + 3 \dot{v}_{max} \frac{(q + 2q_0)L}{\Omega g}, \quad (82)$$

где  $\dot{v}_{max}$  находится из уравнения (75) или (77).

Если закон изменения  $v$  и  $\dot{v}$  выведен с принятием во внимание влияния конечной длины шатуна, образуемого набегающим звеном, то уравнение (82) переписывается так:

$$\sigma_p = \sigma' + \sigma'' = \frac{S_{cm}}{\Omega} + \frac{(2\dot{v}_1 + \dot{v}_2)L(q + 2q_0)}{\Omega g}, \quad (83)$$

где  $\dot{v}_1$  и  $\dot{v}_2$  — значения начального и конечного ускорения периода поворота на одно звено (фиг. 97), не равные между собой.

Как показывает сравнение численных результатов по формулам (82) и (83), последняя дает величину динамических напряжений в цепях примерно на 20% большую, однако считают обычно по уравнению (82).

Кроме добавочного напряжения в цепях, неравномерность хода вызывает также добавочный расход энергии на ускорение масс.

Приращение живой силы масс за первую половину периода  $2t_0$  (уравнение 65):

$$A = \frac{G + G_0}{g} \cdot \frac{(R\omega)^2 - (R\omega \cos \alpha_0)^2}{2} = \frac{G + G_0}{2g} R^2 \omega^2 \sin^2 \alpha_0 = \frac{G + G_0}{2g} \cdot \frac{\omega^2 l^2}{4}. \quad (84)$$

Работа  $A$  расходуется в период времени  $2t_0$ , соответствующий повороту барабана (и перемещению цепи) на одно звено; таким образом средняя добавочная мощность

$$N_{\delta} = \frac{A}{75 \cdot 2t_0} = \frac{G + G_0}{2g} \cdot \frac{\omega^2 l^2}{4 \cdot 75 \cdot 2t_0}, \quad (85)$$

так как

$$2t_0 = \frac{l}{v_p} \quad (86)$$

и из уравнений (73) и (76)

$$\omega = \frac{2\pi v_p}{2l}, \quad (87)$$

то

$$N_{\delta} = \frac{G + G_0}{g} \cdot \frac{\pi^2 v_p^3}{150 z^2 l} \approx \frac{(G + G_0) v_p^3}{150 z^2 l} = \frac{(q + 2q_0) L v_p^3}{150 z^2 l}. \quad (88)$$

Приобретенная в первую половину периода  $2t_0$  живая сила частично восстанавливается (рекуперирована) во вторую половину этого периода, при замедленном движении. Соответственно этому восстанавливается частично и затраченная работа. Обозначив коэффициент рекуперации через  $k$  ( $k$  всегда меньше 1), имеем окончательно:

$$N_{\delta} = \frac{(1 - k)(q + 2q_0) L v_p^3}{150 z^2 l}. \quad (89)$$



Как показывают численные расчеты (см. ч. III), добавочные динамические напряжения получаются иногда примерно такой же величины, как и от статической нагрузки, а иногда даже превосходят их; что же касается добавочного расхода мощности, то он практически получается не больше 8—10% от расхода мощности на постоянные сопротивления, даже в предположении, что коэффициент восстановления в предыдущем уравнении равен нулю.

Стремление избежать колебаний скорости и связанных с ними динамических нагрузок и потерь привело к созданию так называемых уравнительных механизмов, включаемых иногда в передаточный механизм привода.

### § 3. Уравнительные механизмы

#### а) Принцип действия и конструкции

Принцип действия уравнительных механизмов вытекает из следующего. Скорость цепи, согласно уравнению (65),

$$v = R\omega \cos \omega t = R\omega \cos \varphi.$$

Величина радиуса  $R$  в этом выражении постоянна. Если требуется, чтобы и скорость была постоянна

$$v = \text{const},$$

то должно быть

$$\omega \cos \omega t = \omega \cos \varphi = \frac{v}{R} = \text{const} \quad (90)$$

или

$$\omega = \frac{v}{R \cos \omega t} = \frac{v}{R \cos \varphi}. \quad (90')$$

Следовательно для сохранения постоянного значения скорости цепи угловая скорость вала звездочки должна в течение каждого цикла изменяться обратно закону косинуса.

Как видно из уравнения (67),

$$\left. \begin{array}{l} \text{в начале цикла, когда } t = -t_0, \quad \omega = \frac{v}{R \cos \alpha_0}, \\ \text{в середине цикла, когда } t = 0, \quad \omega = \frac{v}{R}, \\ \text{в конце цикла, когда } t = t_0, \quad \omega = \frac{v}{R \cos \alpha_0}. \end{array} \right\} \quad (91)$$

Так как  $R \cos \alpha$  есть проекция ведущего радиуса на ось нормальную к направляющим, то не трудно видеть, что для сохранения  $v = \text{const}$   $\omega$  и должно изменяться обратно величине проекции ведущего радиуса на эту ось.

Следовательно принцип уравнительного привода заключается в том, чтобы при постоянной угловой скорости вала двигателя вал звездочек вращался *неравномерно*, с периодом неравномерности, соответствующим повороту звездочек на центральный угол одного звена и притом по указанному выше закону.

Как видно из последующего описания нескольких типов уравнительных приводов, не все их системы дают точное соблюдение этого закона, некоторые уменьшают колебания скорости, но не создают  $v = \text{const}$ .

1. *Привод проф. Аитунд'а* (фиг. 99). От ременного шкива  $l$  вращение на вал звездочек передается двумя парами цилиндрических зубчатых колес  $i - k$  и  $e - h$ . Передаточное число второй пары равно числу зубцов на звездочках, в данном случае равно 4.

Шестерня этой пары  $e$  сидит эксцентрично на оси и устроена заодно со втулкой, на которой заклинено колесо  $k$  первой пары. Ось  $c$  покоится в подшипниках, укрепленных в качающихся обоймах  $d$  и  $f$ , имеющих оси вращения в  $b$  и  $a$ .

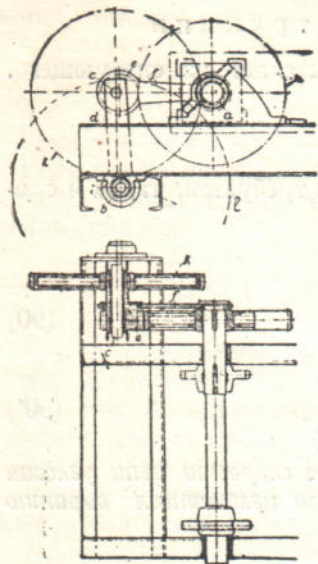
Обойма  $d$  обеспечивает сцепление первой пары колес. Второй паре для той же цели служит обойма  $f$ , обхватывающая расточку на втулке валика  $c$ , центрированную с шестерней  $e$ .



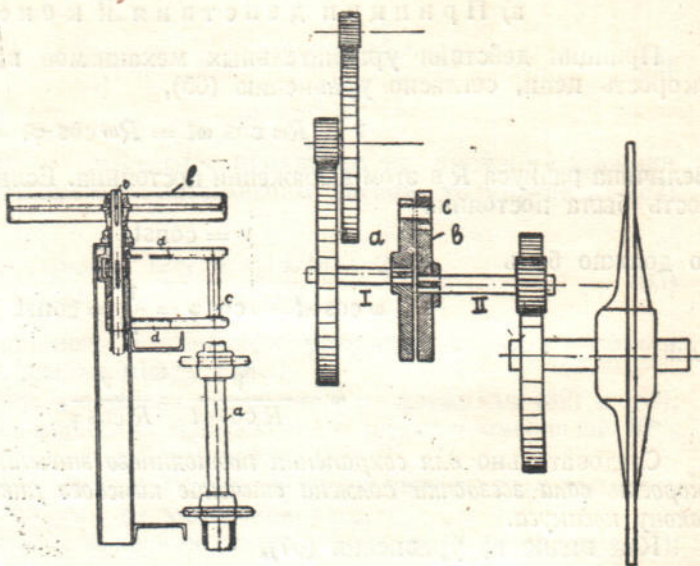
В положении, показанном на чертеже, мгновенный ведущий радиус шестерни  $e$  равен сумме радиуса начальной окружности шестерни и полного эксцентриситета, то-есть равен наибольшему мгновенному радиусу. Поэтому угловая скорость колеса  $h$ , а с ним и головного вала  $a$  — тоже наибольшая, тогда как ведущий радиус звездочек — наименьший.

С поворотом шестерни  $e$  на полукружности звездочки поворачиваются на центральный угол, равный  $45^\circ$ . При этом положении угловая скорость получает уже наименьшее свое значение, а ведущий радиус, наоборот, наибольшее, то-есть скорость цепей опять таки приближается к средней.

Во время работы механизма обоймы  $d$  и  $f$  покачиваются вокруг своих осей на величину двойного эксцентриситета шестерни  $e$ .



Фиг. 99. Уравнильный привод проф. Аумунд'а.



Фиг. 100. Уравнильный привод завода Pohlrig.

2. Привод завода Pohlrig (фиг. 100). Последняя от мотора пара цилиндрических зубчатых колес передаточного механизма имеет, как и в предыдущем случае, передаточное число, равное числу зубцов на звездочках. Непосредственно перед этой парой, на промежуточном разрезном валу, состоящем из двух половин I—II, со смещенными геометрическими осями помещен эксцентриковый механизм, заключающий два кривошипа (или шайбы)  $a$  и  $b$ , из коих кривошип  $a$  несет палец с насаженным на него камнем  $c$ , скользящим в радиальном пропиле кривошипа  $b$ . Так как линейная скорость пальца кривошипа  $a$  остается при вращении постоянной, то угловая скорость кривошипа  $b$  меняется, совершая полное колебание за один оборот кривошипного вала, то-есть за период поворота звездочек на центральный угол, соответствующий одному звену.

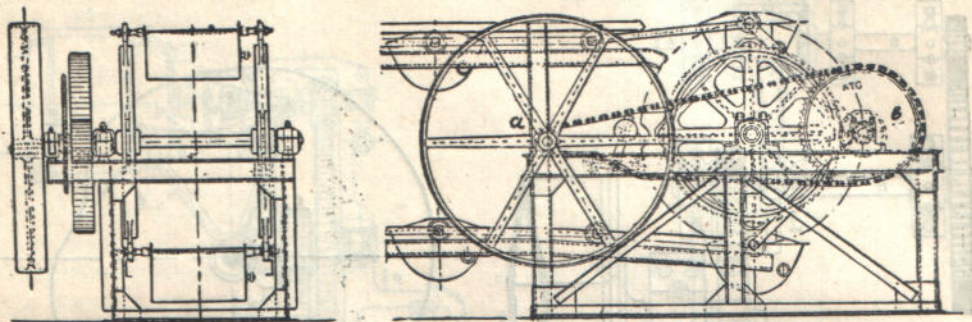
Выпрямление скорости здесь происходит следовательно по тому же кинематическому закону, как и в предыдущем случае.

Как показывает подробное аналитическое исследование и помещенные ниже графические построения, оба эти механизма, хотя и дают значительное уменьшение амплитуды колебания скорости, что, конечно, важно само по себе, но не улучшают работы привода в смысле уменьшения действующих ускорений. Напротив, значение ускорений в момент захвата нового звена даже несколько возрастает.

В этом отношении последующие из описываемых механизмов, могущие давать изменение угловой скорости по *любому* закону, а следовательно и по закону, при котором движение цепей получается вполне равномерным, представляют принципиальные преимущества.



3. Привод завода АТГ (фиг. 101). Привод АТГ включает цепную передачу от вала *a* к валу *b*, поставленную перед последней парой зубчатых колес, имеющей передаточное число по числу зубцов на звездочках. Ведомое колесо с цепной передачей сделано не круглым. Вследствие этого при постоянном числе оборотов ведущей цепной шестерни *a*, а следовательно постоянной линейной скорости передаточной цепи, угловая скорость вала *b* получается переменной.

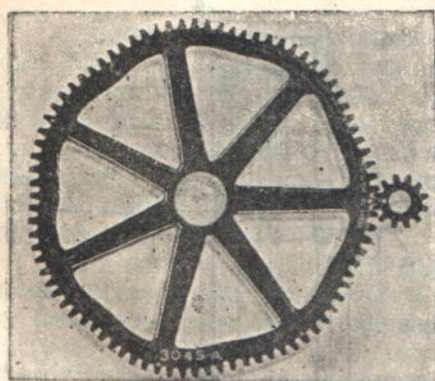


Фиг. 101. Уравнильный привод АТГ.

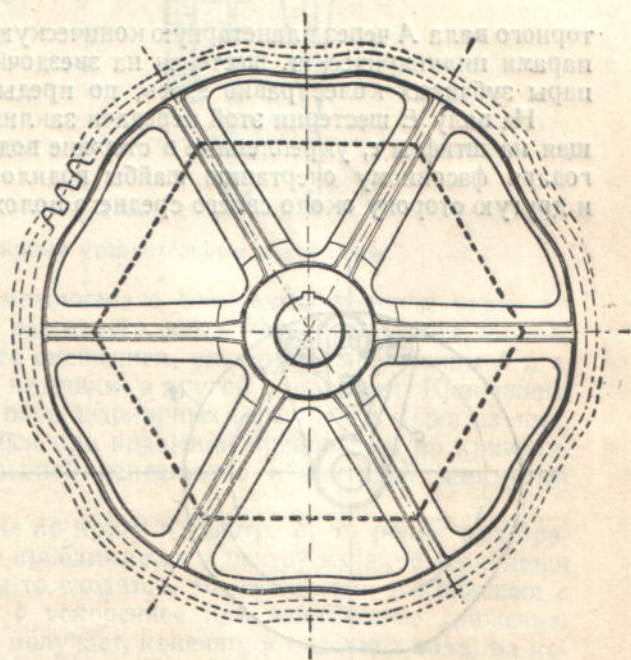
Как показывает исследование, для получения вполне равномерной рабочей скорости на конвейере цепное колесо *b* должно быть очерчено по кардиоиде.

Несмотря на свои теоретические достоинства, описываемый привод, вследствие некоторых присущих ему практических трудностей в выполнении, главным образом вследствие необходимости очертания зубчатого колеса по фасонной кривой, особого распространения, повидимому, не получил.

4. Также на принципе применения некруглого колеса строит свой уравнильный привод Link-Belt (фиг. 102). Это колесо, имеющее на окружности волнообразное очертание, насаживается, как ведомое, на одном валу со



Фиг. 102. Уравнильный механизм Link-Belt.



Фиг. 103. Взаимное расположение некруглого колеса и приводной звездочки.

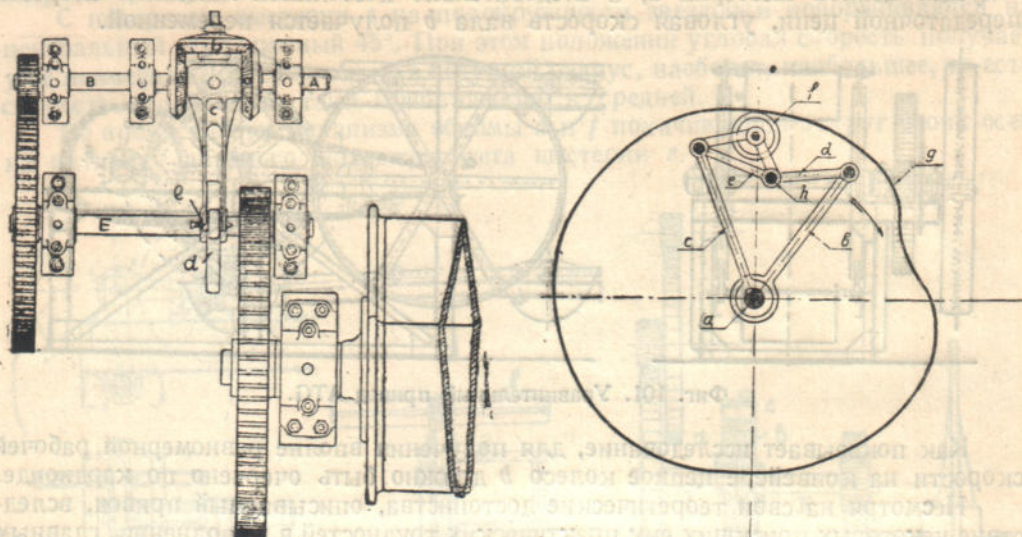
звездочками, и количество изгибов на нем делается равным числу зубцов на звездочках. При заклинивании колеса на оси выпуклость изгиба должна приходиться против вершины зуба цепного колеса (фиг. 103).<sup>1</sup> Понятно, что высо-

<sup>1</sup> При этом точка набегающей цепи и точка касания ведущей шестерни должны быть сдвинуты по окружности на  $n + \frac{1}{2}$  шагов цепи, где  $n$  — целое число.



та зубцов должна обеспечивать сцепление колеса и шестерни при всех их взаимных положениях. Изготовление таких колес, в особенности профилировка и обработка зубцов, представляет значительные технические трудности.

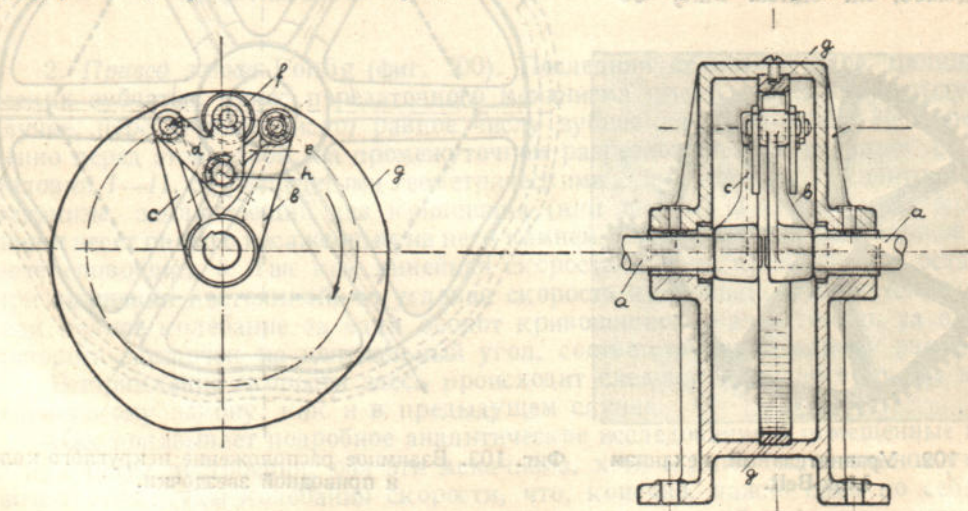
5. Еще один механизм, системы Barling, с планетарной зубчатой передачей коническими колесами, изображен на фиг. 104. Вращение передается от мо-



Фиг. 104. Уравнительный механизм Barling. Фиг. 105. Схема уравнительного шарнирного механизма с нажимным роликом.

торного вала А через планетарную коническую шестерню *b* вала *В* и затем двумя парами цилиндрических шестерен на звездочку. Передаточное число последней пары зубчатых колес равно здесь, по предыдущему, числу зубцов звездочки.

На валу *Е* шестерни этой передачи закинена фасонная шайба *d*, нажимающая на штифты *e*, укрепленные в стержне водила *c* планетарной передачи. Благодаря фасонному очертанию шайбы водило постоянно покачивается в одну и другую сторону около своего среднего положения, причем период полного его



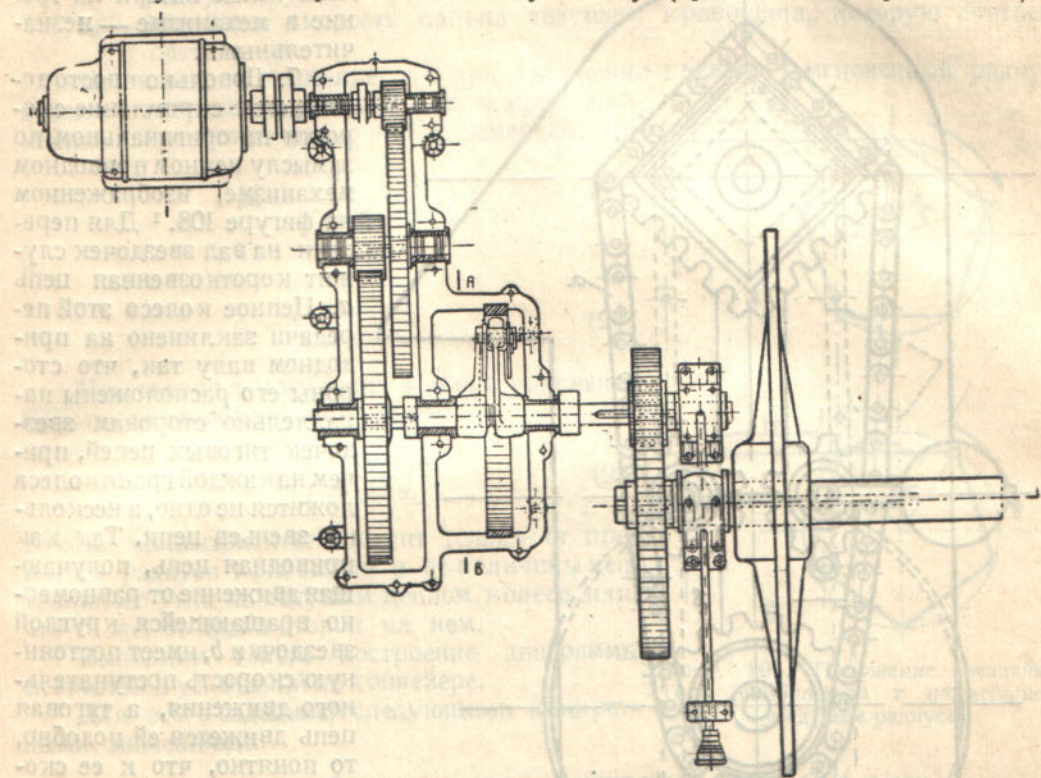
Фиг. 106. Уравнительный шарнирный механизм с нажимным роликом.

колебания соответствует повороту звездочки на одно звено. В этот период, в зависимости от направления движения водила, ведомый вал получает то замедление, то ускорение, и таким образом скорость цепи при надлежащем очертании шайбы может быть получена постоянной.



Недостаток этой системы, помимо некоторой ее громоздкости, заключается в введении в передаточный механизм двух лишних конических передач, вследствие чего коэффициент полезного действия механизма соответственно понижается.

6. В качестве уравнивающего привода может быть применен также механизм для передачи круговращательного движения от одного вала к другому, <sup>1</sup> дающий изменение угловой скорости по любому закону (предложен автором книги).



Фиг. 107. Привод с шарнирным уравнивающим механизмом.

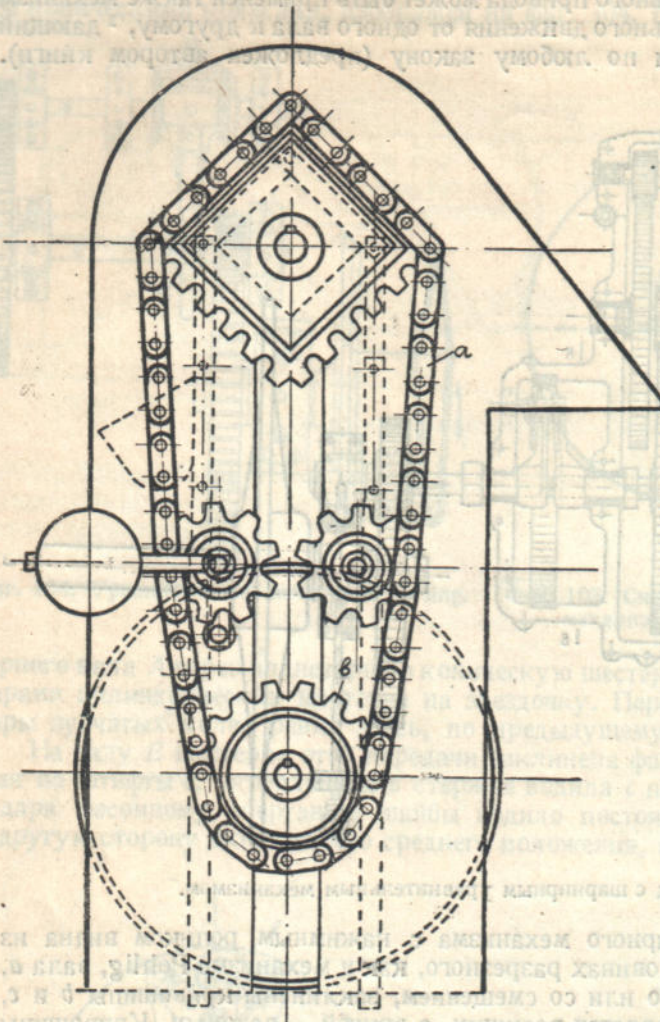
Сущность такого шарнирного механизма с нажимным роликом видна из фиг. 105 и 106. На обеих половинах разрезного, как в механизме Pohlig, вала *a*, расположенных центрировано или со смещением, заклинивы кривошипы *b* и *c*, из коих один, например *b*, является ведущим, а другой — ведомым. Кривошипы соединены между собой с помощью пары шарнирных серег *d* — *e*. Одна из них, например *e*, несет ролик *f*, катящийся при вращении кривошипов по криволинейной направляющей *g*, установленной неподвижно и имеющей замкнутый или открытый контур.

Если направляющая очерчена не по кругу из центра *a*, то ролик при вращении кривошипов периодически то приближается к центру вала, то отдалится от него, вследствие чего кривошипы то сходятся, то расходятся, и кривошип *c* получает относительно кривошипа *b* ускоренное или замедленное движение. Такое же ускорение или замедление получает, конечно, и половина вала, на которой насажен кривошип *c*. Заклинив на этом валу шестерню зубчатой передачи к цепной звездочке (фиг. 107) с передаточным числом, равным числу зубцов на звездочке, получаем, по предыдущему, период неравномерности вращения звездочки, соответствующий повороту ее на одно звено. А так как характер неравномерности зависит только от профиля опорной кривой, то, очертив ее соответственным образом (см. ниже на примере), можно получить постоянную скорость поступательного движения тяговых цепей транспортера.

<sup>1</sup> Авторское свидетельство № 23713 выдано на этот механизм по заявке от 1929 г. По более поздним данным (см. например «Braunkohle» 1934, № 6, стр. 82), этот механизм осуществлен в приводе многочерпакового экскаватора и шахтного ковшевого элеватора.



Как и в конструкции Pohlig, шарнирный механизм можно заключить здесь в закрытую коробку, наполненную маслом. Приведенные ниже построения по конкретным числовым данным показывают, что давление ролика на направляющую кривую получается относительно небольшим и добавочные потери на трение в механизме — незначительными.



Фиг. 108. Уравнительный механизм с короткозвенной приводной цепью

этим законом именно таков, каков нужен для достижения равномерного поступательного движения тяговых цепей.

#### б) Примеры исследования уравнительных механизмов

Для примера исследования уравнительных механизмов рассмотрим способы определения основных элементов в эксцентриковом механизме Pohlig, способы очертания шайбы в механизме Barling и нажимной направляющей в шарнирном механизме с нажимным роликом.

1. Расчет уравнительного механизма Pohlig по фиг. 105—107 (фиг. 100) сводится к определению его эксцентриситета, то-есть величины смещения центров валов обоих кривошипов. При этом, в целях уменьшения колебания скорости на конвейере, определим эксцентриситет из условия, что скорость в посту-

7. Довольно просто достигается спрямление скорости на оригинальном по замыслу цепном приводном механизме, изображенном на фигуре 108.<sup>1</sup> Для передачи на вал звездочек служит короткозвенная цепь *a*. Цепное колесо этой передачи заклинено на приводном валу так, что стороны его расположены параллельно сторонам звездочек тяговых цепей, причем на каждой грани колеса ложится не одно, а несколько звеньев цепи. Так как приводная цепь, получающая движение от равномерно вращающейся круглой звездочки *b*, имеет постоянную скорость поступательного движения, а тяговая цепь движется ей подобно, то понятно, что и ее скорость остается тоже постоянной.

Таким образом рассматриваемый механизм может передавать круговращательное движение на вал звездочек только по одному определенному закону; однако теоретически

<sup>1</sup> Этот механизм был предложен инж. Ф. Ф. Траншель, Ленинград (установлен на ряде транспортеров перевалочной лесной базы) и, по нашим сведениям, примерно одновременно — сотрудником Транстехконторы (Днепропетровск) Н. Шмидтом.



пательного движения цепей, при положении привода 1 (фиг. 109) равна скорости при положении привода 2, то-есть что

$$R\omega_1 = R\omega_2 \cos \alpha_0. \quad (92)$$

Обозначим через

$x$  — величину эксцентриситета,

$r$  — радиус ведущего кривошипа,

$v_k$  — линейную скорость пальца ведущего кривошипа, которую считаем постоянной.

Принимая во внимание, что при положении привода 1 мгновенный радиус ведомого кривошипа равен  $r + x$ , а при положении 2 — соответственно  $r - x$ , замечаем, что

$$\omega_1 = \frac{v_k}{r+x} \cdot \frac{1}{z} \quad (93)$$

и

$$\omega_2 = \frac{v_k}{r-x} \cdot \frac{1}{z}. \quad (94)$$

Подставляя эти значения  $\omega_1$  и  $\omega_2$  в уравнение (92), после преобразований имеем:

$$x = r \frac{1 - \cos \alpha_0}{1 + \cos \alpha_0}, \quad (95)$$

то-есть эксцентриситет зависит только от принятого радиуса кривошипа и от величины центрального угла на ведущем цепном колесе или, что то же, от числа сторон на нем.

Выполним теперь построение диаграммы скоростей и ускорений на конвейере.

Для этого зададимся следующими конкретными значениями:

средняя рабочая скорость на конвейере . . . . .	$v_p = 0,4$ м/сек.
длина звена цепи . . . . .	$l = 600$ мм
число зубцов на колесе . . . . .	$z = 5$
радиус кривошипа . . . . .	$r = 240$ мм

Тогда получим: центральный угол

$$2\alpha_0 = \frac{360}{5} = 72^\circ,$$

эксцентриситет (уравнение 95):

$$x = 240 \frac{1 - \cos 36^\circ}{1 + \cos 36^\circ} \cong 25 \text{ мм},$$

скорость вращения цепных звездочек

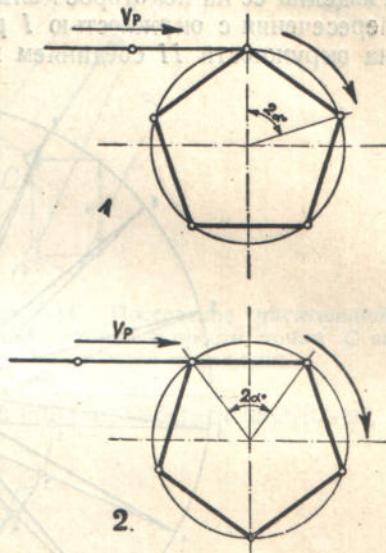
$$n = \frac{60 \cdot v_p}{z \cdot l} = \frac{60 \cdot 0,4}{5 \cdot 0,6} = 8 \text{ об/мин.},$$

число оборотов кривошипов

$$n_k = zn = 5 \cdot 8 = 40 \text{ об/мин.},$$

линейная скорость пальца кривошипа

$$v_k = \frac{2\pi n_k r}{60} = \frac{2\pi \cdot 40 \cdot 0,24}{60} = 1,0 \text{ м/сек.}$$

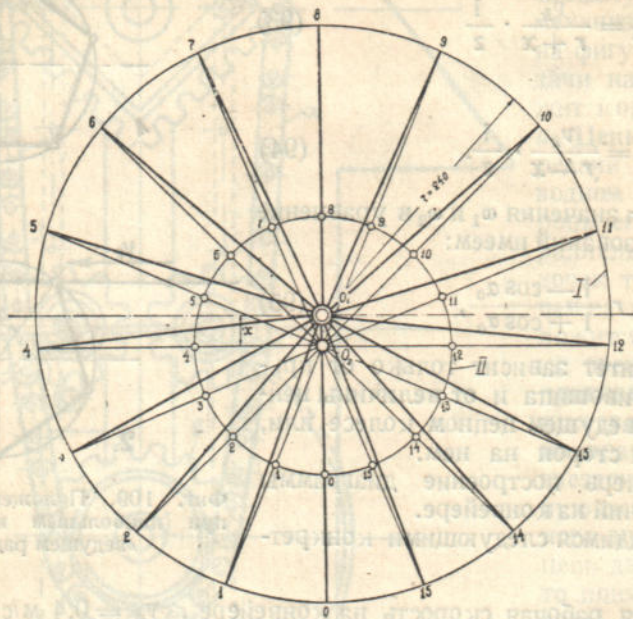


Фиг. 109. Положение звездочки при [наибольшем и наименьшем «ведущем радиусе».



При вращении ведущего кривошипа радиуса  $r$  с постоянной скоростью, палец его скользит по кулиссе ведомого кривошипа, а следовательно длина этого кривошипа  $\rho$  непрерывно меняется. На фиг. 110 показан способ определения длины  $\rho$  за один оборот кривошипа.

Для определения последовательных значений рабочей длины ведомого кривошипа  $\rho$  при повороте его на равные углы выполняем следующее построение. Из центра  $O_1$  радиусом  $r$  проводим окружность  $I$ , по вертикальному диаметру вниз откладываем величину эксцентриситета  $x = 25$  мм и из точки  $O_2$ , центра вращения ведомого кривошипа, проводим вспомогательную окружность  $II$ . Разделив ее на некоторое количество, например 16, равных частей, проводим до пересечения с окружностью  $I$  радиусы  $\rho$ , а затем с этими же точками деления на окружности  $II$  соединяем центр  $O_1$  вращения ведущего кривошипа.



Фиг. 110. Последовательные положения ведущего и ведомого кривошипов.

Определим теперь для каждого из шестнадцати положений ведомого кривошипа его угловую скорость и угловое ускорение.

Угловая скорость ведомого кривошипа

$$\omega_2 = \frac{v_k \cos \beta}{\rho}, \quad (96)$$

где  $\beta$ —угол, образуемый обоими кривошипами. Значения  $v_k \cos \beta$  можно определить графически построением картины скоростей.

Из этого же построения находится скорость движения пальца кривошипа вдоль кулисы или относительная скорость  $u$ . Для определения углового ускорения ведомого кривошипа находим касательное ускорение точки его  $C$  (фиг. 111). Оно складывается из

- 1) центростремительного ускорения  $\dot{v}_c$ , равного

$$\dot{v}_c = \frac{v_c^2}{\rho},$$

- 2) Относительного ускорения  $i$ , направленного по радиусу ведомого кривошипа, и
- 3) кориолисова ускорения

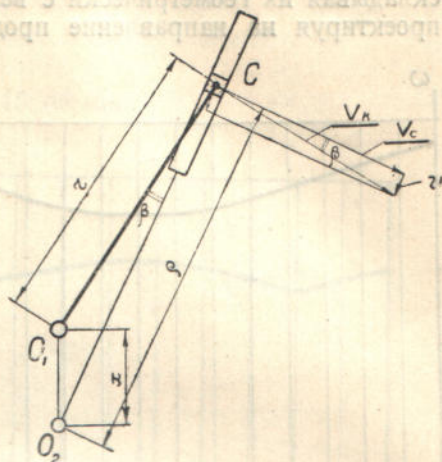
$$\dot{k} = 2 u \omega_2.$$

Построение картины ускорений (фиг. 112) выполняется для данного случая следующим образом. Из полюса  $O$  проводятся радиусы, параллельные положениям ведущего кривошипа по фиг. 110 и равные постоянному центростреми-

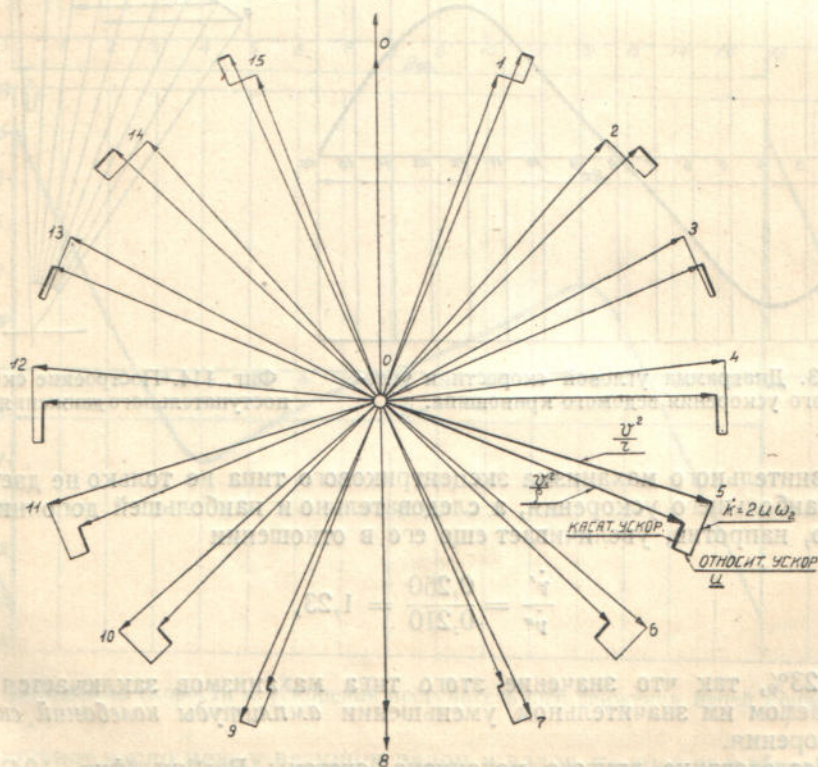


тельному ускорению пальца кривошипа  $\frac{v^2}{r}$ . Аналогичным образом на радиусах, параллельных положениям ведомого кривошипа, откладываются отрезки, соответствующие значениям переменного центростремительного ускорения  $\dot{v}_c$ . Из конца последних векторов проводим перпендикуляры к ним, определяющие направление касательного ускорения точки С ведомого кривошипа, а из конца первых векторов — перпендикуляры к ним, на которых откладываем значения кориолисова ускорения. Относительное ускорение направлено по ведомому кривошипу. Проведя из конца вектора кориолисова ускорения прямую, параллельную ведомому кривошипу, из пересечения двух прямых находим как эти относительные ускорения, так и искомое касательное ускорение точки С ведомого кривошипа. Поделив его на радиус  $\rho$ , находим соответствующее угловое ускорение  $\omega_2$ .

Последовательные значения  $\omega_2$  и  $\dot{\omega}_2$ , которые в  $z$  раз большем масштабе выражают угловую скорость и угловое ускорение вала приводных звездочек, от-



Фиг. 111. Построение касательной и относительной скорости точки С ведомого кривошипа.



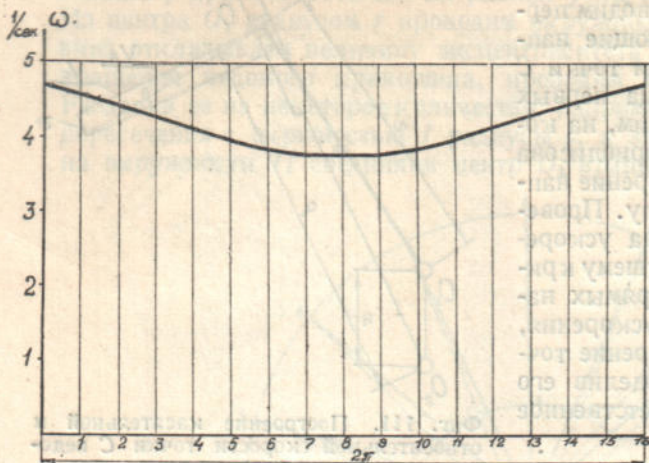
Фиг. 112. Определение последовательных значений касательного ускорения ведомого кривошипа.

кладываем на диаграммах (фиг. 113). Умножая значения  $\omega_2$  на величину  $R$  радиуса начальной окружности звездочек и проектируя величины  $R\omega_2$  на направ-



ление продольной оси конвейера (фиг. 114), находим значения скорости поступательного движения цепей, которые откладываем на диаграмме (фиг. 115).

Умножая аналогичным образом на  $R$  значения углового ускорения  $\omega_2$ , складывая их геометрически с величиной центростремительного ускорения и проектируя на направление продольной оси конвейера (фиг. 116), находим



ускорение линейного движения цепей, отложенное на диаграмме (фиг. 115) внизу.

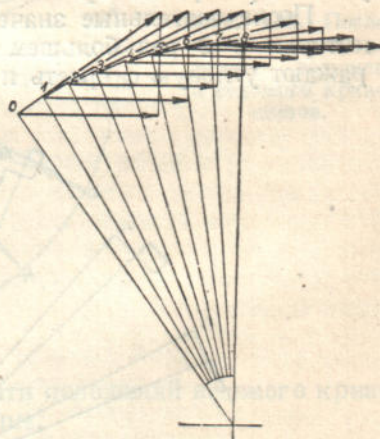
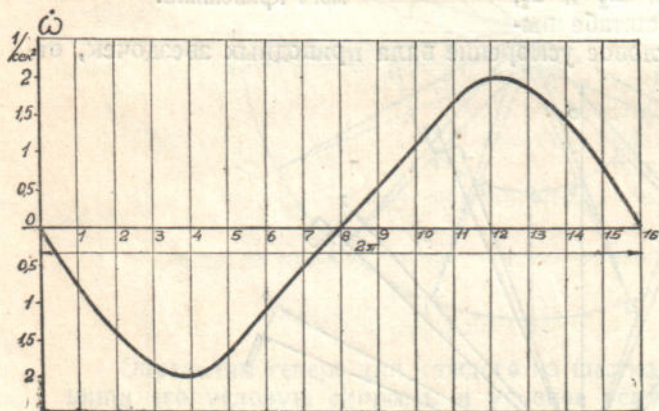
Как показывает диаграмма (фиг. 115), наибольшее ускорение, при применении уравнительного механизма, достигает величины:

$$\dot{v}' = 0,260 \text{ м/сек}^2.$$

При отсутствии же уравнительного механизма

$$\dot{v}' = 0,210 \text{ м/сек}^2.$$

Таким образом приме-



Фиг. 113. Диаграмма угловой скорости и углового ускорения ведомого кривошипа.

Фиг. 114. Построение скорости поступательного движения цепей.

ние уравнительного механизма эксцентрикового типа не только не дает уменьшения наибольшего ускорения, а следовательно и наибольшей дополнительной силы, но, напротив, увеличивает еще его в отношении

$$\frac{\dot{v}'}{\dot{v}''} = \frac{0,260}{0,210} = 1,23,$$

или на 23%, так что значение этого типа механизмов заключается только в достигаемом им значительном уменьшении амплитуды колебаний скорости, а не ускорения.

2. Исследование другого механизма, системы Barling (фиг. 104), будет заключаться в том, чтобы построить такое очертание нажимной шайбы, при котором рабочее движение на конвейере получается вполне равномерным.

Построение выполняем для следующих конкретных данных:

средняя рабочая скорость на конвейере . . .  $v_p = 0,5 \text{ м/сек.}$ ,

длина звена . . .  $l = 0,5 \text{ м}$ ,

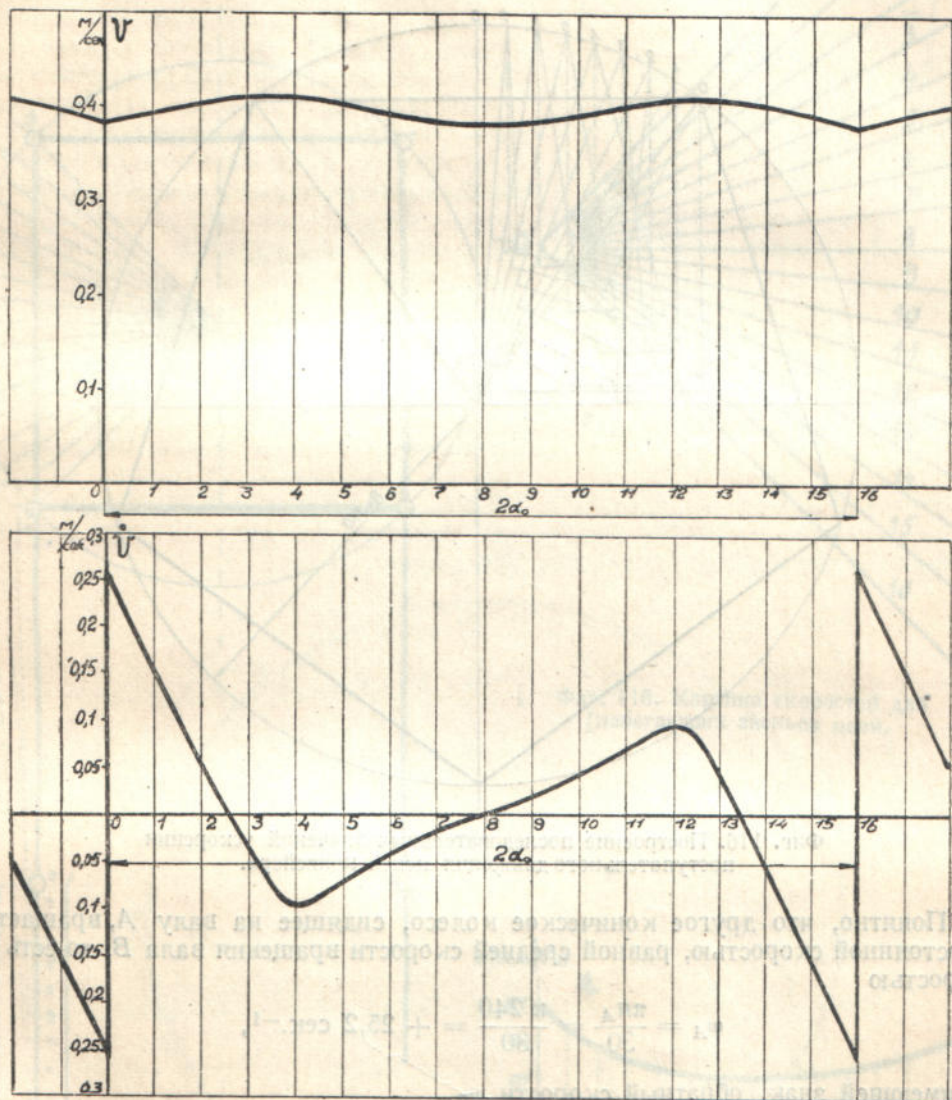
число зубцов на цепных звездочках . . .  $z = 4$ ,



число оборотов ведущего вала, на котором на-  
сажена планетарная передача . . . . .  $n_1 = 240$  об/мин.,  
радиус водила от центра вала до штифта . . .  $R' = 0,38$  м.

Число оборотов вала цепных звездочек

$$n_2 = \frac{60 v_p \cdot 60 \cdot 0,5}{z l} = \frac{60 \cdot 0,5}{4 \cdot 0,5} = 15 \text{ об/мин.}$$



Фиг. 115. Диаграмма скорости и ускорения поступательного движения цепей конвейера.

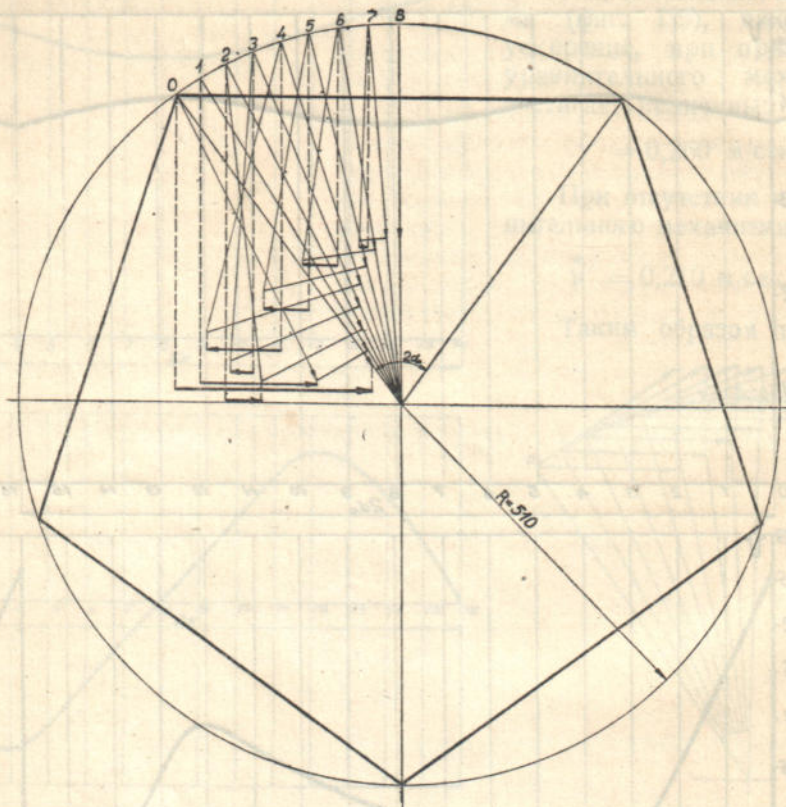
Передаточное число между ведущим валом и валом цепных звездочек

$$k = \frac{240}{15} = 16 = 4 \cdot 4 = k_1 \cdot k_2.$$

Так как скорость цепей принята, по условию, постоянной, то какая-либо точка на цепи, перемещающаяся прямолинейно в направляющих, в одинаковые промежутки времени проходит равные отрезки. Поделив отрезок пути, имеющего длину одного звена  $l$ , на какое-либо число равных частей, например на 16,



и найдя последовательные положения набегающих звеньев цепи (фиг. 117), строим для каждого из этих положений картину скоростей (фиг. 118). Найденные таким способом значения линейной скорости вершины зуба цепной звездочки, или, что те же, значения окружной скорости на начальной окружности цепной звездочки, отложены на диаграмме фиг. 119. Поделенные на радиус начальной окружности цепной звездочки, эти величины дают значения угловой скорости звездочек. По такому же закону угловой скорости, но в  $k_1 \cdot k_2 = 16$  раз быстрее, вращается и коническое колесо, сидящее на валу  $B$ .



Фиг. 116. Построение последовательных значений ускорения поступательного движения цепей конвейера.

Понятно, что другое коническое колесо, сидящее на валу  $A$ , вращается с постоянной скоростью, равной средней скорости вращения вала  $B$ , то-есть со скоростью

$$\omega_A = \frac{\pi n_A}{30} = \frac{\pi 240}{30} = + 25,2 \text{ сек.}^{-1},$$

но имеющей знак, обратный скорости  $\omega_B$ .

Для того чтобы вал  $B$  действительно вращался по диаграмме (фиг. 119), водило планетарной передачи должно совершать покачивания взад и вперед, имеющие период, соответствующий передвижению цепи на одно звено.

Угловая скорость водила находится по формуле Виллисса:

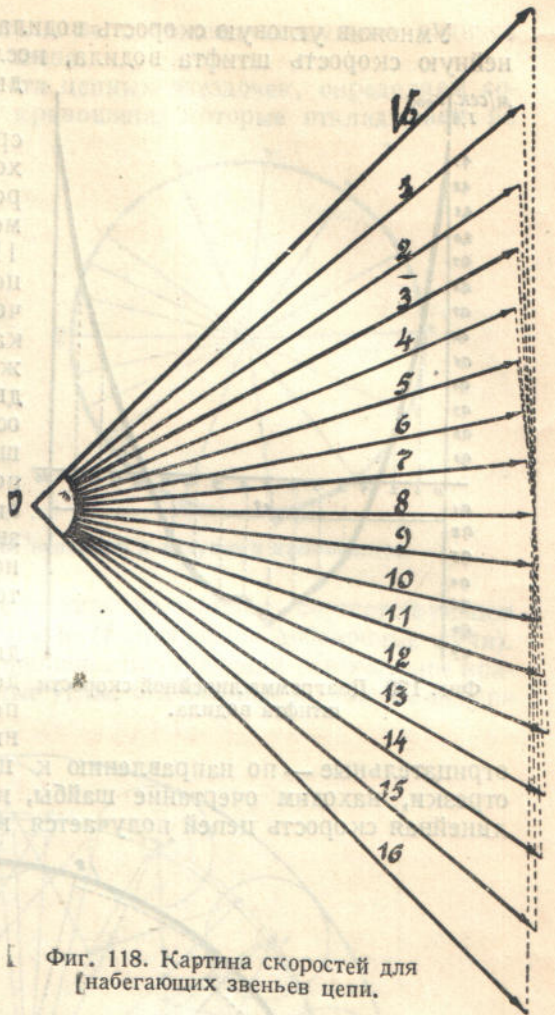
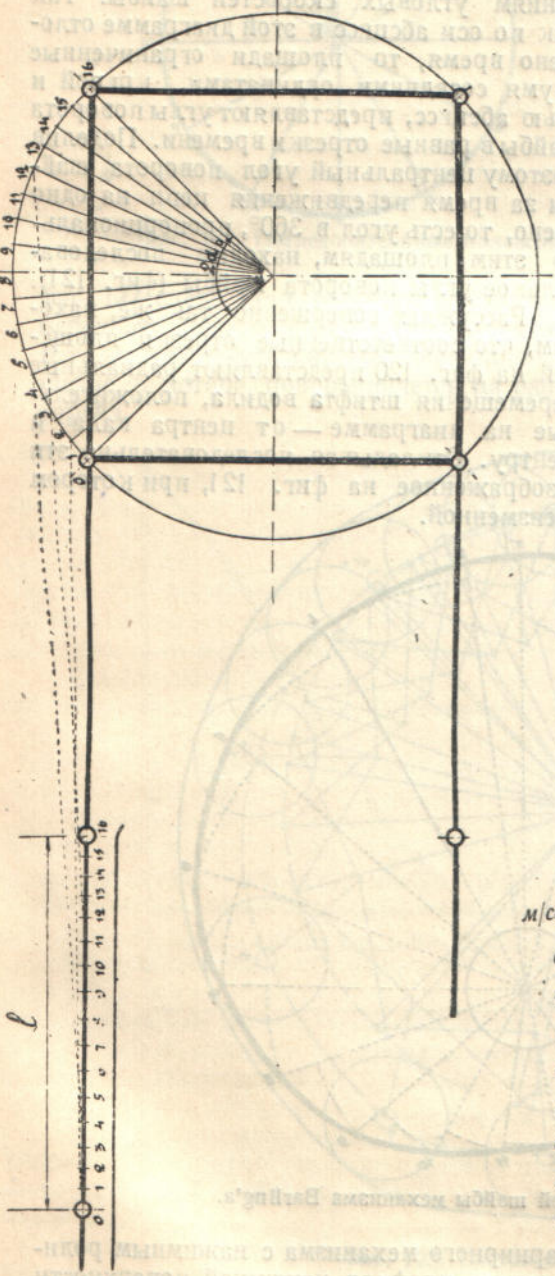
$$K_{AB} = \frac{\Omega - \omega_A}{\Omega - \omega_B} = -1, \quad (97)$$

откуда

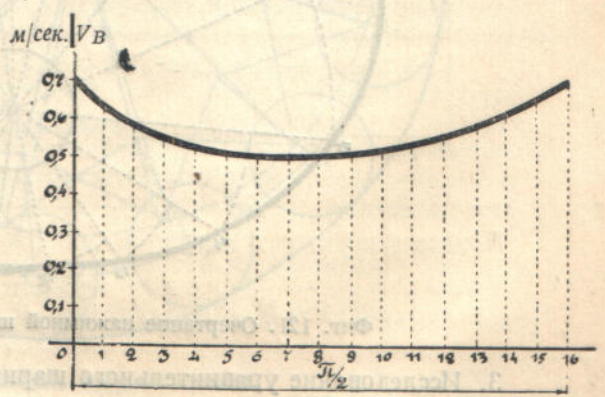
$$\Omega = \frac{\omega_A + \omega_B}{2}. \quad (97')$$



Фиг. 117. Последовательные положения набегających звеньев цепи.



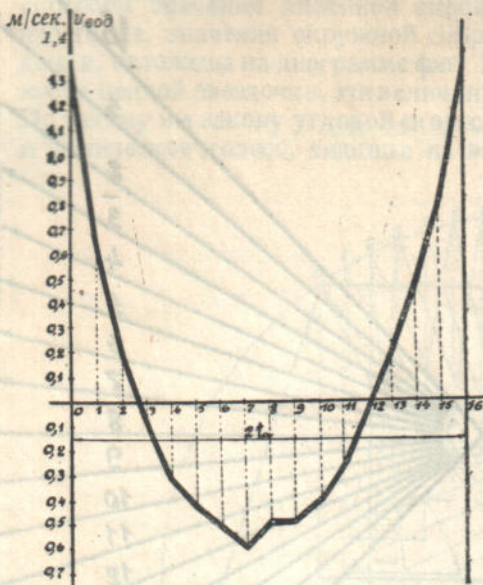
Фиг. 118. Картина скоростей для набегających звеньев цепи.



Фиг. 119. Диаграмма окружной скорости на начальной окружности цепной звездочки.



Умножив угловую скорость водила на величину радиуса  $R'$ , получаем линейную скорость штифта водила, последовательные значения которой откладываем на диаграмме 120.

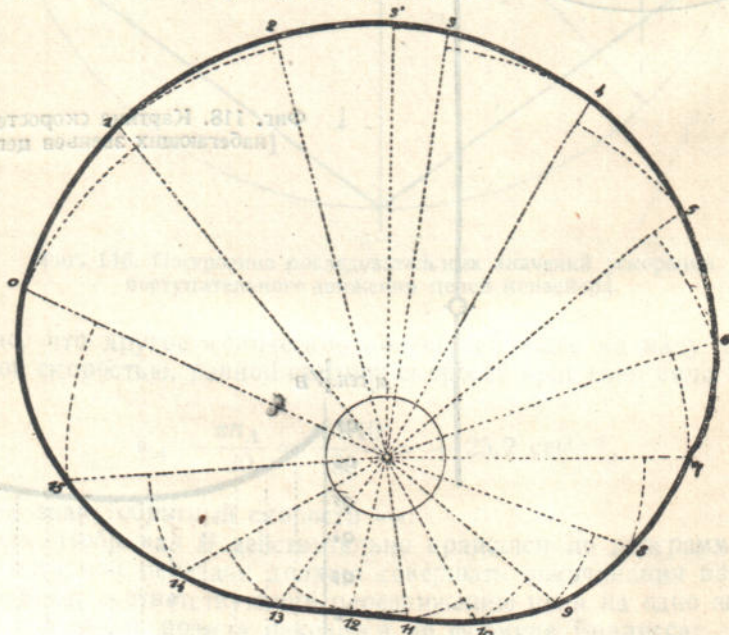


Фиг. 120. Диаграмма линейной скорости штифта водила.

Теперь уже не трудно перейти непосредственно к очертанию шайбы. Для нахождения последовательных углов поворота шайбы за равные промежутки времени воспользуемся диаграммой на фиг. 119, дающей значения угловых скоростей цепного колеса, пропорциональные значениям угловых скоростей шайбы. Так как по оси абсцисс в этой диаграмме отложено время, то площади ограниченные двумя соседними ординатами, кривой и осью абсцисс, представляют углы поворота шайбы в равные отрезки времени. Поделив поэтому центральный угол поворота шайбы за время передвижения цепи на одно звено, то-есть угол в  $360^\circ$ , пропорционально этим площадям, находим последовательные углы поворота шайбы (фиг. 121).

отрицательные — по направлению к отрезку, находим очертание шайбы, линейная скорость цепей получается

Рассуждая совершенно так же, находим, что соответственные отрезки площадей на фиг. 120 представляют радиальные перемещения штифта водила, положительные на диаграмме — от центра вала и центру. Откладывая последовательно эти изображения на фиг. 121, при котором неизменной.



Фиг. 121. Очертание нажимной шайбы механизма Barling'a.

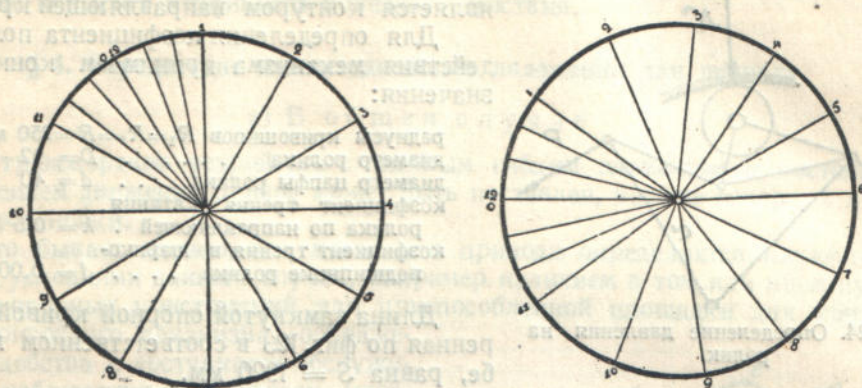
3. Исследование уравнительного шарнирного механизма с нажимным роликом (фиг. 105, 106) сводится к построению профиля нажимной поверхности и определению вредных потерь в механизме и его коэффициента полезного действия:

Полагая цепные звездочки, как и в предыдущем случае, четырехлучевыми, строим, так же как и на фиг. 117, в предположении вполне равномерного посту-



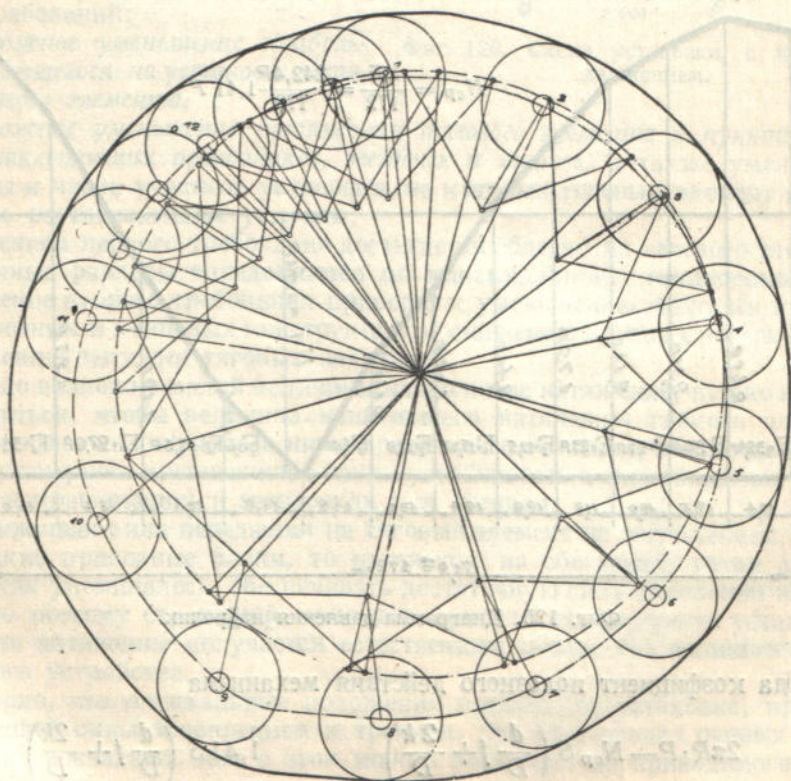
пательного движения цепей, последовательные положения ведущего радиуса при повороте звездочек на угол одного звена.

Увеличив в четыре раза углы поворота цепных звездочек, определяем соответственные углы поворота ведомого кривошипа, которые откладываем на



Фиг. 122. Последовательные положения ведомого и ведущего кривошипов.

фиг. 122 слева (для точности построения кривой на участке, соответствующем перехвату нового звена, между точками I и II проведены добавочные лучи). В те же промежутки времени ведущий кривошип, получающий равномерное вращение от мотора, поворачивается на равные углы, отложенные на той же фигуре справа.



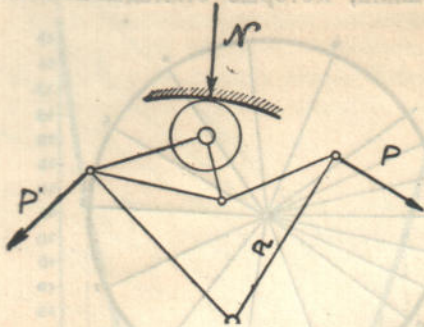
Фиг. 123. Построение опорной кривой.

Наложив эти окружности одна на другую (фиг. 123), предварительно повернув их так, чтобы при принятой длине соединительных серег  $e$  и  $d$  (фиг. 105) ролик при всех положениях нажимал на опорную кривую, засекаем из одно-



именных точек длиной этих серег, и таким образом находим положения их соединительного шарнира. Надстраивая далее на серье  $e$  жесткий треугольник ролика и самый ролик, проводим обволакивающую кривую для всех последовательных положений ролика, которая и является контуром направляющей кривой  $g$ .

Для определения коэффициента полезного действия механизма принимаем конкретные значения:



- радиусы кривошипов  $R_1=R_2=R=250$  мм
- диаметр ролика  $D=92$  »
- диаметр цапфы ролика  $d=40$  »
- коэффициент трения катания ролика по направляющей  $k=0,5$
- коэффициент трения в шарикоподшипнике ролика  $f=0,0018$

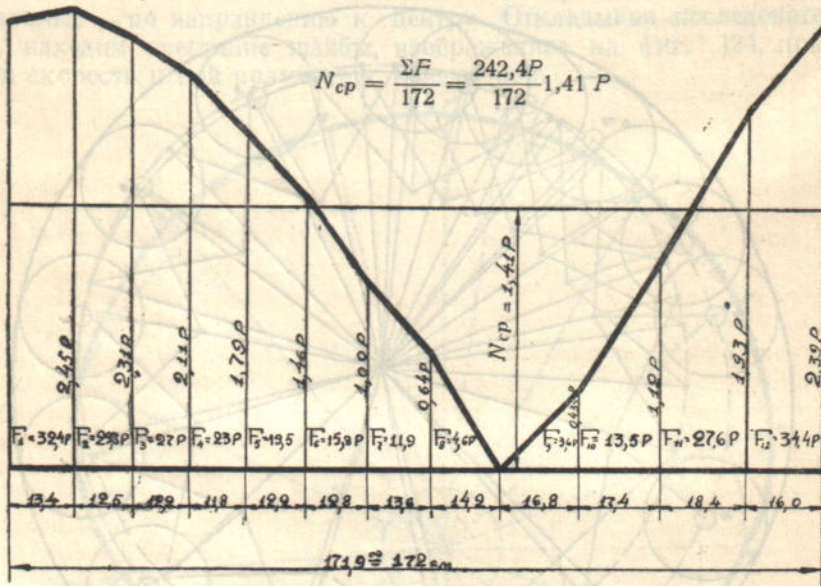
Фиг. 124. Определение давления на ролик.

Длина замкнутой опорной кривой, измеренная по фиг. 123 в соответственном масштабе, равна  $S = 1920$  мм.

Для определения среднего давления на ролик  $N_{cp}$  находим значения его, как показано на фиг. 124, для всех последовательных положений ролика и полученные величины откладываем на диаграмме (фиг. 125). Среднее значение давления на ролик, найденное по этой диаграмме

$$N_{cp} = 1,41 P,$$

где  $P$  — окружное усилие на пальце ведущего кривошипа.



Фиг. 125. Диаграмма давления на ролик.

Отсюда коэффициент полезного действия механизма

$$\eta = \frac{2\pi R \cdot P - N_{cp} S \left( \frac{d}{D} f + \frac{2k}{D} \right)}{2 \cdot RP} = 1 - \frac{1,41 S \left( \frac{d}{D} f + \frac{2k}{D} \right)}{2\pi R} =$$

$$= 1 - \frac{1,41 \cdot 1720 \left( \frac{40}{92} \cdot 0,0018 + \frac{2 \cdot 0,5}{92} \right)}{2 \cdot \pi \cdot 250} \approx 0,98.$$



Около 1% кроме того теряется на трение в шарнирах, так что окончательный коэффициент полезного действия равен  $\sim 0,97$ . Следует отметить, что, установив валы, на которых заклиниваются кривошипы, слегка эксцентрично, можно значительно уменьшить среднее давление ролика на направляющую кривую и вместе с тем еще повысить коэффициент полезного действия.

#### § 4. Определение наивыгоднейшего положения для привода

##### а) В общем случае

На транспортном устройстве с тяговым гибким элементом и постоянным направлением движения привод может быть поставлен, вообще говоря, в любом пункте установки.

Часто бывает однако, что место для привода определяется какими-либо особыми условиями данного случая, например наличием в том или ином пункте готовых опорных конструкций или приспособленной площадки для монтирования приводного механизма, соображениями удобства и доступности обслуживания и наблюдения за приводом, удобством подведения тока или подачи горючего к двигателю и пр.

Если же при проектировании установки таких, заранее стесняющих выбор, условий не имеется, то, назначая место для привода, необходимо иметь в виду выполнение следующих весьма существенных требований:

1. *Возможное уменьшение наибольшего встречающегося на установке натяжения тягового элемента.*

2. *Возможное уменьшение натяжения тягового элемента в пунктах отгибания и отклоняющих проводников, звездочек и шкивов, а также уменьшение общей длины и числа участков установки, на которых тяговый элемент подвержен высшим растягивающим усилиям.*

Выполнением первого требования достигается облегчение тягового элемента, ибо его прочные размеры определяются по максимальному натяжению.

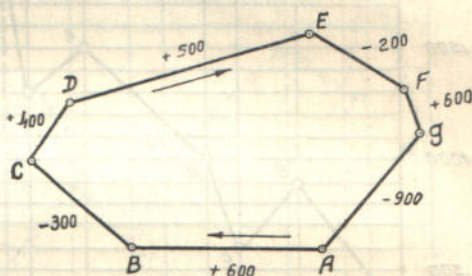
Выполнение второго требования приводит к уменьшению нагрузки и облегчению поворотных и концевых конструкций, к снижению вредных потерь на них и к ограничению вытяги тяговых элементов.

Доводя до возможно малой величины наибольшее натяжение, нужно в то же время заботиться, чтобы величина наименьшего натяжения гибкого элемента нигде на установке не получалась ниже предельного значения, обеспечивающего отсутствие чрезмерного провисания, а также устойчивость и спокойный ход частей по жестким направляющим и звездочкам или шкивам.

Если движущая сила передается на тяговый элемент не зацеплением, а трением о гладкие приводные блоки, то натяжение на сбегающей ветви должно кроме того, как упоминалось, обеспечивать достаточную силу сцепления на блоках. Понятно поэтому стремление помещать привод в таком пункте установки, в котором это натяжение получается естественным путем, без излишнего усилия натяжного устройства.

Характерно, что оптимальные положения привода на установке, при передаче движущей силы зацеплением и трением, при всех прочих равных условиях не всегда совпадают, как в этом можно убедиться из приводимого ниже численного примера.

Рассмотрим транспортную установку (например подвесной цепной конвейер, бесконечную откатку и пр.), схематически изображенную на фиг. 126 и состоящую из нескольких прямолинейных участков с поворотными пунктами между ними. Допустим, что сопротивления на отдельных участках определены и равны (в кг) помеченным на схеме. Числа со знаком плюс обозначают действительное



Фиг. 126. Схема установки с круговым движением.

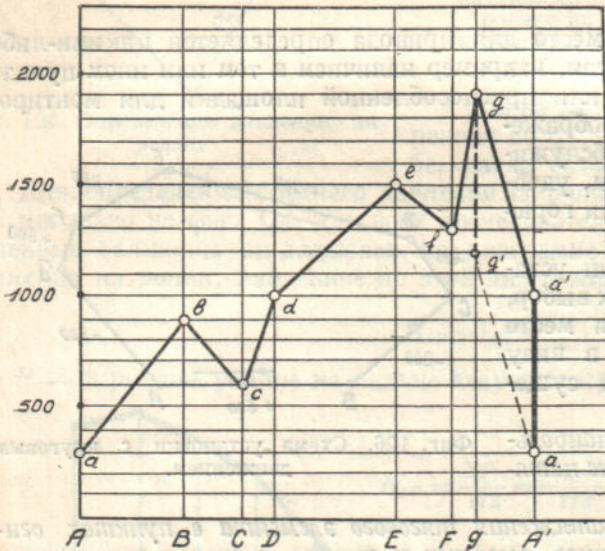


сопротивление на участке, направленное в сторону, обратную движению, а со знаком минус — свободную движущую силу на участке, представляющую избыток составляющей веса, направленной в сторону движения, над силами вредного сопротивления.

Величина тяговой силы равна алгебраической сумме сопротивлений на отдельных участках:

$$W_0 = \Sigma W_l = 600 - 300 + 400 + 500 - 200 + 600 - 900 = 700 \text{ кг.}$$

Изменения натяжения гибкого элемента изобразим графически по способу, примененному проф. Neumann'ом.<sup>1</sup> Для этого отложим в масштабе по оси абсцисс длины участков, начиная от какой-либо точки установки, например от пункта А, а по оси ординат — последовательно соответственные сопротивления (фиг. 127)



Фиг. 127. Диаграмма растягивающих усилий гибкого элемента.

Если считать, что на каждом участке сопротивление движению распределяется равномерно по длине его и что сопротивления на поворотных пунктах включены в величину сопротивлений на смежных прямолинейных участках, то диаграмма натяжения гибкого элемента изобразится ломаной линией  $abcdefga'$ .

Нетрудно видеть, что эта диаграмма соответствует положению привода в А. Действительно, при положении привода в любом из поворотных пунктов А, В, С... натяжение на набегающей ветви в этом пункте должно быть на величину  $W_0$  тяговой силы больше, чем на сбегающей. Между тем, отрезки  $ab, bc, cd...$  отложены последовательно один за другим без снижения натяжения на силу  $W_0$ , а ордината точки  $a'$ , равная натяжению на набегающей ветви привода, получается на  $W_0 = 700$  кг больше, чем ордината точки  $a$  натяжения на сбегающей ветви.

Если перенести привод в какую-либо другую точку, например в G, то диаграмма натяжения гибкого элемента определяется ломаной линией  $abcdefgg'a_1$ , причем отрезок  $gg' = W_0$ , а ординаты точек  $a$  и  $a_1$ , равны между собой. Наименьшее натяжение в обоих случаях получается в  $a$ . Как видно из диаграммы, оно принято равным 300 кг.

Полагая, что привод может быть расположен в любой из вершин полигона по фиг. 126, рассмотрим отдельно два случая передачи движущей силы — зацеплением и трением — и определим для каждого из них оптимальное положение привода.

1. В случае передачи движущей силы зацеплением, будем считать наименьшее натяжение, по предыдущему,  $S_0 = 300$  кг. Как видно из диаграммы на фиг. 127, оно получается, в случае привода в А, на сбегающей ветви в точке  $a$ . На аналогичной диаграмме на фиг. 128, на которой горизонталь проведена тоже через 100 кг,  $Aa = S_A = 300$  кг, и ординаты, отсчитываемые от горизонтали  $AA'$  представляют действительное натяжение тягового элемента во всех точках установки.

Наибольшее натяжение при этом получается в G и равно

$$S_G' = 1900 \text{ кг.}$$

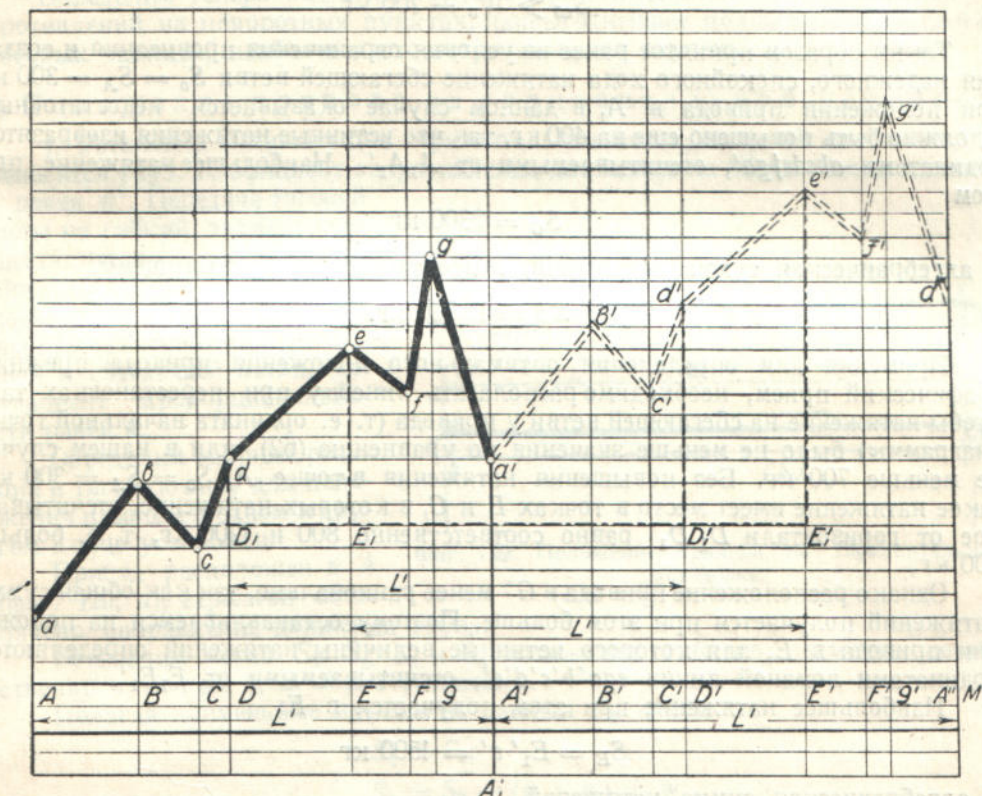
<sup>1</sup> «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1927, № 4 и 5.



Алгебраическая сумма натяжений всех набегающих и сбегающих ветвей  $\Sigma S' = 300 + 2(900 + 600 + 1000 + 1500 + 1300 + 1900) + 1000 = 15\,700$  кг

Для того чтобы определить оптимальное положение привода, применяем следующий графический прием. Построим ту же диаграмму изменения натяжений вторично, начиная построение от точки  $a'$  (пунктирная ломаная линия  $a'b'c'd'e'f'g'a''$ ).

Отложив на линейке участок длины  $L$ , равной сумме длин отдельных участков  $AB, BC, CD \dots$  на диаграмме, будем передвигать линейку вправо, последовательно на один участок, устанавливая ее каждый раз так, чтобы нулевая точка ее совпадала с проведенными на диаграмме вертикалями и чтобы она располагалась на отрезок, равный  $S_0$  ниже наинизшей вершины ломаной линии.



Фиг. 128. Диаграмма растягивающих усилий гибкого элемента.

Нетрудно видеть, что в данном случае оптимальное положение привода на установке получается в  $D$ , так как при положении линейки в  $D_1 D_1'$  разность наибольшего и наименьшего натяжения гибкого элемента на диаграмме  $D_1 defga'b'c'd'D_1'$  достигает минимума и равна 900 кг. Наименьшее натяжение гибкого элемента  $S_0 = 300$  кг получается в двух точках полигона — на сбегающей ветви у привода и в  $A$  (соответственно точки  $d$  и  $a'$ ).

Наибольшее натяжение, получающееся опять-таки в  $G$ , равно в этом случае

$$S_G'' = 1200 \text{ кг,}$$

то-есть по отношению к новому значению на

$$\frac{1900 - 1200}{1200} 100 = 58,4\%$$

меньше.

Алгебраическая сумма натяжений набегающих и сбегающих ветвей гибкого элемента

$\Sigma S'' = 300 + 2(800 + 600 + 1200 + 300 + 900 + 600) + 1000 = 10\,100$  кг составляет две трети такой же суммы при положении привода в  $A$ .



Понятно, что и геометрическая сумма натяжений, на вершинах полигона определяющая величины давлений на опорные конструкции поворотных пунктов, также получается соответственно меньше, и поэтому выигрыш имеется как на облегчении этих конструкций, так и на уменьшении сил вредного сопротивления на них.

2. В случае передачи тяговой силы трением, наименьшее натяжение сбегающей ветви

$$S_{сб} = \frac{W_0}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (62)$$

Полагая  $\alpha = \pi$  и  $f = 0,22$ , находим  $e^{f\alpha} = 2$  и

$$S_{сб} \geq W_0 = 700 \text{ кг.}$$

Таким образом принятое ранее из условия ограничения провисания и создания надежного, спокойного хода натяжение сбегающей ветви  $S_0 = S_A = 300$  кг при положении привода в  $A$ , в данном случае оказывается недостаточным и должно быть повышено еще на 400 кг, так что истинные натяжения изобразятся ординатами  $abcdefga'$ , отсчитываемыми от  $A_1A_1'$ . Наибольшее натяжение при этом

$$S_G = 2300 \text{ кг}$$

и алгебраическая сумма натяжений, подсчитанная по предыдущему,

$$\Sigma S = 15\,700 \text{ кг.}$$

Применяя для определения оптимального положения привода прежний графический прием, необходимо располагать линейку при перестановках так, чтобы натяжение на сбегающей ветви у привода (т. е. ордината начальной точки диаграммы) было не меньше значения по уравнению (62), или в нашем случае не меньше 700 кг. Без повышения натяжения в точке  $A$ ,  $S_0 = S_A = 300$  кг, такое натяжение имеет место в точках  $E$  и  $G$ , в которых натяжение, отсчитываемое от горизонтали  $D_1D_1'$  равно соответственно 800 и 1200 кг, т. е. больше 700 кг.

Однако расположение привода в  $G'$  менее рационально, так как общая сумма натяжений получается при этом больше. Поэтому останавливаемся на положении привода в  $E$ , для которого истинные величины натяжений определяются ординатами ломаной линии  $ega'b'c'd'e'$ , отсчитываемыми от  $E_1E_1'$ .

Наибольшее натяжение при этом получается в  $E$ :

$$S_E = E_1'e' = 1500 \text{ кг}$$

и алгебраическая сумма натяжений

$$\Sigma S = 11\,500 \text{ кг,}$$

то-есть по отношению к новым значениям соответственно на 53,5% и на 36,6% меньше, чем для привода в  $A$ .

Из рассмотренного примера следует, что выигрыш в расходе энергии и в особенности на облегчении тяговых элементов и конструкций поворотных пунктов может получиться, при правильном расположении привода, весьма значительным, а следовательно при проектировании транспортной установки этот вопрос должен быть всегда весьма тщательно исследован.

Кроме того при правильном расположении привода получается также значительный выигрыш и на уменьшении вытяжки гибких элементов. Действительно, полагая весьма приближенно, что вытяжка пропорциональна величине растягивающих усилий и длине участков, на которых эти усилия действуют, имеем, что она пропорциональна площади (на фиг. 128), ограниченной ломаной линией диаграммы натяжений, крайними ординатами и осью абсцисс, от которой эти натяжения отсчитываются. Так, для второго из рассмотренных случаев эти площади будут  $A_1abcdefga'A_1'$ —при приводе в  $A$  и  $E_1ega'b'c'd'e'E_1'$ —при приводе в  $E$ , при чем вторая площадь получается вдвое меньше, чем первая.



Следует заметить, что предложенный способ построения диаграммы натяжений, применяемый для определения оптимального положения привода и дающий в большинстве случаев практически достаточно точные результаты, не представляет однако полной картины распределения натяжений в тяговых элементах, так как в нем отсутствует построение сосредоточенных сопротивлений на поворотных пунктах и в отдельных точках прямолинейных участков. Неточность его заключается еще и в том, что действительная величина сопротивления на поворотных пунктах определяется натяжением на набегающей и сбегающей ветвях, которые в свою очередь зависят от положения привода, тогда как в наших построениях оно принято постоянным для каждого поворотного пункта и включено в сопротивление на примыкающем прямолинейном участке. Более точный вид диаграммы приводится в последующем построении (фиг. 130).<sup>1</sup>

Определим теперь более подробно, с принятием во внимание отдельно сопротивлений на поворотных пунктах, наивыгоднейшее положение привода в некоторых частных, наиболее часто встречающихся случаях.

#### б) Положение привода на горизонтальной установке

1. Установка включает две горизонтальные ветви, по одной из которых переносится груз. Коэффициент сопротивления движению на обеих ветвях одинаков и равен  $w'$ . Передача тяговой силы на гибкий элемент осуществляется зацеплением. Вредные потери на концевых звездочках пропорциональны сумме натяжений набегающей и сбегающей ветви, коэффициент пропорциональности равен  $k$ .

Определим опорные реакции и тяговую силу для положения привода в одном и другом конце установки.

Привод расположен в  $A$  (фиг. 129,  $a$ ), стрелкой обозначено направление движения груза.

Обозначим через  $S_1, S_2, S_3$  и  $S_4$  натяжения гибкого элемента соответственно в точках 1, 2, 3 и 4 установки.

Полагая наименьшее натяжение равным  $S_0$ , имеем

$$S_1 = S_0,$$

$$S_2 = S_0 + (q + q_0) L w'.$$

Значение  $S_3$  находим из уравнения:

$$S_3 = S_2 + k (S_2 + S_3),$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} S_3 &= \frac{1+k}{1-k} S_2 = \frac{1+k}{1-k} [S_0 + (q + q_0) L w'], \\ S_4 &= \frac{1+k}{1-k} [S_0 + (q + q_0) L w'] + q_0 L w'. \end{aligned} \right\} \quad (98)$$

Опорные реакции в  $A$  и  $B$  соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} R_A &= S_1 + S_4 = \frac{2}{1-k} (S_0 + q_0 L w') + \frac{1+k}{1-k} q L w', \\ R_B &= S_2 + S_3 = \frac{2}{1-k} [S_0 + (q + q_0) L w']. \end{aligned} \right\} \quad (99)$$

<sup>1</sup> См. также соответственные диаграммы в ч. III, в главе о подвесных конвейерах.



Силы сопротивления движению равны:

$$\begin{aligned} \text{на участке } 1-2 & \dots \dots \dots W_{1-2} = (q + q_0) Lw', \\ \text{на шкиве } B & \dots \dots \dots W_B = (S_2 + S_3) k, \\ \text{на участке } 3-4 & \dots \dots \dots W_{3-4} = q_0 Lw', \\ \text{на шкиве } A & \dots \dots \dots W_A = (S_1 + S_4) k. \end{aligned}$$

Тяговая сила на установке,  $W_0$ , равна сумме этих отдельных сопротивлений:

$$\begin{aligned} W_0 &= (q + 2q_0) Lw' + (S_1 + S_2 + S_3 + S_4) k = \\ &= \frac{4kS_0}{1-k} + \frac{1+k}{1-k} [(1+k)q + 2q_0] Lw' \quad (100) \end{aligned}$$

Привод расположен в  $B$  (фиг. 129, б).

Натяжения:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= S_0, \\ S_2 &= S_0 + q_0 Lw', \\ S_3 &= \frac{1+k}{1-k} (S_0 + q_0 Lw'), \\ S_4 &= \frac{1+k}{1-k} (S_0 + q_0 Lw') + (q + q_0) Lw' = S_{\text{макс}}. \end{aligned} \right\} (101)$$

Опорные реакции в  $A$  и  $B$  соответственно равны:

$$\left. \begin{aligned} R_A &= S_2 + S_3 = \frac{2}{1-k} (S_0 + q_0 Lw'), \\ R_B &= S_1 + S_4 = \frac{2}{1-k} [S_0 + (q + q_0) Lw'] - \frac{1+k}{1-k} q Lw'. \end{aligned} \right\} (102)$$

Тяговая сила, по предыдущему,

$$\begin{aligned} W_0 &= (q + 2q_0) Lw' + (S_1 + S_2 + S_3 + S_4) k = \\ &= \frac{4S_0 k}{1-k} + \frac{1+k}{1-k} [(1-k)q + 2q_0] Lw'. \quad (103) \end{aligned}$$

Сравнивая результаты для обоих случаев, видим, что во втором случае опорные реакции меньше, каждая на величину:

$$I R_A - II R_A = I R_B - II R_B = \frac{1+k}{1-k} q Lw'. \quad (104)$$

Максимальное натяжение меньше на величину:

$$I S_{\text{макс}} - II S_{\text{макс}} = \frac{2k}{1-k} q Lw' \quad (105)$$

и тяговая сила меньше на величину:

$$I W_0 - II W_0 = \frac{2k(1+k)}{1-k} q Lw'. \quad (106)$$

Диаграммы натяжения гибкого элемента для положения привода в  $A$  и  $B$  изображены на фиг. 130 соответственно  $a$  и  $b$ .

<sup>1</sup> Тяговую силу можно также определить из

$$W_0 = S_4 - S_1 + W_A.$$



Из диаграмм видно, что положение привода в *B* дает более благоприятную картину также и в смысле нагруженности гибкого элемента на рабочих участках, а следовательно, при прочих равных условиях, и в смысле вытяжки его.

Каждая из величин (104), (105) и (106) практически относительно невелика. Однако получающийся во всех отношениях выигрыш при переносе привода из *A* в *B* дает все же ощутительные результаты при построении и эксплуатации установки.

2. Установка имеет такой же вид, как и в предыдущем случае, но передача движущей силы происходит не зацеплением, а трением.

Для значений  $\alpha$  и  $f$ , принятых в уравнении (62),

$$S_{сб} = W_0 \text{ и } S_{гб} = 2W_0$$

При положении привода в *A* (фиг. 129) натяжение сбегающего конца в точке 1:

$$S_1 = S_0 = W_0.$$

Подставляя это значение  $S_0$  в уравнение (100), связывающее величину  $W_0$  с любым значением  $S_0$ , определяем из него  $W_0$ :

$$W_0 = \frac{1+k}{1-5k} [(1+k)q + 2q_0] Lw' \quad (107)$$

При положении привода в *B* (фиг. 129) таким же образом из уравнения (107) имеем:

$$W_0 = \frac{1+k}{1-5k} [(1-k)q + 2q_0] Lw' \quad (108)$$

Величина тяговой силы во втором случае меньше на

$$I W_0 - II W_0 = \frac{2(1+k)k}{1-5k} q Lw' \quad (109)$$

Разность между значениями опорных реакций можно найти, не определяя самих реакций. В самом деле, для каждого из рассматриваемых случаев имеем (уравнение 100):

$$I W_0 = (q + 2q_0) Lw' + k_I \Sigma S,$$

$$II W_0 = (q + 2q_0) Lw' + k_{II} \Sigma S.$$

Отсюда, принимая во внимание уравнение (109), имеем:

$$I \Sigma S - II \Sigma S = \frac{I W_0 - II W_0}{k} = \frac{2(1+k)}{1-5k} q Lw' \quad (110)$$

Разность наибольших натяжений:

$$I S_{\max} - II S_{\max} = 2(I W_0 - II W_0) = \frac{4(1+k)}{1-5k} q Lw' \quad (111)$$

Разность наибольших натяжений можно также найти не определяя величины их. В самом деле, из диаграммы на фиг. 130, *a* и *б*, в которой натяжение сбегающей ветви  $S_1 = W_0$  и  $S_4 = S_{\max}$ , находим

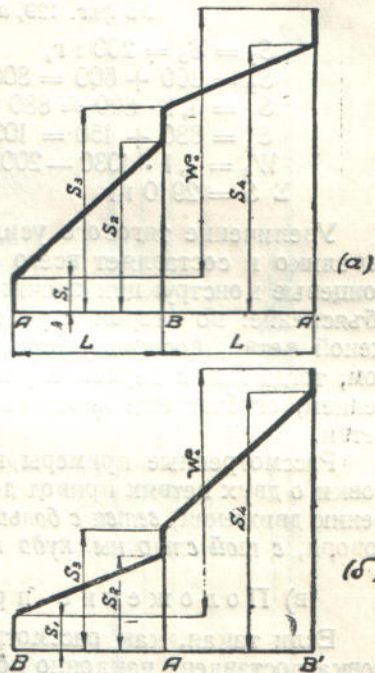
$$W_0 = S_{\max} - W_0 + (S_{\max} + W_0) k,$$

откуда

$$S_{\max} = W_0 \frac{2-k}{1+k}, \quad (112)$$

так что

$$I S_{\max} - II S_{\max} = I W_0 - II W_0 \frac{2-k}{1+k} = \frac{2(2-k)k}{1-5k} q Lw' \quad (113)$$



Фиг. 130. Диаграмма растягивающих усилий на установке по фиг. 129.



Таким образом, при тех же значениях  $k, q, q_0, L$  и  $w'$ , каждая из этих разностей получается больше чем в предыдущем примере, т. е. благоприятный результат от переноса привода из  $A$  в  $B$  в данном случае еще значительнее.

Для наглядности рассмотрим упрощенный числовой пример. Положим, что сопротивление на грузной ветви какого-либо транспортера, имеющего конфигурацию по фиг. 129, равно 600 кг и на порожней — 150 кг, что натяжение на сбегающей ветви  $S_0 = 200$  кг и сопротивление на концевых конструкциях составляет 10% от натяжения соответственной набегающей ветви. Тогда

по фиг. 129, а:	по фиг. 129, б:
$S_1 = S_0 = 200$ кг,	$S_1 = S_0 = 200$ кг,
$S_2 = 200 + 600 = 800$ кг,	$S_2 = 200 + 150 = 350$ кг,
$S_3 = 1,1 \cdot 800 = 880$ кг,	$S_3 = 1,1 \cdot 350 = 385$ кг,
$S_4 = 880 + 150 = 1030$ кг,	$S_4 = 385 + 600 = 985$ кг,
$W_0 = 1,1 \cdot 1030 - 200 = 935$ кг,	$W_0 = 985 \cdot 1,1 - 200 = 882$ кг,
$\Sigma S = 2910$ кг.	$\Sigma S = 1920$ кг.

Увеличение тягового усилия в первом случае, по сравнению со вторым, невелико и составляет всего 6%, но увеличение суммы давлений на опорные концевые конструкции значительно, — оно равно 25%. Этому нетрудно найти объяснение: во втором случае большое сопротивление, возникающее на грузной ветви, воспринимается непосредственно расположенным на ней приводом, тогда как в первом случае тяговый элемент, нагруженный этим сопротивлением, огибает еще хвостовые отклоняющие детали и проходит по порожней ветви.

Рассмотренные примеры показывают, что в случае горизонтальной установки о двух ветвях привод должен быть поставлен в конце (считая по направлению движения) ветви с большим сопротивлением, то-есть грузовой, или, иначе говоря, с той стороны, куда происходит подача груза.

#### в) Положение привода на наклонной установке

Если такая, как рассмотрено в предыдущем примере, транспортная установка поставлена наклонно под некоторым углом  $\beta$  к горизонту и подача материала происходит вверх (фиг. 131), то общее сопротивление на грузной ветви еще возрастет за счет величины составляющей силы тяжести, а на порожней, напротив, падает. Поэтому правило сохраняет силу, и привод следует ставить в конце грузной ветви, т. е. вверх.

При  $\beta = 90^\circ$ , то-есть на вертикальной установке, привод понятно также следует располагать вверх.

Если же подача груза происходит по наклонной установке вниз, то общее сопротивление на грузной ветви падает, а на порожней возрастает по сравнению с условиями горизонтальной установки и притом тем значительнее, чем больше угол наклона  $\beta$  (фиг. 132).

Поэтому для определения правильного положения привода нужно сначала выяснить, на какой из обеих ветвей установки, грузной или порожней, больше сопротивление рабочему движению.

Угол  $\beta_0$ , при котором оба сопротивления равны, находится из:

$$(q + q_0) L w' \cos \beta_0 - (q + q_0) L \sin \beta_0 = q_0 L w' \cos \beta_0 + q_0 L \sin \beta_0, \quad (114)$$

откуда

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{w'}{1 + 2 \frac{q_0}{q}}. \quad (115)$$



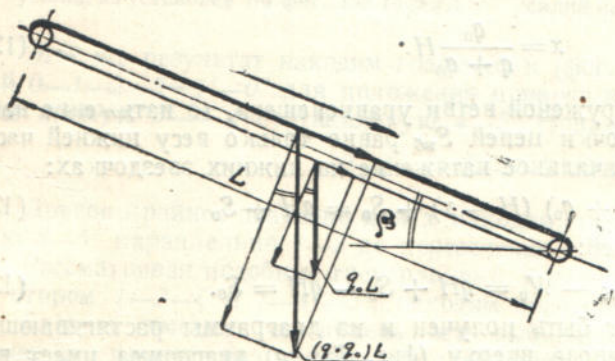
Для углов наклона  $\beta < \beta_0$  привод следует устанавливать в конце грузной ветви, то-есть внизу, а для углов  $\beta > \beta_0$  — в противоположном конце, то-есть вверх.

г) Положение привода на высокой вертикальной установке

Рассмотрим случай вертикальной элеваторной установки, предназначенной для подъема груза на большую высоту. Пример такого рода дает применение для подъема по шахте ковшевого конвейера взамен обычного клетьевого или скипового подъема (об этом см. ч. III, гл. IV).

Предел применению ковшевых конвейеров в качестве шахтных подъемов ставится главным образом значительным увеличением собственного веса и вследствие этого удорожанием тяговых цепей при большой глубине шахты. Для того чтобы уменьшить максимальное натяжение цепей  $S_{\max}$ , по которому и определяются их прочные размеры, привод при больших глубинах подъема переносится из своего обычного места на верхних цепных блоках в промежуточное положение на грузной ветви, как показано на фиг. 133, б.

Такая система расположения привода, требующая устройства петли с помощью одной или двух пар вспомогательных блоков, служащей для образования угла обхвата на приводных звездочках,



Фиг. 132. Наклонная установка с движением груза вниз.



Фиг. 133. Положение привода на высокой вертикальной установке.

хотя и вызывает известное конструктивное усложнение, но дает значительное снижение наибольшего натяжения.

Определим, при каком положении привода (или расстоянии его  $x$  от верхних звездочек) натяжение  $S_{\max}$  получается наименьшим. Для упрощения вывода не будем принимать во внимание вредные сопротивления на установке, тем более, что они невелики по сравнению с сопротивлением поднимаемого груза. В таком случае, при высоте подъема  $H$  м, тяговая сила

$$W_0 = qH. \quad (116)$$

Величина тяговой силы, при условии, что вредные сопротивления на установке не учитываются, сохраняет это свое значение независимо от положения привода. Если привод установлен так, что натяжение на сбегавшей с него ветви равно наименьшему допустимому  $S_5 = S_0 = S_1$ , то и на набегающей ветви должно быть наименьшее возможное натяжение

$$S_{\text{аб. мин}} = W_0 + S_0 = qH + S_0. \quad (117)$$



В случае расположения привода вверху (фиг. 133, а); натяжения на сбегающей и набегающей ветви равны соответственно

$$S_3 = q_0 H + S_0, \quad (118)$$

$$S_2 = (q + q_0) H + S_0 = qH + (q_0 H + S_0) = W_0 + S_3. \quad (119)$$

В какой бы точке на грузе ветви не был установлен привод, натяжение  $S_3$  не меняет своего значения, т. е. не может быть меньше, чем по уравнению (118).

Таким образом максимальное натяжение цепей на установке, которое не может быть меньше тяговой силы в сумме с  $S_0$  или веса порожней ветви в сумме с  $S_0$ , в оптимальном случае равно тому из них, которое больше. Сравнивая выражения (117) и (118), видим, что при одинаковом  $S_0$ , в случае  $q > q_0$ , предел уменьшению максимального натяжения ставит величина тяговой силы  $W_0$ , а в случае  $q_0 > q$  — вес порожней ветви  $q_0 H$ .

В обоих случаях, которые рассмотрим отдельно, будем передвигать привод от верхних блоков по грузе ветви. Этим мы уменьшаем длину и вес находящегося ниже привода грузе участка и увеличиваем длину и вес грузе участка над приводом. А так как при промежуточном положении привода верхние блоки являются холостыми и служат только отклоняющими, то верхний грузе участок над приводом уравнивается и получает рабочее движение от веса нисходящей порожней ветви  $q_0 H$  и следовательно на всю эту величину  $q_0 H$  уменьшает натяжение набегающих на привод цепей, т. е. уменьшает максимальное натяжение на установке.

**С л у ч а й 1.**  $q > q_0$ . опускаем привод на такую высоту, чтобы вес верхнего грузе участка был равен весу всего нисходящего порожнего. При этом

$$q_0 H = (q + q_0) x, \quad (120)$$

откуда

$$x = \frac{q_0}{q + q_0} H. \quad (121)$$

Так как верхняя часть грузе ветви уравнивается, то натяжение набегающих на приводные звездочки цепей  $S_{нб}$  равно только весу нижней части грузе ветви плюс первоначальное натяжение на нижних звездочках:

$$S_{нб} = (q + q_0) (H - x) + S_0 = qH + S_0 \quad (122)$$

и натяжение сбегающих цепей:

$$S_{сб} = S_{нб} - W_0 = qH + S_0 - qH = S_0. \quad (123)$$

Этот же результат может быть получен и из диаграммы растягивающих усилий. При положении привода вверху (фиг. 133, а) диаграмма имеет вид (фиг. 134): 0—1—2—3—1'—0'. Передвигая привод от 3 к 1, устанавливаем его в положении, при котором  $S_{нб}$  получает значение по уравнению (117). Для этого из точки 3 проводим прямую 3—5, параллельную 1—2, до пересечения с 1—1'. Из подобия треугольников 1—2—С и 1—4—5 имеем:

$$\frac{H}{H - x} = \frac{(q + q_0) H}{qH}, \quad (124)$$

откуда и определяется  $x$  (уравнение 121).

**С л у ч а й 2.**  $q_0 > q$ . Максимальное натяжение цепей, определяемое весом их на порожней стороне, получается на верхних звездочках и равно  $S_3$  по уравнению (118). Для того чтобы натяжение набегающей на приводные звездочки ветви было не больше  $S_3$ , нужно, чтобы вес находящейся ниже привода грузе ветви в сумме с начальным натяжением  $S_0$  был  $\leq S_3$ :

$$(q + q_0) (H - x) + S_0 \leq q_0 H + S_0,$$

откуда

$$x \geq \frac{qH}{q + q_0} = x_1. \quad (125)$$



Продолжая опускать привод, то-есть увеличивая значение  $x$ , можно довести величину натяжения набегающей на приводные звездочки ветви до ее минимального значения (117).

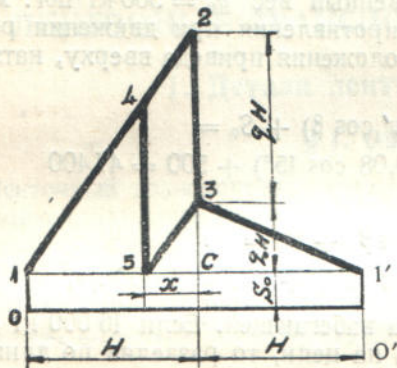
Второе крайнее значение  $x$  находится из

$$(q + q_0)(H - x) + S_0 \geq qH + S_0,$$

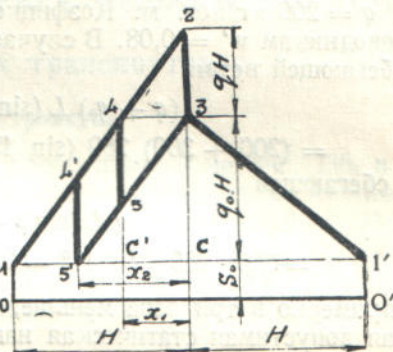
откуда

$$x \leq \frac{q_0 H}{q + q_0} = x_2. \quad (126)$$

Выражения (125) и (126) дают те предельные значения  $x$ , при которых наибольшее натяжение на установке не превосходит своего теоретического минимума по выражению (90).



Фиг. 134. Диаграмма растягивающих усилий на установке по фиг. 133 ( $q > q_0$ ).



Фиг. 135. Диаграмма растягивающих усилий на установке по фиг. 133 ( $q_0 > q$ ).

Этот же результат находим графически (фиг. 135). На диаграмме натяжений  $0-1-2-3-1'-0'$  для положения привода вверху проводим горизонтальную прямую  $3-4$  и вертикальную  $4-5$ . Новая диаграмма имеет вид:

$$0-1-4-5-3-1'-0'.$$

Другое крайнее значение для  $x$  находим, проведя, по предыдущему, прямую  $3-5'$  параллельно  $1-2$  до пересечения с  $1-1'$ .

Рассматривая подобные треугольники: в первом случае  $1-2-C$  и  $1-4-C'$ , во втором  $1-2-C$  и  $1-4'-5'$ , находим значения (125) и (126) для  $x_1$  и  $x_2$ .

Следует отметить, что возможность выбирать в известных пределах положение для привода без увеличения наибольшего натяжения цепей на установке может иногда оказаться весьма полезной в практических случаях сооружения конвейерного шахтного подъема.

Из сравнения значения для  $S_{макс}$  при установке привода вверху (уравнение 89) и в промежуточном положении на грузовой ветви видно, что во втором случае  $S_{макс}$  получается значительно меньше, чем в первом.

При  $q = q_0$  и практически относительно небольшом значении  $S_0$  уменьшение натяжения цепей получается предельным, достигая почти 50%.

#### д) Применение двух или нескольких приводов

В некоторых случаях, на имеющих большую протяженность, сложных по контуру и сильно загруженных транспортных установках, вместо одного ставятся два или больше синхронно работающих приводов, принимающих на себя каждый часть общей нагрузки. Такие синхронизированные «парциальные» приводы, применяемые например на подвесных цепных конвейерах (об этом подробнее см. ч. III, гл. V), дают возможность в некоторых случаях ограничиться одним транспортным устройством повышенной длины вместо двух или больше последовательных.



Однако применение парциальных приводов достигает цели не во всех подобных случаях. Так, например, на высоких вертикальных установках (по фиг. 133), при обычных соотношениях  $q$  и  $q_0$  имеет место второй случай ( $q_0 > q$ ), поэтому уменьшение  $S_{\max}$  лимитируется весом порожней ветви, и два привода на грузной ветви не уменьшают  $S_{\max}$ . Применение парциальных приводов может оказаться эффективным в случае длинных наклонных установок с грузной восходящей ветвью, так как по сравнению с вертикальной установкой такой же высоты и производительности натяжение на грузной ветви возрастает, а на порожней убывает на величину вредных сопротивлений на проводниках. Случай эффективности парциальных приводов рассмотрим на численном примере.

Наклонный конвейер длиной  $L = 280$  м, расположенный под углом  $\beta = 15^\circ$  к горизонту (фиг. 131), имеет собственный вес  $q_0 = 300$  кг/пог. м и вес груза  $q = 200$  кг/пог. м. Коэффициент сопротивления при движении роликов по проводникам  $w' = 0,08$ . В случае расположения привода вверху, натяжение на набегающей ветви

$$(q + q_0) L (\sin \beta + w' \cos \beta) + S_0 = \\ = (200 + 300) 280 (\sin 15^\circ + 0,08 \cos 15^\circ) + 500 = 47\,400$$

и на сбегающей

$$q_0 L (\sin \beta - w' \cos \beta) + S_0 = \\ = 300 \cdot 280 (\sin 15^\circ - 0,08 \cos 15^\circ) + 500 = 16\,100 \text{ кг,}$$

т. е. примерно в три раза меньше, чем на набегающей. Если 16 000 кг — предельная допустимая статическая нагрузка на цепи, то разделив по длине грузную ветвь на три участка и установив два промежуточных привода, получаем наибольшее натяжение на грузной ветви  $47\,400 : 3 = 15\,800$  кг, то-есть в указанных пределах.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Подробное рассмотрение аналогичного случая см. «Уголь» № 66, 1931, стр. 65.



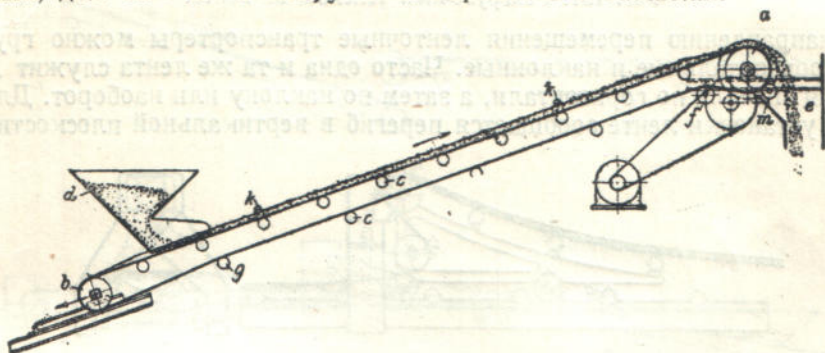
### ГЛАВА III

## ЛЕНТОЧНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ С ГИБКОЙ ЛЕНТОЙ

### 1. Детали ленточных транспортеров

#### § 1. Общее устройство

Ленточный транспортер, схематически изображенный на фиг. 136, в основном имеет следующее устройство. Бесконечная лента огибает два концевых барабана — передний, или головной, *a* и задний, или хвостовой, *b*. Передний барабан служит обычно приводным и, как сильнее нагруженный, принимается несколько большего диаметра, чем хвостовой. Хвостовой барабан часто делают натяжным, для чего его монтируют на каретке или салазках.



Фиг. 136. Схема ленточного транспортера.

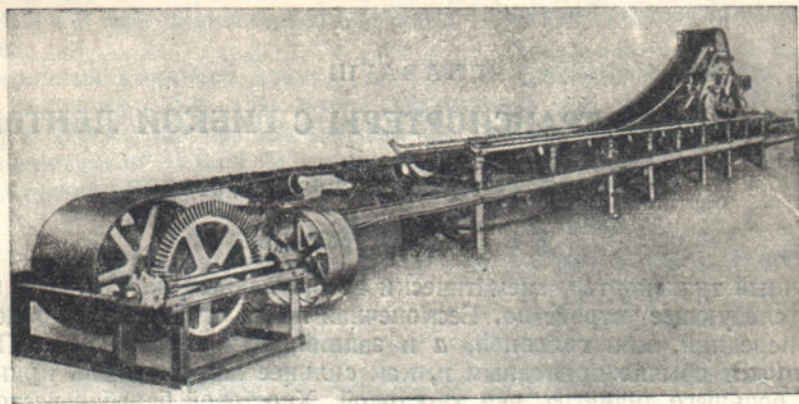
Обе ветви ленты, верхняя — груженная и нижняя — порожняя, поддерживаются по всей длине роликами *c*, устанавливаемыми на груженной ветви чаще, чем на порожней. Для того чтобы, в целях компактности, несколько сблизить обе ветви и вместе с тем увеличить угол обхвата на ведущем барабане, у обеих концевых конструкций устанавливаются направляющие ролики *f* и *g*, причем первый ролик, на который давление ленты передается сильнее, принимается большего диаметра, чем остальные. Кроме того, чтобы лента при быстром движении не отклонялась в стороны, а сохраняла положение строго по продольной оси, по длине ее иногда монтируется несколько пар направляющих или «дефлекторных» роликов *k*, оси которых расположены перпендикулярно плоскости краев ленты.

Через загрузочную воронку *d* транспортируемый материал сыпается на ленту и, располагаясь на ней слоем, уносится в направлении движения верхней ветви. Разгрузка материала с ленты происходит либо на конце транспортера с приводного барабана (в воронку *e*), либо в промежуточных пунктах установки, для чего применяется специальное сбрасывающее устройство. Наиболее распространенный тип этого устройства — разгрузочная тележка, движущаяся вдоль горизонтального транспортера по особым рельсам, изображена на фиг. 137 и 138. Тележка несет два барабана *h* и *i*, огибаемые лентой наподобие буквы S. Сыпавшийся при огибании лентой верхнего барабана материал попадает



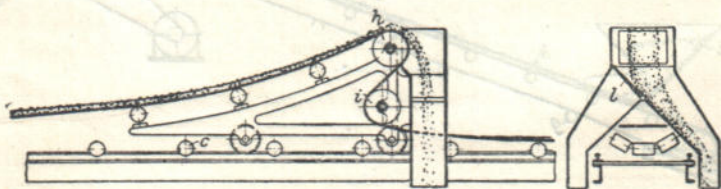
в спускные рукава тележки, по которым и стекает в одну или другую сторону, либо в обе сразу, в зависимости от положения заслонки *l*. Понятно, что для беспрепятственного передвижения тележки вдоль ленты внутреннее ее очертание должно быть вне габарита поддерживающих роликов.

Если подача материала на ленту происходит не в одном, а в ряде пунктов по длине транспортера, то погрузочные воронки либо ставятся в каждом из этих пунктов отдельно, либо, наподобие разгрузочной тележки, применяется передвижной приемный лоток, как показано на фиг. 139, *a*.



Фиг. 137. Разгрузочная тележка на ленте.

По направлению перемещения ленточные транспортеры можно группировать на горизонтальные и наклонные. Часто одна и та же лента служит для перемещения сначала по горизонтали, а затем по наклону или наоборот. Для этого по длине установки ленте сообщается перегиб в вертикальной плоскости.



Фиг. 138. Схема разгрузочной тележки.

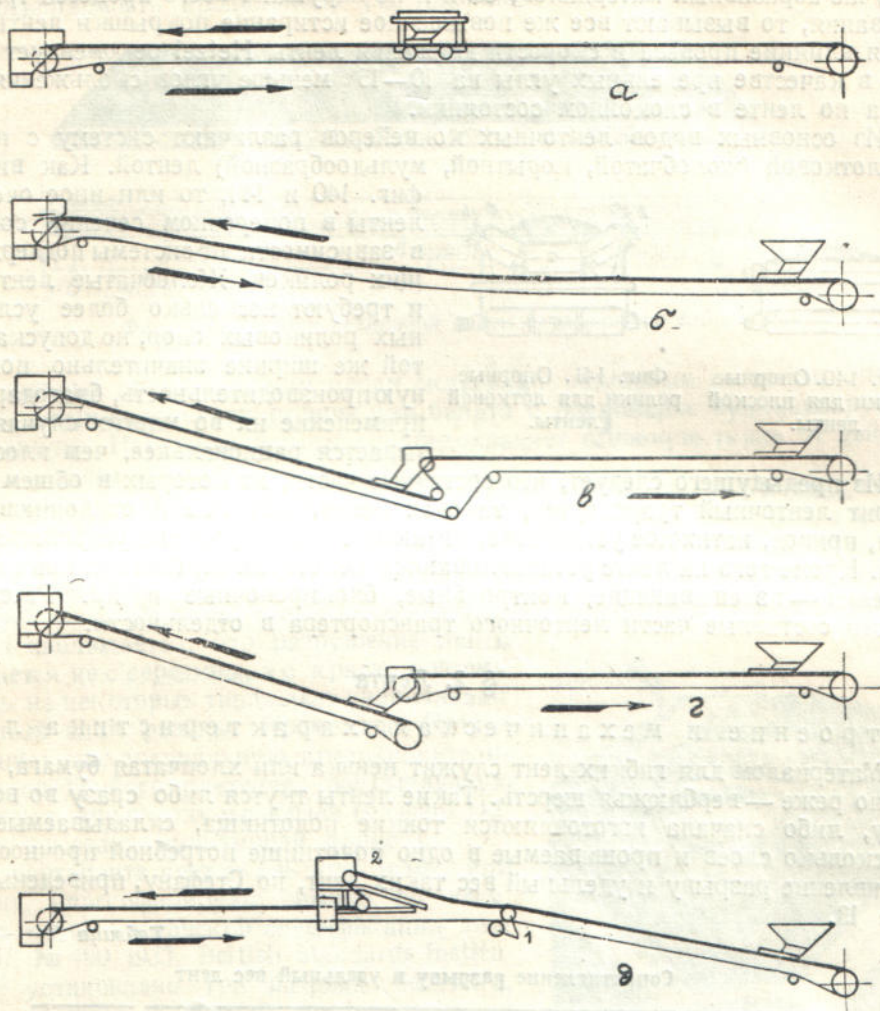
Схема транспортера с переходом от горизонтали к подъему может быть выполнена либо плавным перегибом ленты (фиг. 139, *b*), либо, если переходная криволинейная часть занимает по длине установки нежелательно много места, — с перегибом обеих ветвей ленты в одном пункте на двух барабанах каждая (поз. *e*). В случае большой длины ленты и высокой производительности оказывается иногда выгоднее установить вместо одной неразделенной ленты две отдельные с прямолинейными участками, как на фиг. 139, *г*.

Обратная схема, переход от подъема к горизонтали или от горизонтали к наклону вниз, достигается значительно проще, так как лента может быть изогнута по отклоняющим роликам *7* (поз. *d*), которые она огибает сверху. На горизонтальной ветви ленты (поз. *d*) показана передвижная разгрузочная тележка 2.

Величина допускаемого наклона ленты принимается главным образом в зависимости от угла трения материала о ленту и угла его естественного откоса в насыпке. Чтобы обеспечить материал от обратного ссыпания, угол наклона ленты  $\beta$  должен быть меньше того и другого, тем более, что в местах набегания на поддерживающие ролики лента, вследствие провисания, имеет больший уклон, чем общий наклон установки. Кроме того имеет значение и способ загрузки; так, при подаче материала на ленту с перерывами он легче начинает скатываться вниз, чем при непрерывном слое, создающем подпор расположенным выше частям.



Для предельных углов наклона  $\beta$  рекомендуется, в зависимости от рода материала, принимать следующие значения (Hetzel, а также Link-Belt, Bartlett and Snow и др.):



Фиг. 139. Схемы ленточного транспортера.

Угольные брикеты . . . . .	12°
Мытый и сортированный гравий (без песка) . . . . .	12° (14°)
Сухой песок . . . . .	15°
Руда крупная . . . . .	16°
Зерно . . . . .	16°
Сортовой уголь, антрацит и кокс . . . . .	17° (18°)
Рядовой уголь и кокс, дробленый несортированный камень . . . . .	18°
Мелко дробленый уголь, угольная мелочь, цемент . . . . .	20°
Известь порошкообразная . . . . .	23°
Формовочная земля (сухая) . . . . .	24°
Влажный песок . . . . .	27°
Свежие древесные опилки . . . . .	27°

С целью возможного уменьшения общей длины транспорта, если он служит для подъема груза на определенную высоту, углы наклона принимают иногда



выше указанных. Так, нормы Шахтоостроя предусматривают углы для крупного сортового угля  $18^\circ$  и для мелочи и рядового угля  $21^\circ$ . Необходимо однако помнить, что даже небольшие передвижки груза относительно ленты, особенно в случае абразивных материалов, если и не нарушают всего процесса транспортирования, то вызывают все же повышенное истирание покрывки ленты. Учитывая влияние провеса и скорости движения ленты Hetzel рекомендует принимать в качестве предельных углы на  $10-15^\circ$  меньше углов скольжения материала по ленте в спокойном состоянии.

Из основных видов ленточных конвейеров различают систему с плоской и с лотковой (жолобчатой, корытной, мульдообразной) лентой. Как видно из фиг. 140 и 141, то или иное очертание ленты в поперечном сечении создается в зависимости от системы поддерживающих роликов. Жолобчатые ленты хотя и требуют несколько более усложненных роликовых опор, но допускают при той же ширине значительно повышенную производительность, благодаря чему применение их во многих случаях оказывается рациональнее, чем плоских.



Фиг. 140. Опорные ролики для плоской ленты.



Фиг. 141. Опорные ролики для лотковой ленты.

Из предыдущего следует, что составные части, из которых в общем случае состоит ленточный транспортер, таковы: лента, опорные и отклоняющие ролики, привод, натяжное устройство, питающие и разгрузочные устройства и станина. Кроме того на ленте устанавливаются некоторые вспомогательные приспособления — взвешивающие, контрольные, блокировочные и др. Рассмотрим все эти составные части ленточного транспортера в отдельности.

## § 2. Лента

### а) Строение и механическая характеристика ленты

Материалом для гибких лент служит пенька или хлопчатая бумага, значительно реже — верблюжья шерсть. Такие ленты ткются либо сразу во всю толщину, либо сначала изготавливаются тонкие полотнища, складываемые затем в несколько слоев и прошиваемые в одно полотнище потребной прочности. Сопротивление разрыву и удельный вес таких лент, по Стефану, приведены в таблице 13.

Таблица 13

Сопротивление разрыву и удельный вес лент

Род ленты	Разрывающая нагрузка (кг/см <sup>2</sup> )	Удельный вес
Тканые пеньковые ленты (гладкопрокатные) . . . . .	400—500	0,75—0,80
Ленты из пеньковой пряжи (слоями)	750	0,75—0,80
Тканые хлопчатобумажные ленты .	350	0,75—0,80
Прошитые ленты из хлопчатобумажной ткани . . . . .	400—450	1,1
Лента из верблюжьей шерсти . . .	300	1,1

Как видно из таблицы, пеньковые и хлопчатобумажные ленты обладают высокой прочностью и небольшим удельным весом. Несмотря на это, применение их сравнительно ограничено, вследствие присущей таким лентам сильной гигроскопичности, а также подверженности быстрому износу и истиранию. Поэтому при транспортировании твердых и острогранных материалов, как уголь,



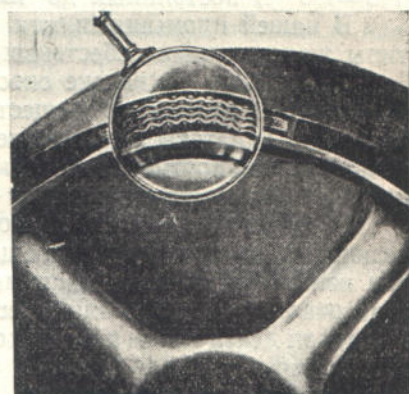
руда, щебень и пр., предпочитают более стойкие и долговечные резиновые или балатовые ленты. Основу тех и других составляет складываемая в несколько слоев хлопчатобумажная ткань, сообщающая ленте необходимую прочность и сопротивляемость продольному растяжению.



Фиг. 142. Сечение резиновой ленты ступенчатого типа.

Отдельные прокладки или пряди склеивают резиновым составом, спрессовывают, покрывают слоем резины или балата и равномерно вулканизируют во всю толщину. Наружная покрывка предохраняет основную ткань от действия влаги и износа.

На фиг. 142 изображена в сечении резиновая лента фирмы Robins. Чтобы увеличить срок ее службы, иногда защитный слой резины утолщается в месте наибольшего износа ленты — на рабочей поверхности по середине. Для этого одна или две пряди делаются не во всю ширину сечения, а только по краям (ступенчатый тип). Обычный тип ленты имеет прокладку только во всю ширину. Иногда наблюдается, что разрушение ленты начинается не с середины, а с краев, поэтому и здесь на некоторых типах лент увеличивают защитный слой резины. Кроме того Robins применяет еще специальную предохранительную ткань грубого плетения, закрывающую основные ткани сверху и с краев (на фиг. 142, снизу, показана пунктирной линией).



Фиг. 143. Продольный разрез по изогнутой по барабану ленте. (Continental).

В сортаменте лент ткань прокладок, или белтинг, классифицируют обычно по весу. Так, в новой британской спецификации лент (Specif. № 490/1933, British Standards Institution)<sup>1</sup> установлено три разряда белтинга, для лент типа А, В и С, предназначенных для работы соответственно по тяжелым абразивным, средним и легким материалам, — веса 1,02; 0,907 и 0,704 кг/м<sup>2</sup>.

Прочность ленты в продольном направлении должна быть выше, чем в поперечном. Для этого продольная ткань или основа ткется из более толстых шнурков, располагаемых более густо, чем поперечная ткань или уток. Продольный разрез ленты, на котором видна толщина шнурков основы и утка, показан на фиг. 143.

Толщина резинового покрова (покрывка, обкладка) делается с нижней, обращенной к барабану, стороны толщиной 1—2 мм, а с верхней стороны — от 1 до 7 мм, в зависимости от рода материала (нормы DIN). В британских нормах предусмотрены три градации толщины верхней обкладки для лент типа А, В и С, соответственно, — 4,8; 3,2 и 0,8 мм. Некоторые американские фирмы начинают толщину верхней обкладки для цемента, мелкого угля и песка — 1,6 мм, для рядового угля, шлака, щебня — 3,2 мм, для свежесдробленного угля, тяжелой руды и вообще для неблагоприятных условий работы — 4,8 — 6,3 мм.

<sup>1</sup> «Colliery Gardian», 1933, № 3782, стр. 1155.



В проекте норм Резинотреста толщина обкладок принята следующая:

Таблица 14

Толщина обкладок на ленте (Резинотрест)

	На рабочей поверхности (мм)	На нерабочей поверхности (мм)
Для зерна и порошкообразных материалов . . .	0,75	0,75
Для мелкозернистых материалов средней степени твердости . . . . .	1,50	0,75
Для кусковых материалов средней твердости (уголь, гравий, крупный песок и пр.) . .	2,50	1
Для тяжелых твердых руд, камня, кокса, клинкера и пр.) . . . . .	3	1

Правила технической приемки резиновых лент предусматривают, что при температуре от  $-20^{\circ}$  до  $+120^{\circ}$  гибкость лент не должна заметно изменяться, а наружные резиновые слои не должны деформироваться. Этим определяются для резиновых лент предельные температуры их работы, которых лучше, впрочем, избегать, если не применены специальные, например сидоритовые, покрышки, при которых лента без вреда может работать при временных температурах до  $140-150^{\circ}$  и постоянных до  $120^{\circ}$ .<sup>1</sup>

В нашей промышленности начинают входить в употребление специальные типы жароупорных асбестовых лент.

Совершенно таким же способом, как из резины, изготавливаются ленты из балата — органического вещества, близкого к резине по своим свойствам.<sup>2</sup> Стоимость балатовых лент ниже, чем резиновых; балата несколько прочнее резины и лучше противостоит всякого рода механическим повреждениям с поверхности и проникновению влаги в ткани ленты.

Вследствие меньшей влагопроницаемости, балатовые ленты лучше, чем резиновые, служат при перемещении сырых и влажных материалов. При частичном изнашивании, если например в ленте остаются 4—5 прокладок из восьми, балатовая лента продолжает еще работать удовлетворительно. Ремонтируется балатовая лента также несколько легче, чем резиновая. Кроме того балата меньше окисляется с течением времени, чем резина, которая становится вследствие этого хрупкой.

Однако балатовые ленты не выдерживают столь высоких температур; уже примерно при  $50^{\circ}\text{C}$  балата становится вязкой, поэтому температура выше  $40^{\circ}\text{C}$  считается для нее недопустимой. Кроме того балатовые ленты не обладают эластичностью резиновых, так что требуют большего диаметра барабанов и менее пригодны для лотковых лент, которые, образуя лоток, должны свободно прогибаться по роликам. Кроме того, по технологическим условиям, на балатовых лентах не делается утолщенный предохранительный слой, что уменьшает их ценность при перемещении острогранных и крупнокусковых материалов.

Прочность ленты, как указывалось, создается прокладками. Поэтому ее считают пропорциональной суммарной ширине прокладок или, что то же, произведению из ширины прокладок (ленты) на число их.

Резиновый слой обеих обкладок, так же как и резиновые прослойки между прокладками, почти не увеличивает прочности ленты на растяжение, так как

<sup>1</sup> «Fördertechnik und Frachtverkehr» 1931, № 6, стр. 83. У нас завод Промтехника изготавливает жароупорные ленты с двухмиллиметровой наклейкой асбестовой ткани для температур  $150^{\circ}\text{C}$ . Стоимость их на 10—15% выше обычных.

<sup>2</sup> Балата—смола камедного дерева, вывозимого из Вест-Индии и сев.-вост. побережья Южной Америки. См. «Mechanical Handling» январь 1931 стр. 23.



вследствие высокой эластичности резины по сравнению с прокладками она не может передавать сколько-нибудь значительных усилий при тех небольших величинах втяжки, которые получает под нагрузкой лента в целом.

□ При расчете ленты весьма существенное значение имеет правильный выбор коэффициента прочности. В существующих нормах он принимается равным 12—16.

Столь высокий коэффициент прочности по сравнению с обычными коэффициентами в машиностроении находит объяснение в специфических особенностях свойств ленты и условий ее эксплуатации.

Основными факторами увеличения запаса прочности являются неравномерность распределения нагрузки между отдельными прокладками, а следовательно и напряжения в них, и добавочное напряжение от изгиба при огибании лентой барабанов.

Неравномерность распределения напряжений в прокладках в свою очередь является следствием неполной однородности их. Поэтому нагрузка всей ленты не должна превышать той величины, при которой в прокладках, дающих наименьшее удлинение и потому передающих наибольшее растягивающее усилие, возникают близкие к разрывающим напряжения.

Чем больше количество прокладок в ленте, тем менее равномерным получается распределение между ними напряжений. Это видно, например, из таблицы 15, представляющей результаты опытов НИИПТ над лентами нашего изготовления. В первом столбце этой таблицы показано количество прокладок в ленте, во втором и третьем — наименьшее и наибольшее временное сопротивление разрыву в кг на погонный см ширины прокладок при разрыве их совместно в ленте, в четвертом и пятом — то же при разрыве в отдельности по одной.

В последнем столбце даны значения коэффициента неравномерности, равного отношению действительной величины временного сопротивления образца к идеальному, т. е. сумме сопротивлений всех остальных прокладок.

Таблица 15

Временное сопротивление разрыву прокладок ленты

Количество прокладок в ленте	Временное сопротивление при разрыве в ленте (кг/см)		Временное сопротивление при разрыве в отдельности (кг/см)		Коэффициент неравномерности
	наименьш.	наибольш.	наименьш.	наибольш.	
2	70,0	81,0	76,2	84,0	0,906
3	52,2	70,0	54,2	71,4	0,836
4	50,6	55,0	66,0	73,1	0,752
6	45,0	60,4	60,0	70,0	0,736
7	42,8	45,7	51,4	71,0	0,684
8	47,5	50,0	54,6	75,4	0,694

Те же опыты показали, что в некоторых случаях в восьмислойной ленте, после разрыва одной прокладки, общее сопротивление разрыву ленты возрастало за счет более равномерного распределения напряжения в оставшихся целыми семи прокладках.<sup>1</sup>

Понятно, что чем ниже коэффициент неравномерности, тем большим должен быть принят запас прочности  $k$ .

В проекте норм DIN коэффициент прочности  $k$  принят от 12 до 16 в зависимости от числа прокладок  $i$ :

для $i = 3$	4	5	6	8	10
» $k = 12$	13	14	15	15,5	16

<sup>1</sup> См. «Вестник инженеров и техников» № 4, 1934, инж. В. А. Николаевский. К вопросу о прочности транспортерных резиновых лент на разрыв и расслаивание.



В другом проекте норм DIN («Faberg Mittelungen», 1931, № 1) предложено принимать

для $i = 3 - 5$	$k = 12$
» $i = 6 - 8$	$k = 13$
» $i = 10$	$k = 14$

т. е. несколько меньшие коэффициенты прочности.

И наконец в окончательных нормах 1933 г. запас прочности еще понижен, а именно:

для $i = 3-5$	$6-9$	$10-14$
» $k = 11$	$12$	$13$

Сообразуясь с результатами многочисленных опытов над лентами, как отечественными, так и иностранными, наметилась общая тенденция некоторого снижения запасов прочности  $k$ , так как с увеличением его повышается количество принимаемых в ленте прокладок, а следовательно повышается коэффициент неравномерности их нагрузки. Поэтому из двух приведенных расчетных норм можно рекомендовать для практики последние ( $k = 12 - 14$ ).

Вторая причина все же относительно высоких значений  $k$  заключается в том, что лента рассчитывается только на растяжение, между тем как к напряжению на растяжение при огибании барабанов прибавляется напряжение от изгиба, которое получается тем больше, чем больше отношение толщины ленты  $s$  к диаметру барабана  $D$ . Величина этого добавочного напряжения пока изучена в недостаточной степени. Но уже сейчас на основе опытов имеется предложение<sup>1</sup> назначать коэффициент  $k$  в зависимости от обоих факторов  $i$  и  $\frac{s}{D}$ , как приведено в таблице 16.

Таблица 16

Коэффициент прочности  $k$  в функции от  $i$  и  $\frac{s}{D}$

$\frac{s}{D}$	$i = 3 - 5$	$i = 6 - 9$	$i = 10 - 14$
1 : 100	9	10	11
1 : 85	10	11	12
1 : 70	11	12	13
1 : 60	12	13	14
1 : 50	13	14	15

Как видно из этой таблицы, коэффициент  $k$  возрастает с увеличением  $i$  и  $\frac{s}{D}$ .

Для наиболее часто встречающихся значений  $i$  и  $\frac{s}{D}$  он колеблется от 11 до 14.

Еще три фактора, в силу которых принимаются высокие значения  $k$ : 1) явление усталости (старения) ленты как вследствие перегибов, так и температурных влияний, из-за чего лента ослабляется; 2) практически продолжающееся использование ленты и после некоторого ослабления ее вследствие механического износа части прокладок и 3) стремление избежать большой вытяжки (остаточных деформаций) ленты, которая неизбежно происходит в ней, так как, по опытным данным, допускаемые напряжения в ленте превышают предел ее упругости.

Прочность тканей прокладок принимается не одинаковой в разных нормах. Британские нормы для белтинга упоминавшегося веса 1,02; 0,907 и 0,704 кг/м<sup>2</sup> (ленты типа А, В и С) принимают соответственно среднюю прочность основы не ниже 71,4; 67,0 и 62,5 кг на 1 см ширины прокладки и половину этих значений для утка.

<sup>1</sup> Heydt, Der Einfluss des Elastizitätsmodul von Förderbändern auf die Bandberechnung und Ermittlung, «Braunkohle», 1933, № 2, стр. 21.



По нормам Резинотреста вес погонного метра ленты равен:

$$q_a = B(ai + 1,4s') \text{ кг/м,} \quad (127)$$

где  $B$  — ширина ленты в метрах,

$a$  — толщина ленты, приходящаяся на одну прокладку, в мм,

$s'$  — толщина обеих обкладок,

$i$  — число прокладок.

Толщина ленты, приходящаяся на одну прокладку, равна здесь 1,25 мм.

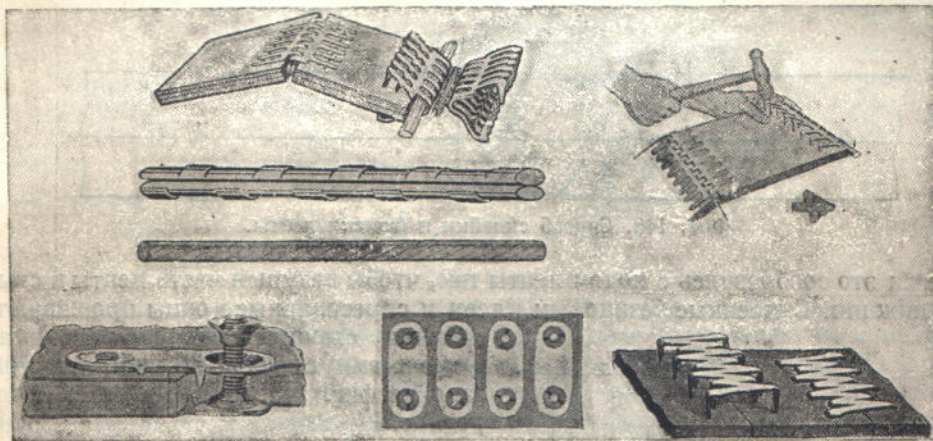
В нормах DIN вес ленты исчисляется по формуле:

$$q_a = 1,4B(i + s') \text{ кг/м} \quad (127')$$

(при тех же обозначениях). Понятно, что эта формула применима только для принятой в DIN толщины основной ткани.

### в) Соединение концов ленты

Завод, изготавливающий ленту, может доставлять ее на место установки бесконечной, с вулканизированным соединением концов. Такие бесконечные ленты имеют преимущество более ровного и гладкого соединения концов. Кроме того монтаж бесконечных лент можно производить при низкой температуре, причем экономится довольно длительное время, потребное на всю эту операцию.

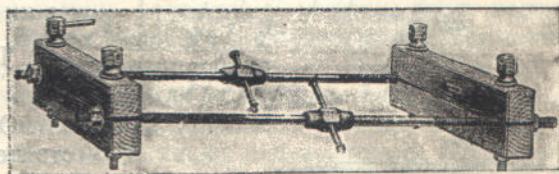


Фиг. 144. Сшивка концов ленты встык.

Однако самый порядок монтажа роликоопор и барабанов в случае бесконечной ленты несколько усложняется, поэтому значительно чаще лента доставляется на установку с заводских складов в виде незамкнутого стрелка.

Соединение концов ленты выполняется одним из трех способов: 1) с помощью специальных зажимов или скрепок, 2) сшивкой и 3) склейкой.

Первый способ (фиг. 144), имеющий перед двумя другими преимущество быстроты выполнения соединения, нашел ограниченное применение,<sup>1</sup> больше для временного скрепления (см. подземные ленты); значительно более совершенны второй и третий способы.



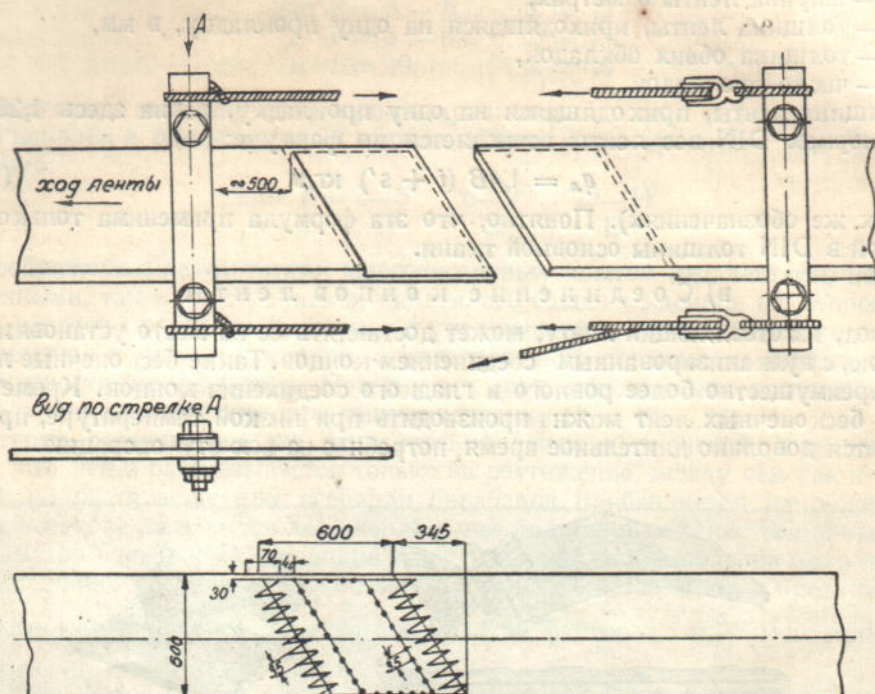
Фиг. 145. Стяжное устройство для ленты.

Во всех случаях концы ленты защемляются в зажимах и стягиваются с помощью натяжного прибора — винтового, как на фиг. 145, или канатного, как на фиг. 146.

<sup>1</sup> Расчет проволочного крючкового соединения показал, что сечение ленты ослабляется им на  $46\%$  — см. «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1934, № 7/8, стр. 93. В последнее время в Америке часто применяют скрепки, подобные изображенной на фиг. 144 слева внизу.

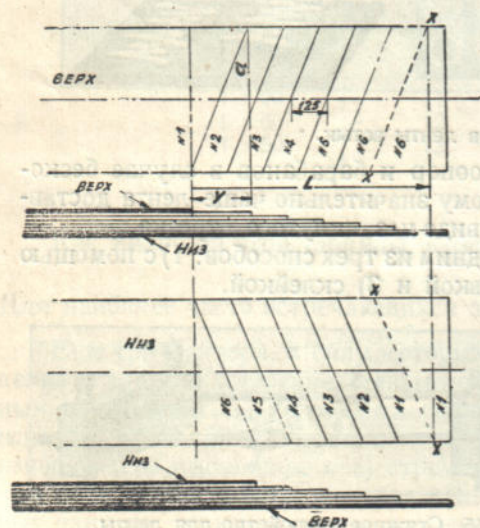


Способ сочетания склейки и сшивки, выполняемый внахлестку, виден на той же фиг. 146. Каждый из концов ленты срезается наискось, расщепляется по середине и одна половина расщепленной части на каждом конце отрезается.



Фиг. 146. Способ склейки и сшивки ленты.

Делается это сообразуясь с ходом ленты так, чтобы ведущая часть ленты в стыке была нижняя. Склеенные резиновым клеем и спрессованные концы прошиваются гибкими сыромятными ушивальниками (ремешками) сначала по шву, как показано на фиг. 146, внизу, а затем по середине.<sup>1</sup>



Фиг. 147. Склейка концов шестислойной ленты внахлестку.

Для полноты характеристики ленты в настоящее время подвергают следующим измерениям и испытаниям:

<sup>1</sup> Подробнее об этом см. К. В. Алферов, Монтаж, эксплуатация и обслуживание ленточных транспортеров, 1932.

Способ склейки ленты косыми ступенями, нарезанными по числу прокладок, виден на фиг. 147 (Goodrich).

Косые срезы ленты в обоих случаях обеспечивают более плавное прохождение ленты по роликам и барабанам и большую гибкость шва. Правильно выполненный шов не должен иметь на стыке ни утолщений, ни перекосов.

#### г) Технические условия на ленты

От механических и химических свойств ленты в значительной степени зависит срок ее службы. Поэтому при поставке ленты следует проверять испытанием, соответствует ли она определенным техническим условиям.



- 1) измерение толщины и ширины,
- 2) определение веса,
- 3) определение сопротивления на разрыв и удлинение резины обкладок,
- 4) то же — для прокладок,
- 5) испытание на расслаивание прокладок и обкладок,
- 6) испытание на старение резины под действием повышенных температур,
- 7) испытание на гигроскопичность.

Для характеристики норм допусков для размеров и веса лент и требующейся степени точности в их изготовлении приведем соответственные данные из британских стандартов: допуск по ширине ленты до  $\pm 1\%$  для узких и до  $0,8\%$  для широких лент и по весу прокладок  $\pm 2\%$  в условиях относительной влажности  $60-70\%$  и  $t=21^\circ\text{C}$ . Для всей ленты нормы DIN дают допуск по весу единицы длины  $\pm 5\%$ .

Для сопротивления разрыву и удлинению резины обкладок британские и германские нормы дают значения, помещенные в таблице 21.

Таблица 21

Характеристика механических свойств материала резиновых обкладок

Нормы	Тип ленты	Временное сопротивление разрыву (кг/см <sup>2</sup> )	Удлинение %
Британские BSS	A	246	550
	B	176	450
	C	105	350
Германские DIN	N	190	450
	S-1	235	475
	S-2	235	475

Данные о нормах прочности ткани прокладок приведены выше. Для норм удлинения прокладок британские стандарты дают не меньше  $4\%$  и не больше  $10\%$  под нагрузкой  $17,8$  кг на  $1$  см ширины прокладки ( $1$  фунт на  $1''$ ) и германские — удлинение не больше  $25\%$  при приложении разрывающей нагрузки. Практические эксплуатационные соображения, заставляющие ограничивать допустимое удлинение лент, сводятся к стремлению иметь не слишком большой ход каретки на натяжном устройстве и вместе с тем возможно реже перешивать ленту вследствие ее вытяжки.

Существенное значение имеет испытание ленты на расслаивание, так как при возникновении этого явления в работающей ленте она очень быстро приходит в негодность.

Главной причиной расслаивания ленты является многократный перегиб ее на барабанах, кроме того расслаиванию способствуют возникающие между прокладками скалывающие напряжения вследствие неодинаковой вытяжки смежных прокладок. В качестве метода рядового лабораторного испытания измерения количества перегибов до начала расслаивания неприменимо вследствие большой его длительности. Поэтому практикой установлен иной метод определения силы сцепления и сопротивления расслаиванию — установление скорости отдиранья (отслаивания) прокладок или обкладок под действием определенной нагрузки, приходящейся на единицу ширины испытуемого образца.

По нормам DIN, к зажиму, схватывающему один конец расслаиваемого, имеющего в ширину  $2$  см, образца ленты, другой конец которой укрепляется неподвижно, подвешивается груз в  $8$  кг. На обкладке толщиной меньше  $2$  мм подвешивается груз в  $6$  кг. Скорость происходящего под действием этого груза дальнейшего отслаивания не должна превышать  $15$  мм в  $2$  минуты.<sup>1</sup> Аналогичным образом производится изменение силы сцепления между отдельными проклад-

<sup>1</sup> «Faberg Mitteilungen», 1932, № 1 DIN, Berg 2102.



ками или прокладкой с обкладкой и по британским стандартам, причем величина нагрузки дается разная, в зависимости от типа ленты, и для сцепления обкладок и прокладок она несколько меньше, чем между прокладками.<sup>1</sup>

Для испытания на старение образец ленты выдерживается (по проекту DIN) в термостате в течение 144 часов (шести суток) при  $t = 70^{\circ}\text{C}$  и при постоянном равномерном протоке воздуха. После этого над предварительно испытанным на разрыв, удлинение и расслаивание образцом производятся повторные опыты, причем понижение механических качеств образца не должно превышать определенного процента.

Для определения степени гигроскопичности ленты образец ее размерами  $2 \times 20$  см опускается в воду, несколько раз перегибается в ней в обе стороны, оставляется в воде на 24 часа и затем снова перегибается. Вынутый из воды образец насухо вытирают, слегка просушивают и взвешивают, снятый с ленты слой резины взвешивается отдельно. Приращение веса ленты определяет степень ее гигроскопичности.

Еще одно испытание, способ проведения которого пока не нормирован, намечается по определению степени сопротивления обкладки ленты механическому воздействию истирания. Желательность постановки такого испытания диктуется тем, что, как замечено, механическая прочность и износ обкладки находятся в определенной (обратной) зависимости.<sup>2</sup>

На основании экспериментального исследования лент как в производственных, так и в лабораторных условиях был введен ряд конкретных мероприятий по улучшению качества лент и повышены и уточнены нормы их приема.

Так, например, укажем на американский способ резкого уменьшения гигроскопичности белтинга. Это достигается тем, что полотно предварительно пропитывается раствором серы в скипидаре и затем просушивается. При вулканизации таких прокладок, сложенных вместе, возникает химическая реакция, вследствие которой получается более прочная чем обычно связь между резиной и волокнами ткани.

Еще один существенный практический вывод из этих исследований заключается в ревизии считавшегося рациональным количества прокладок в ленте и степени их нагрузки, а именно, как уже указывалось, в сторону понижения коэффициента прочности, а следовательно и числа прокладок. Встречавшиеся и раньше отдельные указания практиков, что «лента значительно чаще погибает преждевременно от избытка прокладок, чем от недостатка их», получили подтверждение в новых исследованиях.

Интересен в этом отношении опыт, описываемый инж. Härtig'ом,<sup>3</sup> произведенный над лентой перегрузочного моста на бурогольном руднике, длиной 316 м. В ленту, имеющую 10 прокладок, был вставлен испытательный отрезок с пятью прокладками. Опыт показал, что при достаточно длительной эксплуатации этот отрезок работал не хуже всей ленты.<sup>4</sup>

Еще один вывод из опытов — об увеличении норм для диаметра барабана — будет рассмотрен в параграфе о приводе.

Весьма существенное значение для долговечности ленты имеет также правильный уход за ней и систематический ремонт, который заключается в том, что поверхность ленты не реже 2—3 раз в месяц тщательно осматривается и все замеченные в обкладках трещины или выбоинки заделываются специальным составом или вулканизируются. Как указывается из данных иностранной практики, срок службы лент при таком уходе может быть повышен в два и три раза. Далее необходимо предохранять ленту от попадания на нее масла (жира), от дейст-

<sup>1</sup> См. «Colliery Guardian» 1933, № 3782, стр. 1155; американские нормы см. *Hetzel, Belt Conveyors*, 1922, стр. 37.

<sup>2</sup> *E. Schlobach, Güterprüfung und betriebsmäßige Behandlung von Gummiförderbändern, «Glückauf» 1932, № 22.*

<sup>3</sup> *H. Härtig, Ergebnisse von Betriebs und Laboratoriumsversuchen an Gurtvörderbändern, «Braunkohle», 1932, № 15.*

<sup>4</sup> На основании 2000 выполненных им испытаний образцов 60 лент автор рекомендует назначение запаса прочности, равного всего восьми, то-есть снижение количества прокладок в ленте примерно на 40%.



вия высоких температур, в особенности лучистой теплоты, от повреждения бортами спускной воронки, от разрушения краев вследствие трения о выступающие неподвижные части установки. Британские нормы предусматривают зазор между краями ленты и боковыми опорными конструкциями не меньше 75—100 мм.

### § 3. Опорные ролики

#### а) Классификация роликоопор

□ Опорные ролики представляют на ленточном конвейере весьма ответственный элемент установки. От правильной их конструкции, умелого монтажа и хорошего состояния в высшей степени зависит расход мощности, сохранность ленты и вообще налаженность работы конвейера.

Основные требования, предъявляемые к роликам, — малый собственный вес, возможно низкое сопротивление вращению, защищенность подшипников от пыли и грязи, удобство монтажа, осмотра, смены, смазки. Количество роликов на ленточном конвейере велико, поэтому простота и дешевизна их изготовления весьма благоприятно сказываются на общей стоимости установки.

По функции ролики можно разделить на три группы — опорные или несущие, отклоняющие и вспомогательные. Опорные ролики воспринимают только вес материала и ленты, отклоняющие ролики, на которых лента образует некоторый угол обхвата (например поджимные ролики *f* и *g* на фиг. 136), воспринимают также давление от натяжения ленты. К вспомогательным относятся специальные типы переходных роликоопор и дефлекторные (направляющие) ролики.

По типу ленточного транспортера роликоопоры разделяются на однороликовые (точнее одноосные) для простых лент и трех- или пятироликовые для жолобчатых. На обратной ветви ленты всегда ставятся однороликовые (одноосные) опоры.

По конструкции и способу изготовления ролики можно подразделить на чугунные и стальные, изготавливаемые из обрезков цельнотянутых труб, или, реже, из листовой стали штамповкой. Чугунные ролики делаются цельные — цилиндрическая часть ролика и ступица из одного куска, стальные ролики всегда собираются из нескольких составных частей. Соединение роликов с цилиндром производится на заклепках или болтах (шпильках) сваркой или просто посадкой под прессом нагорячо.

Возможность изготовления цельных чугунных роликов отливкой составляет их преимущество, которое однако снижается требующийся часто последующей механической обработкой (обточкой) их, а также большим собственным весом. На некоторых иностранных заводах с хорошо налаженным массовым выпуском чугунного литья, они все еще довольно успешно конкурируют до сих пор с другими типами конструкций. Чугунные ролики и изготавливаются и на наших заводах, однако в этой области намечается тенденция перехода на электросварку.<sup>1</sup>

Из двух конструкций роликов, вращающихся на неподвижной оси или заодно с осью в неподвижных подшипниках, преимущество отдается в последнее время нередко первому типу, главным образом вследствие более упрощенной сборки и смены роликов.

По роду подшипников различают два типа роликоопор: на подшипниках трения скольжения и трения катания — шариковые или роликовые. Преимущество подшипников трения катания состоит:

1) в уменьшении расхода, мощности на 20—40, а по некоторым данным даже на 50%;

<sup>1</sup> Имевшиеся попытки заменить металлические ролики деревянными не дали, как и нужно было ожидать, благоприятных результатов, так как незначительный выигрыш в весе не компенсировался усложнением изготовления. В эксплуатации деревянные ролики также оказались хуже металлических, так как от деформации дерева, в силу его гигроскопичности, или от одностороннего быстрого истирания поверхности ролика при случайных остановках нередко терялась круглая форма ролика и он выбывал из строя. Значительно рациональнее должна оказаться отливка роликов из легких пластмасс.



2) в уменьшении пускового момента, так как при трогании с места сопротивление на шарико- и роликоподшипниках почти не возрастает по сравнению с нормальными скоростями движения;

3) в уменьшении тягового усилия, а вследствие этого — возможности уменьшения числа прокладок в ленте;

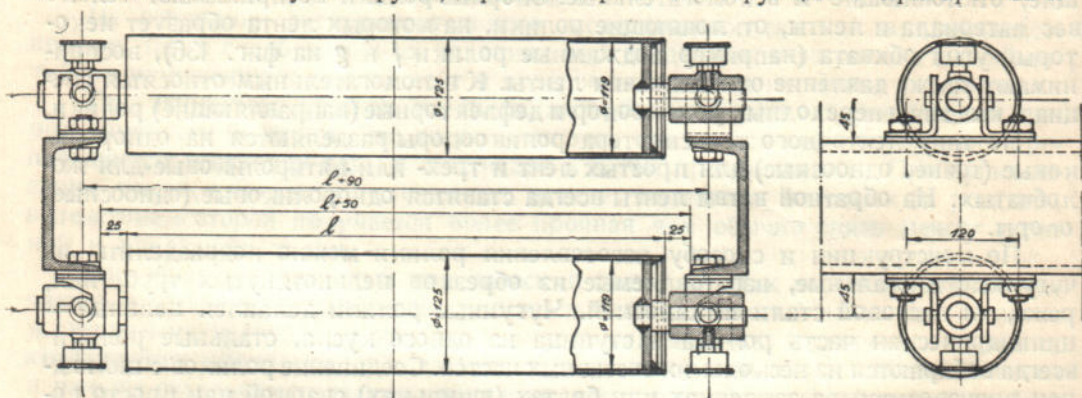
4) в более редкой смазке, а следовательно упрощенном уходе;

5) в более надежной работе, меньшем вероятности полного застопоривания роликов и вызываемого этим быстрого истирания ленты.

Все эти преимущества настолько значительны по сравнению с единственным недостатком подшипников трения катания — их несколько более высокой стоимостью, что основным типом для ленточных транспортеров должны быть безусловно признаны шарико- или роликоподшипники. В конструктивных примерах мы рассмотрим и те и другие типы.

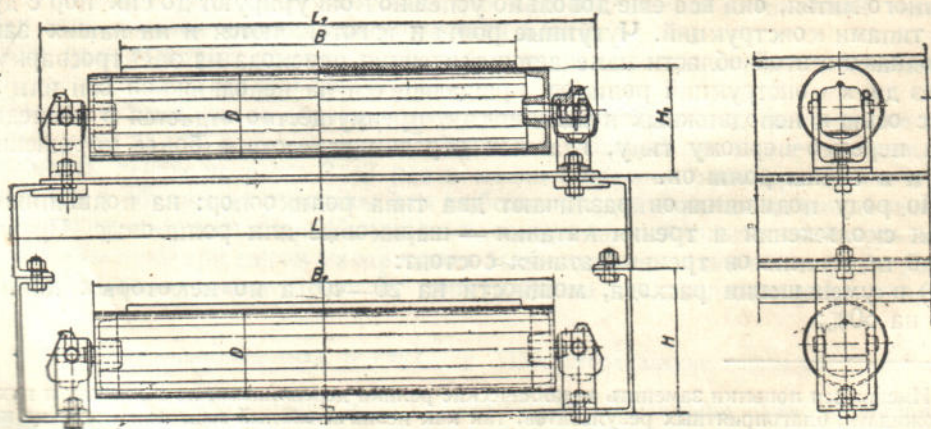
### б) Конструкция опорных роликов

Конструкции плоских поддерживающих роликов с тремя видами подшипников — скользящего трения со штаферной и кольцевой смазкой и на шариках — показаны на фиг. 148, 149 и 150. Во всех трех случаях ролики изготовлены из цельнотянутой трубы, причем первая конструкция с приваренными



Фиг. 148. Сварные ролики для плоской ленты на подшипниках со штаферной смазкой (Транстехпром).

дисковыми фланцами, а вторая и третья — со вставными литыми фланцами. Конструкции по фиг. 148 и 149 допускают самоустанавливание ролика в вертикальной плоскости.

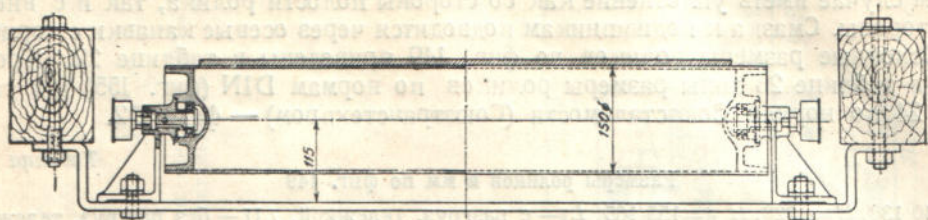


Фиг. 149. Ролики для плоской ленты на подшипниках с пальцевой смазкой (АТГ).

Хотя нагрузка на подшипники поддерживающих роликов относительно невелика, но число оборотов ролика значительно, достигая нередко 300 об/мин.



и больше, поэтому из двух видов смазки — в случае трения скольжения штауферной (фиг. 148) и кольцевой (фиг. 149) — надо предпочесть последнюю. При этом подшипник должен быть плотно закрыт не только для предохранения от проникновения грязи на трущиеся части, но и во избежание вытекания масла и попадания его на ленту.



Фиг. 150. Ролик для плоской ленты на шарикоподшипниках (АТГ).

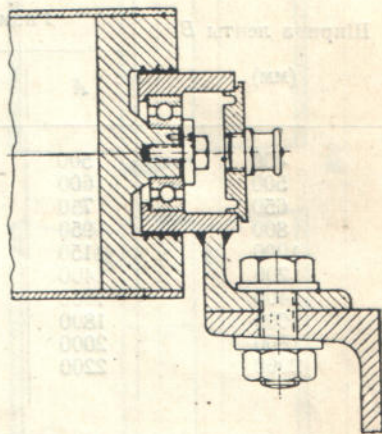
Конструктивная особенность роликов (по фиг. 149) состоит в том, что во фланцах их запрессованы консольные цапфы, вращающиеся в неподвижных подшипниках. К тому же конструктивному типу относятся ролики на фиг. 148.

Напротив, ролики на фиг. 150 вращаются на неподвижных осях. Осью для роликов служат две консольные короткие цапфы, укрепленные в кронштейнах. Одна из благоприятных особенностей этой конструкции заключается в том, что с внутренней стороны подшипники закрыты сплошными фланцами и имеют уплотнение только с одной стороны.

На примерно аналогичном принципе построена конструкция ролика на фиг. 151. Ролик, изготовленный из цельнотянутой трубы с запрессованными и приваренными в отдельных точках фланцами, держится на двух кронштейнах, тоже сварных из отрезка угольника и стакана. Характерным для этой конструкции является то, что в шарикоподшипнике внешнее кольцо остается неподвижным, а внутреннее, насаженное на цапфу фланца, вращается.

Весьма существенный вопрос уплотнения разрешен здесь также довольно просто и своеобразно. Обычные способы уплотнения, применяемые в шарикоподшипниках опорных роликов, — это войлочное кольцо или лабиринт. Как показывает опыт, войлочное кольцо под действием проникающей в него пыли в короткий срок теряет эластичность и изнашивается. Лабиринт дорог в изготовлении и служит хорошо только в том случае, если он сделан достаточно длинным. В рассматриваемой конструкции на внутренней цилиндрической поверхности фланца, соприкасающейся со стаканом корпуса подшипника, сделаны три треугольные кольцевые выточки (залитые на чертеже черным). Густая смазка, заполняющая эти выточки, быстро притирается к вращающимся частям и замыкает уплотнение, если оно нарушается попадающими в него извне частицами. По свидетельству некоторых авторов,<sup>1</sup> такой тип уплотнения давно с успехом применяется в Англии.

Смазка в подшипниках трения катания не только играет роль смазки как таковой, но и служит для систематической очистки подшипника от попадающих в него пыли и грязи. Для этого необходимо, чтобы свежая порция смазки всегда подавалась непосредственно у полости кольцевого отверстия подшипника и выжималась через уплотнения наружу.



Фиг. 151. Ролик из цельнотянутой трубы на сварном кронштейне.

<sup>1</sup> W. Bleichert, Neue Tragrollen für Förderbändern, «Braunkohle» 1934, № 9, стр. 130.



Ролики по фиг. 152 снабжены сквозными осями, закладываемыми неподвижно в прорезы угольников опорной рамы, и вращаются на этих осях на подшипниках, заделанных во фланцах. Пример подобного рода конструкции, примененной на транспортерах, служащих для подземной доставки, соответственно несущего и нажимного ролика, дан на фиг. 153 и 154. Подшипники должны в этом случае иметь уплотнение как со стороны полости ролика, так и с внешней стороны. Смазка к подшипникам подводится через осевые канавки с торцов.

Основные размеры роликов по фиг. 149 приведены в таблице 22. Кроме того, в таблице 23 даны размеры роликов по нормам DIN (фиг. 155) и в таблице 24 по нормам Союзсталмоста (Союзтранстехпром) — фиг. 152.

Таблица 22

Размеры роликов в мм по фиг. 149

$D = 110/130$ ,  $H = 220$ ,  $H_I = 155/165$ ,  $L_I$  — с разгруз. тележкой,  $L_{II}$  — без разгруз. тележки

B	B <sub>I</sub>	L <sub>I</sub>	L		B	B <sub>I</sub>	L <sub>I</sub>	L	
			I	II				I	II
300	400	550	630	620	700	800	950	1040	1020
350	450	600	680	670	800	900	1050	1140	1120
400	500	650	730	720	900	1000	1150	1240	1220
450	550	700	780	770	1000	1100	1250	1340	1320
500	600	750	830	820	1100	1200	1350	1440	1420
600	700	850	940	920	1200	1300	1450	1540	1520

Таблица 23

Размеры однороликовых опор по нормам DIN (фиг. 155)

Ширина ленты B (мм)	Размеры (в мм)			Легкий тип		Тяжелый тип	
	A	C	e	D <sub>p</sub>	h	D <sub>p</sub>	h
400	500	50	700	108	100	133	100
500	600	50	800	108	100	133	100
650	750	50	950	108	100	133	100
800	950	75	1150	108	100	133	100
1000	1150	75	1350	133	100	159	130
1200	1400	100	1600	133	100	159	130
1400	1600	100	1800	133	100	159	130
1600	1800	100	2100	159	130	191	130
1800	2000	100	2300	159	130	191	130
2000	2200	100	2500	159	130	191	130

Таблица 24

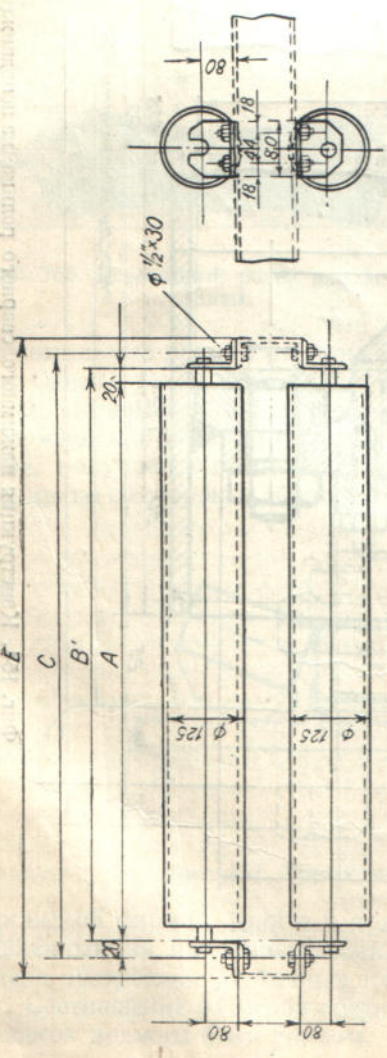
Размеры и вес однороликовых опор (фиг. 152)

(Союзсталмост)

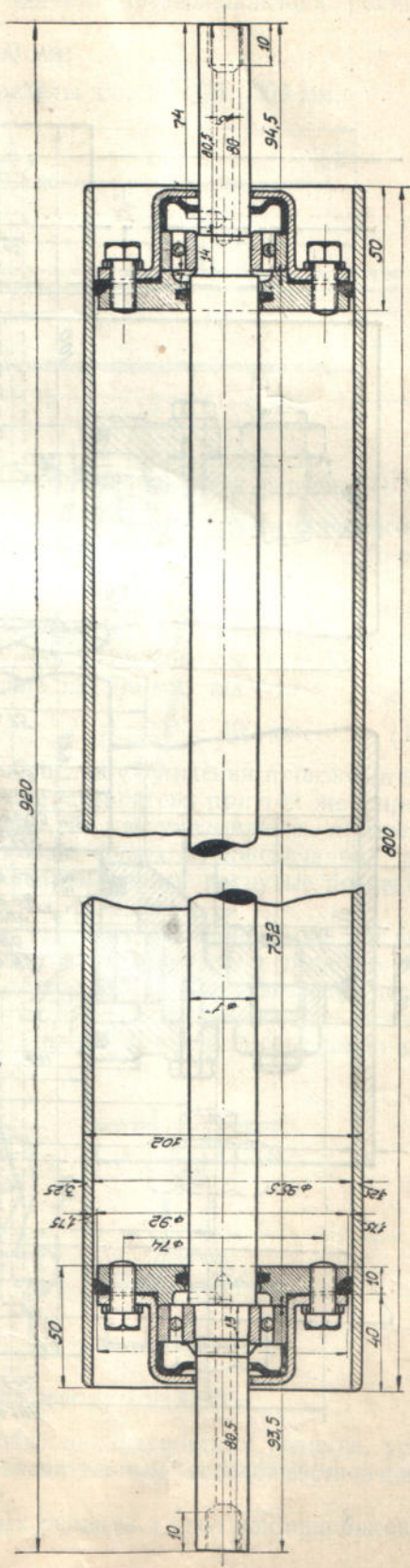
Ширина ленты B (мм)	Размеры (в мм)				№ шарико-подшипника по SKF	Общий вес роликоопоры (кг)
	A	B'	C	E		
400	500	540	590	650	6203	12,0
500	600	640	690	750	6203	13,5
600	700	740	790	850	6203	15,0
750	850	890	940	1000	6203	17,5
900	1000	1040	1090	1150	6204	19,5
1100	1200	1240	1290	1350	6204	22,5
1300	1400	1440	1490	1550	6204	25,5



Фиг. 152. Ролик для плоской ленты по нормам  
Союзгальмоста.



Фиг. 152. Ролик для плоской ленты по нормам  
Союзгальмоста.



Фиг. 153. Конструкция несущего сварного ролика на неподвижной оси.







Из приведенных данных видно, что диаметр поддерживающих роликов принимается обычно

$$D_p = 110 - 160 \text{ мм};$$

более широкие, но реже встречающиеся пределы для них 75—200 мм.

Увеличение диаметра ролика желательно для уменьшения сопротивления движению, достижения большей надежности вращения ролика, большей плавности хода ленты и меньшего рассыпания по ленте на стороны слоя материала. Поэтому для сильно нагруженных лент предпочитают назначать увеличенный диаметр ролика (таблица 23). Однако этому ставит предел повышение веса и стоимости роликов, а также увеличение общих габаритных размеров роликоопоры. В нормах Союзстальмоста диаметр принят 125 мм для плоских роликов и 140 мм для лотковых, но допускается изготовление из труб в 4—6", то-есть диаметром от 100 до 150 мм.

Ширина роликов (размер  $A$  на фиг. 152 и 155), принимая во внимание некоторую боковую игру при ходе ленты, назначается больше ширины ленты, обычно на 100 мм, так что

$$A = B + 100 \text{ мм.} \quad (128)$$

С целью увеличения производительности транспортера при той же ширине ленты, ей, как указывалось, придается лотковая форма. Первоначально для этого применялись вогнутые посередине



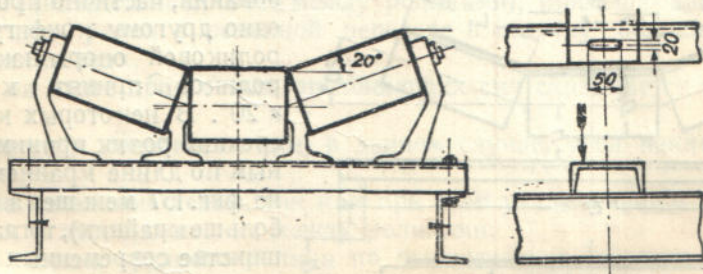
Фиг. 156. Деревянный ролик для лотковой ленты.

коноидальные ролики по типу, показанному на фиг. 156.

Однако такая форма мало рациональна, так как при одинаковой для всех точек по ширине ленты поступательной скорости движения и неодинаковой окружной скорости на поверхности ролика, большей у краев и меньшей посередине, получается взаимное скольжение ленты и ролика, вызывающее истирание ленты со стороны, обращенной к ролику. Поэтому введение в свое время аме-



Фиг. 155. Однороликовая опора по нормам DIN.



Фиг. 157. Трехроликовая опора по проекту DIN (1931).

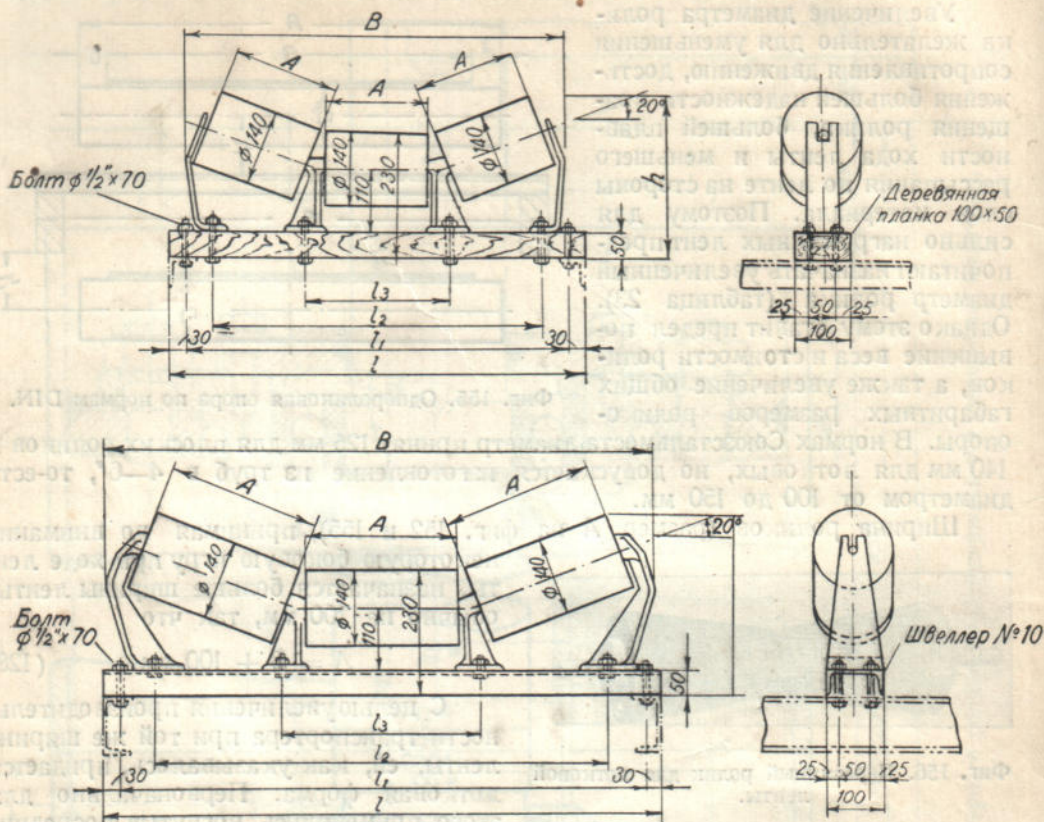
риканской фирмой Robins в практику боковых цилиндрических роликов, установленных на наклонных осях, явилось значительным усовершенствованием в деле построения ленточных конвейеров.

Соотношение размеров средних и боковых роликов и угол наклона боковых роликов должны быть таковы, чтобы:



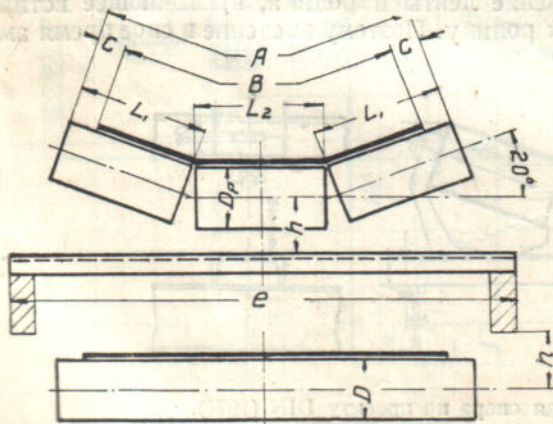
1) при той же ширине ленты полезное сечение образуемого ею лотка было возможно велико,

2) лента не претерпевала резких перегибов на боковых роликах и не портилась вследствие этого на сгибах,



Фиг. 158. Трехроликовая опора по нормам Союзстальмоста (Союзтранстехпром).

3) прилегание ленты ко всем роликам опоры и давление на ролики были достаточны для обеспечения непрерывного вращения роликов во время хода ленты.



Фиг. 159. Трехроликовая опора по нормам DIN.

Эти нормы даны на фиг. 158 и в таблице 25. Верхняя схема на фиг. 158 относится к роликостроениям для лент шириною 400 и 500 мм и нижняя ко всем остальным размерам лент.

В выработавшейся в настоящее время на основании этих требований, частично противоречащих одно другому, конфигурации трехроликовой опоры наклон боковых роликов принят, как правило, в  $20^\circ$ . В некоторых конструкциях средний ролик принимается не равным по длине крайнему (например на фиг. 157 меньше, а на фиг. 132 — больше крайних), тогда как в большинстве современных роликостроений, в целях унификации изготовления и взаимозаменяемости частей, их делают одинаковыми. Одинаковые по длине ролики приняты и в нормах Союзстальмоста (Союзтранстехпром).



Размеры и вес трехроликовых опор (по фиг. 158)

Ширина ленты $B$ (мм)	Размеры (мм)							№ шарико-подшипника по SKF	Общий вес секции (кг)
	$A$	$B_1$	$h$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$		
400	100	620	290	650	590	480	245	6203	26
500	190	710	300	750	690	580	275	6203	33
600	225	860	310	850	790	660	310	6203	49
750	275	1000	330	1000	940	810	360	6203	54
900	325	1140	350	1150	1090	960	410	6204	57
1100	390	1340	370	1350	1290	1150	475	6204	67
1300	455	1520	390	1550	1490	1350	540	6204	70

В нормах DIN (фиг. 159) средний ролик принят для одних ширин ленты равным, а для других больше боковых роликов (таблица 26).

Таблица 26

Размеры трехроликовой опоры по нормам DIN (фиг. 159)

Ширина ленты $B$ (мм)	Размеры (мм)					Легкий тип		Тяжелый тип	
	$A$	$L_1$	$L_2$	$C$	$e$	$D_p$	$h$	$D_p$	$h$
400	500	165	165	50	700	108	100	133	100
500	600	165	270	50	800	108	100	133	100
650	750	250	250	50	950	108	100	133	100
800	950	250	445	75	1150	108	100	133	100
1000	1150	380	380	75	1350	133	100	159	130
1200	1400	380	635	100	1600	133	100	159	130
1400	1600	530	530	100	1800	130	100	159	130
1600	1800	530	735	100	2000	159	130	191	130
1800	2000	665	665	100	2200	159	130	191	130
2000	2200	665	870	100	2400	159	130	191	130

Уменьшение ширины среднего ролика, как на фиг. 157, нежелательно еще и в том отношении, что в случае узких средних роликов ход ленты становится менее устойчивым и легче происходят сдвиги ленты в боковом направлении.

Явление бокового сдвига ленты, огибающей под натяжением ролики на некоторой дуге (вследствие провеса между роликами), примерно аналогично явлению подвигания ремня в ременной передаче в сторону большего диаметра на конических шкивах.<sup>1</sup>

Влияние на ленте поперечных отклоняющих сил сказывается тем сильнее, чем

1) больше угол конусности или, в данном случае, угол наклона боковых роликов,

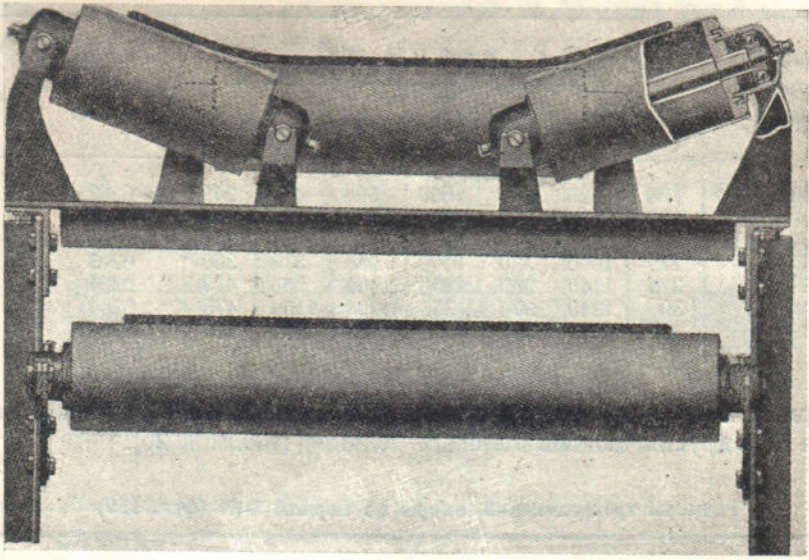
2) меньше натяжение ленты, так как при этом увеличивается угол обхвата ее по роликам и выполаживание между роликами,

3) меньше длина среднего ролика по отношению к боковым.

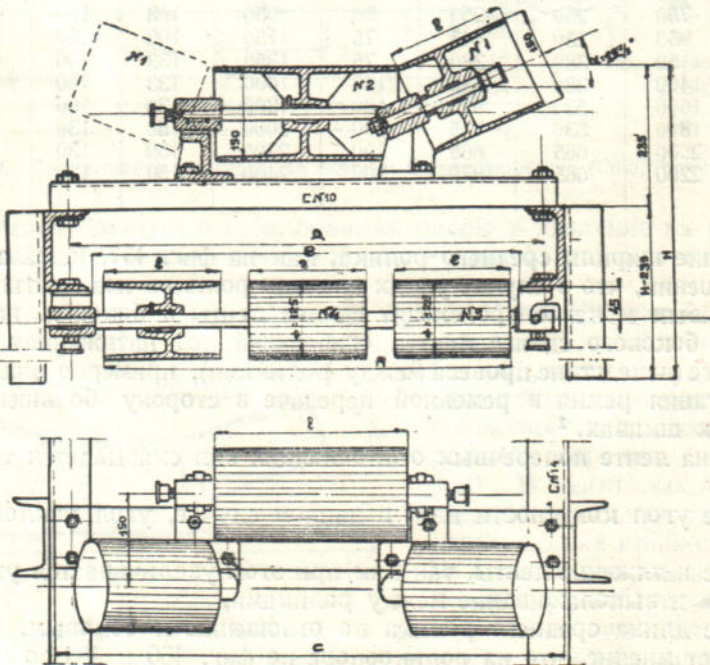
Существует мнение, что на роликоопоре по фиг. 160 и 161 со смещенными в вертикальной плоскости роликами центрирующее действие среднего ролика сказывается сильнее. Однако, независимо от того, оправдывается ли это предположение на практике, такие опоры мало применяются главным образом вследствие их большей конструктивной сложности, хотя они и имеют свое эксплуатационное достоинство — удобство смены среднего ролика независимо от крайних.

<sup>1</sup> См. например Бах, Детали машины, 1929, I, стр. 641, или Петушер, 1933, II, стр. 655. См. также наглядное объяснение, приведенное в книге Hetzel'я, Belt Conveyors, стр. 78, 1922.





Фиг. 160. Трехроликковая опора со смещенными роликами  
(Buckau R. Wolf).

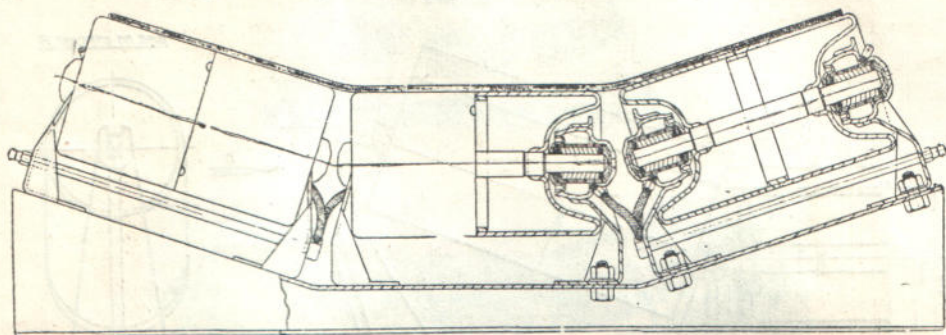


Фиг. 161. Трехроликковая секция со смещенными роликами  
(Гранстехпром).



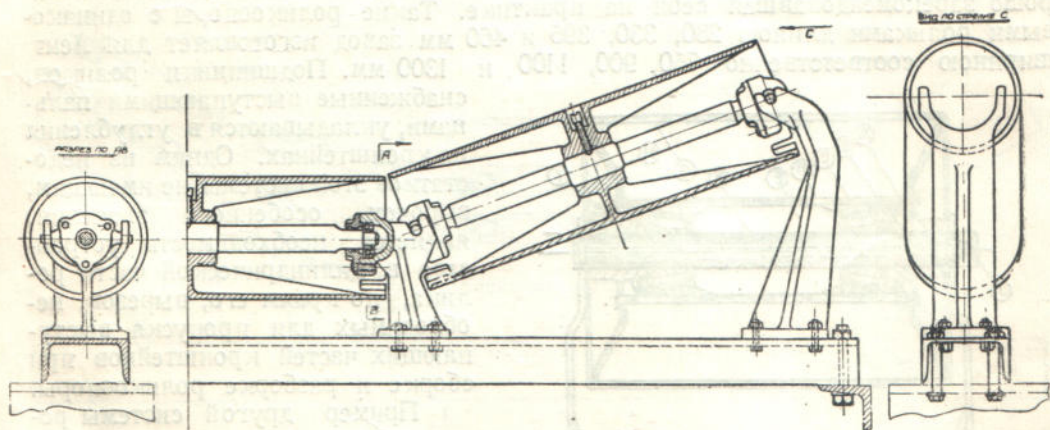
Кроме шарикоподшипников, иностранные фирмы нередко применяют роликоподшипники на цилиндрических, конических и коноидальных роликах.

Интересная конструкция роликоопор фирмы Hyatt Roller Bearing Company, с подшипниками на спиральных цилиндрических роликах, приведена на фиг. 162. Поддерживающие ленту ролики сделаны штампованными из стали



Фиг. 162. Трехроликковая опора с роликами на вращающихся осях (Hyatt).

и состоят по длине из двух половин. При соединении обеих половин они насаживаются на ось, которая вращается в неподвижных роликовых подшипниках, смонтированных в очень легких штампованных стойках. Подшипники со штампованным корпусом имеют только по одному уплотнению. Смазка, подводимая к внутренним подшипникам по трубкам, а к внешним — непосредственно, вводится в камеру со стороны, противоположной уплотнению. Вся конструкция — как вращающиеся, так и неподвижные части — отличается чрезвычайной легкостью.



Фиг. 163. Трехроликковая опора с вращающимися осями.

Как видно из рассмотренных примеров, одно из существенных принципиальных достоинств системы роликоопор с вращением оси в подшипниках, по сравнению с системой неподвижных сквозных осей и укрепленных во фланцах роликов подшипников, заключается в лучшей изоляции подшипников.

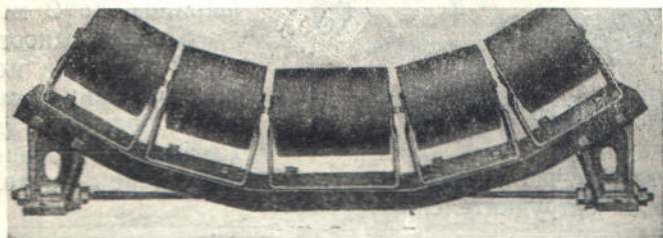
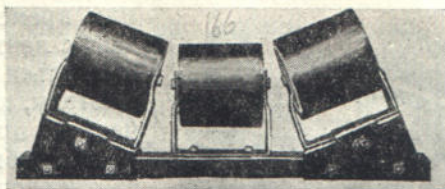
Действительно, независимо от того что подшипники роликов со сквозными неподвижными осями имеют не одно, а два места уплотнения, через них неизбежно фильтруется при нагревании и охлаждении ролика заключающийся в полости его воздух (так называемое дыхание ролика). Засасываемый извне через подшипники воздух содержит обычно мелкие частицы пыли, загрязняющие подшипник и приводящие к сокращению срока его службы и увеличению сопротивления. Применяемый иногда способ борьбы с этим — устройство прорезов в стенках роликов, имеет свой недостаток — возможность с течением времени





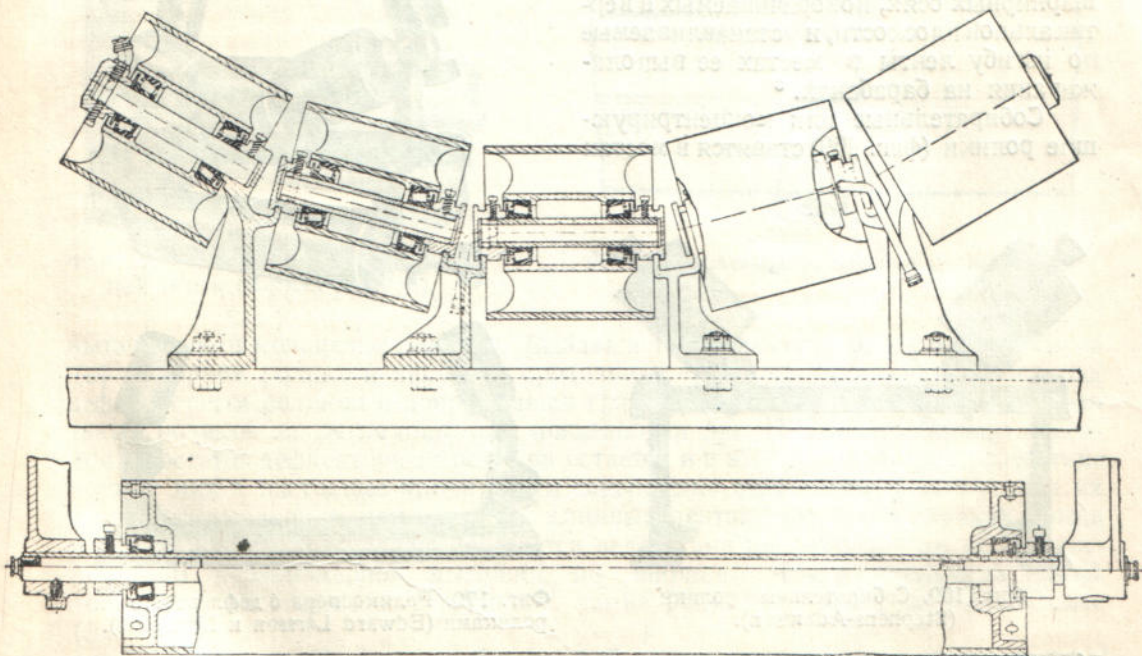


Основное отличие конструкции роlikоопор по фиг. 166, внизу, и 167 от ранее рассмотренных состоит в том, что вместо трех они имеют пять роликов. Достоинством пятироликовых опор считается более плавный перегиб ленты.



Фиг. 166. Трех- и пятироликовая опора с роликами на отдельных станинах (Stephens-Adamson).

Обычно ближайшие к среднему ролики устанавливаются под наклоном в  $15^\circ$  и внешние под наклоном в  $30^\circ$ . Хотя ряд фирм и продолжает изготовлять до сих пор пятироликовые опоры, но преимущество их перед трехроликовыми рядом наблюдений поставлено под сомнение. Установлено, что при углах наклона



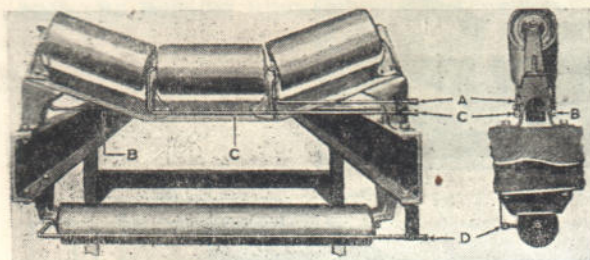
Фиг. 167. Пятироликовая опора на подшипниках Timken.

в  $20^\circ$  лента находится, в смысле перегиба и опасности расслаивания, примерно в таких же условиях, как и на пятироликовой опоре. Преимущества по производительности пятироликовая опора тоже не имеет, так как хотя крайние ролики изгибают ленту под большим углом, но значение этого на увеличении площади сечения материала сказывается мало. Между тем пятироликовая опора



заклучает в  $5 : 3 = 1\frac{2}{3}$  раза больше роликов и подшипников, а следовательно почти во столько же раз стоит дороже.

□ Эксплуатационный недостаток пятироликовой опоры, помимо увеличения числа мест смазки, может сказаться еще в том, что отдельные слабо нагруженные или временно потерявшие контакт с лентой ролики перестают вращаться и истирают ленту. Поэтому, как в отдельных случаях на производстве,<sup>1</sup> так и в нормах общепринятой становится трехроликовая опора. В нормах DIN она принята для лент шириною до 2 м.



Фиг. 168. Подведение смазки на роликоопоре с одной стороны (Link-Belt).

Пример одностороннего подведения смазки по трубкам ко всем подшипникам трехроликовой опоры дан на фиг. 168. Такая система подведения смазки

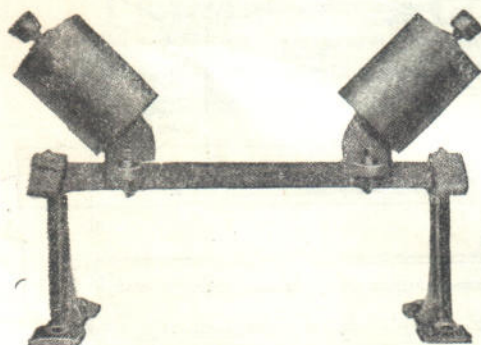
применяется в тех случаях, когда доступ к роликоопоре с другой стороны по местным условиям затруднителен.

### в) Вспомогательные и специальные ролики

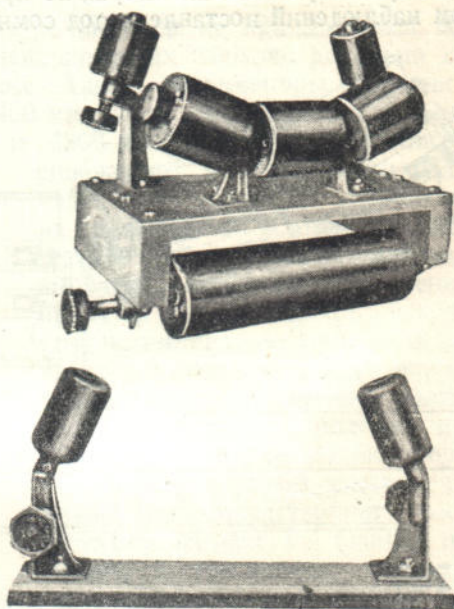
В качестве вспомогательных роликов применяются иногда переходные, собирательные и дефлекторные ролики.

Переходные ролики ставятся у отклоняющего и головного барабана на широких лотковых лентах. Нормы DIN<sup>2</sup> рекомендуют делать переходные ролики с наклоном от 20 до 8°. В этом случае применяются иногда боковые ролики на шарнирных осях, поворачиваемых в вертикальной плоскости, и устанавливаемые по изгибу ленты в местах ее выполаживания на барабанах.<sup>3</sup>

Собирательные или концентрирующие ролики (фиг. 169) ставятся в местах



Фиг. 169. Собирательные ролики (Stephens-Adamson).



Фиг. 170. Роликоопора с дефлекторными роликами (Edward Larsson и Link-Belt).

погрузки на ленту материала для того, чтобы центрировать струю его, а также иногда в количестве 2—3 штук по длине плоского ленточного транспортера для концентрирования ближе к середине рассыпавшегося по ленте материала. Угол наклона таких роликов Robins делает от 20 до 35°.

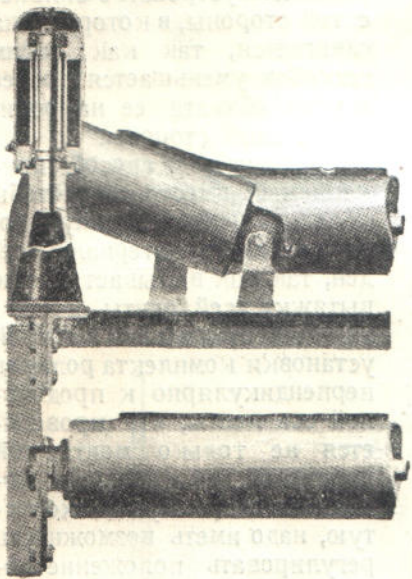
<sup>1</sup> См. например «Braunkohle» 1930, № 30, стр. 643.

<sup>2</sup> «Faberg-Mitteilungen», 1932, № 2, стр. 11.

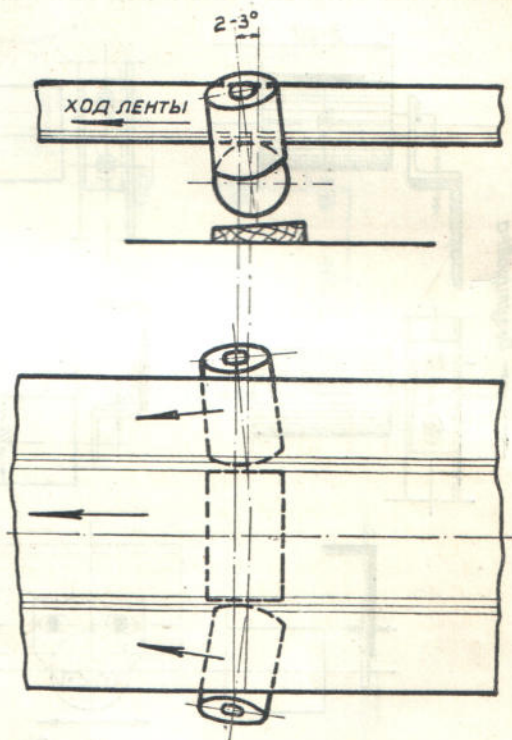
<sup>3</sup> «Braunkohle», 1934, № 9, стр. 131.



Лотковые ленты, как упоминалось, больше подвержены боковым сдвигам, чем плоские. На первоначальных установках с лотковой лентой, на которых в целях увеличения их производительности наклонные ролики ставились под углом до  $35^\circ$  (а на первых установках, по свидетельству Hetzel'я, даже до  $45^\circ$ ), боковые сдвиги ленты сказывались особенно сильно. Чтобы избежать их, на некотором расстоянии один от другого по оси ленты устанавливались направляющие, или дефлекторные, ролики, с осями, перпендикулярными к осям крайних боковых поддерживающих роликов (фиг. 170). Недостаток этих роликов в том, что имеющая тенденцию косою хода лента сильно нажимает краями на дефлекторные ролики, вследствие чего повреждаются края ленты, а в роликах



Фиг. 171. Вертикальный дефлекторный ролик (Buskau R. Wolf).



Фиг. 172. Схема наклоненной роlikоопоры.

вытачиваются кольцевые канавки. Бывает и так, что лента резко загибается на дефлекторном ролике и получает продольные трещины, либо поднимается над дефлекторным роликом и повреждается гранью его. Чтобы избежать этого, края таких роликов закругляются, как показано на фиг. 170, внизу. Однако основным недостатком дефлекторных роликов остается и в этой конструкции, вследствие чего от них в настоящее время почти совершенно отказались, устанавливая их в виде исключения только на очень длинных лентах, или в тех случаях, когда избежать косою хода ленты не удастся вследствие неправильности ее соединения или неравномерной вытяжки по ширине. Чтобы уменьшить загиб ленты, на некоторых конструкциях такие ролики делаются вертикальными (фиг. 171).

На лентах со сбрасывающей тележкой дефлекторные ролики не применимы вовсе, так как они мешают приподниманию ленты с поддерживающих роликов и входят в свободные габариты тележки.

В случае бокового сдвигания ленты более действительным считается другое средство борьбы с этим явлением — установка всей роlikоопоры или только боковых роликов ее с небольшим (в  $2-3^\circ$ ) наклоном вперед. Роlikоопора в таком положении представлена на фиг. 172. Нетрудно видеть, что если лента сдвигается в какую-либо сторону, вправо или влево, то-есть большей шириной



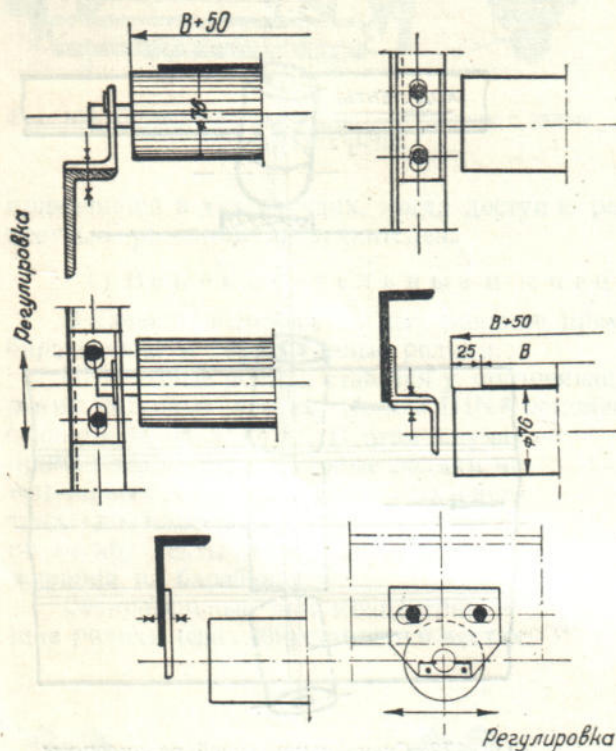
ложится на правый или левый боковой ролик, то этот ролик снова направляет ленту к осевой линии, то-есть оказывает центрирующее действие.

Обычно опоры с наклонными роликами ставятся через каждые 5—6 нормально расположенных опор, но не чаще, чем это необходимо для указанной цели.

На некоторых реверсивных лентах такие роlikоопоры устанавливаются шарнирно на горизонтальных поперечных осях и перекидываются при пуске автоматически по направлению ее хода.

Иногда бывает, что причиной кóсого хода загруженной ленты являются дефекты в направляющей воронке питателя, ссыпающей больше материала на одну сторону ленты, чем на другую.

Действительно, с сильнее загруженной стороны, лента больше провисает, охватывает боковые ролики под большим углом, вследствие чего возрастают на-



Фиг. 173. Способы крепления плоских роликов.

правленные в одну сторону сдвигающие силы. На практике, чтобы выправить ленту, нередко затягивают ее на натяжном устройстве сильнее с той стороны, в которую она сдвигается, так как таким способом уменьшается провес и угол обхвата ее на роликах с этой стороны.

Однако этот способ, применяемый вместо того чтобы наладить центрированную подачу на ленту материала, вреден, так как вызывает косую вытяжку всей ленты.

Для правильной и точной установки комплекта роликов перпендикулярно к продольной оси ленты, что проверяется не только монтажной разметкой, но и ровным ходом ленты при пуске вхолостую, надо иметь возможность регулировать положение роlikоопоры. Для этого роlikоопоры, монтируемые на деревянной планке, стальной полосе или стенке корытного

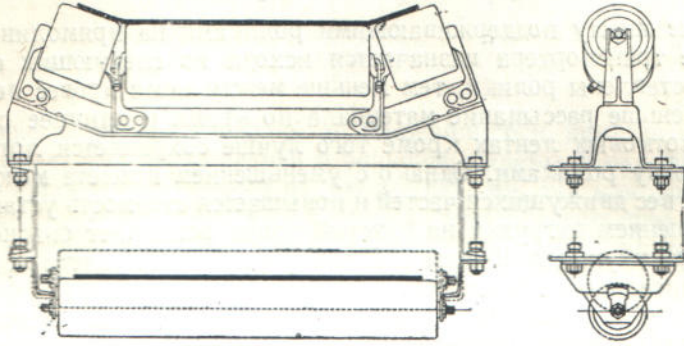
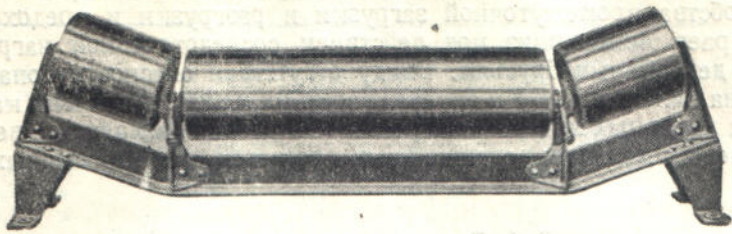
железа, устанавливаемого отверстием вниз, укрепляются к раме транспортера болтами, проходящими непременно сквозь растянутое отверстие. Рациональные способы крепления плоских роликов, тоже допускающие регулировку, показаны на фиг. 173. Слева дано крепление верхнего ролика, а справа внизу — нижнего.<sup>1</sup>

Специальные типы роlikоопор применяются на рудоразборных лентах, лентах питателей, а также при перемещении штучных грузов.

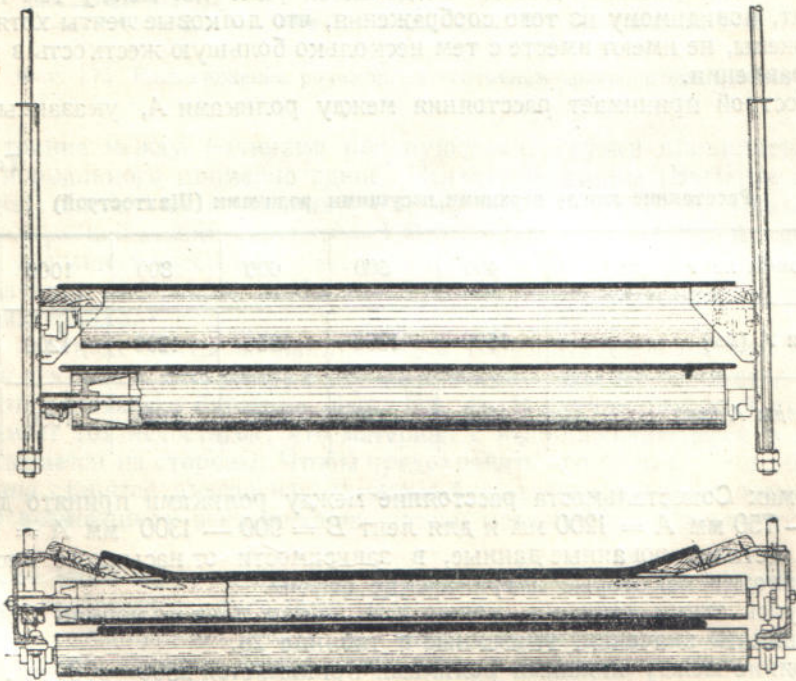
Рудоразборные (породоотборные) ленты делают плоскими и материал на них стараются насыпать возможно более ровным слоем по ширине, для лучшей видимости отдельных кусков. Поэтому несущие ролики делают либо одинарными плоскими, либо, как на фиг. 174, с короткими наклонными боковыми роликами, слегка поднимающими края ленты для предохранения от просыпания материала. По бокам роликов часто устанавливают опорные брусья, служащие перилами для выборщиков. Об эти брусья выборщики разбивают также встречающиеся сработки.

<sup>1</sup> Стальпроммеханизация, сборник «Обмен опытом», № 1—2, 1934, стр. 75, статья В. И. Дельцова.





Фиг. 174. Ролики породотборной ленты (Link-Belt).



Фиг. 175. Ролики ленты для штучных грузов (Robins).



Ролики на транспортерах для штучных грузов — ящиков, багажа и пр., делаются также полностью плоскими или с приподнятыми бортами (фиг. 175).

Для удобства промежуточной загрузки и разгрузки и предохранения от отгибания краев ленты вниз под действием сосредоточенной нагрузки, они скользят по деревянным брускам. Ввиду отсутствия опасности попадания мелких кусков на нижнюю ленту и заклинивания их между роликами, как в случае перемещения насыпных материалов, ролики на рабочей и холостой ветвях могут быть составлены с меньшим вертикальным просветом, чем на обычных конструкциях.

#### § 4. Расположение роликов

Расстояние между поддерживающими роликами на прямолинейных участках по длине транспортера назначается исходя из следующих соображений. Чем ближе составлены ролики, тем меньше между ними провес ленты, спокойнее ее ход, меньше рассыпание материала по краям и длиннее срок службы ленты.<sup>1</sup> На лотковых лентах кроме того лучше сохраняется лотковая форма в пролетах между роликами. Однако с уменьшением пролета между роликами увеличивается вес движущихся частей и повышается стоимость установки. Кроме того, с уменьшением нагрузки на каждый ролик возникает опасность застопоривания его при ухудшенной смазке. Поэтому величина пролета не должна быть меньше действительно необходимой.

Исходя из указанных факторов, нормы расположения между роликами назначают в зависимости от загруженности ленты — насыпного веса перемещаемого материала и ширины ленты. С возрастанием того и другого расстояние между роликами уменьшается.

Для плоских лент, как слабее нагруженных, расстояние между роликами принимается иногда немного (на 7—8%) больше, чем для лотковых. Однако в большинстве фирменных данных не делается различия между тем и другим типом лент, повидимому из того соображения, что лотковые ленты хотя и сильнее загружены, не имеют вместе с тем несколько большую жесткость в продольном направлении.

Шахтострой принимает расстояния между роликами  $A$ , указанные в таблице 27.

Таблица 27

Расстояние между верхними несущими роликами (Шахтострой)

Для ширины лент $B$ (мм) . . . . .	400	500	600	800	1000	1200
Для угля $A$ (мм) . . . . .	1500	1350	1350	1200	1200	1000
Для породы $A$ (мм) . . . . .	1500	1350	1200	1100	1000	1000

В нормах Союзстальмоста расстояние между роликами принято для лент  $B = 400 - 750$  мм  $A = 1200$  мм и для лент  $B = 900 - 1300$  мм  $A = 1000$  мм.

Более детализированные данные, в зависимости от насыпного веса материала, приводят некоторые американские фирмы.

Пользуясь этими данными, можно для ширины лент по нормам Союзстальмоста принимать значения, указанные в таблице 28.

Расстояние между нижними роликами принимается 2500—3000 мм. Шахтострой принимает 2500 мм для лент шириной 400—800 мм и 3000 мм для лент 1000—1200 мм; Союзстальмост 3200 мм для лент шириною 400—750 мм и 3000 мм для лент ширины 900—1300 мм.

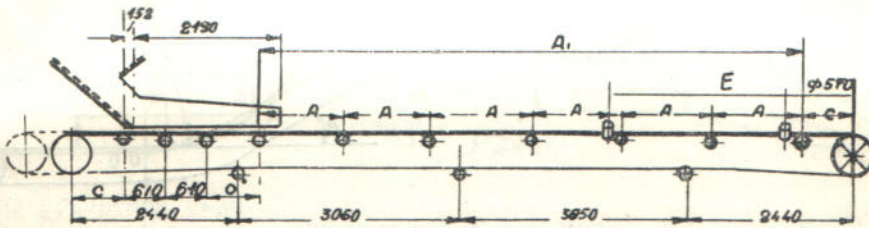
<sup>1</sup> W. Bleichert в «Braunkohle» 1934, № 9, стр. 130, указывает, что расстояние между роликами не должно быть больше определенного предела во избежание быстрого износа ленты.



Расстояние между верхними опорными роликами  $A = f(B, \gamma)$ 

Насыпной вес материала	Ширина ленты $B$ (мм)						
	400	500	600	750	900	1100	1300
$\gamma = 0,45 \text{ т/м}^3$	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,2	1,2
0,725 »	1,5	1,5	1,4	1,4	1,2	1,2	1,0
1,1 »	1,4	1,4	1,4	1,2	1,2	1,0	1,0
1,5 »	1,4	1,4	1,2	1,2	1,0	1,0	0,9
1,8 »	1,4	1,2	1,2	1,0	0,9	0,9	0,9
2,2 »	1,4	1,2	1,2	1,0	0,9	0,9	0,9

Расстояние  $C$  от оси барабана до ближайшего к нему ролика (фиг. 176) Jeffrey принимает для лент средней и большой ширины около 900 мм, в наших проектных нормах его назначают от 800 до 1000 мм, так как опыт показывает, что при таком расстоянии лента не получает резкой деформации при выполаживании между крайним роликом и барабаном, а материал не успевает рассыпаться в стороны с плоского участка у приводного барабана.



Фиг. 176. Расположение роликов на ленточном транспортере (Jeffrey).

Расстояние между роликами под пунктом нагрузки принимается обычно меньше нормального примерно вдвое. Некоторые фирмы (Bartlette and Snow, Brownhoist) назначают его равным 600 мм, а расстояние оси первого ролика от грани спускной стенки воронки — 150 мм (фиг. 176). Однако полного единодушия в указаниях здесь нет. Так, некоторые авторы считают, что это расстояние не следует уменьшать, чтобы лента лучше пружинила при падении на нее кусков материала.<sup>1</sup>

При переходе ленты из наклонного в горизонтальное положение (или от большего наклона к меньшему) в случае плоской ленты это осуществляется установкой отклоняющего барабана (фиг. 139, д). В случае лотковой ленты такой способ имеет тот недостаток, что материал с выполаживающейся в этом месте ленты ссыпается на стороны. Чтобы предохранить его от этого, по обе стороны у барабана ставятся иногда неподвижные борты, однако их недостаток заключается в возможности заклинивания частиц материала и истирания покрышки ленты.

Вместо этого ленте сообщается постепенный перегиб на нескольких роликах, располагаемых по дуге (фиг. 177).

Чтобы предохранить ленту от неравномерной вытяжки, происходящей вследствие того, что края ленты изгибаются по большему радиусу, чем средняя часть, радиус переходной кривой должен быть достаточно велик. По нормам DIN<sup>2</sup> разность в вытяжке ленты у краев и по середине не должна превышать 0,8%, так что, если  $R$  — радиус дуги расположения роликов и  $h'$  — глубины

<sup>1</sup> См. например, «Faberg Mitteilungen», 1931, № 1, стр. 6.

<sup>2</sup> «Faberg Mitteilungen», 1932, № 1, стр. 11 (Berg 2101).



лотка ленты, то должно быть

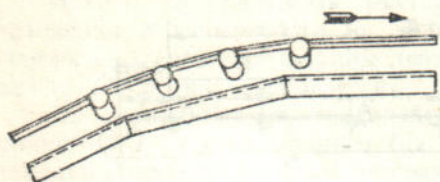
$$\frac{h'}{R} \leq 0,008. \quad (129)$$

Исходя из этой нормы, DIN дает

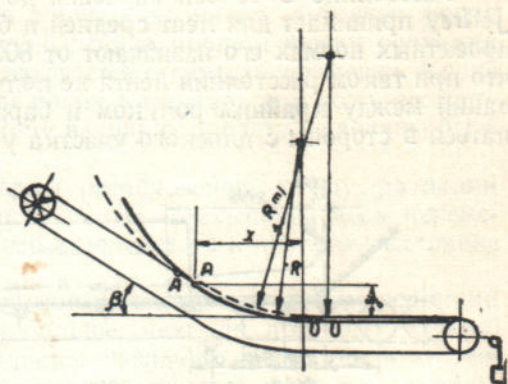
для $B$ мм = 400—500	650—800	1000—1200	1400—1600	1800—2000
$R_{\text{мин}}$ м = 5,0	8,6	13,0	18,4	24,0

Переход от горизонтали к наклону или от меньшего наклона к большему тоже выполняется на переходной кривой (фиг. 139, б), причем радиус закругления должен быть достаточно велик для предохранения ленты от неравномерной вытяжки.

Еще одно весьма существенное условие правильного очертания переходного профиля на ленте с выпуклостью вниз заключается в том, что лента под действием натяжения не должна на кривой приподниматься с роликов. Соблюдение последнего условия необходимо для правильной работы ленты, так как помимо опасности разрыва ленты при раскачивании на большом свободном пролете, она легко скручивается в таком пролете вокруг продольной оси и сбрасывает материал на сторону в случае не вполне центрированного положения его на ленте.



Фиг. 177. Переходной пункт от наклонного к горизонтальному участку ленты.



Фиг. 178. Лента с горизонтальной и наклонной ветвями.

Выполнение этого условия состоит в том, что если  $R$  — радиус на каком-либо участке кривой свободного провисания ленты в месте изгиба транспортера, который получился бы, если бы поддерживающие ролики на этом участке отсутствовали вовсе, то действительный радиус  $R_{\text{мин}}$  закругления на том же участке должен быть

$$R_{\text{мин}} \geq R,$$

так как только в этом случае обеспечивается непрерывное соприкосновение ленты и роликов.

Чем меньше вес ленты и больше ее натяжение, тем полнее линия провеса и больше значения  $R$ , а следовательно больше вероятность приподнимания ленты с поддерживающих роликов.

Поэтому определение  $R$  производится обычно для того момента работы транспортера, когда в начале подачи на ленту материала горизонтальный участок ее загружен уже полностью, а криволинейная и наклонная части остаются еще порожними (фиг. 178).

Если натяжение ленты на криволинейной части равно при этом  $S$  кг и вес ленты  $q_a$  кг/пог. м, то уравнение параболы, по которой провисает лента, имеющей вершину в точке  $O$ , будет, как известно,

$$y = \frac{q_a}{2S} x^2. \quad (130)$$

Абсцисса точки  $A$ , в которой расположенный под углом  $\beta$  прямолинейный участок соприкасается с параболой, находится из

$$\text{tg } \beta = \frac{q_a}{S} x, \quad (131)$$



а наименьший радиус кривизны параболы, получающийся в точке  $O$ , из

$$R = \frac{S}{q_A} \quad (132)$$

Пользуясь этими выражениями, можно следующим образом нанести на чертеж переходную кривую.

По заданному  $\beta$  и предварительно определенным  $q_A$  и  $S$  вычисляется сначала по уравнению (131)  $x$ , затем по уравнению (130)  $y$ , т. е. координаты точки  $A$ . Пересечение горизонтали, имеющей ординату  $y$  с наклонной прямой, дает точку  $O$ . Отложив от нее  $x$ , засекают точку  $O$  и строят между ними графическим методом или по точкам отрезок параболы.

Практические нормы, указываемые американскими фирмами дают для наименьшего радиуса значения

$$R_{\min} \geq 75 - 100 \text{ м} \quad (133)$$

(только Link-Belt дает наименьшее допустимое значение  $R_{\min} \geq 45$  м). Следовательно, если исчисленная по уравнению (132) величина  $R$  меньше этих значений, то для переходного профиля должна быть построена другая парабола, с большим радиусом кривизны, а следовательно более пологая. Такая парабола, нанесенная на фиг. 178 пунктиром, занимает больший, чем первая, участок  $O'A'$ . Координаты точки  $A'$  находятся по предыдущему:  $x$  из уравнения (131) подстановкой вместо  $\frac{q_A}{S}$  величины  $R_{\min}$  из выражения (133)

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{x}{R_{\min}} \quad (134)$$

и  $y$  из уравнения (130).

В некоторых случаях, при больших  $S$  и  $\beta$ , может оказаться, что парабола занимает весьма значительную часть транспортера, вследствие чего усложняются строительные конструкции опорных ферм. В этом случае, как указывалось, применяются два обводных барабана и промежуточное сбрасывание материала с горизонтального на наклонный участок, как на фиг. 139, в, либо даже цельный транспортер разделяется на два самостоятельных — горизонтальный и наклонный, как на поз. 2 той же фигуры.

## § 5. Привод

### а) Конструкция барабанов

Приводные и отклоняющие барабаны изготавливаются либо литыми чугунными, либо составными — обод из литой стали, а втулки и фланцы чугунными либо сварными полностью из стальных составных элементов.

Чугунные барабаны отливаются сразу цельными или, для облегчения отливок и получения любой ширины (длины) при уменьшенном количестве моделей, делаются свертными из двух или трех частей.

По данным американских фирм, цельные чугунные барабаны изготавливаются диаметром (в округленных числах) от 200 до 1500 мм. Барабаны шириною до 760 мм делаются с двумя или одной ступицей, свыше 760 мм — только с двумя. В случае одной ступицы она отливается цельной, две ступицы делаются разрезными с затяжными болтами. Форма спиц обычно овальная. Спиц — четыре для барабанов диаметра до 400 мм и шесть (на каждую ступицу) — для больших диаметров. Толщина обода с краев на барабанах с одной ступицей принимается 6,3 мм ( $1/4$ "), а на барабанах с двумя ступицами — в зависимости от диаметра.

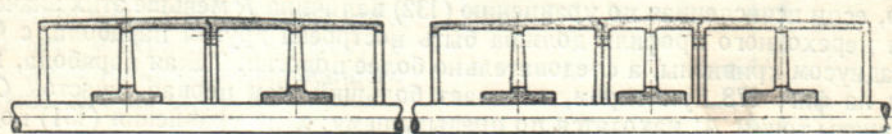
В таблице 29 приведены данные об этом фирмы Robins (в округленных цифрах).



Толщина (в мм) обода чугунных барабанов (Robins)

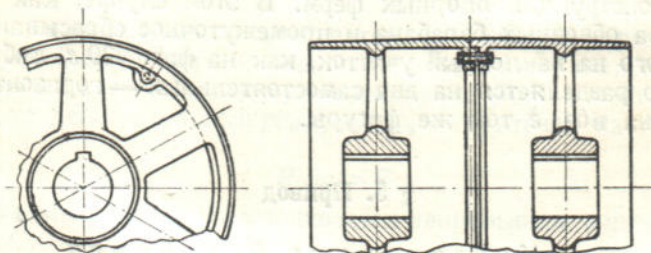
Для нормальной работы		Для тяжелой работы	
Диаметр	Толщина	Диаметр	Толщина
300 — 800	6,3	400 — 600	9,5
900	8,0	600 — 800	12,7
1000 — 1200	9,5	1400 — 1550	25,4

Для центрирования движения ленты по оси транспортера и предохранения ее от сдвигания на сторону, поверхность барабана часто делается, подобно приводным шкивам, с выпуклостью по середине. Недостатком таких барабанов считают причиняемую ими неравномерную вытяжку посредине и у краев ленты



Фиг. 179. Чугунный сварной из трех частей барабан (Stephens-Adamson).

и несколько более быстрый ее износ вследствие скольжения на барабане, имеющем неодинаковый диаметр по длине. Поэтому величина конусности на поверхности барабана не должна быть больше действительно необходимой для центрирующего действия при набегании ленты. Robins принимает ее равной  $\frac{1}{64}$ , в других данных она равна  $\frac{1}{100}$ , или, что то же, 0,005 ширины барабана, но не меньше 4 мм, <sup>1</sup> в нормах Союзстальмоста она принята еще несколько меньше.



Фиг. 180. Чугунный сварной барабан (завод им. Ленина).

Как указывалось, для уменьшения набора потребных моделей, упрощения формы отливок и удобства их последующей обработки чугунные барабаны часто делаются сварными из двух или трех частей (фиг. 179), причем крайние две части с конической поверхностью остаются постоянными для барабанов данного радиуса, а средняя цилиндрическая часто берется той или иной длины в зависимости от требующейся полной длины барабана. Средний барабан делается двух различных конструкций — со ступицей, как на фиг. 179, и без нее, только с цилиндрической частью, укрепленной на болтах к крайним барабанам.

Завод им. Ленина в Никополе изготавливает чугунные барабаны тоже сварными из двух половин (фиг. 180) и скрепленными тремя болтами по окружности.

Некоторые данные о них приведены в таблице 30. <sup>2</sup>

<sup>1</sup> «Faberg Mitteilungen», 1931, № 1, стр. 6.

<sup>2</sup> Комиссией, рассматривавшей эти нормы, постановлено дополнить их диаметрами для лент шириною 600 мм— $D=600$  мм, 750 мм— $D=750$  мм и 900 мм— $D=1100$  мм.



Размер (в мм) и вес (в кг) чугунных свертных барабанов  
(по фиг. 180)

Ширина ленты	Длина барабана	Диаметр барабана	Диаметр вала	Расстояние между осями спиц	Толщина обода	Конусность <sup>1</sup>	Вес (кг)
400	500	500	70	300	10	1,5	90
500	600	500	70	400	10	1,5	94
600	700	500	70	500	10	1,5	105
600	700	750	100	450	12	1,5	310
750	850	600	100	—	10	2,0	220
750	850	900	120	540	12	2,0	430
900	1000	600	80	750	10	2,5	250
900	1000	900	120	690	12	2,5	500
1100	1200	750	100	890	12	2,5	500
1100	1200	1100	140	870	15	3,0	900
1300	1400	900	140	1065	12	3,5	810
1300	1400	1300	160	1020	15	3,5	1280

Вес чугунных барабанов, по данным американской практики, приведен в таблице 31, показывающей близкое совпадение с нашими нормами

Таблица 31

Вес чугунных барабанов в кг (Stephens-Adamson)

Длина барабана (мм)	500	600	700	800	900	1000	1200	1400
$D_0 = 350$	70	80	90	105	120	135	170	210
400	80	90	100	110	125	145	190	220
500	105	125	145	165	185	215	260	310
600	125	160	185	205	230	250	345	430
750	190	250	300	330	360	390	500	650
900	250	320	365	410	455	500	670	810
1050	320	390	465	525	575	640	870	1000
1200	—	—	575	620	900	970	1075	1180
1400	—	—	730	800	1130	1200	1280	1420

Вес сварных барабанов приведен в таблице 32. Из сравнения с данными предыдущей таблицы видно, насколько значительным получается выигрыш в металле при применении сварки, особенно для барабанов большого диаметра.

Таблица 32

Вес сварных барабанов (Ленинградское отделение Стальпроммеханизации).

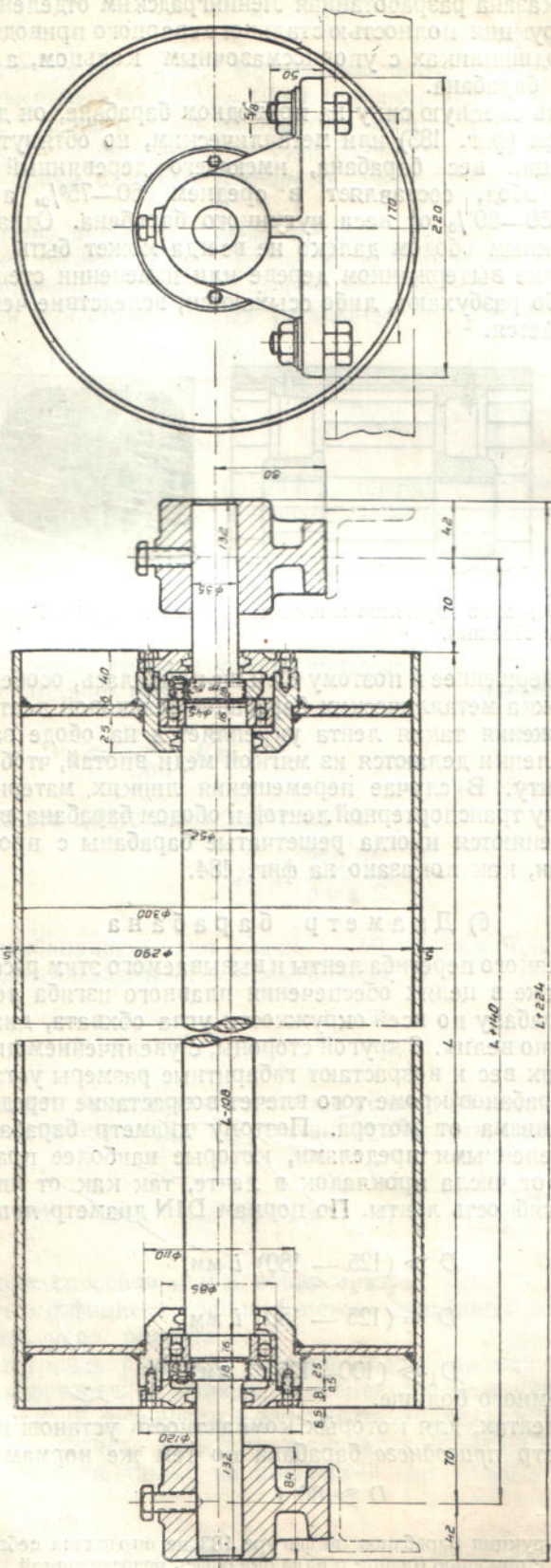
Приводные				Натяжные			
Ширина ленты (мм)	Длина барабана (мм)	Диаметр барабана (мм)	Вес барабана (кг)	Ширина ленты (мм)	Длина барабана (мм)	Диаметр барабана (мм)	Вес барабана (кг)
400	500	500	162 <sup>2</sup>	400	500	400	53
500	600	500	172 <sup>2</sup>	500	600	400	59
600	700	500	181 <sup>2</sup>	600	700	400	73
750	850	600	168	600	700	500	85
750	850	900	310	750	850	500	112
900	1000	600	213	750	850	600	139
900	1000	900	340	900	1000	500	125
				900	1000	600	155

<sup>1</sup> Разность радиуса посередине и у края.<sup>2</sup> С валом и подшипниками.







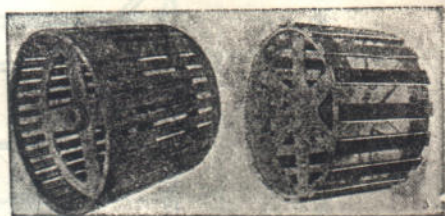
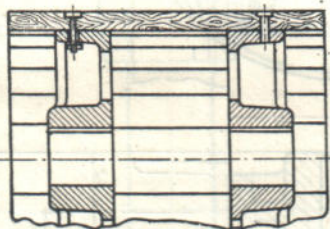
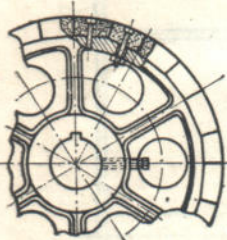


Фиг. 182. Сварной отводной барабан на шарикоподшипниках (Стальпроммеханизация, Ленинград).



На фиг. 181 показана разработанная Ленинградским отделением Стальпром-механизации конструкция полностью стального сварного приводного барабана, вращающегося в подшипниках с упорносмазочным кольцом, а на фиг. 182 — сварного обводного барабана.

Чтобы увеличить сцепную силу на приводном барабане, он делается иногда с деревянным ободом (фиг. 183) или металлическим, но обтянутым кожей или, чаще, резиной. Общий вес барабана, имеющего деревянный набранный из отдельных планок обод, составляет в среднем 60—75%, а для больших диаметров — даже 50—60% от веса чугунного барабана. Однако применение барабанов с деревянным ободом далеко не всегда может быть рекомендовано, так как при не вполне выдержанном дереве или изменении степени влажности воздуха планки либо разбухают, либо ссыхаются, вследствие чего работа барабана сильно ухудшается.<sup>1</sup>



Фиг. 183. Барабан с ободом из деревянных планок (завод им. Ленина).

Фиг. 184. Решетчатые барабаны.

Значительно совершеннее и поэтому больше привилась, особенно в иностранной практике, обтяжка металлических барабанов резиновой лентой. Для предохранения от скольжения такая лента укрепляется на ободе заклепками или вулканизацией. Заклепки делаются из мягкой меди впопай, чтобы не повредить транспортерную ленту. В случае перемещения липких материалов, которые могут, попадая между транспортерной лентой и ободом барабана, вызывать скольжение ленты, применяются иногда решетчатые барабаны с прорезами или со стальными планками, как показано на фиг. 184.

### б) Диаметр барабана

Во избежание резкого перегиба ленты и вызываемого этим расслоения и быстрой порчи ее, а также в целях обеспечения плавного изгиба ленты и ровного прилегания ее к барабану по всей окружности угла обхвата, диаметр барабана должен быть возможно велик. С другой стороны, с увеличением диаметра барабанов увеличивается их вес и возрастают габаритные размеры установки. Увеличение приводных барабанов кроме того влечет возрастание передаточного числа передаточного механизма от мотора. Поэтому диаметр барабана приходится ограничивать определенными пределами, которые наиболее правильно назначать в зависимости от числа прокладок в ленте, так как от числа прокладок зависят толщина и гибкость ленты. По нормам DIN диаметр *приводных* барабанов принимается

$$D \geq (125 - 180) i \text{ мм}, \quad (131')$$

обычно

$$D = (125 - 150) i \text{ мм} \quad (131'')$$

и отклоняющих

$$D_1 \geq (100 - 125) i \text{ мм} \quad (132')$$

обычно  $100 i$  или немного больше.

На подземных лентах, для которых компактность установки имеет особенное значение, диаметр *приводного* барабана по тем же нормам

$$D \geq 80 i \quad (133')$$

<sup>1</sup> В частности конструкция барабанов по фигуре 183 не оправдала себя, так как связь между фланцами только с помощью планок и вала оказалась недостаточной.



$$D_1 \geq 60 i. \quad (134')$$

По общebritанским нормам BSS минимальные диаметры барабана принимаются несколько меньше, (115—125)  $i$  для приводного и 90  $i$  для отклоняющего барабана, <sup>1</sup> однако следует отметить общую тенденцию последнего времени, связанную с выяснением влияния перегибов ленты на ее расслаивание и сокращение срока службы, принимать диаметр барабанов по возможности большим.

Диаметр приводного барабана проверяется, кроме того, по специфической величине тяговой силы, передаваемой одним квадратным метром его поверхности, охваченной лентой, которая по нормам DIN равна для стационарных установок

$$p \leq 1600 - 2000 \text{ кг/м}^2,$$

для подземных

$$p \leq 3500 \text{ кг/м}^2.$$

Если  $\alpha^\circ$  — угол обхвата барабана лентой, то покрытая лентой поверхность барабана, если  $D$  выражено в метрах, равна

$$\frac{D}{2} \frac{\alpha}{360} 2 \pi B = \frac{D \alpha \pi}{360} B \text{ м}^2. \quad (135)$$

Если  $W_0$  — общее тяговое усилие, передаваемое лентой, то должно быть

$$W_0 \leq \frac{D \alpha \pi}{360} B p,$$

откуда наименьшее допустимое значение  $D$

$$D \geq \frac{360 W_0}{p \alpha B}. \quad (136)$$

Ширину барабана назначают обычно на 50—100 мм больше ширины ленты  $B$ , по нормам Союзстальмоста на 100 мм больше  $B$ .

### в) Угол обхвата

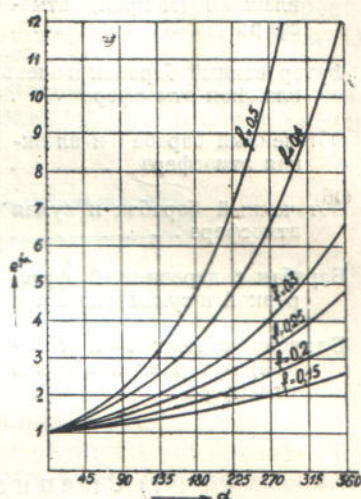
Чтобы передать определенное тяговое усилие на ленте  $W_0$ , имея возможно более низкими натяжения  $S_{нб}$  и  $S_{об}$ , можно прибегнуть, как это видно из уравнения

$$W_0 = S_{нб} - S_{об} \leq S_{об} (e^{\alpha} - 1) = \frac{S_{нб} (e^{\alpha} - 1)}{e^{\alpha}},$$

к одному из двух способов или к обоим сразу:

- 1) повысить коэффициент трения  $f$  между барабаном и лентой,
- 2) увеличить угол обхвата  $\alpha$ .

Коэффициент трения  $f$  зависит от того, сделан ли или нет барабан футерованным, от рода футеровки, а также от степени влажности атмосферы. Значения  $f$  для разных условий футеровки и влажности приведены в таблице 33, в которой для удобства подсчета даны также значения  $e^{f\alpha}$  при углах  $\alpha = 180 - 380^\circ$ . Значения  $e^{f\alpha}$  помещены также на диаграмме (фиг. 185).



Фиг. 185. Диаграмма значений  $e^{f\alpha}$ .

<sup>1</sup> Colliery Guardian, 1933, № 3782, стр. 1155.



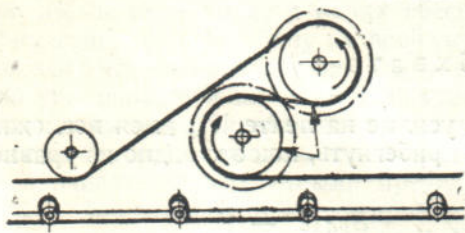
Значение для  $f$  и  $ef^2$ 

Род барабана и атмосферные условия	$f$	$\alpha$ в градусах и радианах							
		180	210	240	270	300	330	360	380
		3,14	3,66	4,19	4,71	5,24	5,76	6,28	6,63
$ef^2$									
Обтетенный барабан и сильно влажная (мокрая) атмосфера . . . . .	0,1	1,37	1,44	1,52	1,60	1,69	1,78	1,87	1,94
Футерованный барабан и очень влажная атмосфера . . . . .	0,15	1,60	1,73	1,87	2,03	2,19	2,37	2,57	2,71
Обтетенный барабан и влажная атмосфера . . . . .	0,2	1,87	2,08	2,31	2,57	2,85	3,16	3,51	3,77
Обтетенный барабан и сухая атмосфера . . . . .	0,3	2,56	3,00	3,51	4,11	4,81	5,63	6,59	7,31
Барабан с деревянной футеровкой и сухая атмосфера.	0,35	3,00	3,61	4,33	5,20	6,25	7,51	9,02	10,19
Барабан с ленточной (тканной) футеровкой и сухая атмосфера . . . . .	0,4	3,51	4,33	5,34	6,59	8,12	10,01	12,35	14,35

## г) Специальные типы приводов

Обычный угол обхвата на приводном барабане, с расположенным близ него нажимным роликом (см. фиг. 136 и 139),  $\alpha = 210 - 215^\circ$ . Для увеличения угла обхвата, в случае большого тягового усилия, устанавливают иногда двухбарабанный или тандем-привод, на котором угол обхвата достигает  $360 - 380^\circ$  и даже  $410^\circ$  (фиг. 186).

К недостаткам тандем-привода надо однако отнести следующее: трехкратный, считая и отклоняющий ролик, изгиб ленты, и притом поочередно в разные стороны; огибание лентой одного барабана и отклоняющего ролика лицевой стороной, вследствие чего происходит вдавливание в ленту мелких приставших к ней частиц транспортируемого материала и порча покрывки; проскальзывание ленты на большом угле обхвата и вследствие этого износ покрывки; колебание величины натяжения ленты между первым и вторым приводным барабаном, возрастание этого натяжения и,



Фиг. 186. Схема тандем-привода.

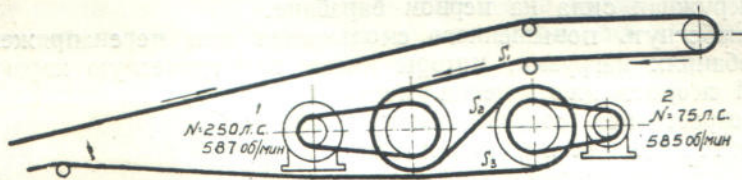
как следствие, возникновение опасности скольжения ленты по обоим барабанам сразу.

Причиной последнего явления служит неодинаковое упругое удлинение ленты при огибании ею обоих приводных барабанов, ибо на каждый из них она набегает с разным натяжением: на первый с большим, чем на второй. Так как на первом барабане лента сильнее вытянута, чем на втором, то при равных диаметрах барабанов и одинаковых числах оборотов первый барабан сматывает меньшую «фактическую» длину ленты (измеренную в нерастянутом состоянии), чем второй наматывает. Вследствие этого величина натяжения на промежуточной ветви возрастает и разность натяжений по обе стороны первого барабана уменьшается, а второго — увеличивается, так что и передача тяговой силы на



первом барабане падает, а на втором возрастает. Когда эта разность на втором барабане превышает его сцепную силу, то может произойти скольжение ленты по обоим барабанам. Теоретически правильным способом борьбы с этим явлением было бы либо некоторое увеличение диаметра первого барабана, либо вращение его с соответственно большей скоростью. Недостаток этого способа в том, что определенное соотношение диаметров барабанов или угловых скоростей соответствует только одной определенной нагрузке ленты. При изменении нагрузки меняется соотношение натяжений набегающих на оба барабана ветвей, а следовательно иная получается и деформация удлинения ленты при огибании барабанов.

Практика применения аналогичных конструкций в двухобхватных проволочно-канатных передачах показывает, что на распределении тяговой силы на обоих барабанах неблагоприятно сказывается еще наблюдающийся иногда больший износ первого шкива, а следовательно и постепенное уменьшение его диаметра; однако на ленточном приводе такой износ должен быть несравненно менее чувствителен.



Фиг. 187. Схема двухмоторного привода.

Другое, более действительное, средство, которым пользуются в двух- и трехобхватных приводах проволочно-канатной откатки, в частности на проволочно-канатных дорогах, — это установка в приводном механизме дифференциальной передачи,<sup>1</sup> но и этот способ, главным образом вследствие его конструктивной сложности, не нашел применения на ленточных конвейерах.

Как на хорошо продуманное решение вопроса о двухбарабанном приводе, имеющее целью довести до минимума скольжение ленты по барабанам и обусловленный этим скольжением износ ее, но которое может себя однако оправдать только на очень крупных установках, можно указать на двухбарабанный привод с двумя отдельными моторами, из коих каждый вращает свой барабан.

Такой привод (фиг. 187)<sup>2</sup> был применен на мощной конвейерной установке одного из американских рудников для доставки угля по наклонной шахте на поверхность. Внешний вид привода, на котором видны оба мотора, передача от них к барабанам системы Тех-Рор (см. ниже) и часть надземного участка ленты даны на фиг. 188. На фиг. 189 изображен этот же конвейер, установленный в наклонной шахте. Численные данные о приводе и конвейере сообщены в примере 8, в котором приводится проверочный расчет этой установки.

Оба приводные барабаны и передача к ним выполнены на этой установке одинаковыми, но так как на первый барабан лента набегаёт под большим натяжением, чем по второй, а следовательно сильнее вытянута, то для избежания излишнего скольжения или перенапряжения ленты мотор первого барабана делает больше оборотов, чем мотор второго (соответственно 587 и 585 об/мин.). Отношение числа оборотов моторов можно считать равным отношению деформированной длины ленты при набегаении на первый и на второй барабан при нормальной нагрузке транспортера.

Если  $l$  — длина какого-либо участка ленты в нерастянутом состоянии,  $\Omega_l$  — сечение ленты и  $E$  — модуль упругости, отнесенной к этому сечению,  $\Delta_1 l$  и  $\Delta_2 l$  — упругое удлинение участка ленты длиной  $l$  на набегающей ветви перед первым и вторым барабаном, то

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{l + \Delta_1 l}{l + \Delta_2 l}, \quad (137)$$

<sup>1</sup> См. А. О. Сливаковский, О приводе для канатной откатки, «Уголь» № 57, 1930, стр. 7—32.

<sup>2</sup> «Power», январь № 13, 1931, стр. 70; «Coal Age», май, 1930, стр. 282; «Mechanical Handling», март, 1931, стр. 80.



где

$$\Delta_1 l = \frac{S_1 l}{E Q_a}, \quad \Delta_2 l = \frac{S_2 l}{E Q_a}. \quad (138)$$

Подставляя эти значения  $\Delta_1 l$  и  $\Delta_2 l$  в уравнение 137, находим

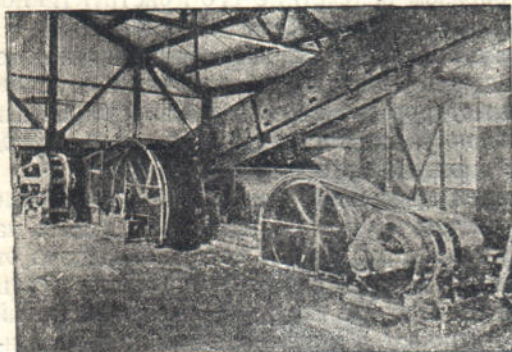
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{E Q_a + S_1}{E Q_a + S_2}. \quad (139)$$

Предыдущее уравнение в более упрощенном и достаточно приближенном виде можно переписать следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \frac{E Q_a + S_1}{E Q_a + S_2} = \frac{E Q_a + W_1 + S_2}{E Q_a + S_2} = 1 + \frac{W_1}{E Q_a + S_2} \cong \\ &\cong 1 + \frac{W_1}{E Q_a} = 1 + \frac{75 N_1}{E Q_a v} = 1 + \frac{75 N_1}{E B \delta v}, \end{aligned} \quad (139')$$

где  $W_1$  — окружная сила на первом барабане.

Чтобы избежать повышенного скольжения или перенапряжения ленты и при колебаниях нагрузки, моторы имеют электрическую характеристику, при которой скорость их вращения уменьшается с возрастанием сопротивления и увеличивается с падением его, причем изменение в ту и другую сторону скорости вращения мотора при колебании нагрузки происходит на втором, менее мощном моторе в большей степени, чем на первом.



Фиг. 188. Внешний вид двухмоторного привода.



Фиг. 189. Вид на конвейер, доставляющий уголь по наклонной шахте (Allen & Garsia).

Можно показать (см. численный пример 8), что при уменьшении нагрузки и общей величины сопротивления на транспортере, но сохранении пропорциональности нагрузки на моторах их мощностям, отношение  $S_1 : S_2$ , а следовательно отношение длин вытянутых участков ленты  $l + \Delta_1 l$  и  $l + \Delta_2 l$  — убывает. Так как с уменьшением вращающих моментов числа оборотов  $n_1$  и  $n_2$  повышаются, причем  $n_2$  повышается быстрее, то и отношение  $n_1 : n_2$  убывает, а следовательно соотношения в уравнении (139) сохраняют силу, и излишнее скольжение ленты по барабанам избегается и в этом случае. Аналогичным образом, благодаря указанным свойствам моторов, уравнение (139) остается в силе и при возрастании нагрузки на транспортере.

Такая система привода отличается гибкостью и дает возможность избежать скольжения и при случайных перераспределениях натяжения ленты. В самом деле, если натяжение на промежуточной ветви почему-либо возрастает, то момент сопротивления вращению на первом барабане уменьшается, а на вто-



ром — увеличивается. Поэтому скорость вращения первого мотора возрастает, а второго убывает, и натяжение на промежуточной ветви возвращается к норме. Если, наоборот, величина натяжения на промежуточной ветви ленты почему-либо уменьшается, то первый мотор получает повышенную нагрузку и сбавляет число оборотов, а второй — соответственно разгружается и начинает вращаться быстрее; поэтому опять-таки величина натяжения снова возрастает до нормы.

Еще один способ уменьшения тяговой силы, предложенный германской машиностроительной фирмой Schloemann A. G., Dusseldorf, <sup>1</sup> состоит в применении, подобно рольгангам, моторных опорных роликов, или так называемых *электро-роликов*, располагаемых в нескольких пунктах по длине конвейера. Такие ролики могут служить в помощь приводу, уменьшая натяжение набегающей на приводной барабан ветви, либо, при достаточном их количестве, полностью воспринимать всю тяговую силу. В этом случае натяжение ленты можно держать не выше того, какое необходимо из условия ограничения провеса ленты между роликами. Понятно, что при такой системе роликов экономия на стоимости ленты может получиться значительной, однако сильно возрастает стоимость электрооборудования.

Тяговое усилие, которое может быть передано с ролика на ленту, определяется силой трения между ними, равной при расстоянии между роликами  $l'$

$$P_1 = (q + q_A) l' f,^2 \quad (140)$$

поэтому, если электророликами передается вся тяговая сила, то расстояние между ними на транспортере  $L'$ , если  $w'$  — коэффициент сопротивления, отнесенный к весу груза и ленты, может быть определено из

$$(q + q_A) l' f \geq (q + q_A) (L' - l') w', \quad (141)$$

откуда

$$L' \leq l' \left( \frac{f}{w'} + 1 \right). \quad (141')$$

Если электророликами передается не вся тяговая сила, как было рассмотрено, а только часть ее, то и в этом случае их надо располагать примерно на равных расстояниях по всей длине транспортера, так как иначе в периоды начала и конца загрузки транспортера, когда материал расположен не по всей длине ленты, может оказаться, что он отсутствует именно над электророликами, вследствие чего тяговая сила убывает и может сделаться недостаточной для движения ленты.

Ниже, в численных расчетах, мы рассмотрим на конкретном примере (пример 9), как определяется число вспомогательных электророликов для уменьшения количества прокладок в ленте до назначенного предела.

Еще одна система привода, с помощью которой может быть достигнуто уменьшение натяжения ленты, при передаче на нее значительной тяговой силы, — это привод со вспомогательной прижимной лентой (Hugger Drive).

Транспортерная лента  $a$ , огибающая приводной шкив  $b$  (фиг. 190), снаружи обхватывается еще короткой лентой  $c$ , натянутой с помощью груза  $d$ . Другое конструктивное выполнение такого привода, с нажимным винтом  $d$  вместо груза, показано на фиг. 191. Величина прижатия транспортерной ленты к барабану, а значит и сцепная сила на таком приводе увеличиваются соответственно натяжению вспомогательной ленты.

Прижимающая сила, действующая между транспортерной лентой и барабаном определяется, как известно, величиной натяжения набегающей и сбегаящей ветви. В приводе с прижимной лентой, натянутой с силой  $S_a$ , действует со стороны набегающей вместо  $S_{нб}$  сила  $S_{нб} + S_a$ , и со стороны сбегания вместо  $S_{сб}$  сила  $S_{сб} + S_a$ , поэтому в уравнении

$$S_{нб} = S_{сб} + S_a,$$

<sup>1</sup> Z. V. d. I, 1931, № 11, стр. 333.

<sup>2</sup> Более точное выражение для силы  $P_1$  выведено в численном примере 9 (ур-ния 309 и 310)



сделав для привода с прижимной лентой соответственные подстановки, получаем

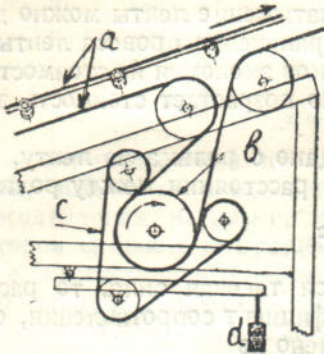
$$S_{нб}' + S_a = (S_{сб}' + S_a) e^{i\alpha}, \quad (142)$$

откуда

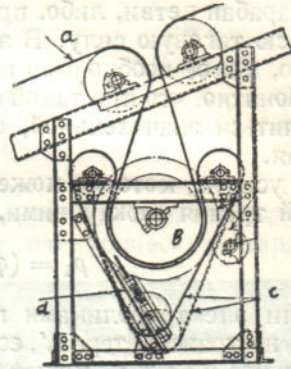
$$S_{нб}' = S_{сб}' e^{i\alpha} + S_a (e^{i\alpha} - 1). \quad (143)$$

Тяговая сила в этом случае

$$W_0' = S_{нб}' - S_{сб}' = (S_{нб}' + S_a) \frac{e^{i\alpha} - 1}{e^{i\alpha}} = (S_{сб}' + S_a) (e^{i\alpha} - 1). \quad (144)$$



Фиг. 190. Привод с прижимной лентой с грузовой натяжкой.



Фиг. 191. Привод с прижимной лентой с винтовой натяжкой.

Если сравнить это уравнение с выражением для тяговой силы при отсутствии прижимной ленты

$$W_0 = S_{нб} - S_{сб} = S_{нб} \frac{e^{i\alpha} - 1}{e^{i\alpha}} = S_{сб} (e^{i\alpha} - 1),$$

то получим при  $S_{нб} = S_{нб}'$

$$W_0' = W_0 + S_a \frac{e^{i\alpha} - 1}{e^{i\alpha}}, \quad (145)$$

при  $S_{сб} = S_{сб}'$

$$W_0' = W_0 + S_a (e^{i\alpha} - 1) \quad (146)$$

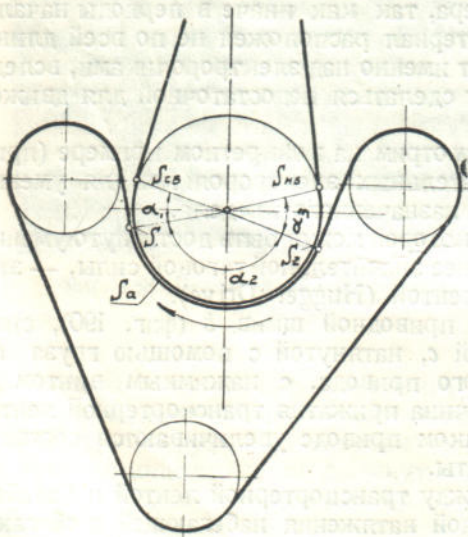
и при  $W_0 = W_0'$

$$\left. \begin{aligned} S_{нб}' &= S_{нб} - S_a, \\ S_{сб}' &= S_{сб} - S_a, \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

то-есть при одинаковом наибольшем натяжении ленты  $S_{нб}$  тяговая сила получается больше на величину  $S_a \frac{e^{i\alpha} - 1}{e^{i\alpha}}$ , при одинаковой силе на натяжном устройстве транспортера и одинаковом  $S_{сб}$  — больше на величину  $S_a (e^{i\alpha} - 1)$ , а при одинаковом тяговом усилии наибольшее натяжение получается меньше на величину  $S_a$ .

Положив в уравнение (144)  $S_{сб}' = 0$ , находим

$$S_a = \frac{W_0'}{e^{i\alpha} - 1}. \quad (148)$$



Фиг. 192. Схема привода с прижимной лентой.



Это значит, что при таком натяжении прижимной ленты при передаче тяговой силы  $W_0'$  сбегающая ветвь могла бы быть совершенно не натянута, а натяжение набегающей ветви достигло бы своего теоретического минимума  $S_{нб}' = W_0'$ .

Как видно из фиг. 190 и 191, угол обхвата транспортной ленты на барабане равен углу обхвата на нем прижимной ленты. Если эти углы не равны (фиг. 192), то тяговая сила на приводе находится из совместного решения следующих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= S_{сб} e^{f\alpha_1}, \\ S_2 + S_a &= (S_1 + S_a) e^{f\alpha_2}, \\ S_{нб} &= S_2 e^{f\alpha_3}, \\ W_0 &= S_{нб} - S_{сб}. \end{aligned} \right\} \quad (149)$$

Из приведенного следует, что увеличение с помощью направляющего ролика или применения двух приводных барабанов угла  $\alpha$ , увеличение на футерованных барабанах коэффициента трения  $f$  и применение прижимной ленты дают возможность уменьшения натяжения на набегающей ветви, а следовательно числа прокладок в ленте и ее первоначальной стоимости.

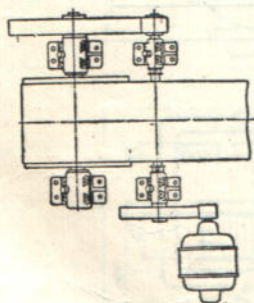
Фирмы Jeffrey и Link-Belt<sup>1</sup> приводят для одного частного случая следующие цифры изменения числа прокладок в ленте в зависимости от рода привода:

1. Барабан без обкладки,  $\alpha = 180^\circ$  . . . . . 11 прокладок
2. Барабан без обкладки,  $\alpha = 215^\circ$  . . . . . 10 »
3. Барабан с резиновой обкладкой,  $\alpha = 215^\circ$  . . . . . 8 »
4. Тандем-привод и двухмоторный привод, барабаны с обкладкой,  $\alpha = 380^\circ$  . . . . . 7 »
5. Привод с прижимной лентой,  $\alpha = 215^\circ$  . . . . . 6 »

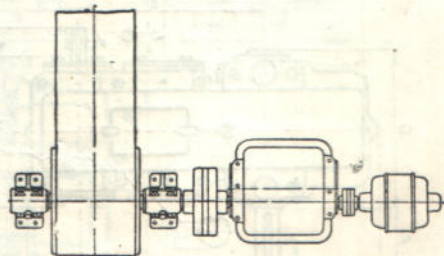
Вопрос о выборе наиболее выгодного типа привода в разных случаях практики в общем виде не исследован и поэтому его следует решать путем сравнительных технико-экономических подсчетов, в каждом конкретном случае отдельно.

#### д) Передаточный механизм

Передача движения от мотора к головному валу, на котором насажен приводной барабан, ввиду большой рабочей скорости ленты и поэтому относительно небольшого потребного передаточного числа, осуществляется обычно либо двухступенчатой передачей, либо одной ременной или цепной и одной зубчатой, либо одной винтовой.



Фиг. 193. Схема двойной зубчатой передачи.



Фиг. 194. Головная конструкция с редуктором из двух пар шестерен.

В случае двойной зубчатой передачи, в целях компактности, колеса располагаются обычно по обе стороны барабана (фиг. 193), и промежуточный вал, пропускаемый между верхней и нижней ветвями ленты, вращается в подшипниках, монтируемых на станине транспортера.

<sup>1</sup> Link-Belt, каталог № 600, 1934.

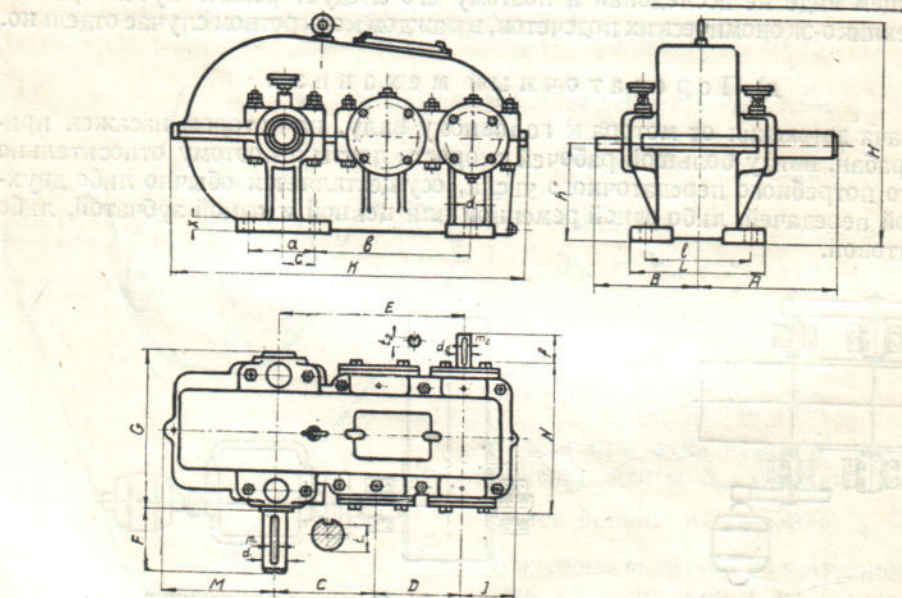


В целях получения полностью закрытого передаточного механизма, с рабочей зубчатых колес в масле, дающего при соответственном качестве изготовления более тихий и спокойный ход, меньший износ и большую надежность и безопасность, на ленточных транспортерах, так же как и многих других машинах, начали применять нормализованные редукторы, в которых обе пары колес (а в случае надобности и большее число передач) заключены в одном чугунном (или стальном) кожухе, представляющем закрытую масляную ванну, стенки которой служат опорой для подшипников валов. Применение таких редукторов имеет особенное значение в случае перемещения сильно пылящих и абразивных материалов, создающих неблагоприятные в смысле износа условия работы незакрытых шестерен.

Однако, как показывает схема по фиг. 194, при установке редуктора габаритные размеры привода в направлении, поперечном оси ленты, сильно возрастают. Поэтому, в случае узких продольных коридоров, в которых монтируются транспортеры, применение привода такой системы оказывается иногда затруднительным. Более компактной получается схема

Фиг. 195. Редуктор с двойной зубчатой передачей и фланцевым мотором (Rhenania)

при применении редуктора с фланцевым мотором, как показано на фиг. 195.<sup>1</sup>

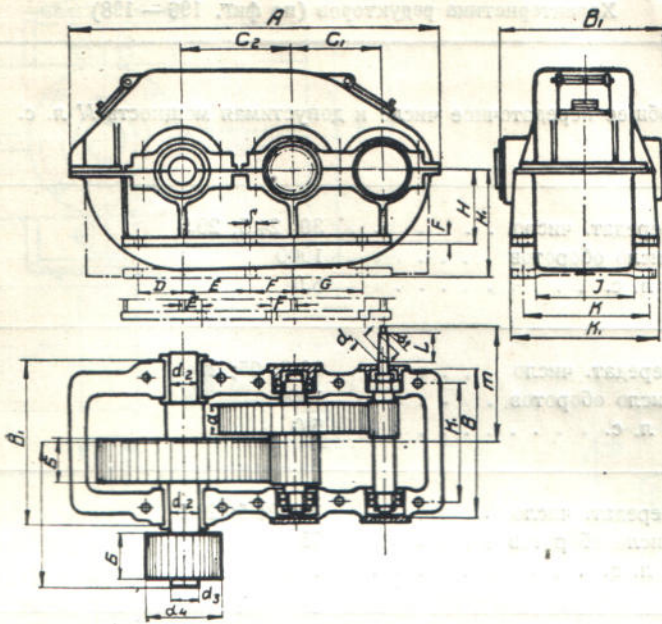


Фиг. 196. Нормальный редуктор с двумя парами цилиндрических зубчатых колес (Стальпроммеханизация, Ленинград).

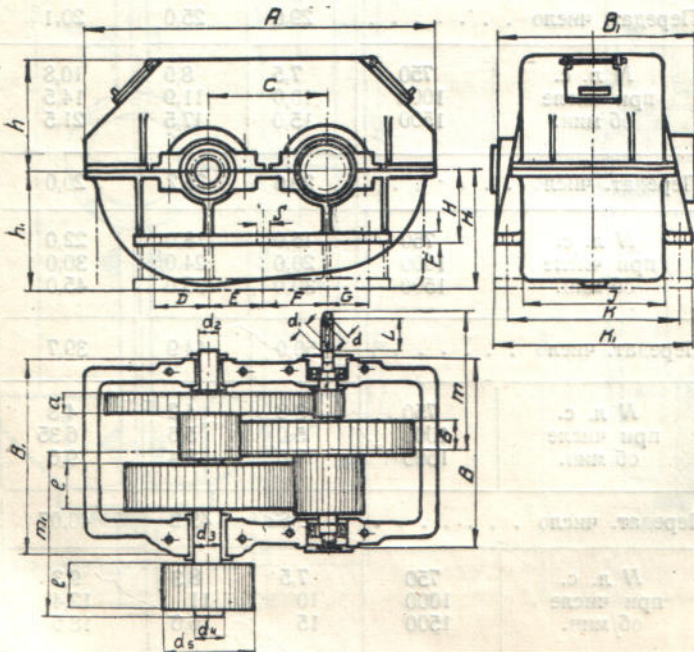
Характеристика и размеры редукторов с цилиндрическими зубчатыми передачами, принятых в качестве нормальных Стальпроммеханизацией (по фиг. 196—198), приведены в таблицах 34 и 35.

<sup>1</sup> Компактные конструкции моторов со встроенными передачами см. в статье Fr. G. Alt mann, *Bauformen der Getriebe bei neueren Getriebemotoren*, Z. V. d. I, 1932, № 10, стр. 235





Фиг. 197. Нормальный редуктор с двумя парами цилиндрических зубчатых колес (Стальпроммеханизация, Ленинград).



Фиг. 198. Нормальный редуктор с тремя парами цилиндрических зубчатых колес (Стальпроммеханизация, Ленинград).



Характеристика редукторов (по фиг. 196 — 198)

Фиг.	Общее передаточное число и допустимая мощность $N$ л. с.					Вес (кг)
196	1	Передат. число . . . . .	30; 24,5; 20,5			140
		Число оборотов . . . . .	1000			
		$N$ л. с. . . . .	5,0			
196	2	Передат. число . . . . .	30,3; 25; 20			250
		Число оборотов . . . . .	1000			
		$N$ л. с. . . . .	5,0			
196	3	Передат. число . . . . .	30; 24,5; 20,5			460
		Число оборотов . . . . .	750			
		$N$ л. с. . . . .	10,0			
197	1	Передат. число . . . . .	29,6	25,2	20,0	300
		$N$ л. с. при числе об/мин.	750 1000 1500	3,8 5,1 7,6	4,5 6,0 9,0	
	2	Передат. число . . . . .	29,6	25,0	20,1	695
		$N$ л. с. при числе об/мин.	750 1000 1500	7,5 10,0 15,0	8,9 11,9 17,5	
	3	Передат. число . . . . .	29,6	25,2	20,0	965
		$N$ л. с. при числе об/мин.	750 1000 1500	15,0 20,0 30,0	18,0 24,0 35,0	
198	1	Передат. число . . . . .	50,0	44,9	39,7	530
		$N$ л. с. при числе об/мин.	750 1000 1500	3,8 5,0 7,6	4,2 5,6 8,4	
	2	Передат. число . . . . .	49,82	45,2	40,07	810
		$N$ л. с. при числе об/мин.	750 1000 1500	7,5 10 15	8,3 11 16,6	
	3	Передат. число . . . . .	49,2	44,3	39,0	1260
		$N$ л. с. при числе об/мин.	750 1000 1500	15 20 30	16,7 22,2 33,2	

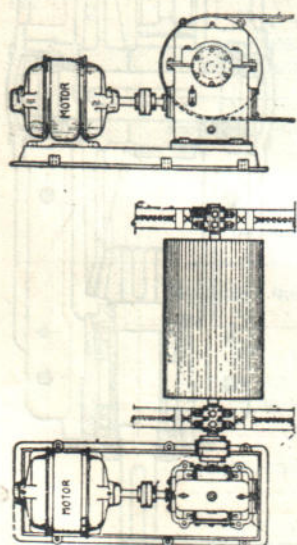






Главные размеры редукторов  
(по фиг. 196 — 198)

№ фигуры	Р а з м е р ы (мм)																			
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N	a	b	c	f	h	l	
196	1	237.5	202.5	192	140	332	78	319	430	115	642	270	195	295	120	272	60	55	190	220
	2	265	212	216	180	396	102.5	322.5	496	115	751	280	240	306	140	326	70	59	215	220
	3	408	320	283	224	512	138	540	640	118	940	380	310	440	180	422	90	100	290	320
197	1	995	368 <sup>1</sup> 446	240 300	120	180	120	185	206 275	250	340 400	80			90	125			268 272	
	2	1237	475 460	312 375	150	245	130	255	206 335	300	380 450	90			90	150			333 338	
	3	1485	535 649	406 460	215	60	60	340	225 415	409	500 580	90			150	200			410 417	
198	1	959	557 547	324	150	145	179	116	200	381	470 540	80			60	100			303 305	150
	2	1213	600 638	408	160	204	204	160	200	446	540 610	110			70	120			385 390	175
	3	1415	760 787	480	190	230	250	170	235	574	680 760	120			80	160			445 450	250



Фиг. 200. Винтовой привод  
(Robins).

привода представлен на фиг. 202. Оси мотора приводного барабана в этом приводе совпадают.

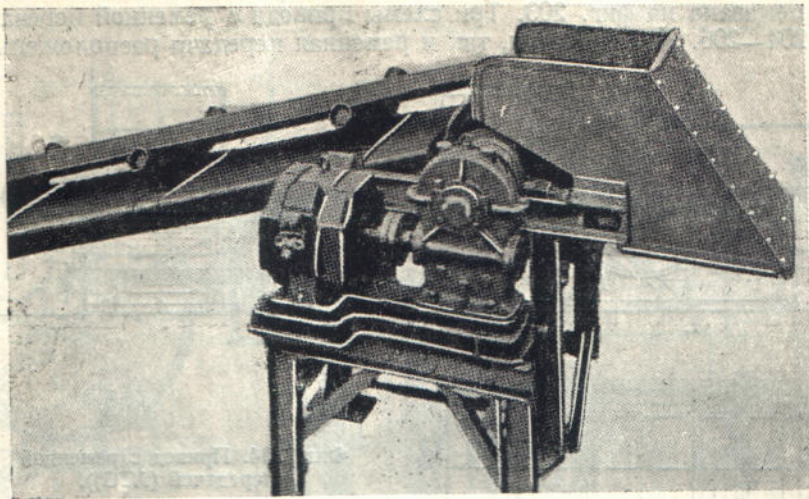
Тип редуктора с двумя зубчатыми передачами, из коих первая пара—коническая, виден на фиг. 199. Такая система редуктора дает возможность расположить ось мотора параллельно продольной оси конвейера, благодаря чему размеры привода в ширину сильно уменьшаются.

Компактную конструкцию представляет также винтовая передача, сама по себе занимающая меньше места, чем двойная зубчатая и на приводе ленточного транспортера дающая возможность расположить ось мотора, как и в предыдущей конструкции, параллельно продольной оси транспортера (фиг. 200 и 201). Все же винтовая передача применяется значительно реже, так как она может обеспечить достаточно высокий к. п. д. и долговечность в работе только при очень тщательном выполнении и отличном качестве металла. Если же эти условия соблюдены, то к. п. д. винтовой передачи может быть не ниже, чем двух зубчатых. По указаниям специальных фирм, к. п. д. винтовых редукторов доводится до 0,97.

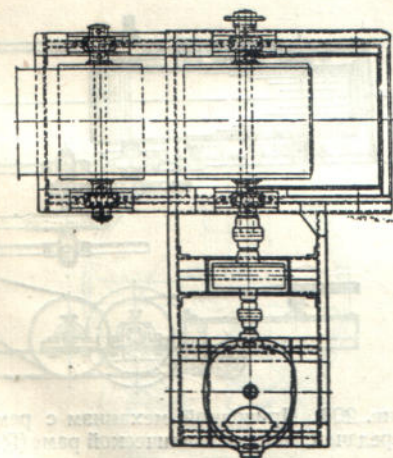
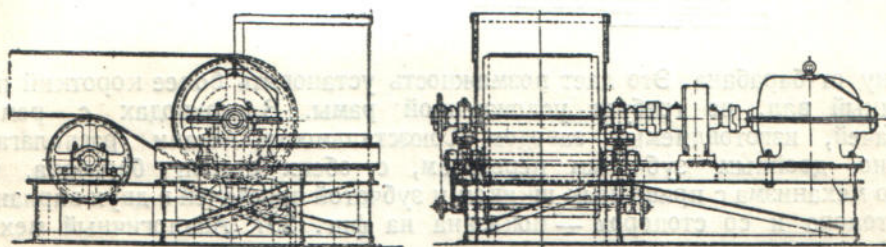
В отдельных случаях находит применение планетарный зубчатый механизм. Общий вид такого

<sup>1</sup> Двойные цифры относятся к размерам с индексами, например  $B_1$  и  $B_2$ .

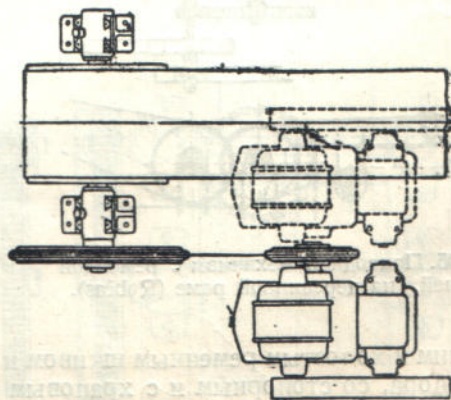




Фиг. 201. Привод с винтовой передачей (Mavor & Coulson).



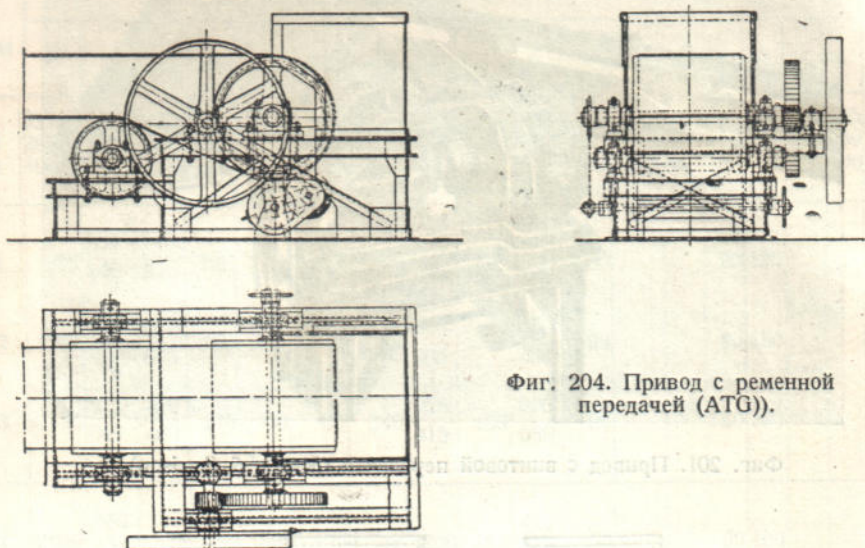
Фиг. 202. Приводной механизм с планетарным редуктором скорости (АТГ).



Фиг. 203. Схема приводного механизма с передаточной цепью.

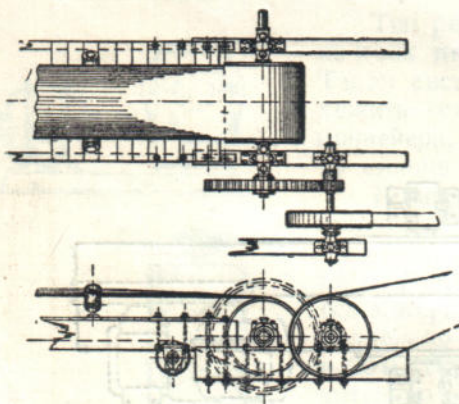


Механизмы с гибкой связью выполняются с цепной или чаще с ременной передачей. Схема механизма первого типа, с двумя возможными положениями мотора, показана на фиг. 203. Три схемы привода с ременной передачей даны на фиг. 204—206. Как зубчатая, так и ременная передачи расположены по одну

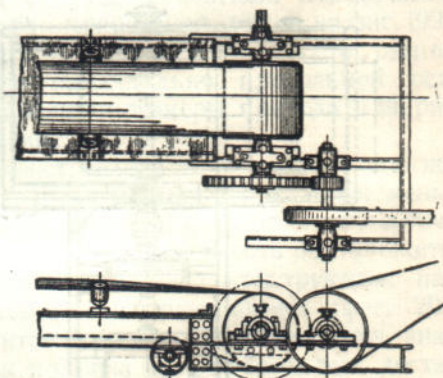


Фиг. 204. Привод с ременной передачей (АТГ).

сторону от барабана. Это дает возможность установить более короткий промежуточный вал, но требует усложненной рамы. В приводах с ременной передачей, изготовляемых заводом Союзстальмоста, детали располагаются, подобно двойным зубчатым передачам, с обеих сторон барабана. Схема такого механизма с приводным шкивом и зубчатой передачей в двух вариантах— без стопора и со стопором — показана на фиг. 207. Аналогичный механизм



Фиг. 205. Приводной механизм с ременной передачей, на деревянной раме (Robins).



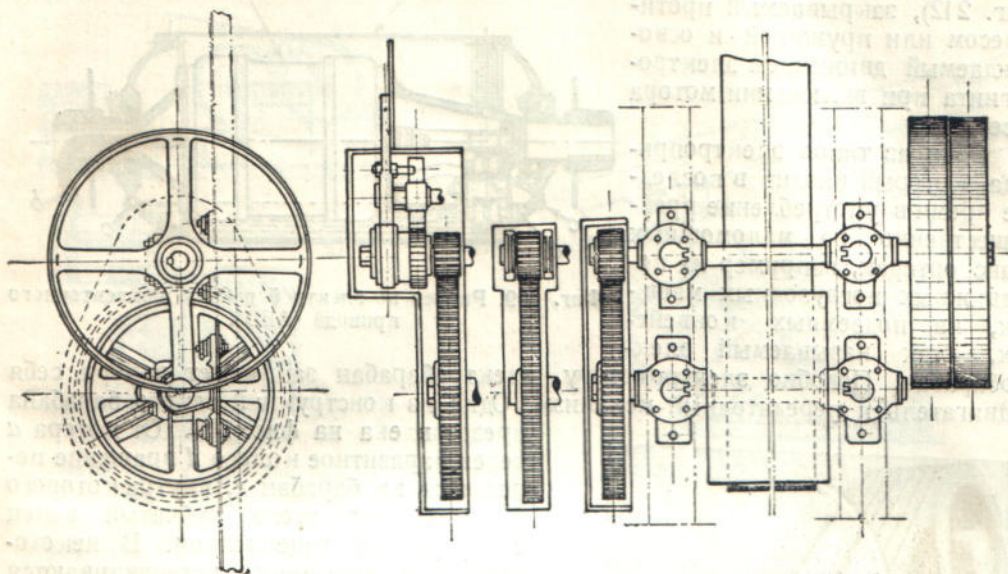
Фиг. 206. Приводной механизм с ременной передачей, на металлической раме (Robins).

с рабочим и холостым ременным шкивом и зубчатой передачей в трех вариантах— без стопора, со стопорным и с храповым остановом — виден на фиг. 208.

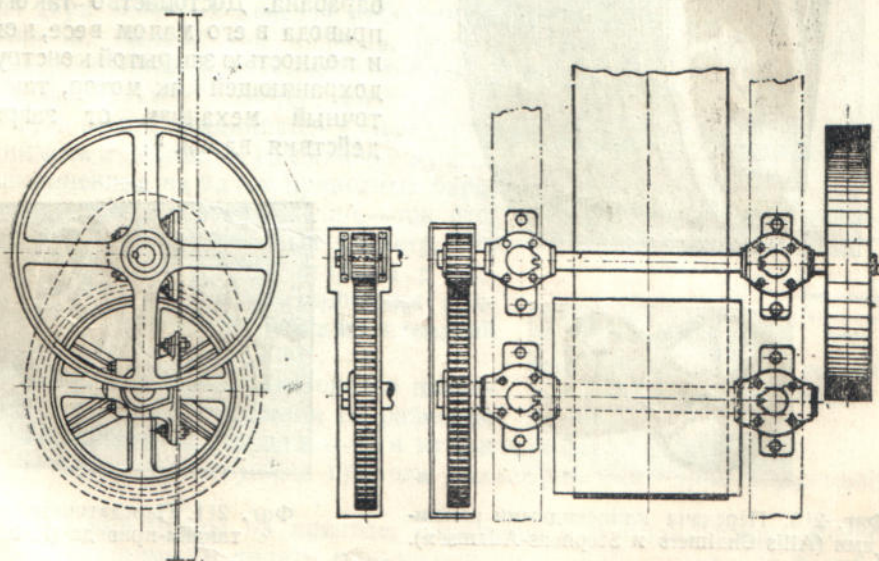
Назначение останова состоит в том, чтобы удерживать наклонную ленту, имеющую рабочее движение вверх, от обратного самопроизвольного движения под действием силы тяжести лежащего на ней материала при выключении или случайном перерыве тока. Конструкция остановов разобрана ниже в § 10. Вместо останова изредка применяется электромагнитный тормоз.

Если транспортер служит для перемещения по наклону вниз, то для остановки ленты применение храпового или стопорного останова не достигает цели,





Фиг. 208. Приводной механизм с ременной и зубчатой передачей (Союзстальмост).

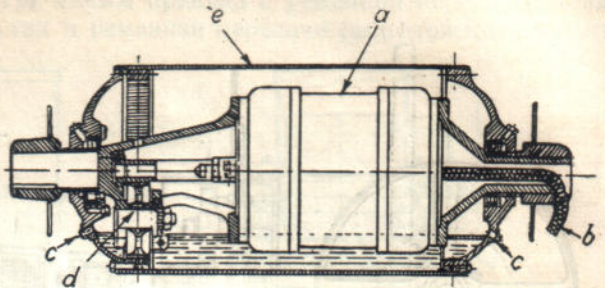


Фиг. 207. Приводной механизм с ременной и зубчатой передачей (Союзстальмост).



так как он должен удерживать ленту от движения в том же направлении, в котором она имеет рабочий ход. Поэтому в таких случаях должен быть установлен электромагнитный тормоз (фиг. 212), закрываемый противовесом или пружиной и освобождаемый движением электромагнита при включении мотора в сеть.<sup>1</sup>

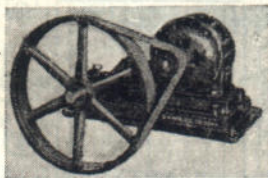
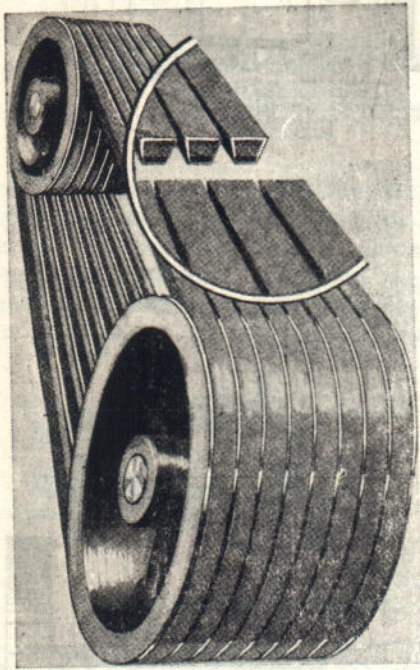
Один из типов электропривода, который входит в последнее время в употребление преимущественно на маломощных транспортерах, например на передвижных погрузочных машинах, на подземных конвейерах, — так называемый электробарабан. Подобно электромотору, электробарабан заключает внутри себя и двигатель и передаточный механизм. Одна из конструкций такого барабана представлена на фиг. 209.



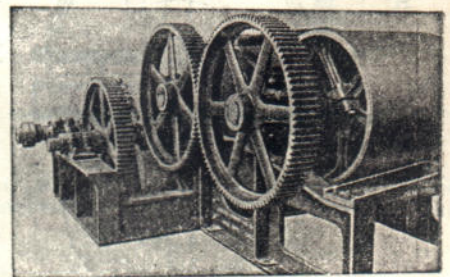
Фиг. 209. Разрез по электробарабану для ленточного привода (AEG).

От мотора *a* через паразитное колесо *d* вращение передается на барабан *e*, внутри которого укреплен для этого зубчатый венец с внутренним зацеплением. В некоторых конструкциях устанавливаются двойные зубчатые передачи. Барабан вращается на шарикоподшипниках на неподвижных цапфах, через одну из которых, сделанную полой, пропущен гибкий кабель *b* для подвода тока.

Для смазывания передачи и охлаждения мотора барабан, при мерно на треть, наполняется маслом. Выпускные отверстия для масла с делаются во фланцах барабана. Достоинство такого электропривода в его малом весе, компактности и полностью закрытой конструкции, предохраняющей как мотор, так и передаточный механизм от загрязнения и действия влаги.<sup>2</sup>



Фиг. 210. Передача клиновидными ремнями (Allis Chalmers и Stephens-Adamson).



Фиг. 211. Передаточный механизм тандем-привода (Robins).

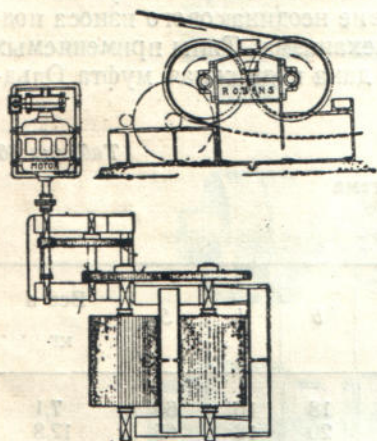
Большого внимания заслуживает получившая распространение в Америке система передачи — взамен ремня, цепи или зубчатых колес — с помощью хлорг-

<sup>1</sup> Определение вращающего момента по валу останова или тормоза приведено в § 7 второго раздела.

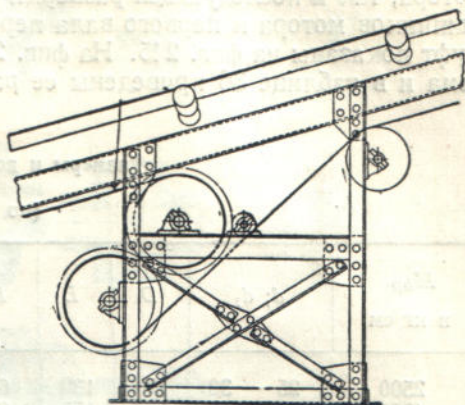
<sup>2</sup> Описание электробарабанов см. «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1933, № 17/18, стр. 202 и № 23/24, стр. 294.



чатобумажных прорезиненных шнуров трапециoidalного сечения, называемых иногда Тех-Рор (фиг. 210). Подобно канатной передаче, шнуры Тех-Рор ложатся в клиновидные канавки шкивов. Одно из достоинств этой передачи состоит



Фиг. 212. Схема привода по фиг. 158 (Robins).



Фиг. 213. Укрепление тандем-привода на клепаной стойке (Link-Belt).

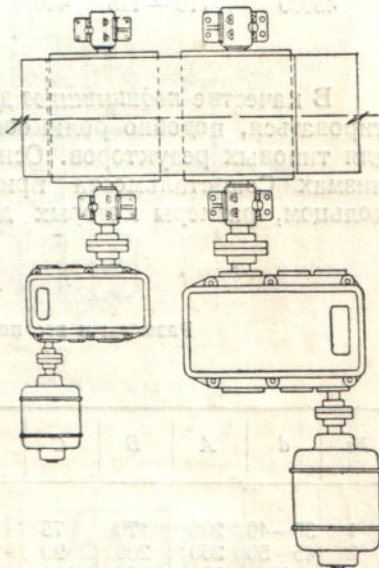
в том, что, в противоположность ременной передаче, выбор расстояния между осями ведущего и ведомого шкивов здесь менее стеснен. Кроме того, благодаря значительному коэффициенту сцепления между шнурами и шкивом, не требуется большого первоначального натяжения шнуров. Надежность в действии тоже в lika. Передаточное число в этой системе может быть принято 7 : 1 и больше, передаваемая мощность по фирменным данным — от  $1\frac{1}{2}$  до 300 л. с.<sup>1</sup>

В случае тандем-привода передача, как и при одном барабане, может происходить либо с помощью двух зубчатых передач, либо ременной и зубчатой. Первый тип привода, фирмы Robins, смонтированный на чугунной литой раме, показан на фиг. 211 и 212. Мотор, сидящий на отдельном фундаменте, соединяется с передаточным механизмом с помощью раздвижной муфты. Колеса, заклиненные на валах приводных барабанов, сцепляются непосредственно, — так что, если колеса имеют одинаковый диаметр, — то барабаны вращаются в разные стороны с одинаковой скоростью. Способ монтирования приводного двухбарабанного механизма на клепаной опорной стойке виден на фиг. 213.

Схема расположения двухмоторного привода с двумя редукторами, большим по размерам для первого барабана и меньшим — для второго, видна на фиг. 214.

В заключение о конструкции привода рассмотрим некоторые характерные элементы его.

Соединительные муфты на приводе, служащие для приключения мотора, обычно нет необходимости делать фрикционными, так как лента на барабане сама по себе представляет фрикционное соединение. Однако для облегчения



Фиг. 214. Двухмоторный редукторный привод (Link-Belt).

<sup>1</sup> По более поздним данным, мощность, передаваемая клинчатыми ремнями, достигает 500 л. с., а в отдельных специальных случаях — до 2000 л. с. (по данным фирмы Frank Wiggles Worth & Co, приведенным в книге проф. В. А. Добровольского, Ременная передача, 1934, стр. 145).



пуска в ход и плавности хода устанавливаются нередко гибкие муфты. Подвижность муфты, допускающая небольшое смещение осей соединяемых валов, безусловно желательна для компенсации как возможной неточности установки мотора, так и последующей разверки осей вследствие неодинакового износа подшипников мотора и первого вала передаточного механизма. Типы применяемых муфт показаны на фиг. 215. На фиг. 216 отдельно дана подвижная муфта Ольдгема и в таблице 36 приведены ее размеры.

Таблица 36

Размеры и вес муфты Ольдгема

(по фиг. 216)

$M_{кр}$ в кг/см	$d; d_1$	$D$	$L$	$B$	$D_1$	$\delta$	$b$	$h$	$S$	Вес в кг
2500	25 — 30	120	139	69	60	18	18	16	60	7,1
4200	30 — 40	150	171	81	75	20	20	18	65	12,8
7000	40 — 50	190	211	91	90	20	20	20	70	21,3
14000	50 — 60	230	243	93	110	22	25	20	75	39,7
17000	60 — 70	270	285	116	125	25	25	22	80	55,8
20000	70 — 80	310	331	131	145	30	25	25	90	85,1
25000	80 — 90	350	361	131	165	30	25	25	90	112,4
35000	90 — 100	380	396	146	180	35	30	25	95	147,3
40000	100 — 110	410	436	156	200	35	30	30	105	190,4
45000	110 — 125	440	491	171	225	40	30	30	110	249,2

В качестве подшипников для валов передаточного механизма следует ориентироваться, подобно роликоопорам, на подшипники трения катания, особенно для типовых редукторов. Основным типом подшипников в передаточных механизмах Союзстальмоста приняты пока подшипники с упорно-смазочным кольцом, размеры которых даны на фиг. 217 и в таблице 37.

Таблица 37

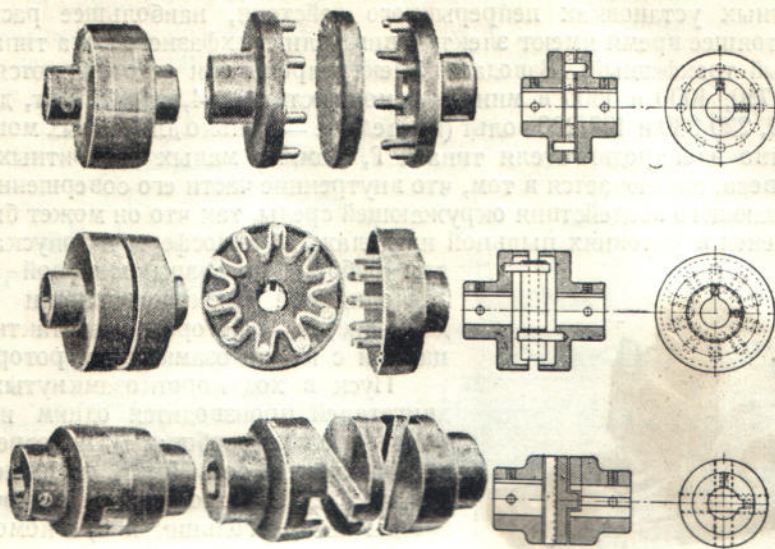
Размеры и вес подшипника с упорно-смазочным кольцом

(по фиг. 217)

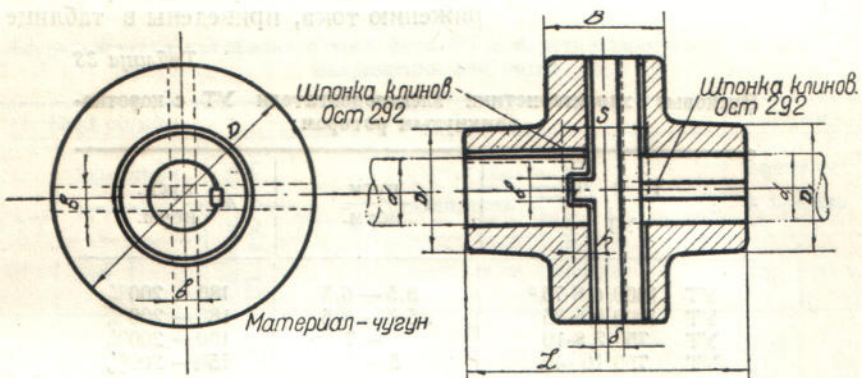
№	$d$	$A$	$B$	$C$	$H$	$L$	$F$	$I$	$K$	$h$	$\delta_1$ мм	$\delta_2$ мм	Вес (кг)
1	35—40	220	170	75	152	150	120	65	25	25	1/2	3/8	9
2	45—50	260	200	90	173	175	142	75	25	30	5/8	1/2	16
3	60	290	230	100	193	200	166	85	25	30	5/8	1/2	22
4	70	330	260	110	207	220	186	95	25	35	3/4	1/2	27
5	80	370	290	125	240	250	201	110	30	35	3/4	5/8	40
6	90	410	320	140	270	260	221	125	30	40	7/8	3/4	47
7	100	470	370	165	315	310	226	150	35	50	1	3/4	68
8	120	490	390	170	325	320	270	150	36	50	1	3/4	100
9	140	550	430	185	370	340	288	160	40	55	1—1/8	1	130

Заслуживает внимания, в применении к приводам непрерывно действующих транспортных машин, вновь появившийся тип подшипника — с брикетной смазкой (фиг. 218). В этом подшипнике твердая брикетная смазка закладывается под тяжелую, имеющую небольшой вертикальный ход, крышечку, под действием веса крышечки нажимает на цапфу вала, слегка плавится при нагреве подшипника и располагается тонким слоем на трущихся частях.

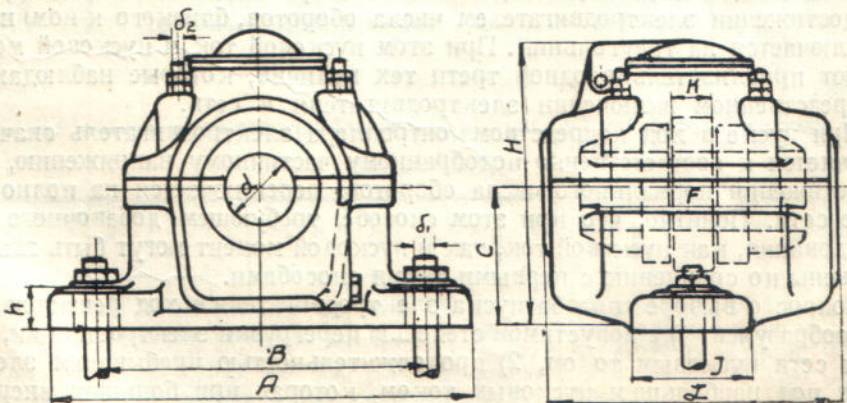




Фиг. 215. Типы соединительных муфт на приводе (Jones).



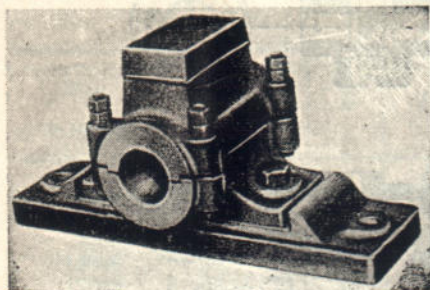
Фиг. 216. Соединительная муфта Ольдгема (Союзстальность).



Фиг. 217. Подшипник с упорно-смазочным кольцом (Союзстальность).



В качестве электродвигателей на ленточных транспортерах, как и вообще транспортных установках непрерывного действия, наибольшее распространение в настоящее время имеют электродвигатели трехфазного тока типа УТ (универсальный трехфазный). Заводами Электропрома они изготавливаются с числом оборотов 750, 1000 и 1500 в минуту и мощностью от 4,5 до 75 квт, для напряжений 500, 220, 380 и 127/220 вольт (последние — только для малых мощностей).<sup>1</sup> Достоинство электродвигателя типа УТ, помимо малых габаритных размеров и малого веса, заключается в том, что внутренние части его совершенно закрыты от разрушающего воздействия окружающей среды, так что он может быть с успехом применен в условиях пыльной или влажной атмосферы и допускается даже для работы во взрывоопасной атмосфере. Выполняются электродвигатели типа УТ двух систем — с ротором с контактными кольцами и с короткозамкнутым ротором.



Фиг. 218. Подшипник с брикетной смазкой.

Пуск в ход короткозамкнутых электродвигателей производится одним из следующих трех способов: 1) непосредственным включением в сеть (пуск от полного напряжения); 2) с помощью переключателя со звезды на треугольник и 3) с помощью автотрансформатора (контроллера).

Пусковые характеристики (сила тока и вращающий момент), соответствующие при первом способе запуска мотора полному напряжению тока, приведены в таблице 38.

Таблица 38

Пусковые характеристики электродвигателя УТ с короткозамкнутым ротором

Т и п УТ	$I$ пуск. норм.	$M$ пуск. норм.
УТ 1500/6,8-75 <sup>2</sup>	5,5 — 6,5	180 — 200%
УТ 1000/4,5-55	5,5 — 6,5	180 — 200%
УТ 750/2,8-10	~ 7	150 — 200%
УТ 750/10-40	5 — 6	150 — 200%

При пуске в ход с помощью переключателя со звезды на треугольник, применяемом на типовых электродвигателях при напряжении 500 вольт, с верхним пределом мощности до 20,5 квт, обмотка статора соединяется звездой, а затем, при достижении электродвигателем числа оборотов, близкого к номинальному, переключается на треугольник. При этом пусковой ток и пусковой момент достигают приблизительно одной трети тех величин, которые наблюдаются при непосредственном включении электродвигателя в сеть.

При пуске в ход посредством контроллера электродвигатель сначала присоединяется к соответственно подобранному частичному напряжению, а затем, по достижении нормального числа оборотов, переключается на полное напряжение сети. Понятно, что при этом способе, требующем дополнительного электрооборудования, как пусковой ток, так и пусковой момент могут быть значительно понижены по сравнению с первыми двумя способами.

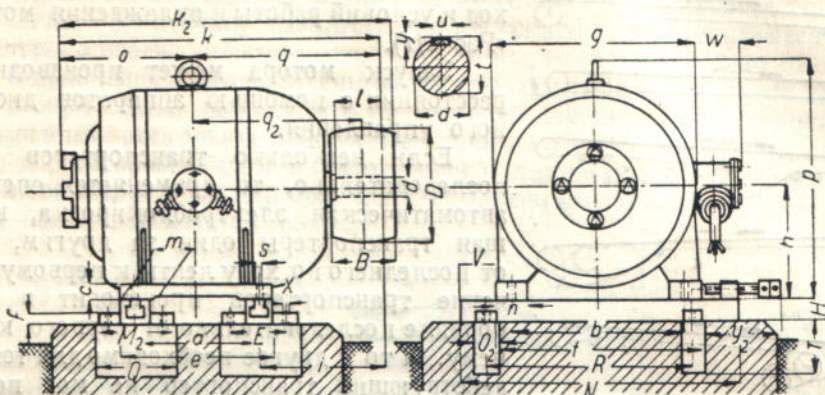
Вопрос о выборе способа пуска электродвигателя в ход решается в основном сообразуясь: 1) с допустимой степенью перегрузки электростанции, подстанции и сети пусковым током, 2) продолжительностью пребывания электродвигателя под наибольшим пусковым током, которая при больших инерционных

<sup>1</sup> Данные об этих моторах сообщаются по каталогу ВЭО ЭМТ № 5 за декабрь 1932 г.

<sup>2</sup> Дробь обозначает: числитель — синхронное число оборотов и знаменатель — нормальную мощность в квт.



сопротивлениях может превысить обычные нормы, и 3) степень перегрузки передаточного механизма и тяговых деталей добавочным усилием, соответствующим увеличенному пусковому моменту. Впрочем, последний фактор при обычно принятых запасах прочности не является решающим.



Фиг. 219. Эскиз с размерами электродвигателей трехфазного тока типа УТ с короткозамкнутым ротором.

Данные об электродвигателях типа УТ с короткозамкнутым ротором для напряжения 500 вольт приведены в таблице 39, а размеры таких электродвигателей даны на фиг. 219 и в таблице 40.

Таблица 39

Электродвигатели трехфазного тока типа УТ с короткозамкнутым ротором, для напряжения 500 вольт

№ по пор.	1500 об/мин.				1000 об/мин.				750 об/мин.			
	Тип УТ	Эффективн. мощность		Об мин. при 50 пер. в сек.	Тип УТ	Эффективн. мощность		Об мин. при 50 пер. в сек.	Тип УТ	Эффективн. мощность		Об мин. при 50 пер. в сек.
		квт	л. с.			квт	л. с.			квт	л. с.	
1	1500/6,8	6,8	9,3	1455	1000/4,5	4,5	6,1	970	750/2,85	2,85	3,9	720
2	1500/10	10	14	1465	1000/6,8	6,8	9,3	970	750/4,5	4,5	6,1	725
3	1500/14,5	14,5	20	1470	1000/10	10	14	970	750/6,8	6,8	9,3	725
4	1500/20,5	20,5	28	1475	1000/14,5	14,5	20	975	750/10	10	14	730
5	1500/29	29	40	1475	1000/20,5	20,5	28	980	750/14,5	14,5	20	730
6	1500/40	40	55	1480	1000/29	29	40	980	750/20,5	20,5	28	730
7	1500/55	55	75	1475	1000/40	40	55	980	750/29	29	40	735
8	1500/75	75	102	1480	1000/55	55	75	985	750/40	40	55	735

Таблица 40

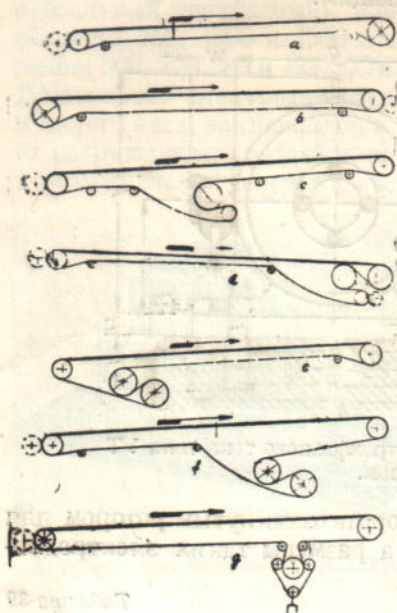
Размеры и вес электродвигателей трехфазного тока типа УТ с короткозамкнутым ротором

(по фиг. 219)

№ по пор.	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	s	t	w	u	y	Вес (кг)
1	200	375	25	35	265	440	440	225	249	590,5	80	65	241,5	498	349	18	38	101	10	7	140	
2	285	375	25	40	350	440	440	226	250	675,5	90	80	283	498	392,5	18	43,5	101	12	8	200	
3	265	410	30	40	345	520	510	265	280	690	90	100	277,5	587	412,5	22	43,5	80	12	8	235	
4	350	410	30	50	430	520	520	265	295	790	110	100	320	587	470	22	55	80	16	10	315	
5	310	500	30	50	400	590	591	300	330	817	110	110	332	665	485	25	55	130,5	16	10	420	
6	410	500	30	60	500	590	591	300	360	947	130	110	382	665	565	25	65,5	130,5	18	11	560	
7	410	550	60	60	530	670	670	340	395	995	130	100	395	785	600	32	65,5	130	18	11	745	
8	520	550	60	70	640	670	670	340	415	1125	150	100	450	785	675	32	76	130	20	12	995	



Для определения мощности мотора, устанавливаемого на транспортере, находят сначала, по отдельным сопротивлениям, расход мощности при установившемся движении. Полученная таким образом мощность несколько увеличивается, в зависимости от способа пуска мотора в ход и условий работы и охлаждения мотора (см. «Расчет»).



Фиг. 220. Схемы расположения привода на ленточном транспортере.

Запуск мотора может производиться на расстоянии с помощью аппаратов дистанционного управления.

Если несколько транспортеров работают последовательно, то применяется специальная автоматическая электроблокировка, включающая транспортеры один за другим, начиная от последнего по ходу ленты к первому. Выключение транспортеров происходит в обратном порядке последовательно от первого к последнему. И то и другое необходимо для того, чтобы действующий транспортер не мог передавать материал на впереди него расположенный, не включенный в работу, т. е. во избежание завала материала в промежуточном перегрузочном пункте.

Типичные схемы расположения привода на ленточном транспортере показаны на фиг. 220. Поз. *a* дает обычное положение привода — у головного барабана и натяжного устройства — у хвостового. Если по каким-либо местным причинам расположение привода в головной

части неудобно, то он может быть перенесен на противоположный конец (поз. *b*); если же должны быть свободными оба концевые барабаны, то привод располагают посредине холостой ветви (поз. *c*). В этой схеме требуется установка двух добавочных барабанов, вокруг которых лента образует петлю.

В случае тандем-привода он также располагается в головной части (поз. *d*) или, в зависимости от местных условий, переносится на хвостовую часть или середину (поз. *e* и *f*). Что касается привода с прижимной лентой, то его почти всегда помещают на ответвлении холостой ветви (поз. *g*).

## § 6. Натяжное устройство

### а) Стрела провеса

Сила натяжения ленты, которая должна обеспечить достаточное прижатие ее к барабану для передачи тягового усилия и сохранения стрелы провеса между роликами не больше определенной величины, рассчитывается обычно по первому фактору и проверяется по второму.

Соотношение силы натяжения ленты и тягового усилия находят из приведенного выше уравнения (62).

Наибольшая стрела провеса ленты между роликами определяется по наименьшему натяжению ее на грузовой и порожней ветви  $S_{\min}'$  и  $S_{\min}''$ . При расстоянии между осями роликов  $l'$  и  $l''$  стрела провеса равна соответственно

$$f' = \frac{(q + q_L) l'^2}{8 S_{\min}'} \quad (148')$$

$$f'' = \frac{q_L l''^2}{8 S_{\min}''} \quad (149')$$

На наклонных лентах с углом наклона  $\beta$  вместо  $l'$  и  $l''$  в предыдущих выражениях надо принимать их горизонтальные проекции, то-есть  $l' \cos \beta$  и  $l'' \cos \beta$ .



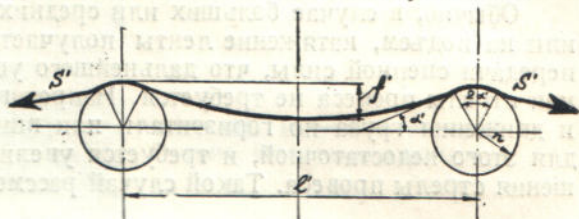
Следует отметить, что выражения (148') и (149') выведены в предположении совершенно гибкой нити. Если по отношению к плоской ленте это можно предположить с достаточной степенью точности, то на лотковой ленте, момент сопротивления сечения которой значительно больше, стрела провеса получается меньше. Однако и величину максимальной допускаемой стрелы провеса на лотковой ленте, во избежание выполаживания лотка, тоже следует считать меньше. Поэтому в дальнейшем будем рассчитывать стрелу провеса одинаково для плоской и лотковой ленты, замечая, что на лотковой действительная величина провеса получается несколько меньше расчетной.

Угол  $\alpha'$ , который образует касательная к линии провеса грузной ленты с продольной осью транспортера (фиг. 221), равный половине угла обхвата ленты на ролике, находится из

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{(q + q_x) l'}{2 S'} \quad (150)$$

Принимая во внимание уравнение (148'), находим

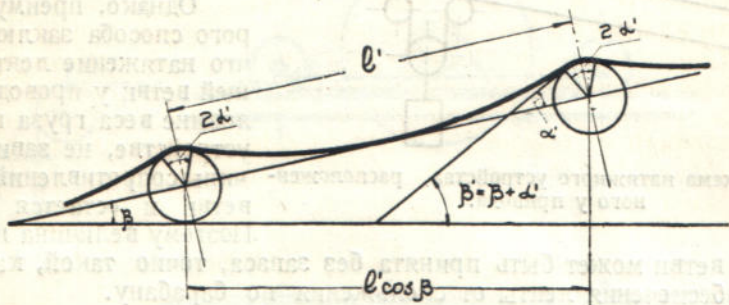
$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{4 f'}{l'} \quad (151)$$



Фиг. 221. Провес ленты на роликах.

Величина этого угла должна быть возможно мала для получения плавного движения ленты по роликам и избежания передачи на них толчков, особенно при крупнокусковом материале. На наклонной установке, имеющей угол  $\beta$  к горизонту (фиг. 222), действительный угол наклона ленты непосредственно у ролика  $\beta'$  складывается из  $\beta$  и  $\alpha'$ :

$$\beta' = \beta + \alpha' \quad (152)$$



Фиг. 222. Провес ленты на наклонном участке транспортера.

Следовательно при углах  $\beta$ , близких к предельным, и при сильно нагруженной и слабо натянутой ленте может возникнуть опасность скатывания материала вниз при проходе ленты по роликам. Кроме того с увеличением  $\alpha'$  возрастают перегибы ленты и сопротивление трения катания ее на роликах. Если для уменьшения  $\alpha'$  повысить натяжение ленты, то это в свою очередь может повлечь возрастание числа прокладок в ленте и следовательно удорожание ее, а также повышение сопротивления на приводном и отклоняющих барабанах. Поэтому исследование вопроса об оптимальном натяжении ленты и определение этого натяжения имеют несомненное практическое значение.

Как показывает уравнение (151), тангенс угла  $\alpha'$  пропорционален отношению  $\frac{f'}{l'}$ . Поэтому в нормах стрелы провеса следует давать не абсолютное ее значение, а относительное, в зависимости от  $l'$ . Один из исследователей этого вопроса, Гарольд С. Медлей,<sup>1</sup> рекомендует допустимую норму провеса до  $\frac{5}{16}''$

<sup>1</sup> Proper belt Conveyor tension determination, «Power Plant Engineering», 1932, № 3.



на  $l'$  и как максимальную указывает  $\frac{3}{8}''$  на  $l'$ , или соответственно

$$\frac{l''}{l'} \leq 0,026, \quad (153)$$

$$\left(\frac{l''}{l'}\right)_{\max} = 0,031. \quad (154)$$

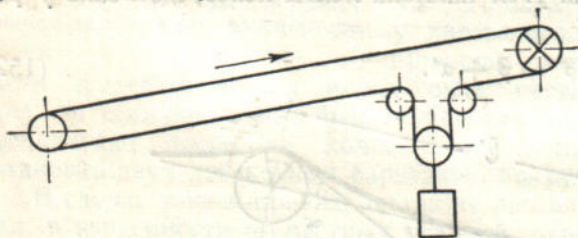
Углы  $\alpha'$  при этом получаются равным 6 и 7°, следовательно, при соблюдении указанных норм, если угол наклона транспортера равен например 18°, то в действительности наклон ленты непосредственно у роликов достигает 24—25°.

Обычно, в случае больших или средних длин перемещения по горизонтали или на подъем, натяжение ленты получается настолько высоким из условия передачи сцепной силы, что дальнейшего увеличения натяжения для уменьшения стрелы провеса не требуется. Напротив, в случае коротких транспортеров и движения груза по горизонтали или вниз натяжная сила может оказаться для этого недостаточной, и требуется увеличение натяжения ленты для уменьшения стрелы провеса. Такой случай рассмотрен в численном примере б.

### б) Место установки натяжной станции

Что касается места установки натяжной станции, то его выбирают либо на хвостовой части транспортера, либо на головной, у провода.

Преимущество первого способа заключается в том, что для натяжного барабана используется задний обводной, и поэтому ни лишних деталей, ни дополнительных перегибов ленты как при втором способе (фиг. 223) не требуется.



Фиг. 223. Схема натяжного устройства, расположенного у привода.

Однако, преимущество второго способа заключается в том, что натяжение ленты на сбегающей ветви у провода, равное половине веса груза на натяжном устройстве, не зависит от величины сопротивлений на холостой ветви и остается неизменным.

Поэтому величина натяжения на сбегающей ветви может быть принята без запаса, точно такой, как это требуется для обеспечения ленты от скольжения по барабану.

Между тем, при положении натяжного устройства на хвостовой части натяжения сбегающей ветви, равное половине веса груза  $G$ , уменьшенной на сопротивление по всей холостой ветви, зависит, при одном и том же грузе, от величины этого сопротивления:

$$S_{об} = \frac{G}{2} - W_{хол}. \quad (155)$$

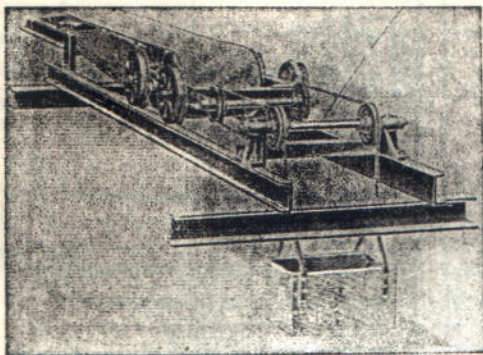
Величина этого сопротивления может постоянно меняться на транспортере, в зависимости от смазки и состояния подшипников роликоопор. С ухудшением смазки  $W_{хол}$  возрастает, а следовательно  $S_{об}$  уменьшается и может не обеспечить достаточной сцепной силы на приводном барабане. Чем больше длина транспортера, тем сильнее может быть колебание  $S_{об}$ . Поэтому на коротких и средней длины транспортерах натяжное устройство может быть установлено в хвостовой части, а на длинных его надо переносить к приво-ду. Некоторые иностранные проектировщики придерживаются правила установки натяжного устройства у привода на транспортерах длиннее 40—50 м. На очень длинных транспортерах, для поддержания надлежащего натяжения на всех участках, устанавливают иногда два натяжных устройства с разным весом груза, в зависимости от требуемого в данном пункте натяжения.



Ход натяжного барабана принимается обычно не меньше  $1\%$  от длины транспортера в случае горизонтальной установки и  $1,25—1,50\%$ —в случае наклонной. В нормалях Союзстальмоста для ленточных транспортеров он принят равным 1 м.

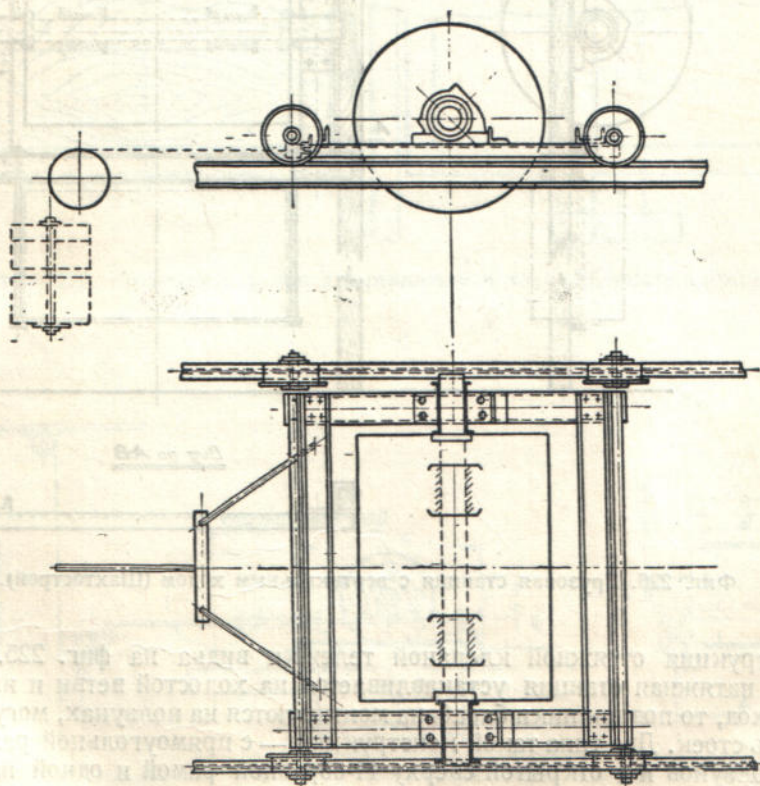
### в) Конструкция натяжного устройства

По конструкции натяжное устройство может быть применено с грузовой и винтовой натяжкой. Основным типом, имеющим бесспорные преимущества



Фиг. 224. Натяжная станция с двумя оттяжными канатами.

на ленточном транспортере, является грузовой. Он сохраняет неизменное натяжение ленты и не требует постоянного регулирования в зависимости от степени



Фиг. 225. Грузовая натяжная станция на клепаной каретке (Шахтострой).

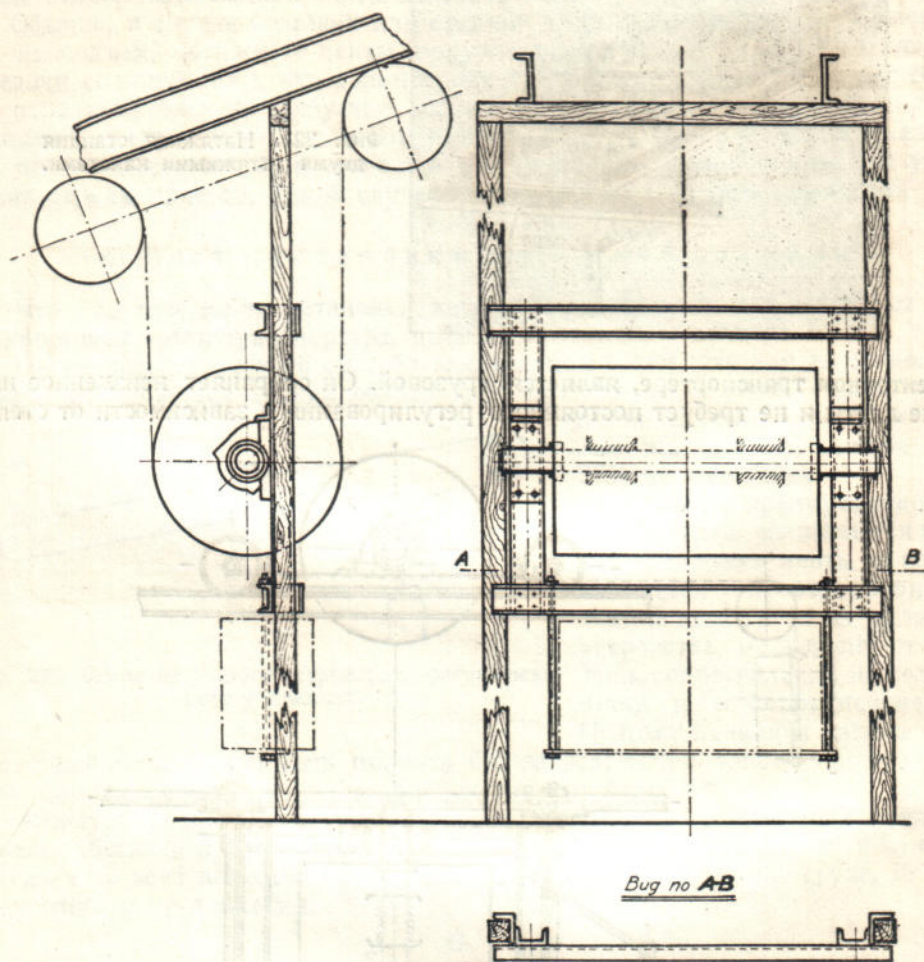
нагрузки и вытяжки ленты. В условиях переменной температуры и влажности применение его особенно желательно.



На длинных транспортерах изменение полезной длины ленты, вследствие колебания стрелы провеса при изменении нагрузки, а также влияния температурных и других условий, сказывается сильнее.

Поэтому на длинных транспортерах, во избежание необходимости постоянного регулирования силы натяжения, установка грузового устройства считается необходимой.

Если натяжная станция устраивается на заднем отклоняющем барабане (фиг. 224), то для получения большей чувствительности барабан устанавливается в подшипниках, смонтированных на тележке, оттягиваемой одним или двумя канатами или цепями.



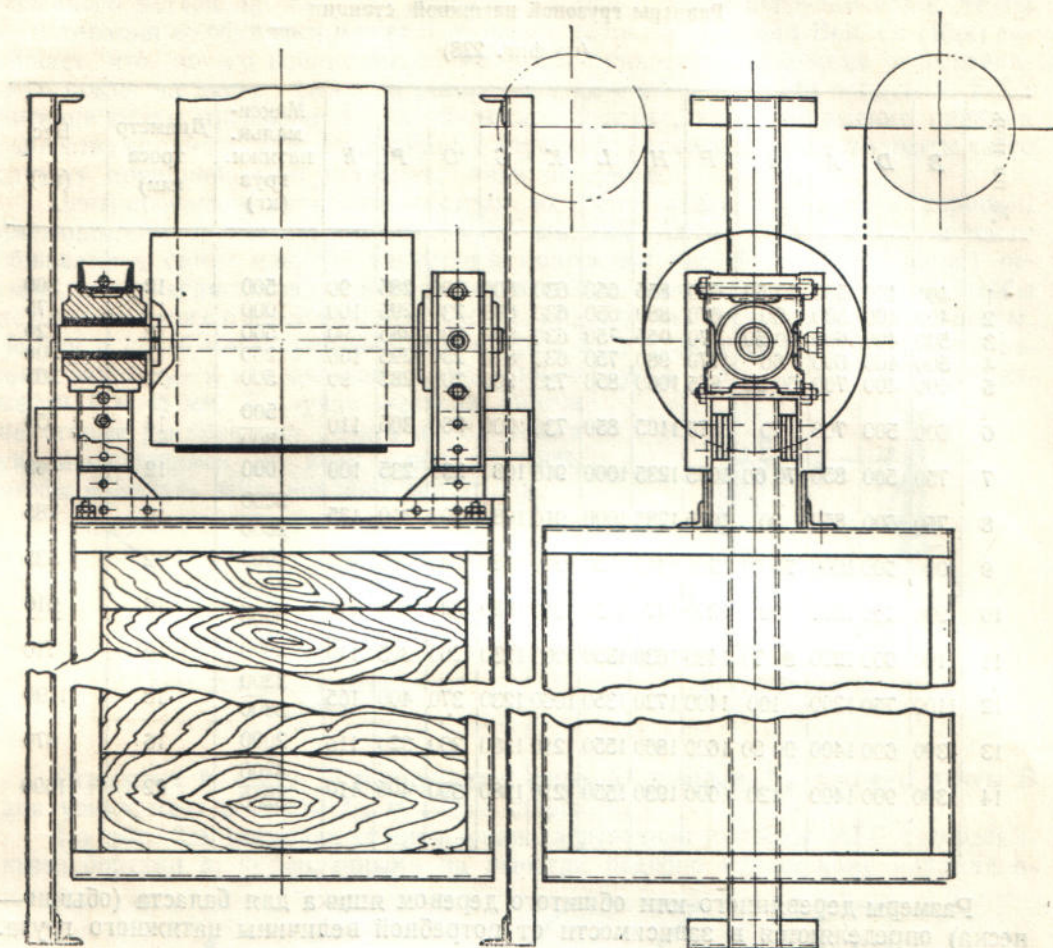
Фиг. 226. Грузовая станция с вертикальным ходом (Шахтострой).

Конструкция оттяжной клепаной тележки видна на фиг. 225.

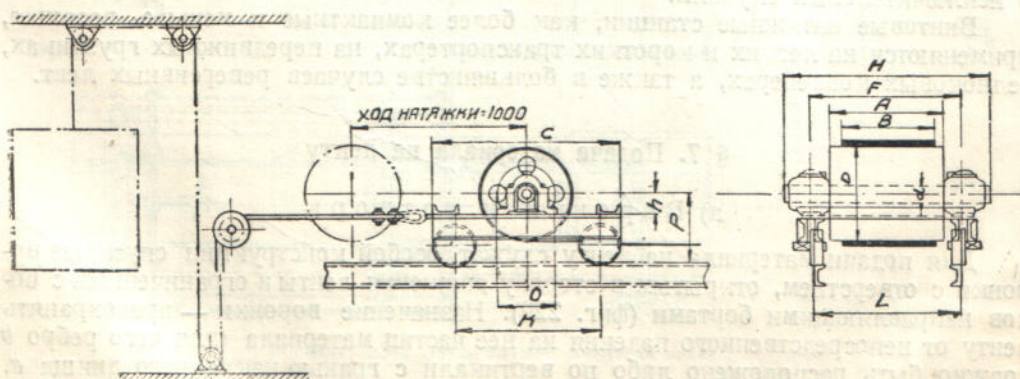
Если натяжная станция устанавливается на холостой ветви и имеет вертикальный ход, то подшипники барабана монтируются на ползунах, могущих скользить вдоль стоек. Два типа такой конструкции — с прямоугольной рамой и двумя парами ползунов и с открытой сверху П-образной рамой и одной парой ползунов — представлены на фиг. 226 и 227. В первом типе, несколько менее компактном по конструкции, четыре ползуна предохраняют от возможного перекоса оси барабана.

Размеры натяжной каретки по нормам Союзстальмоста приведены на фиг. 228 и в таблице 41.





Фиг. 227. Грузовая станция с вертикальным ходом (Союзстальмост).



Фиг. 228. Размеры грузовой станции на каретке (Союзстальмост).



## Размеры грузовой натяжной станции

(по фиг. 228)

№ по пор.	B	D	A	d	F	H	L	K	C	O	P	h	Максимальн. натяжн. груз (кг)	Диаметр троса (мм)	Вес (кг)
1	400	400	500	50/50	670	855	650	630	800	200	285	90	500	12	300
2	400	400	500	60	670	880	650	630	800	230	295	100	1000	12	475
3	500	400	600	60/50	770	955	750	630	800	200	285	90	500	12	320
4	500	400	600	60	770	980	750	630	800	230	295	100	1200	12	500
5	600	400	700	60/50	875	1060	850	730	900	200	285	90	500	12	365
6	600	500	700	70	875	1105	850	730	900	260	305	110	1500 1800	14	550
7	750	500	850	70/60	1025	1235	1000	910	1080	230	235	100	1000	12	460
8	750	600	850	80	1025	1285	1000	910	1080	290	310	125	2000 2800	16	785
9	900	500	1000	70/60	1200	1410	1150	910	1080	230	295	100	1000	12	535
10	900	600	1000	90	1200	1470	1150	910	1080	320	375	140	2300 3000	16	910
11	1100	600	1200	80/70	1400	1630	1350	1060	1230	260	305	110	2000	16	710
12	1100	750	1200	100	1400	1720	1350	1060	1230	370	400	165	3200 3800	18	1190
13	1300	600	1400	90/80	1600	1860	1550	1210	1380	290	320	115	2000	16	870
14	1300	900	1400	120	1600	1930	1550	1210	1380	390	405	110	4200 5200	22	1590

Размеры деревянного или обшитого деревом ящика для баласта (обычно—песка) определяются в зависимости от потребной величины натяжного груза. Натяжной груз следует помещать в защитном ограждении.

Некоторые конструкции грузового натяжного устройства для ленточных транспортеров показаны выше на фиг. 76—81, а на фиг. 72—75—типы винтовых устройств. Еще один тип механического натяжного устройства — с помощью рейки и зубчатого колеса (фиг. 70—71) — находит применение только в исключительных случаях.

Винтовые натяжные станции, как более компактные и меньше весящие, применяются на легких и коротких транспортерах, на передвижных грузчиках, челноковых конвейерах, а также в большинстве случаев реверсивных лент.

## § 7. Подача материала на ленту

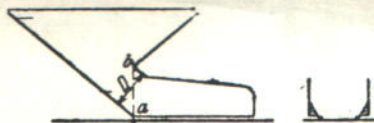
## а) Воронки и затворы

Для подачи материала на ленту служат особой конструкции спускные воронки с отверстием, открытым в сторону движения ленты и ограниченным с боков направляющими бортами (фиг. 229). Назначение воронки — предохранять ленту от непосредственного падения на нее частиц материала (для чего ребро *b* должно быть расположено либо по вертикали с гранью наклонного днища *a*, либо, что значительно лучше, на 150—200 мм левее его), направлять струю материала центрированно по оси ленты и сообщать струе, при скатывании по днищу, скорость, примерно равную скорости движения ленты, чтобы в месте загрузки материал не опережал и не отставал от ленты и тем не создавал трения об ее поверхность.

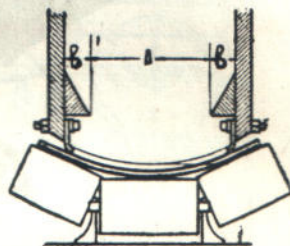


Это требование имеет особенное значение в случае крупнокускового и абразивного материала, так как установлено, что в месте погрузки износ ленты от истирания ее обкладки может быть очень велик. Так, Chain-Belt Co (Rex) сообщает, что, по его наблюдениям, материал приходит в состояние относительного покоя на ленте только на расстоянии 1,8—2,4 м от места погрузки. Если питание ленты производится на наклонном участке, то несоблюдение правила равенства скоростей схода материала с спусковой воронки и скорости ленты часто служит причиной сыпи материала вниз по ленте.

Центрированное направление струи на ленте создается бортами воронки, имеющими отверстие примерно 0,6—0,7 ширины ленты. Борты воронки часто обшиваются снизу изнутри загнутыми полосками чистой (без прокладок) резины, соприкасающимися с поверхностью ленты. При этом надо следить, чтобы не было сильного прижатия к ленте полос, иначе может пострадать покров ленты. Jeffrey в своей конструкции воронки (фиг. 230) крепит еще над полосами резины защитные и направляющие продольные брусья треугольного сечения, размером  $b = 45$  мм. В случае жестких бортов некоторые рекомендуют делать их со слегка увеличивающимся по ходу ленты зазором, чтобы избежать заклинивания материала.



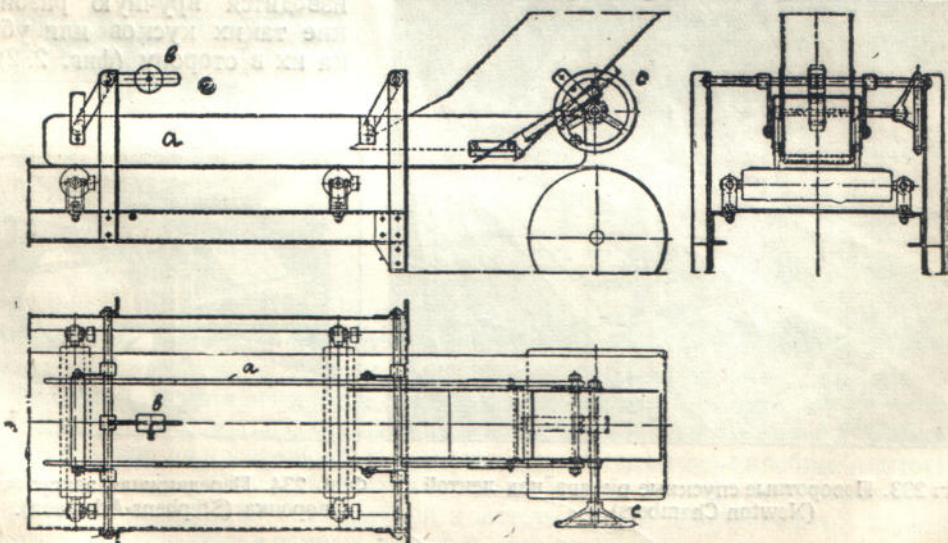
Фиг. 229. Схема загрузочной воронки.



Фиг. 230. Загрузочная воронка (Jeffrey).

Отверстие в свету  $A$  принимается фирмой равным  $\frac{5}{8}$  ширины ленты  $B$  для узких лент и около  $\frac{2}{3} B$  — для широких.

На фиг. 231 показана стационарная загрузочная воронка АТГ с деревянными бортами  $a$ , укрепленными на рычагах подобно шарнирному параллело-



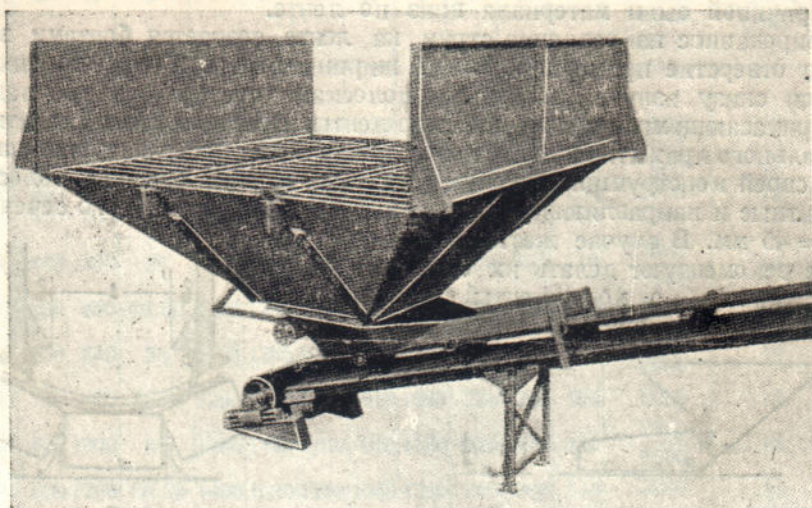
Фиг. 231. Загрузочная воронка АТГ.

граму и частично уравновешенными противовесом  $b$ . Особенность этой конструкции — возможность регулировать скорость струи материала путем изменения угла наклона днища, для чего служат маховичок  $c$ . Угол наклона лотка рекомендуют принимать либо равным углу трения материала о желоб, либо на



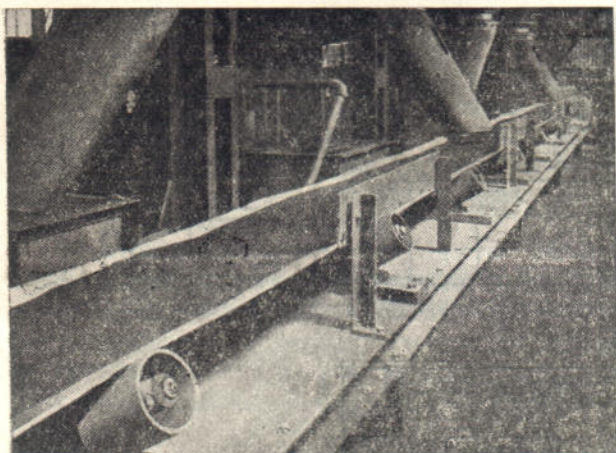
5—10° больше. В последнем случае для разных материалов он получается примерно следующей величины:

- для кулачного антрацита . . . . . 32—37°
- » дробленого курного угля . . . . . 40—45°
- » сортированной руды и камня . . . . . 35—40°
- » смеси руды с мелочью . . . . . 40—45°

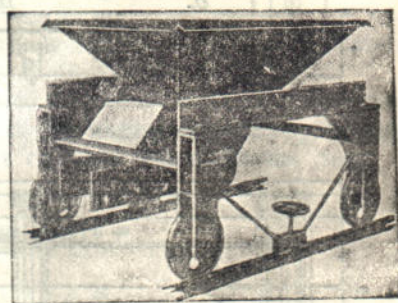


Фиг. 232. Погрузочная воронка, перекрываемая решеткой (Mavor & Coulson).

Чтобы обезопасить ленту от попадания на нее очень крупных кусков, могущих оказаться в перемещаемом материале и не предусмотренных шириной ленты, приемная воронка над лентой нередко закрывается контрольной решеткой, на которой при погрузке производится вручную разбивание таких кусков или уборка их в сторону (фиг. 232).



Фиг. 233. Поворотные спускные рукава над лентой (Newton Chambers).



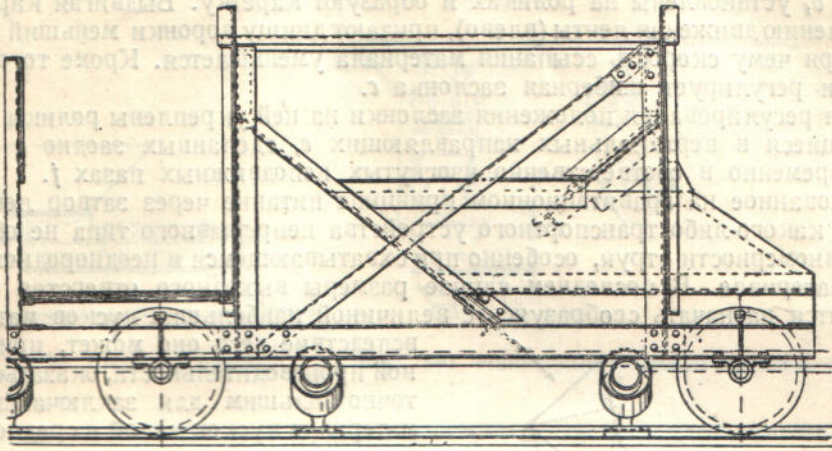
Фиг. 234. Передвижная загрузочная воронка (Stephens-Adamson).

Если мест загрузки на ленту несколько, то устанавливается либо такое же количество воронок, либо одна-две передвижные. Пример устройства первого рода дан на фиг. 233. Спускные рукава по числу мест погрузки укреплены каждый на шариковом поворотном круге и в зависимости от положения, сгружают материал на ленту или в приемные отверстия расположенных ниже бункеров.



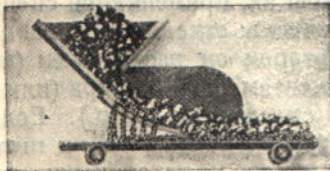
Передвижная воронка, перемещающаяся на особых рельсах вдоль транспортера, видна на фиг. 234. Для установки ее в любом месте предусмотрено стопорное устройство, захватывающее за рельсы.

Конструкция передвижной воронки Robins с площадкой для люкового показана на фиг. 235.

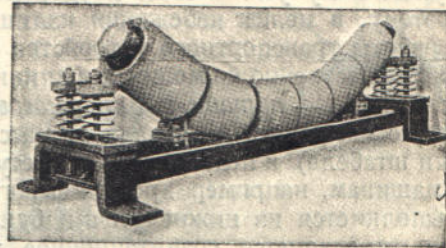


Фиг. 235. Передвижная загрузочная воронка (Robins).

Чтобы предохранить ленту от порчи при попадании на нее крупных острогранных кусков материала, нижняя стенка воронки делается часто в виде решетки с продольными или круглыми отверстиями (фиг. 236), через которые частично просеивается содержащаяся в материале мелочь, попадающая на ленту первой и образующая на ней защитный слой (постель), на которой ложится вся остальная масса материала. В случае неоднородного по крупности материала,



Фиг. 236. Загрузочная воронка с подсевом мелочи.



Фиг. 237. Ролики на рессорах в месте погрузки (Jeffrey).

закрывающего некоторый процент мелочи, например рядового угля, несортированной руды и пр., такой способ следует рекомендовать применять как правило, так как благодаря этой простой мере долговечность ленты значительно увеличивается. Очертание днища воронки, как показано на фиг. 236, делается иногда по кривой для того, чтобы скорость материала при попадании на ленту была направлена по касательной к ее плоскости. В какой мере вообще придается значение плавной и безударной подаче материала на ленту, показывает например применение роликов специальной конструкции, устанавливаемых в случае крупнокусковых и острогранных грузов в пункте погрузки: они делаются с толстой резиновой оболочкой и ставятся на рессорных станинках (фиг. 237).

Если материал передается на ленту с другого транспортного устройства непрерывного действия, то равномерность струи этим более или менее обеспечивается. Если же подача происходит из заполненного бункера через обыкновенные затворы, то материал, особенно неоднородный по составу, может либо задерживаться (зависать) над отверстием затвора, либо, наоборот, проходить