

621  
С-74

Проф. А. О. СПИВАКОВСКИЙ

# КОНВЕЙЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ.  
КОВШЕВЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ.  
СКРЕБКОВО-КОВШЕВЫЕ,  
КОВШЕВЫЕ И ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

10.6



ОНТИ ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКР



11189

✓













CONVEYORS

VOLUME II

APRON CONVEYORS, TRUCK ELEVATORS,  
PULVERIZERS, CONVEYORS, VALVES,  
CONVEYORS, TRUCK CONVEYORS



15-9  
PROFESSOR A. O. SPIVAKOVSKY

Mining Academy, Moskow and Dniepropetrovsk

# CONVEYORS

VOLUME III

APRON CONVEYORS. BUCKET ELEVATORS.  
PIVOTED BUCKET CONVEYORS, V-BUCKET  
CONVEYORS, TROLEY CONVEYORS



11  
Проф. А. О. СПИВАКОВСКИЙ

Московский горный институт им. И. В. СТАЛИНА  
Днепропетровский горный институт им. Артема Сергеева

У 621  
С-72

# КОНВЕЙЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

ЧАСТЬ III

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ.  
КОВШЕВЫЕ ЭЛЕВАТОРЫ.  
СКРЕБКОВО-КОВШЕВЫЕ,  
КОВШЕВЫЕ И ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ



проверено  
1966 г.

ца



О НТИ ГОСУДАРСТВЕННОЕ НКТП  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ

Харьков

1935

Киев



Библиографическое описание  
этого издания помещено в  
„Летописи Укр. печати“ „Кар-  
точном реперт.“ и других ука-  
зателях Укр. Книжн. Палаты.

Сектор „УГОЛЬ и РУДА“  
Уг 05 — 5 — 2

Ответственный редактор *В. Я. Росток*  
Технич. оформление *В. И. Ландсберг*

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



## ОГЛАВЛЕНИЕ

Принятые обозначения и сокращения . . . . .	8
Предисловие . . . . .	9
<b>Глава I. Пластинчатые транспортеры</b>	
§ 1. Общее устройство, классификация, достоинства и недостатки . . . . .	12
§ 2. Составные части пластинчатого транспортера . . . . .	18
1. Цепи и ролики . . . . .	18
2. Форма пластин и способы соединения их с цепями . . . . .	29
а) Классификация пластин по форме . . . . .	29
б) Плоские ленты . . . . .	31
в) Лотковые ленты . . . . .	34
г) Ленты с волнистой поверхностью . . . . .	40
3. Приводные и направляющие звездочки . . . . .	43
4. Натяжные устройства . . . . .	47
5. Привод . . . . .	50
6. Загрузка и разгрузка . . . . .	56
7. Рамы . . . . .	70
§ 3. Теория и расчет пластинчатого транспортера . . . . .	80
1. Основные размеры . . . . .	80
а) Ленты без бортов . . . . .	85
б) Ленты с бортами . . . . .	86
2. Расход энергии и тяговая сила на цепях . . . . .	91
а) Сопротивление движению на прямолинейных участках . . . . .	91
б) Сопротивление движению на кривых . . . . .	96
в) Сопротивление на плужковом сбрасывателе . . . . .	97
г) Последовательное определение сопротивлений на транспортере . . . . .	97
3. Численные примеры . . . . .	102
§ 4. Примеры применения пластинчатых конвейеров . . . . .	108
1. Питатели . . . . .	108
2. Породоотборные конвейеры . . . . .	123
3. Погрузочные стрелы . . . . .	129
4. Передвижные пластинчатые грузчики . . . . .	135
5. Ковшечные ленты . . . . .	147
6. Проволочные ленты . . . . .	152
7. Разливочная машина . . . . .	159
8. Конвейеры с подвижными двигателями . . . . .	166
9. Канатные пластинчатые конвейеры . . . . .	171
10. Конвейеры для штучных грузов (включая конвейеры для поточного процесса) . . . . .	173
11. Эскалаторы . . . . .	195
§ 5. Примеры применения пластинчатых конвейеров для подземной доставки . . . . .	197
1. Условия применения пластинчатых конвейеров . . . . .	197
2. Конструкции подземных пластинчатых конвейеров . . . . .	198
3. Элементы подземного пластинчатого конвейера . . . . .	200
4. Определение основных размеров и мощности двигателя . . . . .	206
5. Установка и сборка пластинчатого конвейера . . . . .	207
6. Уход за конвейером в работе . . . . .	209
7. Переноска и наращивание пластинчатых конвейеров . . . . .	210
8. Затраты на оборудование и стоимость доставки пластинчатыми конвейерами . . . . .	211
9. Специальные типы подземных конвейеров с металлической лентой . . . . .	212
10. Примеры технико-экономических расчетов . . . . .	221
<b>Глава II. Ковшечные элеваторы</b>	
§ 1. Общее устройство, составные части и классификация . . . . .	225
1. Общее устройство и составные части . . . . .	225
2. Классификация элеваторов . . . . .	227



§ 2. Процесс загрузки и разгрузки элеваторных ковшей . . . . .	241
1. Разгрузка ковшей . . . . .	241
2. Загрузка ковшей . . . . .	250
§ 3. Составные части ковшевого элеватора . . . . .	254
1. Элеваторные ковши . . . . .	254
а) Размеры ковша . . . . .	254
б) Форма ковша . . . . .	256
в) Ковши для быстроходных элеваторов . . . . .	257
г) Ковши для тихоходных элеваторов . . . . .	263
2. Крепление ковшей к тяговому элементу . . . . .	273
а) Крепление ковшей к цепям . . . . .	273
б) Крепление ковшей к ленте . . . . .	280
3. Питание элеваторов . . . . .	287
а) Типы питателей . . . . .	287
б) Башмак элеватора . . . . .	289
4. Головная часть элеватора . . . . .	300
а) Звездочки и барабаны . . . . .	301
б) Приводной механизм . . . . .	303
в) Тормоз и останов . . . . .	307
г) Отводящий лоток . . . . .	313
5. Станина и кожух . . . . .	314
§ 4. Расчет элеватора . . . . .	324
1. Нормы скоростей . . . . .	324
а) Элеваторы с центробежной разгрузкой . . . . .	324
б) Элеваторы с гравитационной разгрузкой . . . . .	330
2. Определение основных размеров . . . . .	331
3. Расход мощности . . . . .	333
4. Численные примеры . . . . .	338
§ 5. Примеры применения . . . . .	345
1. Углеподача в котельных . . . . .	346
2. Оборудование обогатительных фабрик . . . . .	350
3. Оборудование складов и перегрузочных пунктов . . . . .	352
4. Специальные типы элеваторов . . . . .	356
а) Элеваторы для бурого угля . . . . .	356
б) Многочерпаковые экскаваторы . . . . .	359
в) Ступенчатые элеваторы . . . . .	363
г) „Обращенные“ элеваторы . . . . .	364
д) Элеваторы для штучных грузов . . . . .	367
е) Передвижные элеваторы . . . . .	369
ж) Элеваторные грузчики . . . . .	378

### Глава III. Скребково-ковшковые конвейеры

§ 1. Общее устройство и принцип действия . . . . .	384
§ 2. Детали конвейера . . . . .	387
1. Цепи и ковши . . . . .	387
2. Натяжное устройство . . . . .	390
3. Привод . . . . .	391
4. Загрузочные и разгрузочные приспособления . . . . .	392
5. Станина конвейера . . . . .	394
§ 3. Расчет . . . . .	395
1. Основные размеры . . . . .	395
2. Определение мощности мотора . . . . .	397
3. Определение наибольшего натяжения цепей и места для привода . . . . .	400
4. Численный пример . . . . .	403
§ 4. Примеры применения скребково-ковшковых конвейеров . . . . .	408

### Глава IV. Ковшковые конвейеры

§ 1. Общее устройство и классификация . . . . .	413
§ 2. Детали ковшковых конвейеров . . . . .	415
1. Цепи и ковши . . . . .	415
а) Типы цепей и ковшей . . . . .	415
б) Соотношение между геометрическими размерами ковша . . . . .	431
2. Проводники и направляющие . . . . .	434
3. Привод . . . . .	439
4. Питание ковшей . . . . .	441
5. Опораживание ковшей . . . . .	450
§ 3. Особые виды ковшковых конвейеров . . . . .	459
1. Конвейеры с канатной тягой . . . . .	459
2. Пространственные конвейеры . . . . .	464



§ 4. Расчет конвейера . . . . .	468
1. Основные размеры . . . . .	468
2. Мощность двигателя . . . . .	469
3. Определение натяжения в цепях и выбор положения привода . . . . .	473
4. Численный пример . . . . .	475
§ 5. Примеры применения . . . . .	478
1. Ковшовые конвейеры на газовых и цементных заводах, котельных, угольных и коксовых установках . . . . .	478
2. Ковшовые конвейеры для подъема по шахте . . . . .	483

#### Глава V. Подвесные конвейеры для штучных грузов

§ 1. Общее устройство . . . . .	499
§ 2. Детали подвешенного конвейера . . . . .	501
1. Цепи . . . . .	501
2. Каретки . . . . .	507
3. Проводники и направляющие . . . . .	508
§ 3. Привод . . . . .	515
1. Общее устройство . . . . .	515
2. Система двух или нескольких приводов . . . . .	517
3. Численный пример . . . . .	524
§ 4. Примеры применения . . . . .	527

#### Приложение. Расчет шарнирных цепей

§ 1. Стальная цепь со втулками . . . . .	532
§ 2. Цепь для подземных пластинчатых транспортеров . . . . .	546
§ 3. Стальная шарнирная цепь без втулок . . . . .	549
§ 4. Цепь ковкого чугуна с телескопическими втулками . . . . .	550
§ 5. Цепь ковкого чугуна с втулками впритык . . . . .	555
§ 6. Цепь ковкого чугуна типа „Юникаст“ . . . . .	557
Литература и источники . . . . .	560



## ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

$m$	— метр
$mm$	— миллиметр
$cm$	— сантиметр
$km$	— километр
$kg$	— килограмм
$t$	— тонна
$ч$	— час
$мин.$	— минута
$сек.$	— секунда
$л$	— литр
$л. с.$	— лошадиная сила
$kвт$	— киловатт
$t$	— время в секундах
$s$	— путь в метрах
$v$	— линейная скорость в м/сек.
$\dot{v}$	— линейное ускорение в м/сек. <sup>2</sup>
$\varphi$	— угол поворота
$\omega$	— угловая скорость 1/сек.
$\varepsilon$	— угловое ускорение 1/сек. <sup>2</sup>
$\gamma$	— объемный (насыпной) вес в т/м <sup>3</sup>
$f_0$	= $tg \rho_0$ — коэффициент трения скольжения в покое
$f_1$	= $tg \rho_1$ — коэффициент трения скольжения в движении
$f$	= $tg \rho$ — коэффициент трения скольжения в общем случае
$k$	— коэффициент трения качения
$V$	— производительность транспортера в м <sup>3</sup> /ч
$Q$	— производительность транспортера в т/ч
$L$	— длина пути перемещения в метрах
$L_0$	— полная длина транспортера в метрах
$H$	— высота подъема в метрах
$p$	— вес отдельной частицы при непрерывном перемещении или вес отдельного груза при прерывном
$a'$	— размер в поперечнике частицы или куска материала
$\Omega$	— площадь поперечного сечения материала на транспортере в м <sup>2</sup>
$q$	— вес в килограммах перемещаемого материала на пог. м его длины
$q_0$	— вес движущихся частей транспортера в килограммах на пог. м его длины
$\dot{G}$	= $qL$ — вес находящегося на транспортере материала в килограммах
$G_0$	— вес движущихся частей конвейера
$l$	— шаг (длина звена) тяговой цепи
$a$	— расстояние между рабочими органами транспортера (скребками, ковшами, черпаками и пр.) в метрах
$i$	— емкость одного рабочего органа транспортера или количество перемещаемого им материала за один раз в литрах
$\psi$	— коэффициент наполнения рабочего органа перемещаемым материалом
$w_0$	— коэффициент сопротивления (тяги) на транспортере, отнесенный к головному валу
$w$	— тот же коэффициент, отнесенный к приводному валу
$\eta$	— коэффициент полезного действия
$N_0$	— мощность, потребляемая транспортером, измеренная на головном валу в л. с.
$N$	— то же на приводном валу (на моторе)
$W$	— силы сопротивления движению на транспортере
$S$	— натяжение гибкого органа в килограммах
$\sigma_{сж}, \sigma_{р}, \sigma_{из}$	— действительное напряжение сжатия, растяжения и изгиба
$k_{сж}, k_{р}, k_{из}$	— допускаемое напряжение на сжатие, растяжение и изгиб
$I$	— момент инерции кгм/сек. <sup>2</sup>
$D$	— диаметр шкивов, колес, катков, роликов и пр.
$d$	— диаметр цапф валов и осей
$\delta$	— диаметр цапф цепей
$\alpha$	— угол обхвата на барабанах и шкивах
$\beta$	— угол наклона к горизонту.



## ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящей третьей части „Конвейерных установок“ рассматриваются все типы конвейеров с тяговым органом—цепью, за исключением скребковых конвейеров, разобранных в первой части.

В той же первой части была изложена теория цепного привода—его динамика, конструкция и действие уравнительных механизмов, определены места наиболее выгоднейшего расположения. Поэтому в третьей книге, являющейся непосредственным продолжением первой, мы этих вопросов отдельно не рассматриваем и будем пользоваться сделанными ранее выводами.

Что же касается деталей транспортных устройств с тяговым гибким органом: цепей, роликов, проводников, звездочек и натяжных устройств, которые тоже рассмотрены в первой части, то в настоящей книге о них даются необходимые для полноты изложения сведения применительно к конструктивным особенностям излагаемых типов конвейеров.

По примеру предыдущих двух книг, о каждом типе конвейера приводятся следующие основные сведения: общее устройство и классификация, составные части и детали, теория и расчет, численные примеры расчета и примеры применения.

В последнем разделе рассматриваются специальные разновидности типов конвейеров, представляющие отклонения от рядовых конструкций, а также комплексные установки, дающие материал по применению конвейеров в разных областях производства и сочетанию их с другими транспортными или рабочими агрегатами.

Основные примеры взяты из области транспортирования угля, кокса, руды, шлаков, дерева, машиностроительных частей и пр. применительно к оборудованию котельных, обогатительных фабрик, складов и бункеров для сырых материалов, металлургических и машиностроительных заводов.

Кроме того, в первой главе—о пластинчатых конвейерах—рассматриваются подземные транспортные установки и в четвертой главе ковшевые конвейеры для подъема по шахте.

Особенное разнообразие типов представляют пластинчатые конвейеры, к которым могут быть отнесены такие установки, как разливные машины, эскалаторы, некоторые типы проволочных лент и пр. В этой же главе (а также во второй и четвертой) рассматриваются конвейерные установки с канатной тягой, к которой неизменно возвращается конструкторская мысль, ищущая наиболее рациональных решений способа замены цепи канатом.

В главе второй—о ковшевых элеваторах—особое внимание уделено вопросу о нормах рабочих скоростей и связанных с ними способах загрузки и разгрузки ковшей и выборе конструкции элеватора. При этом мы, однако, не помещаем подробной математической теории разгрузки ковшей, которая излагается обычно в курсах на основании работы в этой области С. Müller'a, потому что она достаточно полно приведена в переводных и оригинальных книгах по транспортным устройствам на русском языке и дополнена нашими авторами, а также, главным образом,



из соображений тактического порядка—невозможности или большой сложности выполнения на основании ее практических расчетов.

Вместо этого мы стремились возможно полнее осветить физическую сторону, „механику“ процессов загрузки и разгрузки ковшей и дать на основании ее ряд практических указаний о типах ковшей и их расположении, рабочих скоростях, размерах барабана, расположении приемного лотка и пр. в зависимости от рода и свойств перемещаемого материала, которые не могут быть точно учтены в теории. Весьма ценным источником при составлении этого раздела послужила прекрасная и еще мало известная у нас книга американского автора Fr. Hetzel'я, „Belt conveyors and belt elevators“.

Довольно много места уделено во второй главе вопросам применения ленточных элеваторов, как имеющих в ряде случаев существенные принципиальные достоинства по сравнению с цепными. Это относится и к нашему транспортному машиностроению, не имеющему пока особых достижений в деле изготовления цепей.

В главе третьей—о скребково-ковшевых конвейерах (V-конвейерах)—в отделе „Расчет“ рассматривается в общем виде вопрос о наибольшем натяжении цепей в зависимости от конфигурации конвейера и места расположения привода.

Примерно аналогичные расчеты приводятся и в следующей четвертой главе—о ковшевых конвейерах. Ввиду отсутствия у нас пока выработанных норм для соотношения геометрических размеров ковшей, этот вопрос разобран особо и для определения размеров и веса ковшей выведены расчетные формулы.

В главе пятой—о подвесных конвейерах для штучных грузов—рассматривается теория системы двух или нескольких приводов, работающих синхронно на одном конвейере, и приводятся конструкции для механического синхронизирования их действия. Ввиду большой длины и нагруженности, требующихся нередко на таких и некоторых других видах конвейеров, установка на них двух или нескольких синхронно действующих приводов имеет существенное значение для расширения границ их применения.

В особом разделе в конце книги („Приложение“) приводится расчет основных видов цепей, данные о которых сообщаются в первой главе. При составлении этого раздела возникли некоторые трудности, которые нельзя считать вполне преодоленными, — по вопросу о распределении нагрузки в элементах цепи, главным образом, на валике и втулке, и о допускаемых напряжениях в соответствии с характером нагрузки на цепи, износом и деформированием (вытягиваемостью) звеньев.

Как указывается в тексте, за отсутствием точных данных, основанных на соответственной экспериментальной базе, способы расчета в некоторых частях будут, вероятно, нуждаться в дальнейшем корректировании и не могут считаться окончательными. Тем не менее, мы сочли полезным привести эти расчеты в книге, ввиду отсутствия такого материала в руководствах по транспортным устройствам и по деталям машин.

В иллюстративном материале, которому в книге уделено много места, приводятся конструкции нескольких десятков американских, германских и английских фирм. Несомненно, что многолетний опыт иностранной техники в данной области заслуживает самого внимательного изучения проектировщиками и производственниками. Вместе с этим чертежи наших советских конструкций, помещенные во всех главах книги, наглядно показывают, какой гигантский рост переживает за последние годы наше машиностроение в области изготовления оборудования для массового транспорта. Последовавшее недавно снятие с импорта объектов транспортного машиностроения возлагает на нас новые серьезнейшие задачи — полностью своими средствами дать оборудование для нового строительства в промышленности и на транспорте и для реконструкции и механизации старых предприятий.



Среди достижений нельзя не отметить интенсивных работ по типизации и стандартизации оборудования, ведущихся как в Союзтранстехпроме и подготовляемых силами Научно-исследовательского института промышленного транспорта (НИИПТ), так и в отделе типизации и стандартизации Шахтостроя, причем значение последних работ далеко выходит за рамки одного только нового шахтного строительства. В первых двух главах—о пластинчатых конвейерах и ковшевых элеваторах—мы приводим в выдержках данные из этих материалов и кладем их в основу численных расчетов.

Наряду с бесспорными успехами, поднявшими транспортное машиностроение из зачаточного состояния, в котором оно было до реконструктивного периода, на большую высоту и давшими возможность количественно удовлетворить основные потребности промышленности, нам предстоит многое еще сделать в самое ближайшее время. В первую очередь, во исполнение поставленных перед промышленностью партией и правительством задач необходимо решительно повысить качество выпускаемой продукции.

Необходимо помнить, что транспортные устройства во всех областях промышленности—это „руки“ производства, подающие, убирающие и перемещающие объекты добычи и переработки на всех этапах производственных процессов и что аварии и неполадки в работе транспортных установок всегда дезорганизующе действуют на работу предприятий, а иногда и полностью парализуют ее.

Поэтому борьба за качество транспортной машины должна сделаться боевым лозунгом, неотложной первоочередной задачей конструктора и производственника—изготовителя и эксплуатационника.

Научно-исследовательские институты должны значительную часть своей работы переключить на это дело; они должны систематическими обследованиями выявлять дефекты оборудования и его обслуживания и разрабатывать конкретные меры к их устранению. Кроме того, в соответствии с нынешними возможностями нашей металлургии, транспортное машиностроение необходимо сделать одним из потребителей ковкого чугуна, высококоротных сталей и других качественных машиностроительных материалов.

В деле проектирования мы должны шире использовать имеющиеся достижения по стандартизации, организовать массовый и серийный выпуск стандартных деталей, предъявляя к ним более высокие требования в отношении точности обработки. Понятно, что все эти мероприятия привели бы и к удлинению действительных сроков амортизации оборудования, а следовательно, уменьшили бы напряженность в количественном удовлетворении потребности промышленности.

По примеру второй части „Конвейерных установок“, к составлению отдельных глав или их частей в настоящей книге были привлечены работники кафедры „Транспортных устройств“ в Днепропетровском горном институте и один сотрудник из проектной организации, а именно:

*Г. Ф. Дупленко*, аспирант (глава I, § 2),

*В. Л. Максимов*, ст. научн. сотр. (глава IV),

*А. М. Прядко*, доцент (глава I, § 5),

*А. М. Эпштейн*, доцент („Приложение“, расчет цепей),

*Т. С. Фарберов*, инж. Проммеханизации (глава II),

*П. М. Шилов*, доцент (глава III).

В итоге составления этой книги, так же, как и второй части того же названия, автор с огромным удовлетворением констатирует значительную помощь со стороны сотрудников, а также научный рост их на дружной коллективной работе.

*А. Спиваковский*

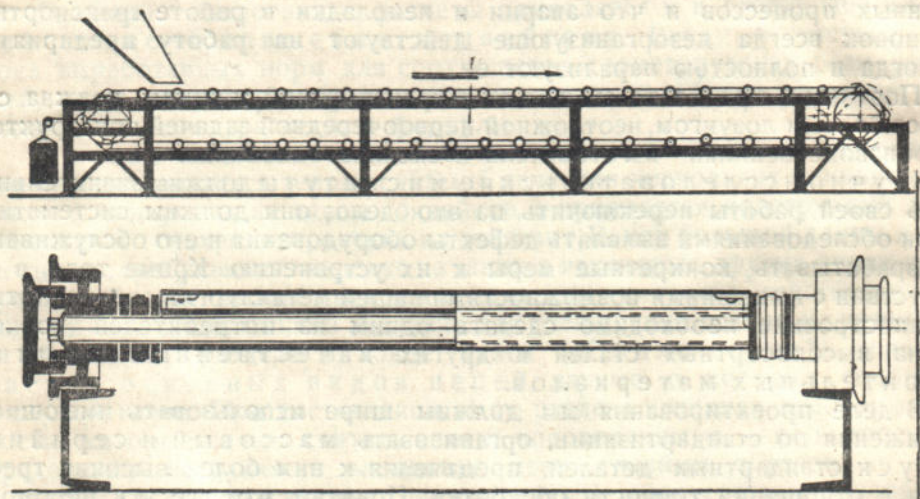


## ГЛАВА I

### ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

#### § 1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО, КЛАССИФИКАЦИЯ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Пластинчатые транспортеры<sup>1</sup> служат для перемещения массовых насыпных грузов — угля, руды, камня и пр. — по горизонтальному или наклонному направлению. Схема горизонтального пластинчатого транспортера и поперечное сечение по верхней ветви его представлены на фиг. 1. Транспортер



фиг. 1. Схема двухцепного роликового пластинчатого транспортера.

состоит из замкнутого тягового органа, двух цепей (реже одной цепи или двух канатов), огибающих приводной и отклоняющих зубчатые блоки. Отклоняющий или хвостовой барабан служит обычно оттяжным и передает на цепи натяжение от груза или нажимных винтов. На звеньях цепей укреплены пластины, примыкающие без зазора одна к другой и образующие, таким образом, непрерывное движущееся полотно транспортера, несущее перемещаемый материал, который ссыпается на полотно из бункера или воронки либо подается питателем.

Вращение на приводной вал передается от мотора с помощью передаточного механизма или редуктора. Опорой для цепей и пластин служат ходовые ролики, катящиеся при движении конвейера по проводникам. Проводники верхней и нижней ветви опираются на стойки, соединяемые между собой поперечными связями и раскосами. Вся эта металлическая или деревянная опорная конструкция конвейера (ферма), на которой монтируются также подшипники валов головной и хвостовой части, носит название станины, рамы или остова конвейера.

<sup>1</sup> Гусеничные, чешуйчатые, звеньевые, панцирные транспортеры или конвейеры Gliederbänder, Gelenkbänder, Plattenbänder (нем.), Apron Conveyors (англ.).



При наличии двух цепей на конвейере, они укрепляются под пластинами или (см. фиг. 1) по обе стороны от пластины; при одноцепной конструкции цепь крепится под пластинами

центрально, на середине их ширины. Вследствие меньшей устойчивости пластин, одноцепные транспортеры применяются только для легкой работы и небольшой производительности.

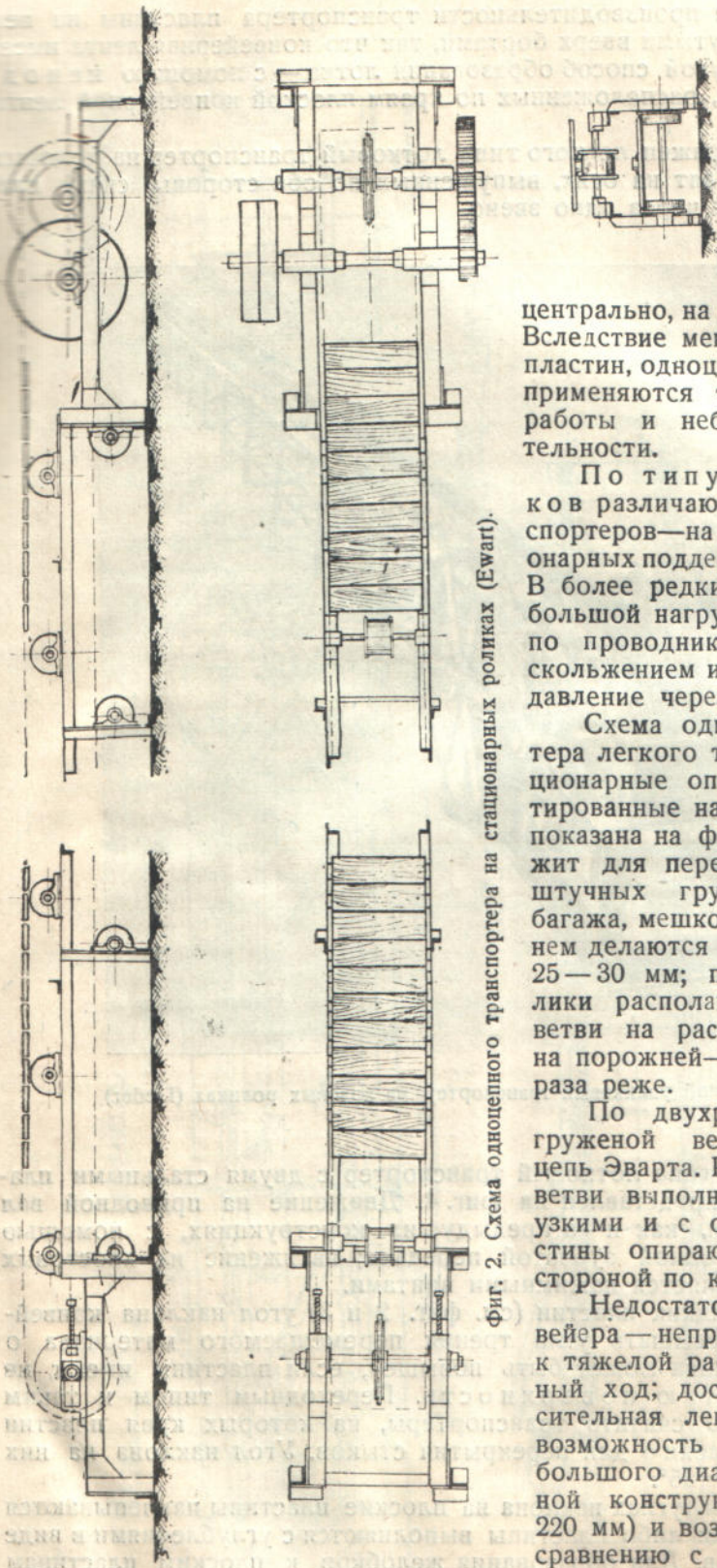
По типу опорных роликов различают две системы транспортеров—на ходовых и на стационарных поддерживающих роликах. В более редких случаях, при небольшой нагрузке, цепи движутся по проводникам непосредственно скольжением или передают на них давление через ползуны.

Схема одноцепного транспортера легкого типа, имеющего стационарные опорные ролики, монтированные на неподвижных осях, показана на фиг. 2. Конвейер служит для перемещения отдельных штучных грузов: ящиков, кип, багажа, мешков и пр. Пластины на нем делаются из дерева толщиной 25—30 мм; поддерживающие ролики располагаются на грузовой ветви на расстоянии около 1 м, на порожней—примерно в полтора раза реже.

По двухребордным роликам грузовой ветви перекачивается цепь Эварта. Ролики для обратной ветви выполнены парными, более узкими и с одной ребордой; пластины опираются на них лицевой стороной по краям.

Недостаток этого типа конвейера—неприспособленность его к тяжелой работе и менее спокойный ход; достоинство—его относительная легкость и дешевизна, возможность применить ролики большого диаметра (на выполненной конструкции диаметр равен 220 мм) и возможность лучшей по сравнению с ходовыми роликами смазки цапф роликов.

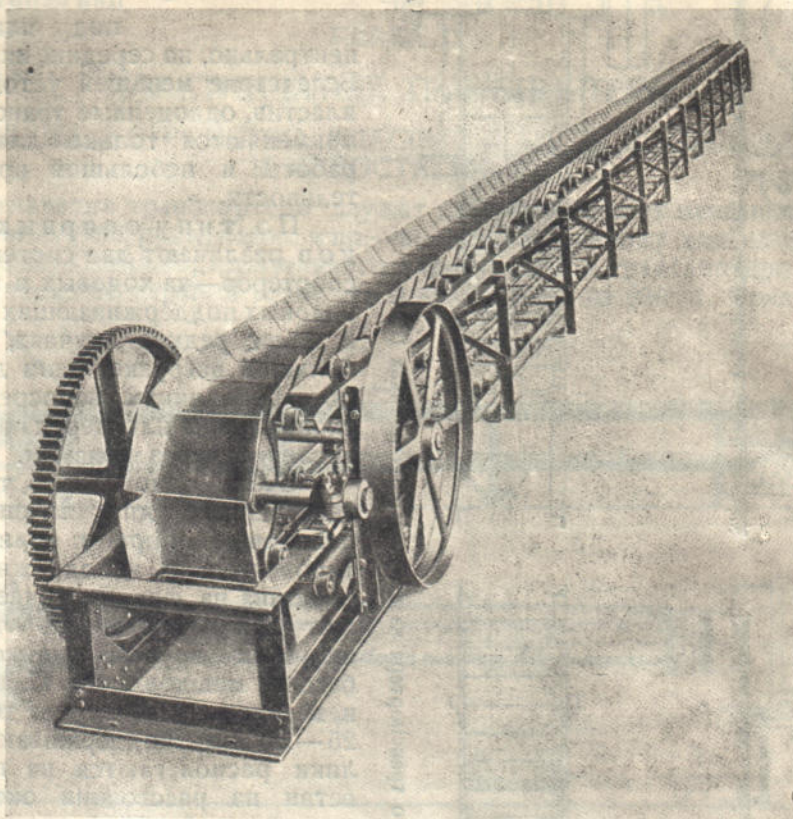
Фиг. 2. Схема одноцепного транспортера на стационарных роликах (Ewart).





Для увеличения производительности транспортера пластины на нем выполняются с загнутыми вверх бортами, так что конвейерная лента имеет форму лотка. Другой способ образования лотка — с помощью неподвижных бортов, расположенных по краям плоской конвейерной ленты во всю ее длину.

На фиг. 3 изображен легкого типа лотковый транспортер на ходовых роликах. Ролики сидят на осях, выпущенных по обе стороны снизу пластин и укрепленных через одно звено.



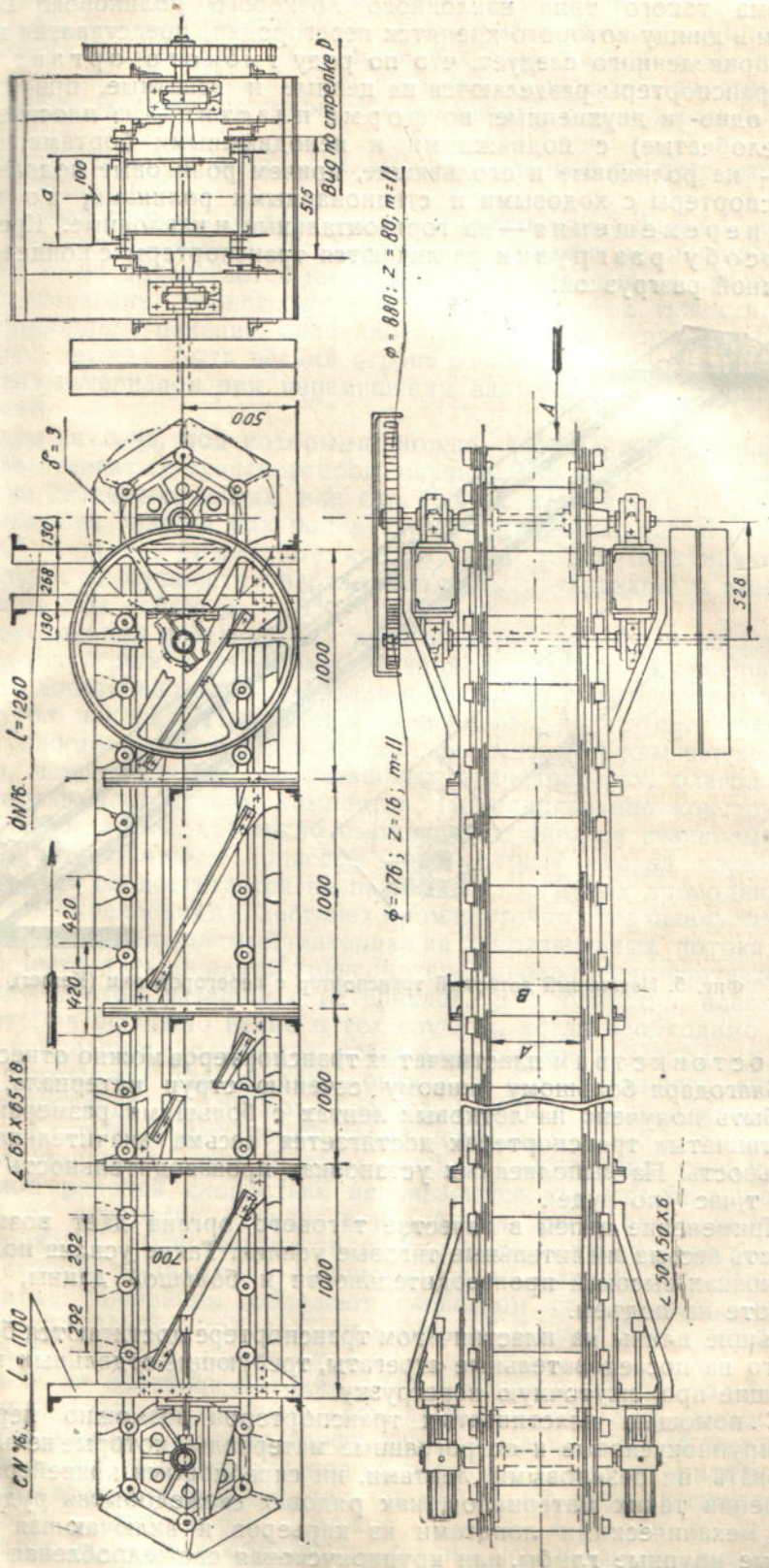
Фиг. 3. Одноцепной роликовый транспортер на ходовых роликах (Lieder).

Более тяжелого типа лотковый транспортер с двумя стальными пластинчатыми цепями представлен на фиг. 4. Движение на приводной вал от мотора передается, как и на предыдущих конструкциях, с помощью одной ременной и одной зубчатой передачи; натяжение на хвостовых звездочках осуществляется нажимными винтами.

При наличии гладких пластин (см. фиг. 2 и 3) угол наклона конвейера не должен превышать угла трения перемещаемого материала о пластины. Угол наклона может быть повышен, если пластины имеют не гладкую, а волнистую поверхность. Переходным типом к таким конструкциям можно считать транспортеры, на которых края пластин высажены по закруглению для перекрытия стыков. Угол наклона на них может достигать  $20^{\circ}$ — $25^{\circ}$ .

При еще больших углах наклона на плоские пластины наклепываются поперечные угольники либо пластины выполняются с углублениями в виде поперечных желобков. Для образования желобков к плоским пластинам могут прикрепляться поперечные перегородки.



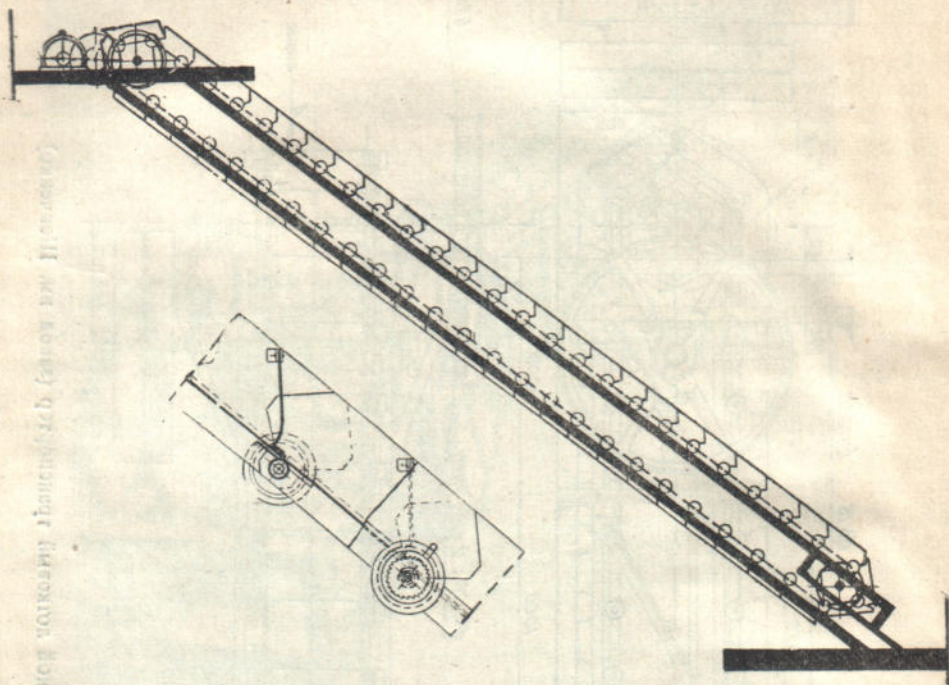


Фиг. 4. Двухцепной лотковый транспортер (завод им. Шевченко).



Схема такого типа наклонного лоткового роликового конвейера, к бортам и днищу которого крепятся перегородки, представлена на фиг. 5.

Из приведенного следует, что по роду гибкого органа пластинчатые транспортеры разделяются на цепные и канатные, причем первые бывают одно- и двухцепные; по форме пластин — на плоские и лотковые (желобчатые) с подвижными и неподвижными бортами; по типу опор — на роликовые и скользящие, причем роликовые подразделяются на транспортеры с ходовыми и стационарными роликами; по направлению перемещения — на горизонтальные и наклонные. Кроме того, по способу разгрузки различаются транспортеры с концевой и промежуточной разгрузкой.



Фиг. 5. Наклонный лотковый транспортер с перегородками (Кернер).

К достоинствам пластинчатых транспортеров можно отнести такие:

1. Благодаря большому живому сечению струи материала, которое может быть получено на лотковых лентах с большими размерами лотка, на пластинчатых транспортерах достигается весьма значительная производительность. На выполненных установках производительность доходит до 2000 т/час (по руде).

2. Применение цепей в качестве тягового органа дает возможность передавать весьма значительные тяговые усилия. Такие усилия получают на установках высокой производительности и большой длины, особенно при работе на подъем.

Большие длины на пластинчатом транспортере достигаются без разделения его на последовательные агрегаты, требующие отдельных приводов и влекущие промежуточную перегрузку.

3. С помощью пластинчатых транспортеров возможно перемещать весьма крупнокусковые и огрограмные материалы, которые нельзя транспортировать ни резиновыми лентами, ни скребковыми конвейерами. При перемещении таких материалов, как рядовая свежедобытая руда, загружаемая механическими лопатами из карьеров и включающая поэтому отдельные крупные глыбы, или крупнокусковая свежедробленая руда или камень, днище пластинчатых транспортеров устилается сменной футеровкой



из укрепляемых на пластинах отрезков брусьев или досок, иногда обливываемых железными полосами. Такая футеровка хорошо защищает пластины от порчи и значительно увеличивает срок службы конвейера. Пластинчатые конвейеры с успехом могут применяться также для переноса материалов с высокой температурой. Границы допустимых температур здесь значительно шире, чем, например, при применении резиновой ленты.

4. Пластинчатый транспортер имеет медленное рабочее движение и движется бесшумно.

Медленный спокойный ход облегчает равномерное питание конвейера; на всем пути перемещения материал свободно лежит на сплошной звеньевой ленте и не подвергается ни толчкам, ни сотрясениям; разгрузка на головном барабане происходит под действием силы тяжести, причем высота свободного падения, особенно при применении пластин специальной формы, может быть весьма ограниченной. Благодаря этому крошение хрупких материалов при перемещении на пластинчатом конвейере — минимально.

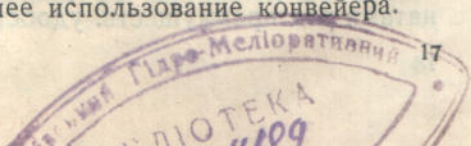
5. Углы наклона, под которыми можно доставлять материал с помощью пластинчатых транспортеров, значительно выше предельно допускаемых на резиновых лентах или скребковых конвейерах. Применением мульдообразных пластин или поперечных перегородок достигаются углы в 30—40° и выше. Некоторые конструкции таких пластинчатых лент представляют, в сущности, переходные типы к черпаковым элеваторам, работающим под углом 60—70° к горизонту.

6. Конструкция пластинчатых транспортеров дает возможность с помощью одного агрегата, без промежуточной перегрузки, перемещать материал последовательно по горизонтали и к наклону, либо наоборот и вообще менять угол наклона. При этом на конвейерах, на которых изгиб обращен выпуклостью вниз, могут быть выбраны значительно меньшие радиусы кривизны, чем, например, на резиновых транспортерах, благодаря чему вся установка часто более компактна. Принципиальное конструктивное отличие здесь в том, что изгиб выпуклостью вниз на резиновых лентах определяется свободным провесом ленты, тогда как на пластинчатых транспортерах он достигается на нажимных изогнутых проводниках.

7. Путем укрепления на пластинах промежуточных вертикальных бортов можно разбить перемещаемый материал на 2-3 раздельных потока и таким способом доставлять на одном транспортере одновременно соответствующее количество сортов различных материалов. Это свойство пластинчатых транспортеров особенно ценно в тех случаях, когда необходимо перемещать в небольшом количестве несколько сортов разнородных грузов, так как применение для каждого сорта хотя и маломощного, но отдельного транспортера сильно повышает стоимость не только механической части, но и строительных конструкций установки.

8. Пластинчатые транспортеры особой конструкции, движущиеся с пониженной рабочей скоростью, используются как питатели, подающие материал из отверстия бункера или воронки. Такие питатели (фидеры), обеспечивающие высокую равномерность подачи, употребляются для работы с самыми тяжелыми и крупнокусковыми материалами. Вообще же пластинчатые конвейеры обладают свойством самопитания, благодаря которому применение специального фидера бывает часто излишним и установка выигрывает в компактности и простоте.

Однако на практике обходятся без питателей обычно только на маломощных и коротких транспортерах, либо при работе по легким и однородным материалам, например торфу, бурому углю, угольной мелочи и пр. При наличии же мощных установок работа с помощью питателей считается более предпочтительной, так как нет необходимости снижать рабочие скорости на транспортере, можно избежать добавочных сопротивлений в местах нагрузки и обеспечить лучшее использование конвейера.





✓ 9. По расходу энергии пластинчатые транспортеры, относящиеся к случаю перемещения на колесах (роликах), представляют один из наиболее совершенных типов транспортных устройств, расходуя энергию более экономно, чем, например, скребковые транспортеры, и приближаясь в этом отношении на некоторых конструкциях к ленточным конвейерам.

✓ 10. Вследствие отсутствия истирания и быстрого износа составных частей транспортера, как например, жолоб на скребковом транспортере или резиновая лента на ленточном, срок службы пластинчатого транспортера относительно высок.

11. На лентах с плоской поверхностью без бортов или с неподвижными бортами удобно производится промежуточная разгрузка с помощью ножевых разгрузателей.

Наряду с такими достоинствами пластинчатым транспортерам свойственны также некоторые существенные недостатки, значительно суживающие область их применения. В первую очередь пластинчатые транспортеры требуют больших капитальных затрат. Стоимость их выше, чем стоимость резиновых ленточных и скребковых конвейеров, в изготовлении они сложнее.

✓ Собственный вес пластинчатых конвейеров, в особенности, вес движущихся частей, больше, чем на лентах и скребках; вес материала на погонный метр в несколько раз больше, чем на резиновых лентах, в соответствии с меньшей рабочей скоростью (в среднем 0,25—0,5 м/сек. вместо 1,5—2,0 м/сек. для резиновых лент). Вследствие этого стоимость опорных конструкций — станин, эстакад — несколько выше.

✓ Наличие большого количества сочленений и шарниров требует внимательного ухода и регулярной смазки, в противном случае увеличивается жесткость цепи на отклоняющихся звездочках и возрастает сопротивление на цапфах роликов, отчего они иногда перестают вращаться. При плохом уходе быстро изнашиваются шарниры, разрабатываются цепные планки, ролики теряют круглую форму и пр., а также возрастает расход энергии на преодоление вредных сопротивлений на транспортере.

В тех случаях, когда транспортирование материала лотковыми лентами с подвижными бортами связано с распределением его вдоль некоторого участка разгрузочного фронта, например над бункерами, применение пластинчатого транспорта требует специальных значительно усложненных типов, на которых пластины имеют одностороннее шарнирное закрепление и отклоняются в наклонное положение в пункте разгрузки.

Перечисленные слабые стороны пластинчатых лент приводят к тому, что в качестве распределительных транспортеров с ними часто успешно конкурируют скребки, а в качестве транспортного средства с конечным пунктом разгрузки или тоже с промежуточными пунктами при аналогичных условиях — предпочитают резиновые ленты.

Тем не менее, как следует из названных достоинств пластинчатых транспортеров, во многих случаях, особенно при работе по острогранным и истирающим (абразивным) материалам, при перемещении под большим углом наклона и пр., они дают наилучшее, часто почти единственное целесообразное решение непрерывного перемещения материалов, а поэтому область их применения все же довольно обширна.

Кроме того, как увидим ниже, пластинчатые ленты представляют очень большое разнообразие специальных типов транспортеров для литейного дела, металлургии, торфоразработок, поточного процесса и пр.

## § 2. СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ ПЛАСТИНЧАТОГО ТРАНСПОРТЕРА

### 1. ЦЕПИ И РОЛИКИ

В качестве тягового органа на пластинчатых транспортерах применяются почти исключительно цепи, имеющие в этом случае перед канатами ряд преимуществ: удобство укрепления пластин, передача тяговой

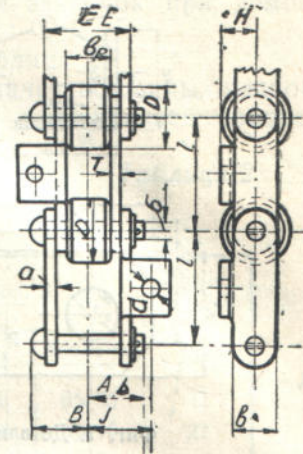


силы зацеплением, а не трением, вследствие чего не требуется большого предварительного натяжения, малый диаметр приводных и отклоняющих звездочек, легкость замены отдельных звеньев. Наряду с этим цепи по сравнению с канатами имеют следующие недостатки: большой вес, значительно большая стоимость, неплавный ход, добавочные динамические нагрузки и отсутствие, как на канатах, фрикционной связи с приводным блоком, увеличивающей степень надежности установки.

Основной вид цепей для пластинчатых конвейеров — шарнирные стальные цепи, собираемые из штампованных планок, шарнирных валиков (болтов), втулок и роликов. В ряде случаев, впрочем, применяются цепи без втулок, реже встречаются конструкции безроликовых цепей.

Шарнирная роликовая цепь без втулок изображена на фиг. 6 (см. также фиг. 680) и данные о ней приведены в таблице 1. На каждом звене одна планка имеет отогнутую лапу для крепления пластин с просверленным в ней отверстием. Такие цепи применяются на пластинчатых питателях. Для центрирования передающегося на цепи сопротивления движения крепительные планки размещены в шахматном порядке и через несколько звеньев ставится звено с двумя крепительными планками (см. фиг. 27).

Достоинство шарнирных цепей — конструктивная простота и удобство сборки и демонтажа; недостаток — высокое удельное давление на трущихся поверхностях в отверстиях планок, а следовательно, неблагоприятные условия смазки и износа.



Фиг. 6. Роликовая цепь без втулок (Stephens-Adamson).

Характеристика цепей по фиг. 6

Таблица 1

Цепь N	Шаг l мм	Размеры в мм										Рабочая нагрузка в кг для скор. v=0,25 м/сек.	Максим. скор. м/сек.	Вес кг/м	
		A	B	Планка		E	Ролик		H	Диам. отверстия d	Диам. болта б				I
				a	b		Ширина b <sub>p</sub>	Диаметр D							
G-4-1	101,6	50,8	50,8	9,5	38,0	77,8	36,5	57,1	31,7	15,9	15,9	61,1	634	1,53	4,06
G-6-1	152,4	47,6	47,6	9,5	38,0	71,4	31,7	63,5	31,7	15,9	15,9	49,2	634	1,25	3,62
G-6-2	152,4	52,4	52,4	9,5	50,8	77,8	36,5	74,6	38,1	22,2	12,7	52,4	882	1,0	5,9
G-9-1	228,1	55,6	55,6	9,5	50,8	84,1	44,5	76,2	38,1	22,2	15,9	69,8	882	1,0	5,4
G-9-2	228,1	68,3	68,3	12,7	63,5	103,2	49,2	87,3	44,0	25,4	19,1	73,0	1360	1,0	8,6

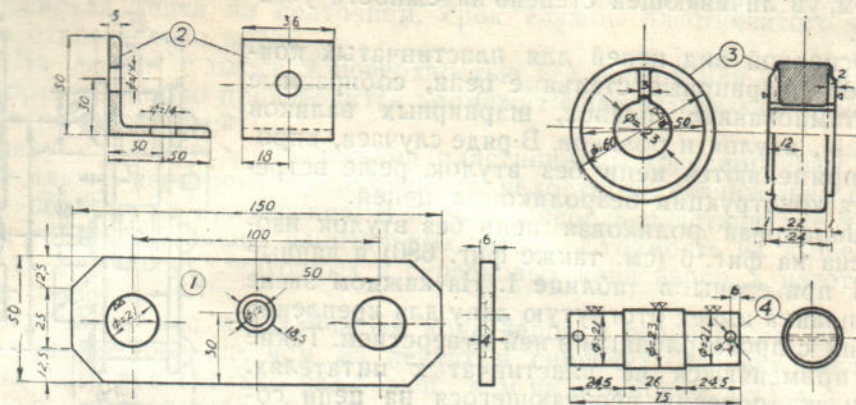
Значения рабочей нагрузки, указанные в таблице, допускаются для скорости цепей, не превышающей 0,25 м/сек. Для больших скоростей, учитывая динамические нагрузки, менее спокойный ход и ухудшающиеся условия износа, фирма рекомендует принимать следующую долю от табличной нагрузки:

	%
для скорости 0,25—0,50 м/сек. . . . .	83,5
" 0,50—0,75 " . . . . .	66,6
" 0,75—1,00 " . . . . .	50,0
" 1,00—1,25 " . . . . .	40,0

Величину динамических нагрузок следует, впрочем, учитывать особо как указано ниже, в зависимости не только от скорости, но и от длины звена и числа зубцов на звездочках.

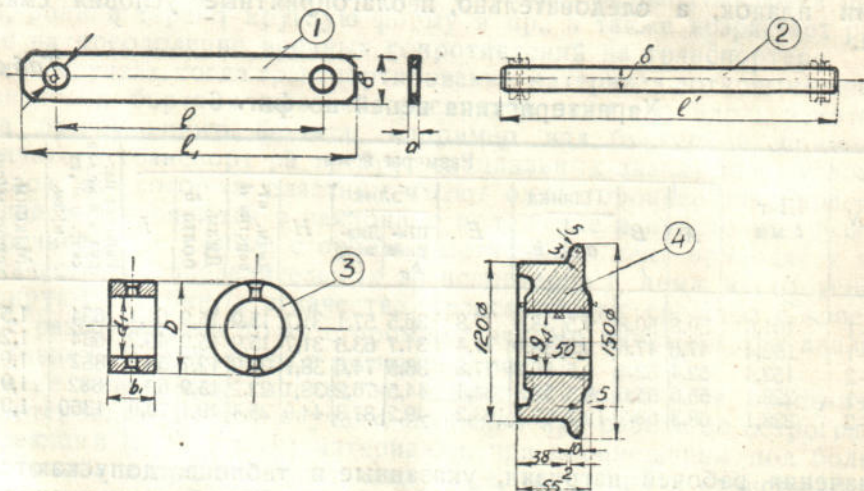


Детали, из которых собирается роликовая стальная цепь питателя конструкции Союзтранстехпрома, показаны на фиг. 7. В собранном виде эта цепь в соединении с пластинами изображена на фиг. 28. Планки цепи 1 штампуются из полосы 50×6 мм. Кроме дыр для валиков, они имеют посредине длины отверстие для заклепки с потайной головкой, с помощью которой крепится уголок 2, служащий для присоединения пластины.



Фиг. 7. Детали роликовой цепи без втулок (Союзтранстехпром).

Чугунный ролик 3 снабжен канавкой для смазки. Шарнирный валик 4 с расточкой по краям укрепляется с обеих сторон шплинтами, причем шплинты, вопреки рекомендуемому способу соединения, пропущены не через шайбы.



Фиг. 8. Элементы роликовой цепи без втулок по DIN.

Элементы роликовой цепи по германским стандартам даны на фиг. 8.<sup>1</sup> В собранном виде с пластинами цепь изображена ниже на фиг. 34. Цепные планки 1 (фиг. 8) штампуются из стальных полос толщиной 15—20 мм. Соединительный болт (валик) 2, общий для двух парных цепей, имеет диаметр на 1 мм меньше диаметра отверстия в планках, одинаковый по всей своей длине. Длина его  $l'$  устанавливается в зависимости от расстояния между цепями на транспортере или элеваторе. Чугунные ролики 4 делаются сплошными, как показано на фигуре, или полыми для смазки, причем

<sup>1</sup> По таблице DIN Berg 2210.



в последнем случае внешние размеры их сохраняются такими же. Приведенные на фигуре размеры ролика соответствуют диаметру болта в 35 мм.

Закрепление элементов на шарнирных валиках производится с помощью упорных колец 3, насаживаемых в горячем состоянии. Сквозь кольцо и валок пропускается, кроме того, заклепка. Диаметр отверстия колец принят на 0,5 мм меньше диаметра валика. Такое соединение обладает высокой степенью надежности, но требует сбивания заклепок при демонтаже.

Размеры элементов на фиг. 8 приведены в таблице 2.

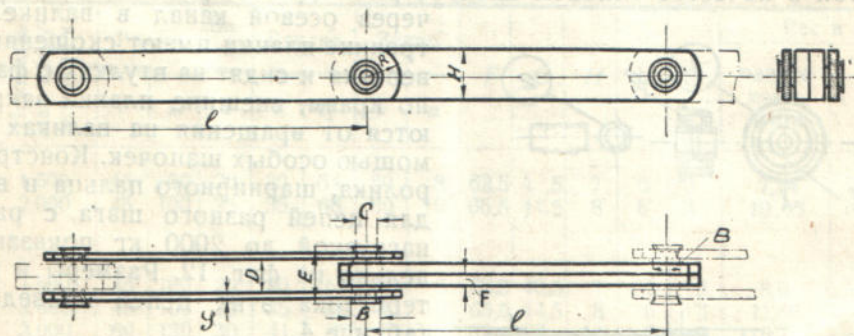
Шаг цепи принят в 250, 320, 400 и 500 мм. Количество цепных планок, в которых набирается каждое звено, зависит от действующей рабочей нагрузки.

Таблица 2

Размеры элементов цепи по фиг. 8 (DIN)

Шаг	Планки, поз. 1				Валик, поз. 2	Кольцо, поз. 3				Ролик, поз. 4
	a	b	$l_1$	d	$\delta$	$d_1$	D	$b_1$	Заклепка	$g_4$
250	15	50	320	23	22	21,5	40	20	6×55	22
320	15	60	410	28	27	26,5	50	25	6×70	27
320	15	70	420	36	35	34,5	60	30	8×75	35
400	15	70	500	36	35	34,5	60	30	8×75	35
500	20	90	620	46	45	44,5	70	35	8×90	45

На фиг. 9 показана конструкция одной из типовых цепей Шахтоостроя без втулок и роликов и в таблице 3 даны ее размеры для шага от 210 до 500 мм и номинальной нагрузки от 1500 до 8500 кг.



Фиг. 9. Типовая безроликковая цепь Шахтоостроя.

Комплект цепи, состоящий из двух шагов, собирается из четырех планок, причем внутренние планки толще наружных, так как отверстие для валика в них большего диаметра. Валики с обеих сторон расклепываются в наружных звеньях, отверстия в которых имеют разинковку. Таким образом наружные планки закрепляются заодно с валиком, который при изгибе цепи поворачивается относительно внутренних планок. Благодаря большому ширине этих планок и большому соответствующему диаметру валика, удельное давление на поверхностях трения для безроликовых цепей относительно невелико, отчего цепь более долговечна. При принятых размерах величина удельного давления в шарнире равна в среднем около 210 кг.

В целях уменьшения удельного давления в шарнире, улучшения условий смазки и повышения срока службы цепей, они делаются со втулками,



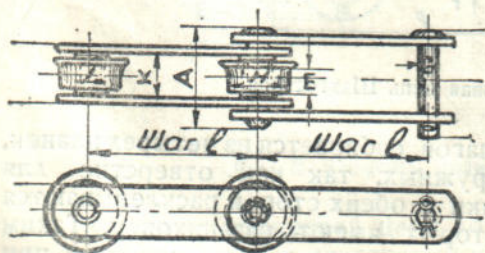
на которые насаживаются ролики (фиг. 10). Внешние планки закрепляются наглухо на шарнирном валике и внутренние — на втулке. Для этого обычно на втулке стачиваются фаски (поз. 2). Ролик (поз. 1) делается полым. Для заполнения полости его смазкой служит закрытое пробкой отверстие *a*.

Таблица 3

Размеры безроликовой цепи по фиг. 9

Шаг <i>l</i>	Номиналь- ная нагруз- ка цепи кг <sup>1</sup>	Звено				Валик				Вес компл.	Вес 1 пог. м
		<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>R</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>		
210	1 500	14	8	50	32	25	20	31	58	4,7	11,2
210	2 500	18	10	60	40	35	30	39	71	7,42	17,7
210	3 500	22	12	70	45	38	33	47	85	10,88	25,9
300	1 500	14	8	50	32	25	20	31	58	6,26	10,4
300	2 500	18	10	60	40	35	30	39	71	9,80	16,3
300	3 500	22	12	70	45	38	33	47	85	14,26	23,8
300	4 500	25	14	80	50	44	38	53	97	19,16	31,9
300	6 500	30	16	100	56	50	45	64	114	28,60	47,6
300	8 500	35	18	110	65	60	55	74	130	40,12	66,9
400	2 500	18	10	60	40	35	30	39	71	12,44	15,6
400	3 500	22	12	70	45	38	33	47	85	17,90	22,4
400	4 500	25	14	80	50	44	38	53	97	24,06	30,1
400	6 500	30	16	100	56	50	45	64	114	35,82	44,8
400	8 500	35	18	110	65	60	55	74	130	47,24	59,0
500	2 500	18	10	60	40	35	30	39	71	15,06	15,1
500	3 500	22	12	70	45	38	33	47	85	21,70	21,7
500	4 500	25	14	80	50	44	38	53	97	29,00	29,0
500	8 500	35	18	110	65	60	55	74	130	56,46	56,5

В конструкции самосмазывающейся роликовой цепи со втулками, принятой в качестве типовой Шахтостроем (фиг. 11), смазка подводится через осевой канал в валике. Внутренние планки имеют скошенные отверстия и сидят на втулках с фасками по краям; внешние планки закрепляются от вращения на валиках с помощью особых шапочек. Конструкция ролика, шарнирного пальца и втулки для цепей разного шага с рабочей нагрузкой до 2000 кг показана отдельно на фиг. 12. Размеры и характеристика этих цепей приведены в таблице 4.



Фиг. 10. Роликовая цепь со втулками (Chain Belt).

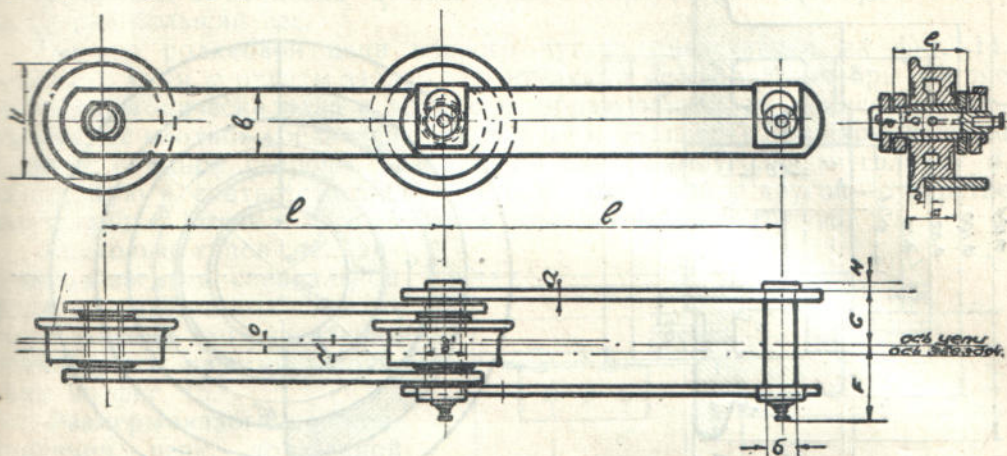
Пример стальной роликовой цепи с фасонными планками представлен на фиг. 13. На транспортере цепи расположены по обе стороны сбоку от пластин. При этом цепные планки, обращенные к пластинам (с внутренней стороны по отношению к оси транспортера), сделаны значительно увеличенной высоты и фасонной формы и служат бортами на лотковом транспортере. Планки на сочленении перекрывают одна другую настолько, что непрерывность лотка обеспечена и при огибании конвейерной лентой приводных и хвостовых звездочек.

Пластинч, образующие волнистую ленту транспортера, крепятся к цепям с помощью приклепанных к фасонным планкам отрезков косых угольников.

<sup>1</sup> Номинальная нагрузка равна  $\frac{1}{3}$  разрушающей.



В германских и в особенности в американских конструкциях нередко встречаются цепи с литыми звеньями из ковкого чугуна. Достоинство этих цепей, главным образом, в том, что звеньям можно придавать любую фасонную форму: утолщенную в месте ослабления отверстием для



Фиг. 11. Роликовая цепь со втулками (Шахтострой).

шарнирного валика, усиленную ребрами жесткости, с прилитыми заодно лапками для укрепления несущих органов и пр. Кроме того, боковины цепи могут отливаться заодно со втулками, достаточно широкими для получения малого удельного давления в шарнире на поверхности трения.

Таблица 4

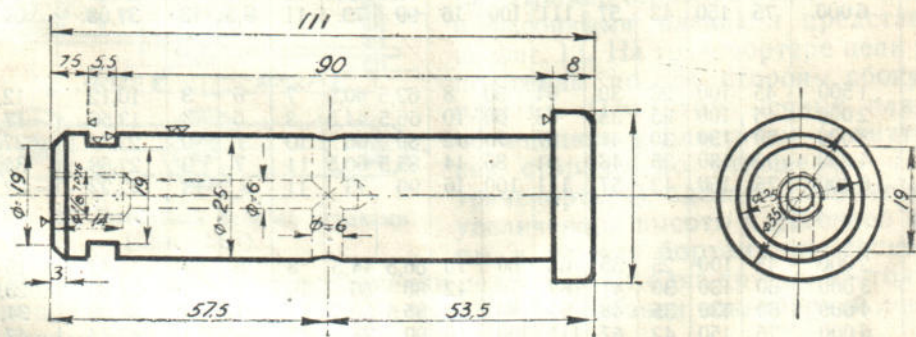
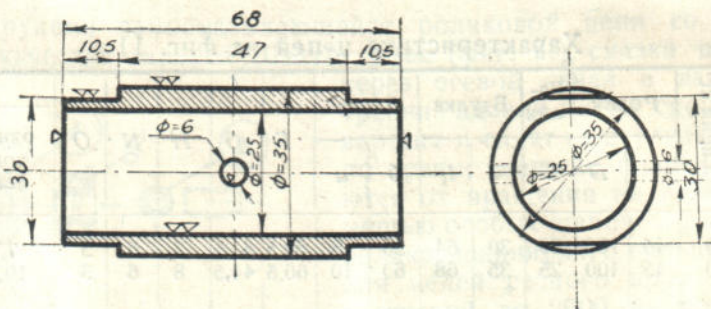
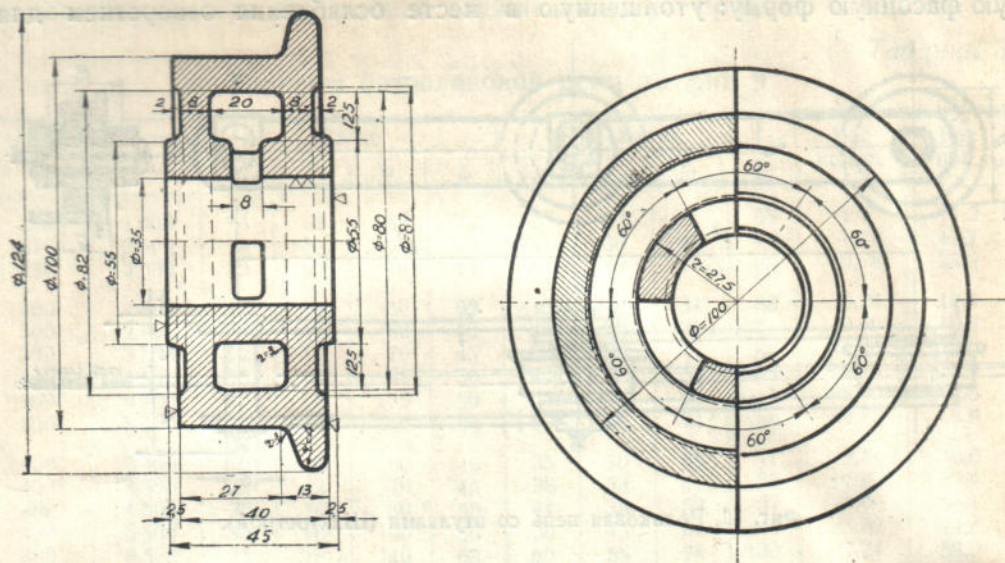
Характеристика цепей на фиг. 11

Шаг цепи	Номинальная нагрузка цепи кг <sup>1</sup>	Ролик		Валик	Втулка		Звено		F	G	H	N	O	Вес в кг	
		c	D	d	d'	l <sub>1</sub>	b	a						одного комплекта	1 пог. м
210	1 500	45	100	20	30	64	50	8	62,5	4,5	7	6	3	7,74	18,4
210	2 000	45	100	25	35	68	60	10	66,5	4,5	8	6	3	10,05	23,9
300	1 500	45	100	20	30	64	50	8	62,5	40,5	7	6	3	8,9	14,8
300	2 000	45	100	25	35	68	60	10	65,5	44,5	8	6	3	11,68	19,5
300	3 000	60	130	30	41	87	70	12	80	56	10	7	9	19,7	32,8
300	4 000	60	130	35	48	91	80	14	85,5	60,5	11	7	9	24,88	41,5
300	6 000	75	150	42	57	111	100	16	99	73	11	8,5	13	37,08	61,8
400	1 500	45	100	20	30	64	50	8	62,5	40,5	7	6	3	10,12	12,6
400	2 000	45	100	25	35	68	60	10	66,5	44,5	8	6	3	13,56	17,0
400	3 000	60	130	30	41	87	70	12	80	56	10	7	9	22,34	27,9
400	4 000	60	130	35	48	91	80	14	85,5	60,5	11	7	9	27,68	34,6
400	6 000	75	150	42	57	111	100	16	99	73	11	8,5	13	42,22	52,8
500	2 000	45	100	25	35	68	60	10	66,5	44,5	8	6	3	15,44	15,4
500	3 000	60	130	30	41	87	70	12	80	56	10	7	9	24,88	25,0
500	4 000	60	130	35	48	91	80	14	85,5	60,5	11	7	9	31,08	31,1
500	6 000	75	150	42	57	111	100	16	99	73	11	8,5	13	47,14	47,1

Примечание. Под одним комплектом подразумевается два шага.

<sup>1</sup> Номинальная нагрузка равна 1/9 разрушающей.





Фиг. 12. Детали роликовой цепи по фиг. 11.



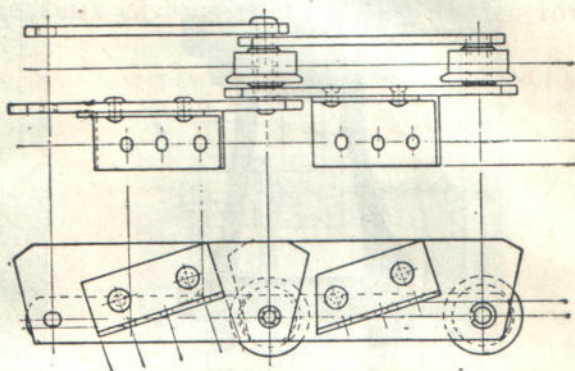
При массовом изготовлении цепи из ковкого чугуна сравнительно недорого. Недосток их — относительно меньшая прочность и меньшая надежность по сравнению с стальными пластинчатыми цепями (возможность раковин в отливках и несквозного обезуглероживания), а также несколько больший вес.

Пример роликовой цепи ковкого чугуна представлен на фиг. 14. Боковины цепи *a* отлиты заодно со втулками *b*, входящими при сборке цепи телескопически одна в другую и образующими на конических поверхностях плотное соединение (см. фиг. 681, 683 и 684). Шарнирный палец *c* имеет с одной стороны квадратную или прямоугольную головку *d*, впрессованную в соответственное гнездо боковины, а с другой — отверстие для шплинта. Ролик *e* изготавливается тоже из ковкого чугуна.

Несколько типов соединительных звеньев специальной формы, снабженных прилипами для укрепления конвейерных пластин, показаны на фиг. 15.

Размеры аналогичной конструкции цепи, показанной на фиг. 16, приведены в таблице 5. В той же таблице помещены размеры цепи по фиг. 17, отличающиеся от предыдущей, главным образом, формой втулок. Обе боковые планки сделаны здесь одинаковой формы и втулки соединяются не телескопически, а впритык на оси симметрии цепи (см. фиг. 687).

При этом втулки обращены не только внутрь, как в предыдущей конструкции, но имеют еще слегка выступающие внешние приливы, входящие в соответственные гнезда смежного звена. Таким образом растягивающее осевое усилие на цепи передается непосредственно от звена на звено и шарнирный палец благодаря этому получается значительно разгруженным.



Фиг. 13. Цепь с фасонными планками (Chain Belt).

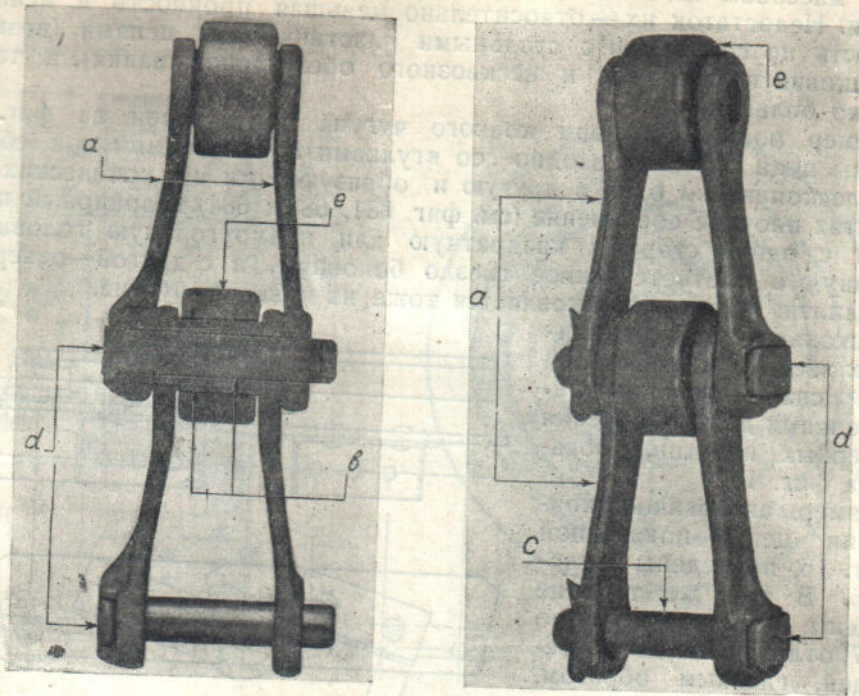
Таблица 5

Характеристика цепей ковкого чугуна

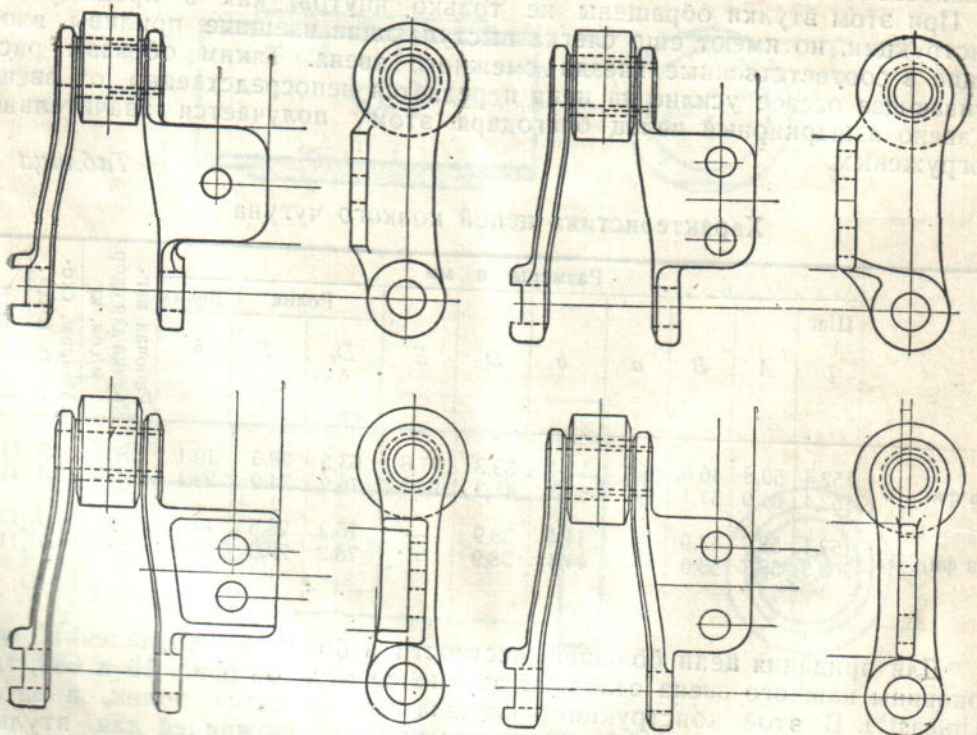
	Размеры в мм										Рабочая нагрузка для скор. 1 м/сек. кг	Максим. скорость м/сек.	Вес в кг/м	
	Шаг							Ролик						Валик
	<i>l</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>F</i>	$\delta$				
На фиг. 16	152,4	50,8	46,0	6,3	44,4	33,3	77,8	63,5	28,6	19,1	1800	2,3	11,3	
	152,4	61,9	57,1	9,5	50,8	41,3	92,1	76,2	34,9	22,1	2480	2,3	17,2	
На фиг. 17	152,4	58,7	53,9	—	44,4	38,9	—	76,2	28,6	12,7	1540	1,02	13,3	
	202,8	58,7	53,9	—	44,4	38,9	—	76,2	28,6	12,5	1590	0,92	11,2	

Для придания цепи большей жесткости в боковом направлении, обе боковины каждого звена отливают заодно со втулкой (фиг. 18 и 689, тип „Unicast“). В этой конструкции сначала изготавливается ролик, а затем отливается звено, причем ролик служит как бы изложницей для втулки. Чтобы ролик не приваривался ко втулке и сидел на ней с некоторым зазором, он перед отливкой покрывается изнутри слоем графита.





Фиг. 14. Роликовая цепь ковкого чугуна (Link-Belt).



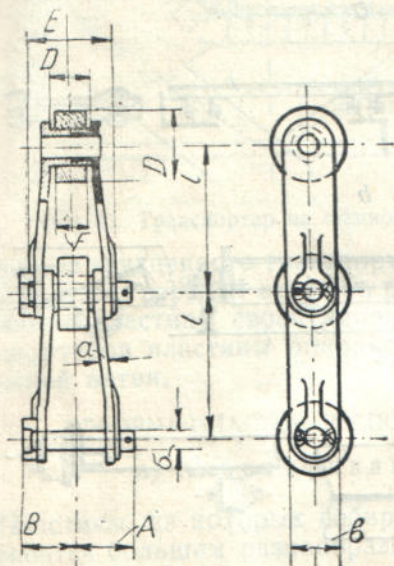
Фиг. 15. Фасонные соединительные звенья цепи ковкого чугуна (Link-Belt).



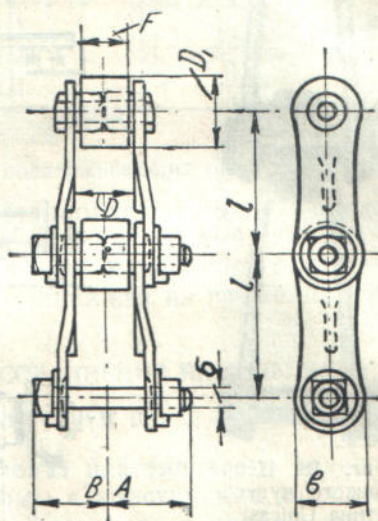
В заключение приведем сводную таблицу шага, принимаемого американскими фирмами, в Германии и у нас (таблица 6). Увеличение шага цепей благоприятно сказывается на снижении их веса и стоимости, так как при этом уменьшается количество шарниров, приходящихся на погонный метр цепи. С другой стороны, при том же диаметре звездочек уменьшается число зубцов на них, от чего возрастает степень неравномерности рабочего хода транспортера и связанные с нею добавочные динамические нагрузки на цепи.

Обычно повышение длины звена влечет увеличение диаметра звездочек, а следовательно, и расстояния между верхней и нижней ветвями транспортера, т. е. повышение габаритов и увеличение стоимости строительных конструкций.

Из всего этого следует, что шаг цепи должен выбираться с большой осмотрительностью и что в отдельных случаях может быть найден тот



Фиг. 16. Роликовая цепь ковкого чугуна (Stephens-Adamson).



Фиг. 17. Роликовая цепь ковкого чугуна (Stephens-Adamson).

или иной оптимальный шаг. Поэтому каждым нормами дается обычно не один, а несколько размеров шага (ряд). Правильно выбранный ряд должен быть связан с нормами числа зубцов на звездочках, диаметра и числа оборотов головного вала, исходя из требований нормализации как самих звездочек, так и приводного механизма к ним.

Таблица 6

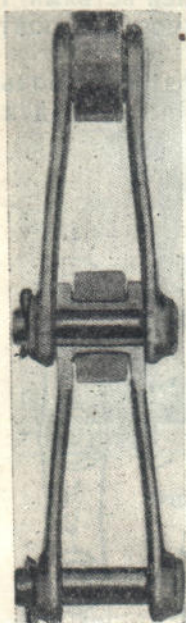
Нормальный шаг цепей

Stephens - Adamson		Link - Belt		Chain Belt		DIN - Berg	Шахтострой	Завод им Шевченко (Союзтранстехпром) мм
дюйм	мм	дюйм	мм	дюйм	мм	мм	мм	
4	101,6	—	—	4	101,6	—	—	—
6	152,4	6	152,4	6	152,4	—	—	—
8	203,2	—	—	—	—	—	—	—
9	228,6	9	228,6	9	228,6	250	210	—
12	304,8	12	304,8	12	304,8	320	300	300
18	457,2	18	457,2	18	457,2	400	400	400
—	—	24	609,6	24	609,6	500	—	—

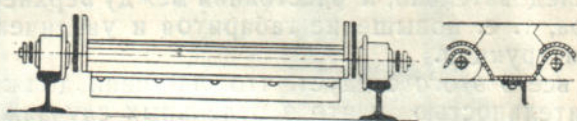


Для цепей с шагом от 500 до 1000 мм, по проекту норм ОНТС, сектор металлообработки и машиностроения в Ленинграде рекомендует следующий ряд: 500, 560, 640, 720, 800, 900, 1000 мм, однако необходимость такого большого количества градаций при малых интервалах вряд ли может быть обоснована.

В нормах Шахтостроя основным принят шаг в 300 мм; шаг в 210 мм рекомендуется только в случае необходимости уменьшения габаритных размеров конвейера в высоту, а шаг 400 мм — когда габаритные размеры в высоту не ограничиваются.



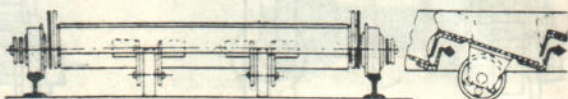
Фиг. 18. Цепь ковкого чугуна типа Unicast (Stephens-Adams-son).



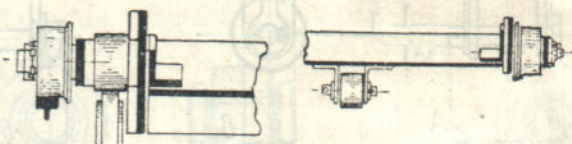
a



b



c



Фиг. 19. Транспортёры на добавочных ходовых роликах (Stephens-Adams-son).

Как видно из приведенных примеров конструкций цепей, ходовые ролики на них при проходе цепей по звездочкам захватываются зубцами и воспринимают тяговое усилие.

При этом диаметр ходовых роликов ограничивается на недлиннозвенных цепях прочными размерами зуба, так как диаметр ролика в сумме с толщиной зуба не может превышать шага цепи. Поэтому на сильно нагруженных транспортёрах, когда требуется путем увеличения диаметра роликов уменьшить сопротивление движению, устанавливаются (в весьма редких случаях) два комплекта роликов — отдельно ходовых и отдельно входящих в зацепление с зубцами звездочек.

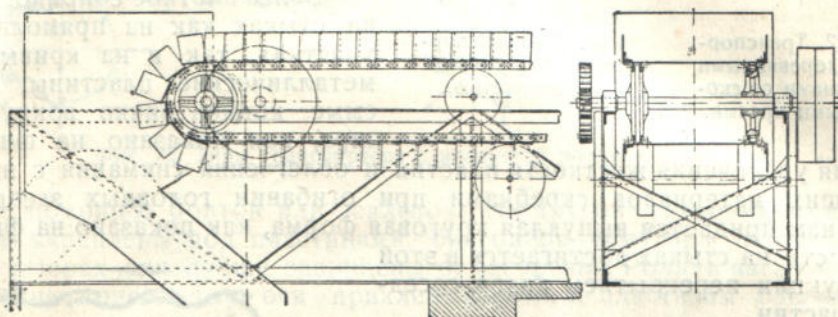
Такая конструкция представлена на фиг. 19 внизу слева. Внутренний ролик, расположенный между цепными планками, проходит по звездочкам; наружный, насаженный на консольном конце шарнирного валика, служит ходовым. Справа на той же фигуре показан способ укрепления добавочного ходового ролика, расположенного по продольной оси транспортёра под пластинами. Такие ролики применяются на особо широких или сильно нагруженных транспортёрах, на транспортёрах, лента которых воспринимает сильные удары при ссыпании на них крупнокусковых материалов и пр.

На той же фигуре сверху показан способ (применяется фирмой Chain Belt) усиления пластин приклепываемым снизу угольником или установкой одного либо даже двух промежуточных роликов на пластине.



Значительно реже, чем ходовые ролики, применяются стационарные поддерживающие ролики. Применять их рационально на сравнительно легких транспортерах, не дающих большого провеса в свободном пролете. Их преимущества — уменьшение веса движущихся частей, возможность значительного повышения диаметра роликов и создания лучших условий смазки цапф. Кроме того, они применяются на подземных перевозных установках, на которых не может быть соблюдена строгая прямолинейность проводников (см. ниже фиг. 247 и др.)

Пример одноцепного транспортера на стационарных роликах уже показан на фиг. 2.



Фиг. 20. Транспортер на стационарных поддерживающих роликах (Eitle).

Пример двухцепного транспортера на стационарных роликах представлен на фиг. 20. На верхней ветви по роликам катятся тяговые цепи, на нижней опираются пластины своей лицевой стороной. В некоторых других типах транспортеров пластины опираются на ролики как на грузовой, так и на порожней ветви.

## 2. ФОРМА ПЛАСТИН И СПОСОБЫ СОЕДИНЕНИЯ ИХ С ЦЕПЯМИ

### а) Классификация пластин по форме

Пластины, из которых собирается лента пластинчатого транспортера, отличаются большим разнообразием формы и конструкции, определяемых, главным образом, родом перемещаемого материала и направлением перемещения — по горизонтали, по наклону.



Фиг. 21. Форма пластин на плоских транспортерах.

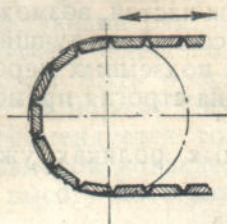
Пластины изготавливаются преимущественно из листовой стали (железа) толщиной 4-5 и до 12 мм, реже применяются стальное литье, ковкий чугун и дерево.

К конструкции пластин, кроме общих условий в отношении простоты изготовления и легкости, предъявляются еще требования достаточной жесткости, удобства присоединения к цепям, перекрытия зазоров на стыках, гладкой поверхности — при перемещении штучных грузов или промежуточной разгрузки массовых материалов с помощью ножевых разгрузателей, волнистой поверхности — при движении материала, связанного с подъемом и пр.

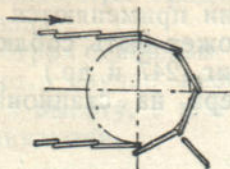
Основные формы применяющихся пластин схематически представлены на фиг. 21—25.



При перемещении штучных грузов, укрепление пластин выполняется с большими или меньшими зазорами, как показано на фиг. 21 а. Нередко пластины таких транспортеров изготавливаются из деревянных планок. Если зазоры должны быть закрыты и планки устанавливаются вплотную одна к другой, то для свободного огибания звездочек грани их скашиваются, как показано на фиг. 22.



Фиг. 22. Транспортер с деревянными пластинами со скошенными краями.



Фиг. 23. Транспортер с чешуйчатой поверхностью.

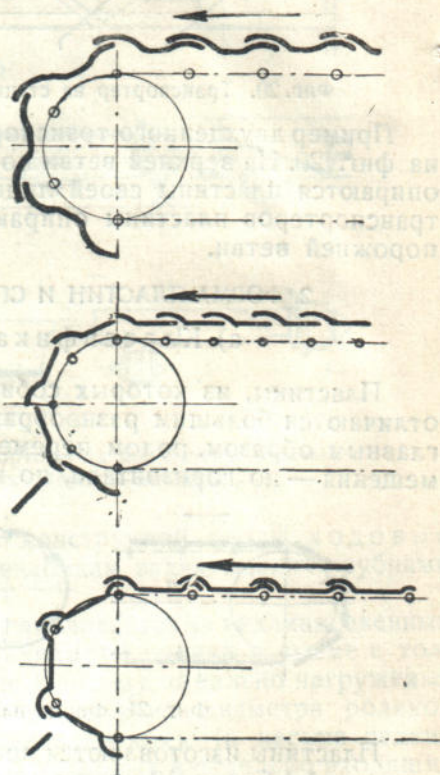
Для увеличения жесткости пластин и облегчения снятия с них прилипающих материалов скребками при огибании головных звездочек — пластинам придается выпуклая круговая форма, как показано на фиг. 21 б. Плотность на стыках достигается в этой конструкции перекрытием краев соседних пластин.

Еще один тип ленты с перекрытыми краями, но плоскими пластинами показан на фиг. 23. Получаемая на этих транспортерах чешуйчатая поверхность увеличивает трение частиц перемещаемого материала о пластину и дает возможность применять эту конструкцию на наклонных транспортерах.

Еще более неровную, волнистую поверхность имеют транспортеры, показанные на фиг. 24, допускающие по некоторым материалам работу на подъем до 30°. Пластины в этих конструкциях высаживаются с одной или с обеих сторон. Волнистая форма пластин имеет здесь тройное назначение: 1) плотное перекрытие зазоров, 2) придание жесткости пластинам и 3) повышение трения материала и обеспечение от самопроизвольного сползания его при работе на подъем.

Форма пластин, приближающаяся к ковшам и применяемая на транспортерах с углом наклона до 40°, показана на фиг. 25. Одно из достоинств этого типа в том, что, как видно из эскизов, высота свободного падения материала при огибании звездочек минимальна, благодаря чему соответственно уменьшается крошение материала и пылеобразование на разгрузочном пункте. Первое обстоятельство имеет особое значение при перемещении деградирующих при крошении грузов, например, кокс, кусковой уголь и пр.

Рассмотрим теперь ряд примеров выполненных конструкций ленты пластинчатых транспортеров, на которых проследим различные способы соединения пластин и цепей, расположения цепей относительно пластин и размещения роликов.



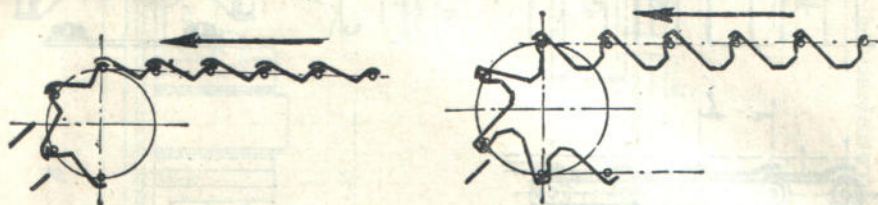
Фиг. 24. Форма пластины с высаженными краями.



## б) Плоские ленты

К типу плоских лент мы будем относить ленты как с вполне гладкой поверхностью, так и с неровностями, образуемыми высаженными краями пластин.

Две конструкции пластинчатого транспортера с деревянными пластинами представлены на фиг. 26. На одной из них роликовые цепи расположены по краям пластин и крепятся к пластинам отогнутыми лапками



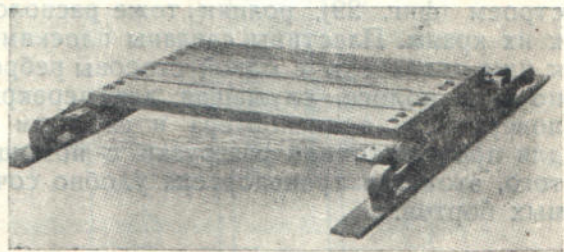
Фиг. 25. Типы транспортера с волнистой поверхностью.

планок с помощью болтов или заклепок. На другой безроликовые тяговые цепи укреплены под пластинами, благодаря чему при плотно перекрытых зазорах они лучше защищены от засорения. Ролики насаживаются отдельно на консольные оси приклепываемых к пластинам башмаков и могут быть несколько большего диаметра, чем в предыдущих случаях. Однако при больших нагрузках эта конструкция получается менее устойчивой чем первая.

Способ укрепления цепей под пластинами на металлическом транспортере виден на фиг. 27. Достоинство этого способа в том, что при плотно перекрытых зазорах между пластинами цепи хорошо защищены от засорения.

Приведенные на фиг. 27 две конструкции ленты применяются на пластинчатых питателях, испытывающих весьма значительную вертикальную нагрузку от слоя вышележащего материала и горизонтальную от сопротивления извлечению материала из отверстия бункера. Поэтому расположение цепей не сбоку от пластин, а ближе к середине имеет значение для увеличения прочности пластин на изгиб. Для центрирования передающейся на цепи продольной нагрузки, как указывалось, закрепительные лапы на звеньях располагаются в шахматном порядке и через несколько шагов ставится звено с двумя лапами. Данные о цепях и пластинах и допустимых нагрузках для конструкции, показанной на фиг. 27 вверху, приведены в таблице 7.

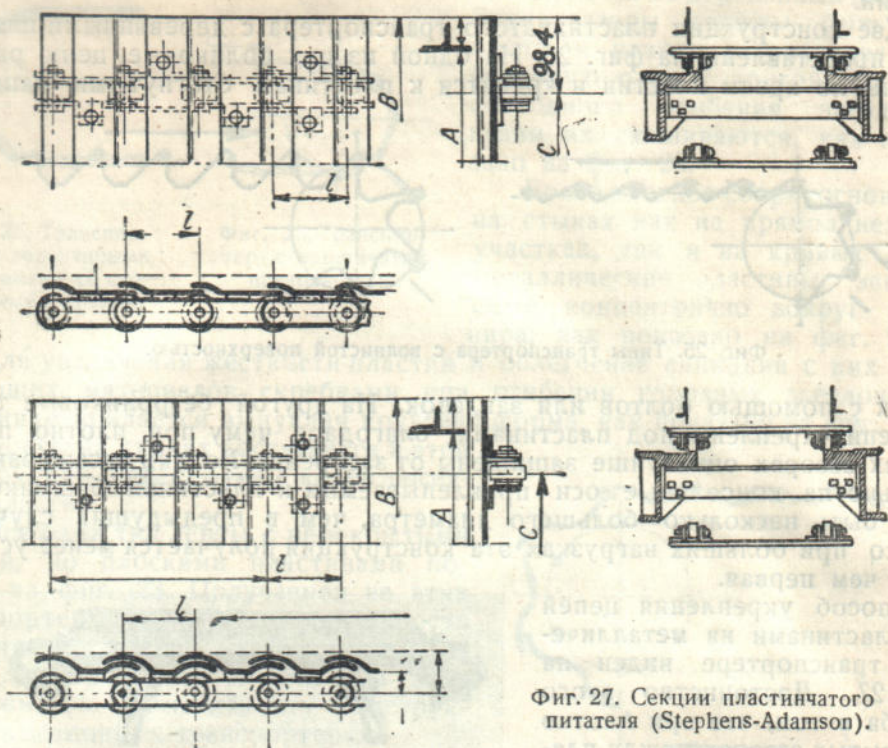
Элементы аналогичной конструкции пластинчатой ленты, изготовляемой для питателей Союзтранстехпромом, показаны на фиг. 28. Детали цепных планок валика и ролика были уже даны на фиг. 7. Лапки, служащие для укрепления пластин, сделаны здесь не заодно с планками, как на предыдущих типах, а вырезаны отдельно из угольников и приклепаны. Для питателей, работающих на углах наклона свыше  $15^\circ$ , на пластинах наклепывают сверху поперечные уголки  $30 \times 30 \times 4$ .



Фиг. 26. Транспортер с деревянными пластинами (Jeffrey).



Такие питатели строятся с шириной полотна  $B = 550, 750, 950$  и  $1150$  мм. Отверстие в свету между неподвижными бортами принимается на  $150$  мм меньше. Толщина пластин для первых двух ширин принята  $4$  мм и для вторых— $5$  мм.<sup>1</sup>



Фиг. 27. Секции пластинчатого питателя (Stephens-Adamson).

В одном из двух типов пластинчатого транспортера, принятого Шахто-строем (фиг. 29), ролики тоже расположены под пластинами, но ближе к их краям. Пластины сделаны плоскими, с гладкой поверхностью и снизу к ним приварены с одной стороны ребро жесткости и с другой—изогнутая по дуге полоса, служащая для перекрытия стыков. Благодаря гладкой поверхности транспортера и скрытым роликам, он может применяться для промежуточной разгрузки с помощью ножевого разгрузчика. Кроме того, этот тип транспортера удобно сочетается с применением неподвижных бортов.

Характеристика лент по фиг. 27

Таблица 7

Ширина пластин $B$ мм	Расстояние между бортами $A$ мм	Расстояние между осями цепей $C$ мм	Вес ленты кг/м	Наибольшая допускаемая ширина между центрами цепей для $l = 102$ мм и толщины пластин $9,5$ мм	
				при нагрузке кг/пог. м	ширина мм
457	305	260	84	1400	1524
610	457	413	102	1490	1370
762	610	565	120	1710	1220
914	762	718	138	2000	1066
1067	914	870	156	2460	914
1219	1067	1022	173	3130	762
1371	1219	1175	191	4160	610
1524	1371	1327	210		

<sup>1</sup> Дальнейшие сведения о пластинчатых питателях см. § 4, п. 1.

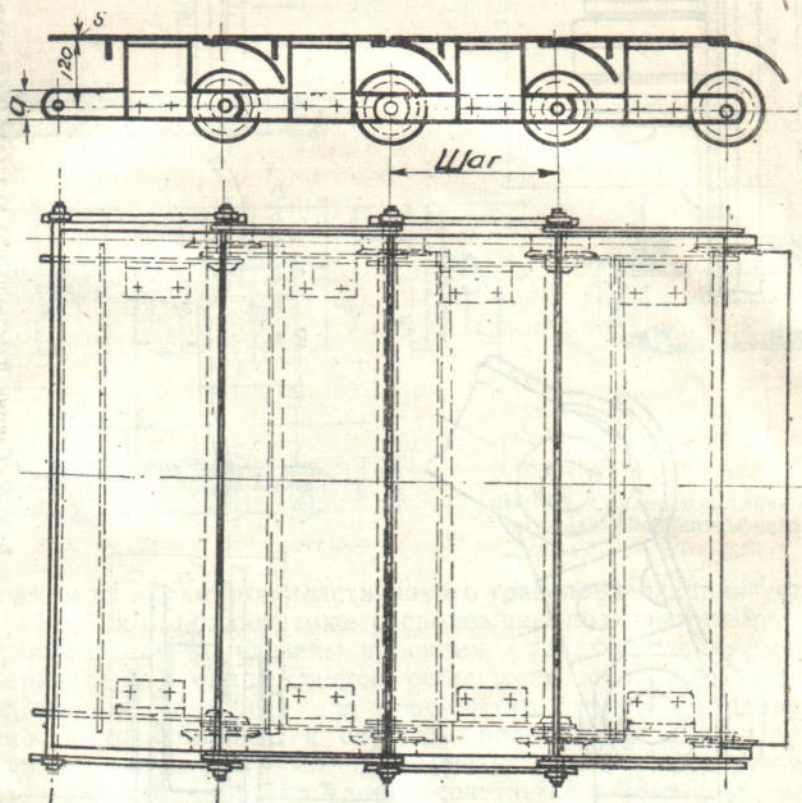






Опорным проводником для ролика служит край горизонтальной полосы, приклепываемой к полке угольника (фиг. 30). Для того, чтобы иметь возможность применить такой же способ поддерживания роликов на обратной ветви, изогнутые полосы имеют ширину до ребер роликов, т. е. несколько меньшую, чем пластины (размер  $G$  на фиг. 30). Некоторым недостатком этого типа транспортера служит относительно большой размер в высоту.

По величине рабочей нагрузки на цепи нормы предусматривают две конструкции лент—для нагрузки в 1500 и 2000 кг. Кроме того, предусмотрены три типа конвейеров по системе взаимного укрепления цепей.



Фиг. 29. Пластичатый транспортер с гладкой поверхностью (Шахтострой).

При особо тяжелой работе транспортера, например, в качестве питателя, все оси роликов, служащие одновременно шарнирами цепей, делаются сквозными, как на фиг. 30 сверху—тип I.

При больших производительностях, высоком слое материала и углах наклона свыше  $18^\circ$  сквозные оси устанавливаются через каждые два шага—тип II и при более благоприятных условиях работы применяется облегченный тип со сквозными осями через каждые четыре шага—тип III.

Недостаток третьего типа—значительно меньшая жесткость его и возможность перекоса роликов, как показано на фиг. 31 сверху.

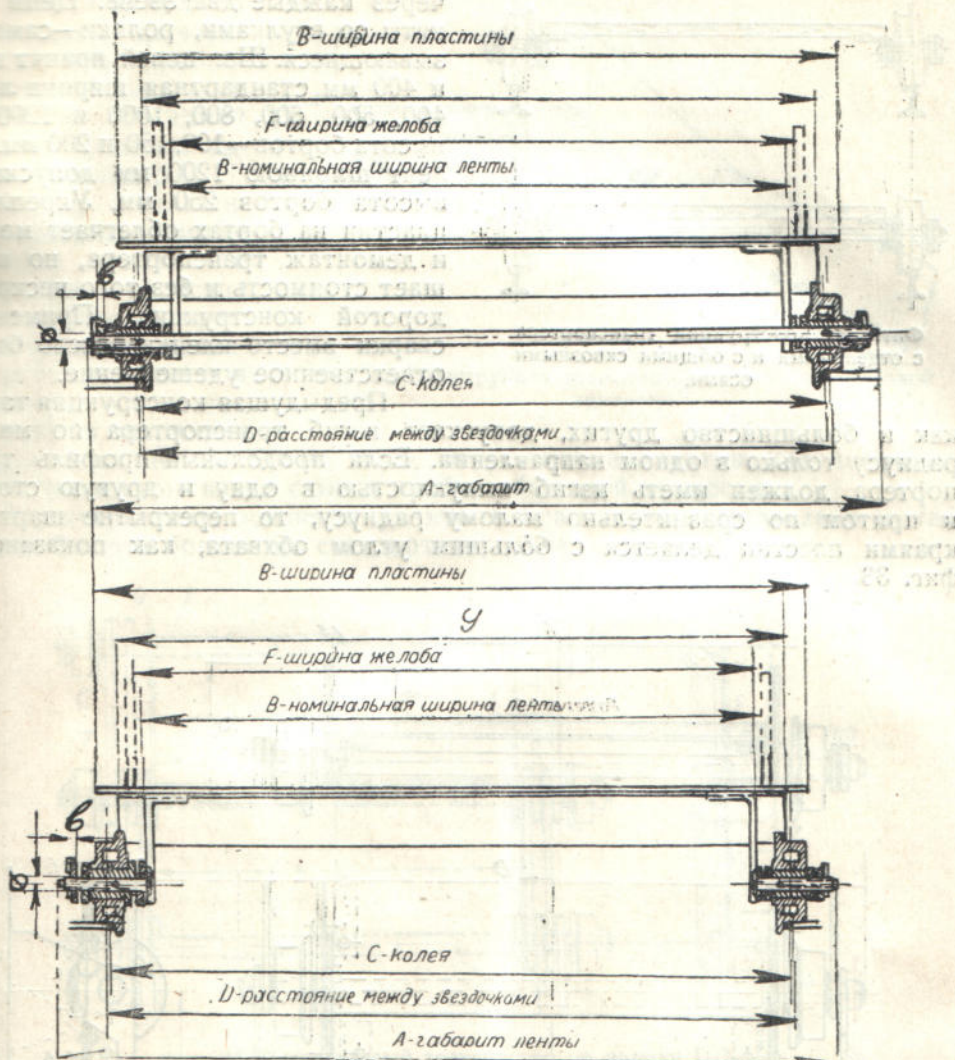
Размеры транспортера помещены в таблице 8.

### с) Лотковые ленты

Из двух типов лотковых пластичатых транспортеров—с неподвижными и движущимися бортами—преимущества первого заключаются в большей конструктивной простоте, меньшей стоимости и удобстве промежуточной разгрузки материала; недостатки—добавочное сопротивление от трения материала о борты, истирание материала и пластин, особенно



в местах соприкосновения с бортами. Поэтому первый тип применяется значительно меньше — на распределительных лентах и при малых длинах транспортирования, например, на питателях, а второй преимущественно применяется при разгрузке материала через головку.



Фиг. 30. Сечение транспортера с гладкой поверхностью для работы без бортов и с неподвижными бортами (Шахтострой).

Таблица 8

Характеристика транспортера по фиг. 29 и 30

<i>B</i>	<i>B</i> <sub>1</sub>	<i>G</i>	<i>F</i>	<i>S</i>	<i>A</i> при на- грузке 1500 кг	<i>A</i> при на- грузке 2000 кг	<i>D</i> <sub>1</sub> при на- грузке 1500 кг	<i>D</i> <sub>1</sub> при на- грузке 2000 кг	<i>C</i> при на- грузке 1500 кг	<i>C</i> при на- грузке 2000 кг
600	730	650	620	5	806	822	693	701	675	683
800	930	850	820	5	1 006	1 022	893	901	875	883
1 000	1 130	1 050	1 020	6	1 206	1 222	1 093	1 101	1 075	1 083
1 200	1 330	1 250	1 220	6	1 406	1 422	1 293	1 301	1 275	1 283
1 600	1 730	1 650	1 620	6	1 806	1 822	1 693	1 701	1 675	1 683

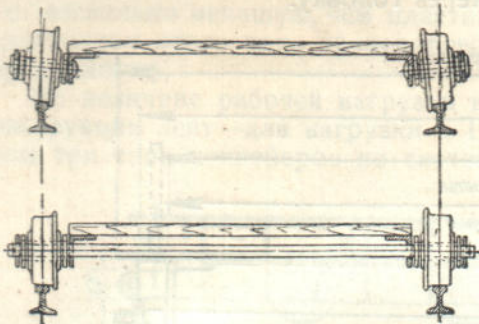
Примечание. Размеры даны для шага цепи 300 мм.

При нагрузке цепей 1500 кг размеры звена  $a \times b = 8 \times 50$  мм, диаметр валика  $\delta = 20$  мм  
2000 кг размеры звена  $a \times b = 10 \times 60$  мм, диаметр валика  $\delta = 25$  мм

Вес ленты см. таблицу 25.



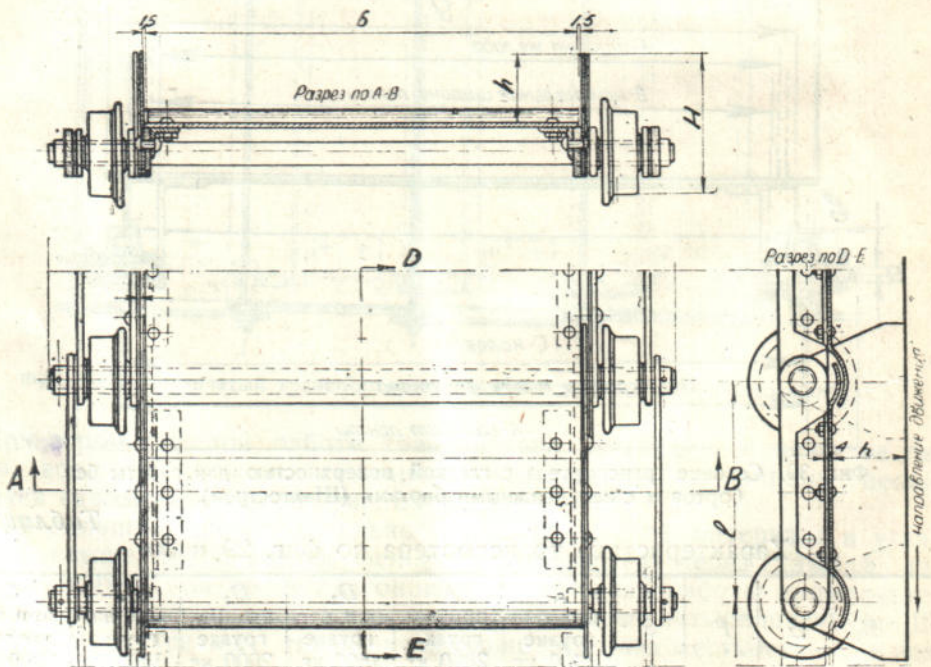
Пример лоткового транспортера с подвижными бортами клепаной конструкции показан на фиг. 32. К внутренним планкам цепей приклепываются борты и отрезки угольников, к последним на болтах крепятся пластины. Сквозные оси пропущены через каждые два звена. Цепи приняты со втулками, ролики—самосмазывающиеся. Шаг цепей принят в 300 и 400 мм, стандартная ширина ленты 400, 500, 600, 800, 1000 и 1200 мм, высота бортов—100, 150 и 200 мм. Для лент шириною 1200 мм допускается высота бортов 250 мм. Укрепление пластин на бортах облегчает монтаж и демонтаж транспортера, но повышает стоимость и без того несколько дорогой конструкции. Применение сварки вместо клепки внесло бы ответственное удешевление.



Фиг. 31. Конструкция транспортера с отдельными и с общими сквозными осями.

Предыдущая конструкция так же, как и большинство других, допускает изгиб транспортера по малому радиусу только в одном направлении. Если продольный профиль транспортера должен иметь изгиб выпуклостью в одну и другую сторону и притом по сравнительно малому радиусу, то перекрытие шарниров краями пластин делается с большим углом обхвата, как показано на фиг. 33.

Предыдущая конструкция так же, как и большинство других, допускает изгиб транспортера по малому радиусу только в одном направлении. Если продольный профиль транспортера должен иметь изгиб выпуклостью в одну и другую сторону и притом по сравнительно малому радиусу, то перекрытие шарниров краями пластин делается с большим углом обхвата, как показано на фиг. 33.



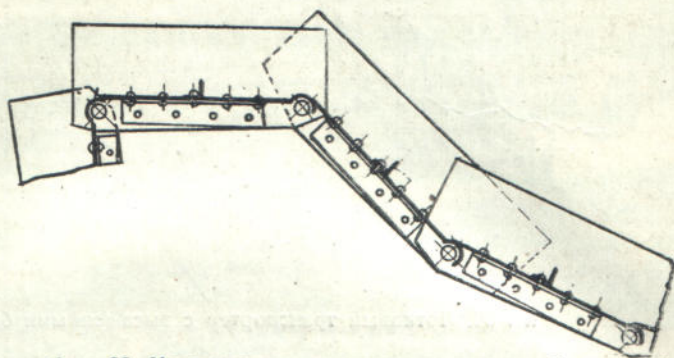
Фиг. 32. Лотковый клепаный транспортер (опытная станция Промтранспорта).

Конструкция транспортера, полностью собираемого и разбираемого на составные элементы, не имеющего ни клепаных, ни сварных частей (за исключением упорных колец) принята как стандартная по общегерманским нормам DIN (фиг. 34).

Плоские пластины имеют загнутые в трубку и образующие петли края. Они соединяются шарнирно сквозными валиками, служащими



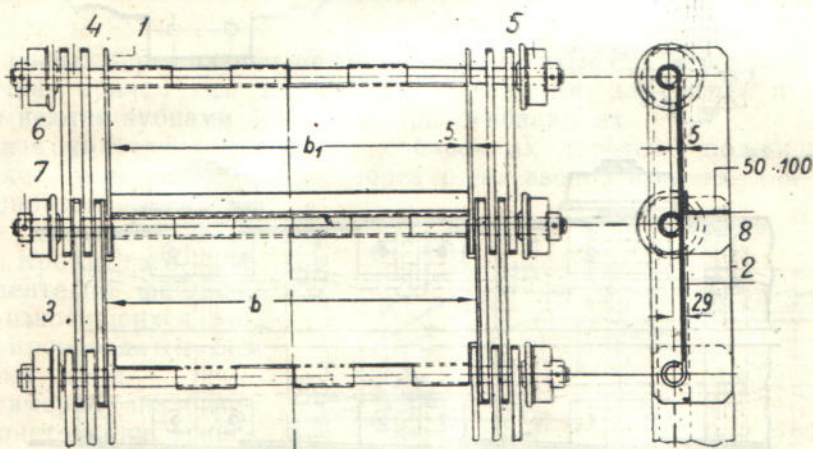
одновременно шарнирами цепей и осями роликов. Ролики сидят на конических выступах валиков и не захватываются при прохождении по звездочкам (барабанам), имеющим прямые грани. Через насаженные по краям осей соединительные кольца пропускается шплинт или заклепка. При работе на подъем к пластинам привариваются или прибалчиваются поперечные угольники 8. Такой транспортер носит название ящичного.<sup>1</sup>



Фиг. 33. Конструкция транспортера для изгиба двойкой кривизны.

Наряду с большими достоинствами — удобство монтажа и демонтажа, удобство смены роликов без разборки цепи, рассматриваемая система имеет и недостаток — большое давление в шарнирах безвтулочных цепей. Кроме того, изготовление пластин для получения плотного перекрытия на стыках требует большой точности.

Характеристика основных размеров транспортера приведена в таблице 9. Высота бортов не стандартизирована.



Фиг. 34. Пластинчатый транспортер по нормам DIN.

Таблица 9

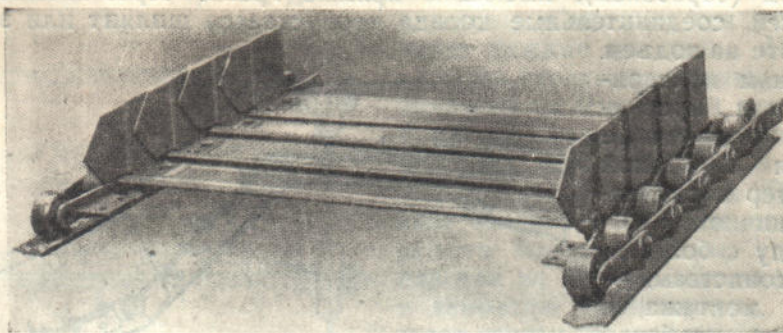
Характеристика транспортеров по нормам DIN.  
(фиг. 34)

Шаг цепи $l$	320			500		
	Ширина пластин $b$	600	700	800	1000	1200
" $b_1$	588	688	788	988	1188	1388

<sup>1</sup> Сравни с ящичными скребковыми транспортерами DIN, ч. 1, 1932, фиг. 427. Не трудно видеть, что оба транспортера имеют общие нормализованные детали.

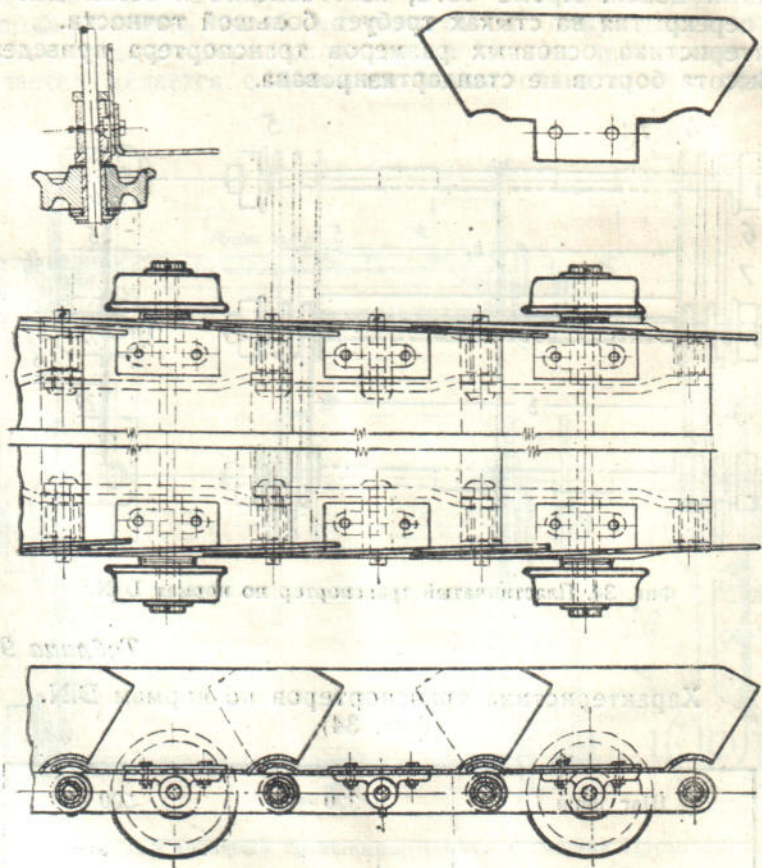


Сечение планок цепей с шагом 320 мм принято  $70 \times 15$  мм и с шагом 500 мм —  $90 \times 20$  мм.



Фиг. 35. Лотковый транспортер с высаженными бортами (Jeffrey).

В рассмотренных конструкциях транспортера борты изготавливаются из плоских пластин. Два парных звена на таких транспортерах, образующие комплект, имеют ширину пластин, отличающуюся примерно на

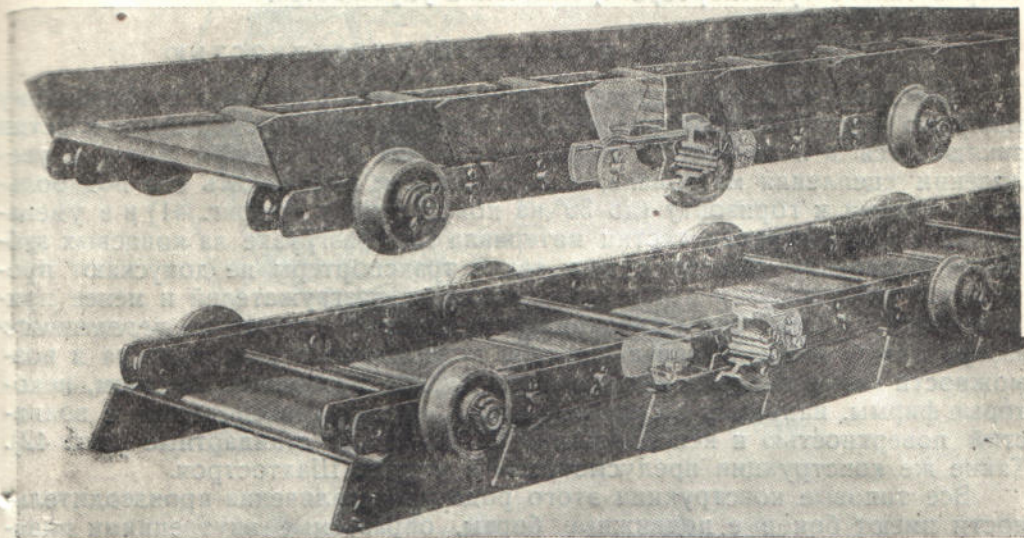


Фиг. 36. Лотковый транспортер тяжелого типа (Chain Belt).

удвоенную толщину бортов. В конструкциях транспортеров, показанных на фиг. 35—37, все звенья имеют одинаковую форму. Борты в конструкции по фиг. 35 имеют высаженную форму, а по фиг. 36, 37 они сделаны прямыми, но сходящимися, так что каждая пластина очерчена в плане по трапеции.



Отличительная черта последней конструкции, собираемой из большого количества деталей и поэтому довольно сложной, это расположение ходовых роликов. Они насаживаются на концах сквозных осей,

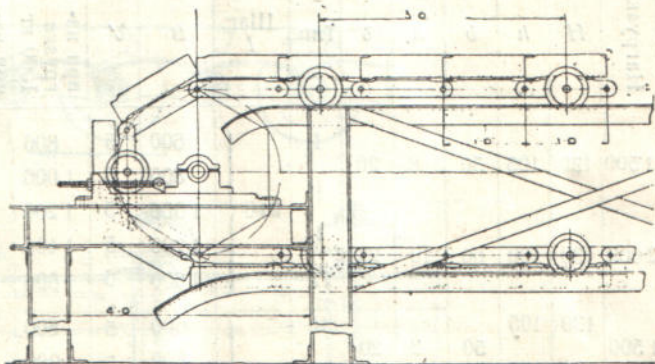


Фиг. 37. Лотковый транспортер тяжелого типа (Chain Belt).

пропущенных через планки цепей и приболченные снизу к пластинам подшипнички, причем оси не служат шарнирами для цепей и ролики не захватываются зубцами звездочек при огибании их.

Такая конструкция требует добавочных деталей — подшипников, но позволяет разместить ролики через одно звено, взяв их для уменьшения сопротивления движению большего диаметра. Кроме того, как и на ленте по фиг. 34, смена износившихся роликов производится без разборки цепей.

Примерно аналогичной конструкции транспортер, применяемый в Англии, с шагом роликов, равным трем шагам цепи, показан на фиг. 38.<sup>1</sup>



Фиг. 38. Лотковый транспортер с увеличенным шагом роликов.

Довольно своеобразная, тоже английская, конструкция лоткового транспортера приведена на фиг. 39. К каждой лотковой пластинке снизу приклепаны с одной стороны две скобы, насаживаемые на сквозные оси сверху, и с другой — две изогнутые полосы, зажимающие оси снизу. Благодаря отсутствию глухого соединения между цепью и лотком, такая система допускает довольно быструю сборку и разборку транспортера.

Если по условиям работы транспортера требуются пластины фасонной формы, например очерченные по дуге круга или образующие волнистую

<sup>1</sup> „Mechanical Handling“, Август 1932, стр. 278.



поверхность, как на фиг. 40, то весьма просто это достигается отливкой пластин из ковкого чугуна. Применение ковкого чугуна допускает отливку заодно пластины с бортами и обоих звеньев цепи, благодаря чему сборка такого транспортера чрезвычайно упрощается.

#### д) Ленты с волнистой поверхностью

Пластины этих транспортеров очерчиваются в сечении по фасонному профилю (фиг. 41 и последующие). Достоинство такого очертания пластин заключается в повышенном сопротивлении их изгибающим силам, в увеличении сцепления материала, в возможности перемещать его под большими углами к горизонту (до 30° на конструкциях по фиг. 41) и в уменьшении высоты падения частиц материала при разгрузке на концевых зубчатых барабанах. Вместе с тем такие транспортеры не допускают промежуточной разгрузки с помощью ножевых разгрузателей и менее приспособлены для работы с неподвижными бортами, вследствие переменного зазора между нижней гранью борта и поверхностью транспортера и возможности более легкого заклинивания кусков материала. Впрочем, некоторые фирмы, например Stephens-Adamson, строят транспортеры с волнистой поверхностью и неподвижными бортами как стандартные (фиг. 42). Такие же конструкции предусмотрены в нормах Шахтоостроя.

Все типовые конструкции этого рода для увеличения производительности имеют боковые подвижные борты, образуемые внутренними планками цепей, которым придается фасонная форма. Данные о типовых транспортерах с волнистой поверхностью по нормам Шахтоостроя (фиг. 43) приведены в таблицах 10 и 25. Благодаря указанным выше достоинствам, этот тип принят как основной, тогда как плоская лента предназначается только для особых случаев.

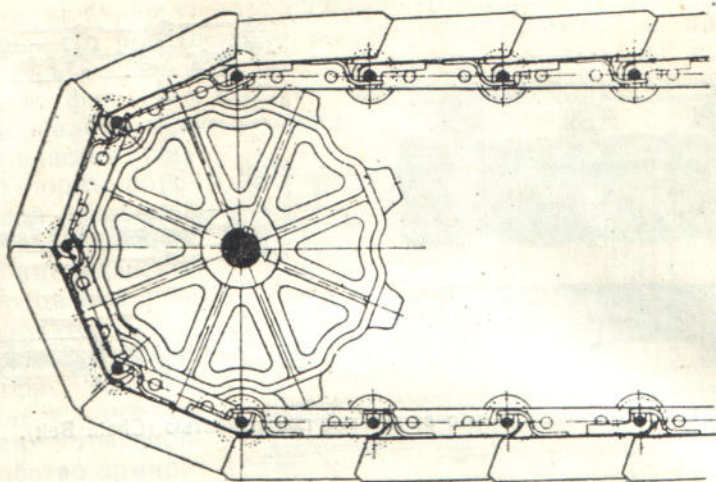
Таблица 10

Размеры транспортеров с волнистой поверхностью по фиг. 43<sup>1</sup>

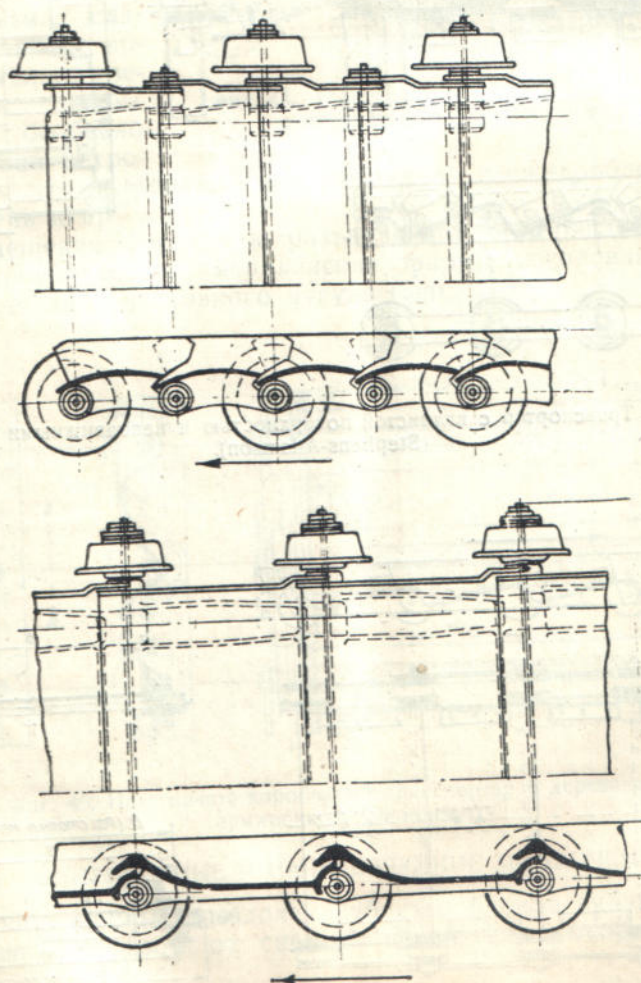
Нагрузка	H	h	b	a	δ	Тип	Шар l	B	δ'	A	A	D <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	C	C
										при на- грузке 1500 кг	при на- грузке 2000 кг	при на- грузке 1500 кг	при на- грузке 2000 кг	при на- грузке 1500 кг	при на- грузке 2000 кг
1500	130	105	50	8	20	I	210	600	5	806	822	693	701	675	683
										1006	1022	893	901	875	883
										1206	1222	1093	1101	1075	1083
2000	130	100	60	10	25	I	210	1200	5	1406	1422	1293	1301	1275	1283
										1606	1822	1693	1701	1675	1683
										1806	1822	1693	1701	1675	1683
1500	130	105	50	8	20	II	300	600	5	806	822	693	701	675	683
										1006	1022	893	901	875	883
										1206	1222	1093	1101	1075	1083
2000	130	110	60	10	25	II	300	1200	5	1406	1422	1293	1301	1275	1283
										1606	1822	1693	1701	1675	1683
										1806	1822	1693	1701	1675	1683
1500	130	105	50	8	20	III	400	800	5	1006	1022	893	901	875	883
										1206	1222	1093	1101	1075	1083
										1406	1422	1293	1301	1275	1283
2000	130	100	60	10	25	II	400	1200	6	1406	1422	1293	1301	1275	1283
										1606	1822	1693	1701	1675	1683
										1806	1822	1693	1701	1675	1683

<sup>1</sup> Вес ленты см. таблицу 25.



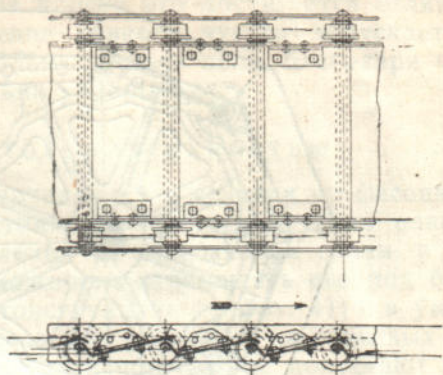
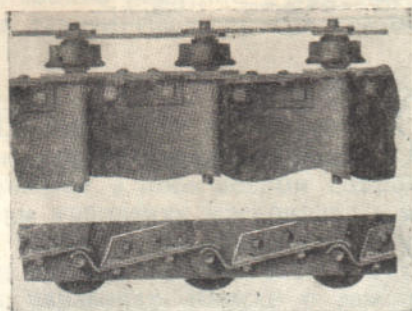


Фиг. 39. Лотковый транспортер со съёмными лотками.

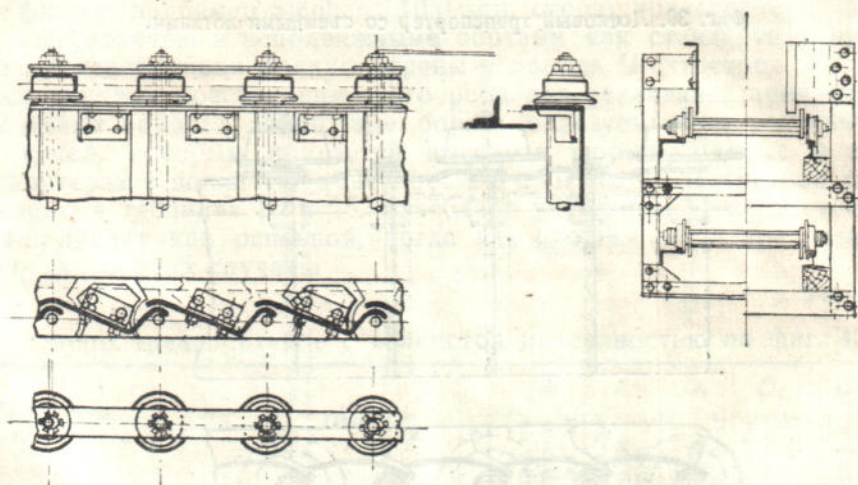


Фиг. 40. Лотковый транспортер с пластинами ковкого чугуна (Link-Belt).

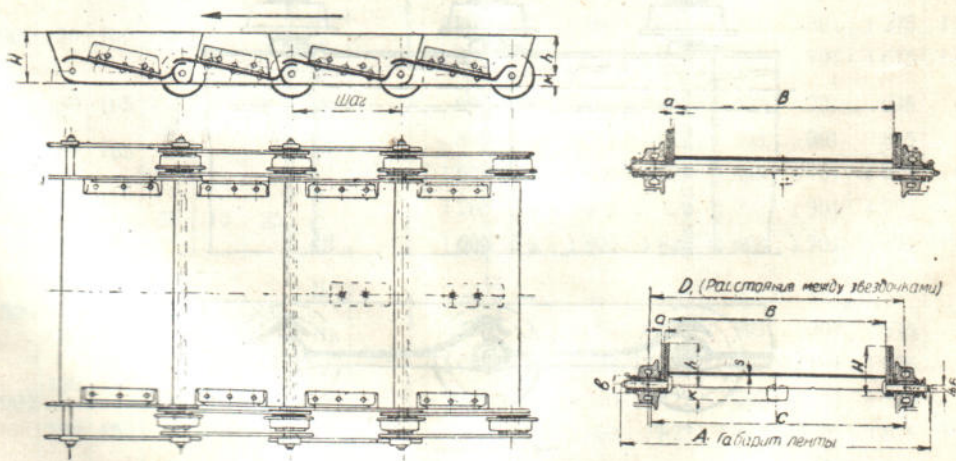




Фиг. 41. Транспортер с волнистой поверхностью (Chain Belt).



Фиг. 42. Транспортер с волнистой поверхностью и неподвижными бортами (Stephens-Adamson).

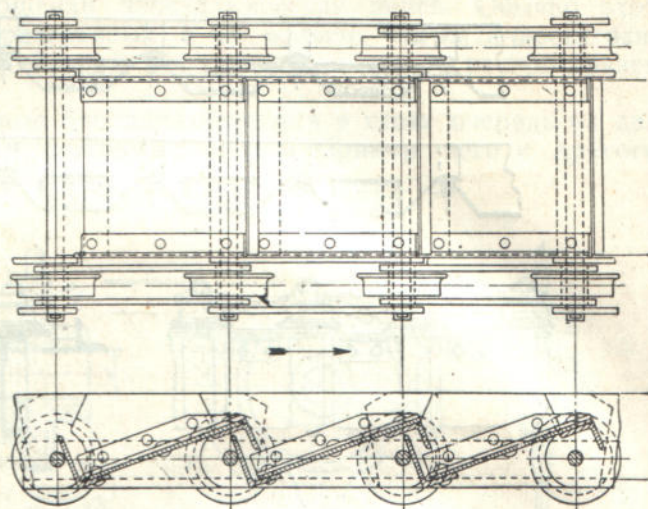


Фиг. 43. Транспортер с волнистой поверхностью (Шахтострой).



Как на разновидность пластинчатого транспортера с волнистой поверхностью, имеющего повышенную жесткость и прочность и предназначенного для особо тяжелой работы, можно указать на конструкцию, показанную на фиг. 44, в которой вместо загнутых краев пластин с обеих сторон прикреплены к ним угольники.

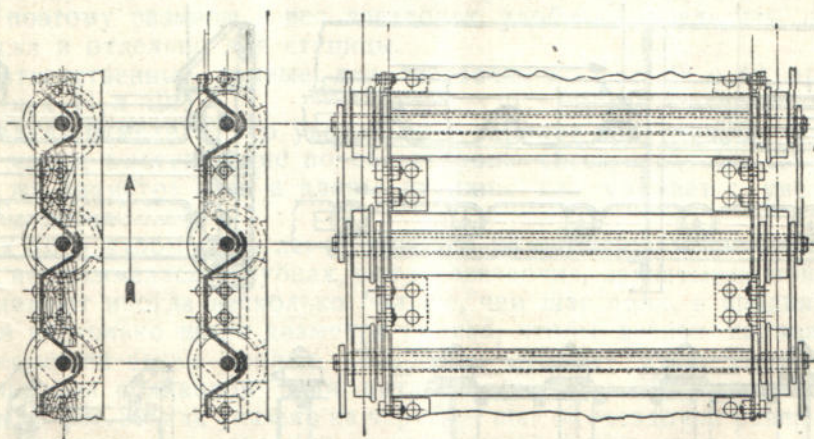
Кроме пластин рассмотренной формы, образуемых одной наклонной и одной вертикальной стенкой, американские фирмы изготовляют пластины коробчатого сечения с симметричными стенками (фиг. 45—47). Отличительная особенность таких транспортеров—удобство армирования их поверхности сменными деревянными брусками, облицовываемыми иногда в свою очередь стальными пластинами. Применение армировки значительно увеличивает срок службы транспортера, особенно при перемещении остро-



Фиг. 44. Транспортер с волнистой поверхностью, с клепаными пластинами (Chain Belt).

гранных и тяжелых материалов, как например, свежедробленая кусковая руда, камень и пр.

Для перемещения горячих и разъедающих материалов, например в химическом производстве, американские фирмы изготовляют пластины коробчатого сечения из ковкого чугуна (фиг. 47).<sup>1</sup>



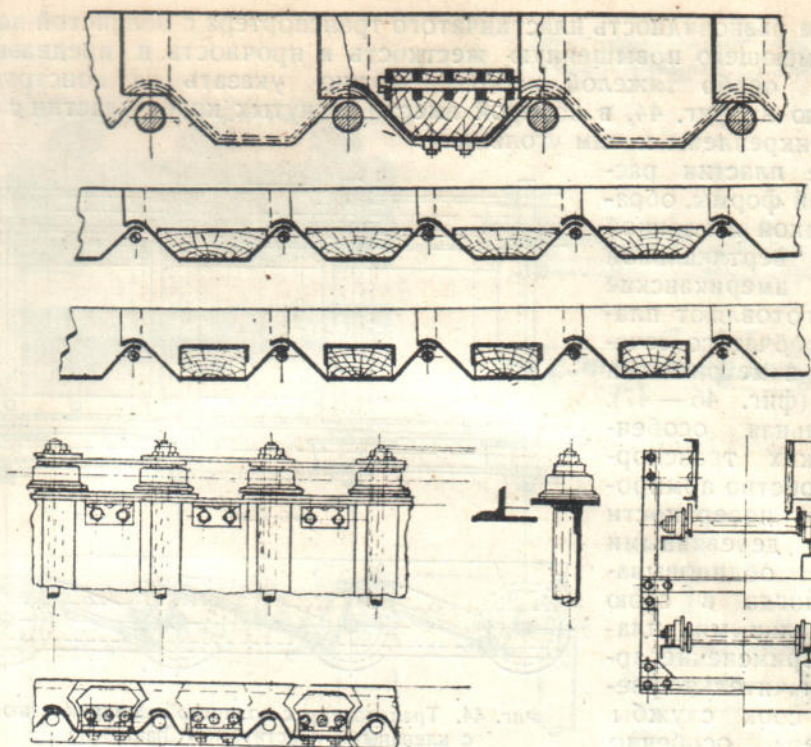
Фиг. 45. Пластинчато-коробчатый транспортер с деревянной армировкой (Chain Belt).

### 3. ПРИВОДНЫЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ ЗВЕЗДОЧКИ

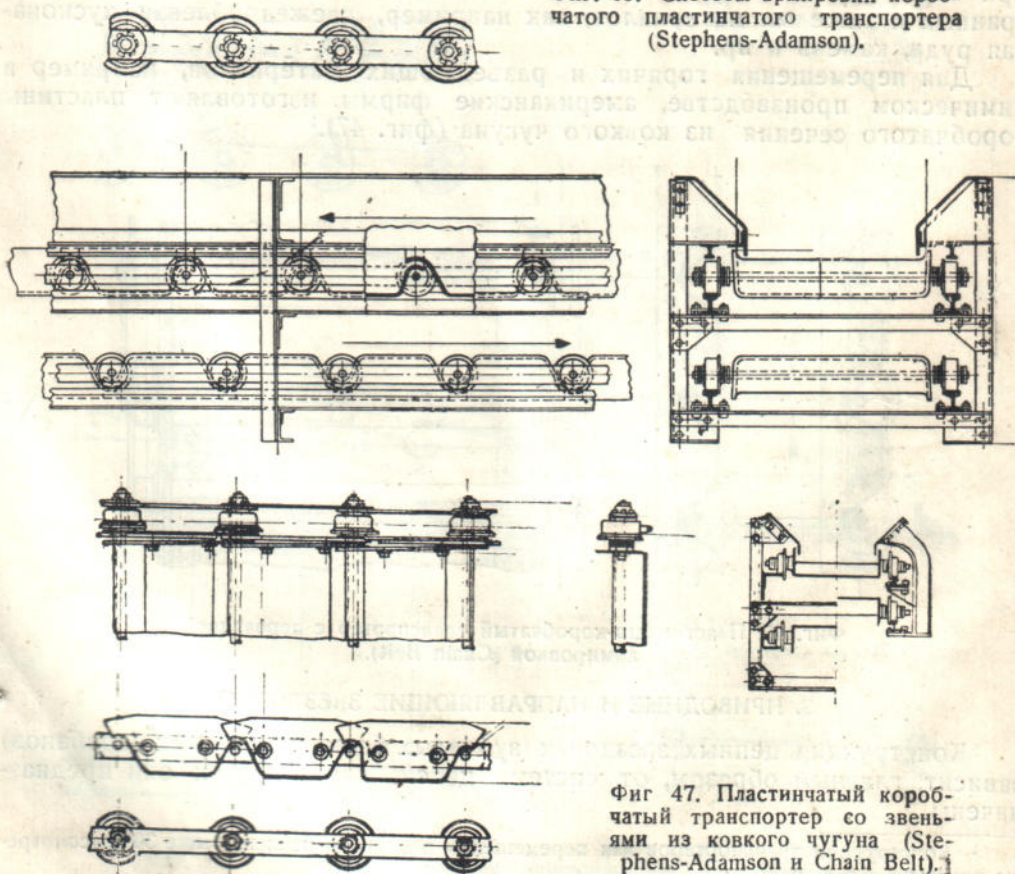
Конструкция цепных звездочек (зубчатых блоков, зубчатых барабанов) зависит, главным образом, от системы цепей, для которых они предназначены.

<sup>1</sup> Конструкции транспортеров для перемещения под углом наклона выше 30° рассмотрены отдельно в § 4, п. 5.





Фиг. 46. Способы армировки коробчатого пластинчатого транспортера (Stephens-Adamson).

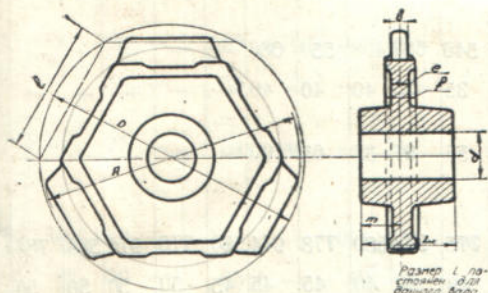


Фиг. 47. Пластинчатый коробчатый транспортер со звеньями из ковкого чугуна (Stephens-Adamson и Chain Belt).

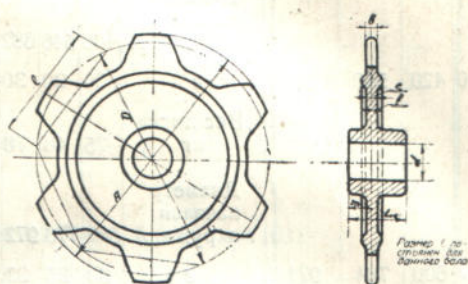


Приводные звездочки для цепей делаются обычно двух типов—с зубцами (кулачками), входящими в просвет между планками цепей и захватывающими за ролики (при наличии роликовых цепей), и с гладкими прямолинейными гранями, на которые ложатся цепные звенья. Второй тип конструктивно значительно проще, но при большом числе граней представляет опасность в отношении проскальзывания цепей. Обычно этот тип применяется для четырехгранных и не больше чем пяти-шестигранных звездочек (барabanов). Второй тип универсальнее и распространен поэтому больше.

Зубчатые или кулачковые блоки разделяются в свою очередь на два типа—для безроликовых и роликовых цепей. Пример того и другого типа представлен на фиг. 48, 49.



Фиг. 48. Зубчатый блок для безроликовой цепи (Шахтострой).



Фиг. 49. Зубчатый блок для роликовой цепи (Шахтострой).

Основные размеры звездочек зависят от следующих данных: диаметр начальной окружности—от числа зубцов и шага цепи, толщина зуба и диска—от передаваемой нагрузки на цепи и длина ступицы—от диаметра вала, на который насаживается звездочка.

Последняя величина не всегда непосредственно связана с первыми двумя, поэтому размеры и вес звездочек удобнее определять отдельно для диска и отдельно для ступицы.

Соответственные данные для звездочек по фиг. 48 и 49 приведены в таблицах 11 и 12.

Следует отметить, что указанный в таблице вес ступицы учитывает только части, выступающие по обе стороны диска; поэтому для одного и того же диаметра вала и длины ступицы вес убывает с увеличением толщины диска.

Для того чтобы цепь легче набегала на звездочку и, вытягиваясь при работе, не зажималась на зубцах, шаг на звездочке, захватывающей за шарниры, делают иногда несколько больше, чем шаг цепи, а впадину между зубцами несколько шире диаметра ролика, чтобы звенья не зажимались на набегающей ветви цепи о нерабочую сторону зуба. Пример такой звездочки для роликовой цепи питателя (см. фиг. 28) с шагом 100 мм показан на фиг. 50; как указано на чертеже, шаг на звездочке равен 100,7 мм.

По конструкции звездочки изготавливаются цельными и свертными, со спицами и со сплошными дисками (фиг. 51), по материалу литыми из чугуна или стали, значительно реже—составными с венцами из листовой стали.<sup>1</sup> Стальные звездочки получают примерно на 30% прочнее чугунных и лучше выдерживают динамическую нагрузку. При изготовлении звездочек отливкой из чугуна особое значение имеет качество металла. Как правило, чугун должен быть серый и мелкозернистый по строению с отбеленной коркой на рабочей поверхности (фиг. 52).

<sup>1</sup> См. часть I, 1932, фиг. 55.



Для цепи без ходовых роликов (фиг. 48)

D		l			43			51			59			68			84					
		Толщина зуба в мм			25			33			41			47			58					
l		Количество зубцов			Усилие цепи			1500			2500			3500			4500			6500		
		6	8	10	Колич. зубцов			6	8	10	6	8	10	6	8	10	6	8	10			
210	420	549	679,5	Диаметр начальн. окружн. A			406	546	682	404	546	682	408	550	686	—	—	—	—	—	—	
				e			30	30	30	35	35	35	40	40	40	—	—	—	—	—	—	—
				Вес диска кг			25	48	78	30	56	91	33	65	100	—	—	—	—	—	—	—
300	600	784	971	Диаметр начальн. окружн. A			582	776	972	580	776	972	580	778	974	580	778	974	584	784	982	
				e			30	35	35	35	40	40	40	45	45	45	50	50	50	55	55	
				Вес диска кг			54	107	136	64	115	164	71	130	183	80	155	205	90	179	240	
400	800	1045	1294	Диаметр начальн. окружн. A			—	—	—	776	1036	1276	778	1036	1294	776	1036	1294	780	1042	1300	
				e			—	—	—	35	40	40	40	45	45	45	50	50	50	55	55	
				Вес диска кг			—	—	—	83	180	258	110	204	302	128	240	347	170	275	400	
500	1000	1305	1618	Диаметр начальн. окружн. A			—	—	—	974	1294	1614	974	1294	1616	970	1294	1616	974	1298	1622	
				e			—	—	—	40	40	40	45	45	45	50	50	50	55	55		
				Вес диска кг			—	—	—	180	260	400	185	297	465	213	342	542	248	410	640	

Таблица 12

Размеры и вес ступиц цепных звездочек

Диаметр вала	Lc	Вес ступицы 6, 8 и 10-зубчатой звездочки в кг							
		при e							
		30	35	40	45	50	55	60	
50	100	2,1	1,9	1,6	1,3	1,1	0,8	0,6	
60	120	4,1	3,7	3,3	3	2,6	2,3	1,9	
70	130	6,2	5,6	5,1	4,6	4,1	3,6	3,1	
80	140	8,7	8,1	7,4	6,8	6,1	5,5	4,8	
90	150	12,1	11,6	10,5	9,7	8,9	8	7,2	
100	160	17,2	16,1	15,1	14,1	13	12	11	
110	180	25	23,7	22,4	21,2	19,9	18,6	17,3	
125	200	33,2	31,7	30,2	28,7	27,1	25,6	24	
140	220	46,5	44,5	42,5	40,7	38,2	37	34,8	
160	250	75,2	73	70,3	67,8	65	63	61	
180	270	98	95	91	88	85	82	79	



Для цепи з ходовыми роликами (фиг. 49)																	
96			54	59			64	65	70			75	81			86	
68			22	22			22	35	35			35	46			46	
8500			1500 2000	1500—2000			1500 2000	3000 4000	3000—4000			3000 4000	5000			6000	
6	8	10	6	6	8	10	10	6	6	8	10	10	6	8	10	8	10
—	—	—	460	—	589	719,9	—	470	—	599	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	30	—	35	35	—	35	—	40	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	27	—	54	86	—	29,4	—	58	—	—	—	—	—	—	—
54	786	984	640	—	824	—	1011	650	—	834	1021	—	660	844	1031	—	—
55	60	60	30	—	35	—	40	35	—	40	40	—	45	45	45	—	—
99	194	268	56	—	115	—	168	69	—	136	184,4	—	90	162,5	222	—	—
778	1042	1302	840	—	1085	—	1334	—	850	1095	—	1344	860	1105	1354	—	—
55	60	60	30	—	35	—	40	—	40	40	—	45	45	45	45	—	—
190	307	457	103	—	176	—	291	—	141	218	—	323	167	254	357	—	—
952	1298	1622	—	1040	1346,5	—	1658	—	1050	1356,5	—	1668	1060	—	—	1366,5	1678
60	60	60	—	35	40	—	40	—	40	45	—	45	45	—	—	50	50
275	460	735	—	180	294	—	427	—	220,4	344	—	447	251	—	—	403	569

4. НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

Из двух типов натяжных устройств — грузового и винтового (или реечного) — на конвейерных установках с цепью в качестве тягового органа применяется почти исключительно второй тип.

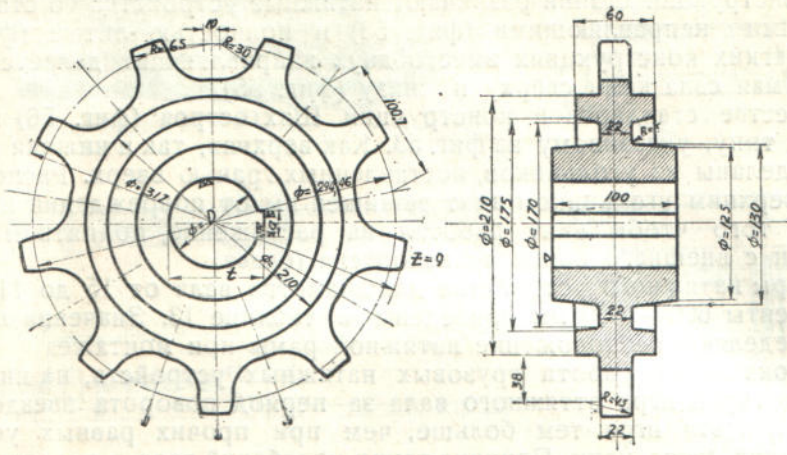
Относительные достоинства винтовых натяжных устройств — меньшие габаритные размеры и более спокойное восприятие динамической толчкообразной нагрузки, являющейся следствием неравномерности хода цепей.

По конструкции винтовые натяжные устройства можно разделить на две группы: с укрепленным с двух сторон в раме вращающимся винтом, вдоль которого передвигается винтовая гайка, несущая подшипник вала оттяжных звездочек (фиг. 53), и с вращающимся и имеющим поступательное движение винтом, гайка которого неподвижно укреплена в раме, а конец соединен с корпусом подшипника (фиг. 54). Преимущество первого типа — более компактная конструкция вследствие отсутствия необходимости оставлять свободное пространство для выдвигающихся во всю свою длину винтов; преимущество второго — расположение оси винтов в одной плоскости с осью вала и вследствие этого центрированная продольная нагрузка.

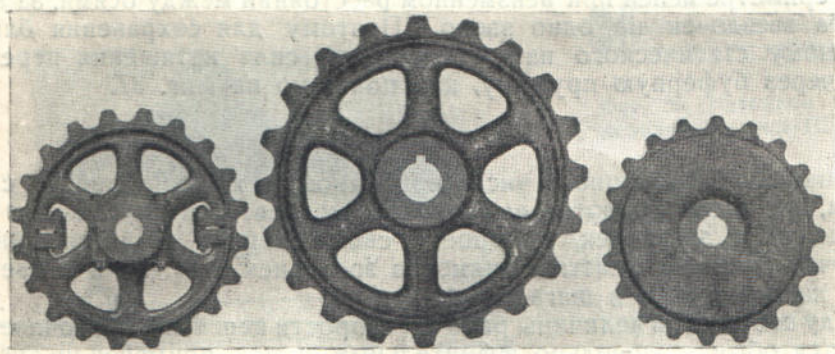




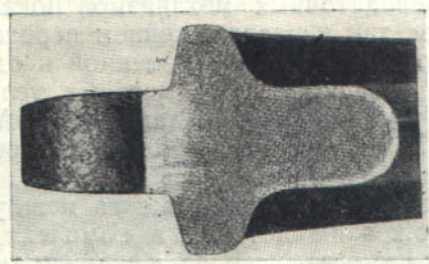




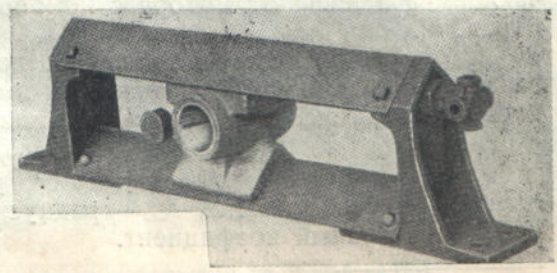
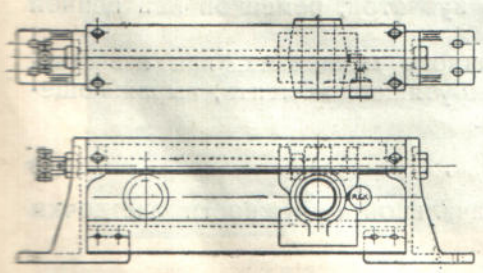
Фиг. 50. Звездочки для роликовой цепи питателя (Союзтранстехпром).



Фиг. 51. Конструкция цельных и свертной звездочек (Chain Belt).



Фиг. 52. Структура металла на венце чугунной звездочки (Chain Belt).



Фиг. 53. Натяжное устройство с невымдвижным винтом (Chain Belt).



По конструкции станин различают натяжные устройства со стальными болченными направляющими (фиг. 53) и полностью литые (фиг. 54). В более легких конструкциях вместо двух направляющих делается одна охватываемая салазками сверху и снизу (фиг. 55).

В качестве стандартной конструкции Шахтостроа (фиг. 56) принята близкая к типу, указанному на фиг. 53. Как верхняя, так и нижняя направляющие сделаны из угольников, поставленных гранью вверх. Расположенный под верхним угольником винт защищен им от повреждений и засорения. Для того чтобы винт работал на растяжение, подпятник на нем установлен с внешнего конца транспортера (слева).

Размеры натяжного устройства для диаметра вала от 15 до 110 мм и ширины ленты 600—1600 мм приведены в таблице 13. Значения  $m_1$  и  $m_2$  в ней определяют расположение натяжной рамы при монтаже.

Как показывает работа грузовых натяжных устройств, на них замечается некоторая игра оттяжного вала за период поворота звездочек на одно звено, и эта игра тем больше, чем при прочих равных условиях больше длина звена цепи. Причина таких колебаний вала в пульсирующей силе натяжения цепей, вследствие неравномерности их хода, и в меняющемся периметре цепей при неизменном расстоянии между осями, за период поворота звездочек на одно звено.<sup>1</sup> Поэтому для сохранения близкого постоянному статического натяжения цепей сила натяжения передается иногда через буферную пружину, как показано на фиг. 57.

## 5. ПРИВОД

Величина передаточного числа приводного механизма зависит, с одной стороны, от числа оборотов выбранного мотора, а с другой — от числа оборотов вала звездочек, которое в свою очередь является функцией от рабочей скорости ленты и диаметра звездочек, т. е. числа зубьев (или граней) на звездочках и шага цепей.

Ввиду небольшой величины рабочей скорости цепей, передаточное число получается обычно довольно значительным и при применении зубчатых колес и ременной передачи требует двух, а еще чаще трехступенчатой передачи.

Основные типы передаточных механизмов показаны на фиг. 58. Они отличаются как родом, так и расположением передаточных пар. На двух схемах А механизм состоит из одной ременной и одной зубчатой передачи, располагаемых в зависимости от местных условий, по обе или по одну сторону от оси транспортера. Механизм типа А предназначается для передачи небольшой мощности при небольшом передаточном числе, преимущественно от трансмиссионного вала.

На двух других схемах В, отличающихся между собой тоже одно- и двусторонним расположением деталей, в комплект передаточного механизма входят две пары зубчатых колес. Механизм типа В предназначается для больших мощностей и передаточных чисел и для индивидуального привода.

Приводной вал на этой схеме может быть либо моторным, либо получающим вращение от мотора с помощью зубчатой, ременной или цепной передачи.

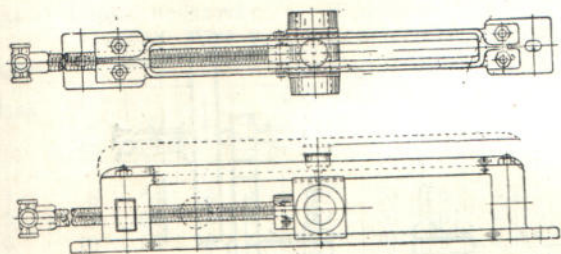
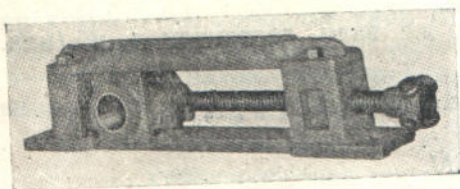
Прочные размеры деталей передаточного механизма, как известно, зависят от величины передаваемого ими крутящего момента, выражающегося для вала звездочек уравнением вида:

$$M_0 = C_1 W_0 R_{zv}, \quad (1)$$

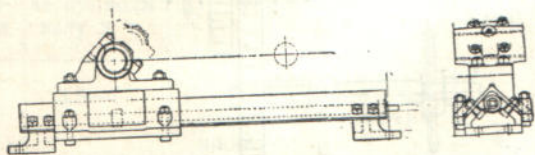
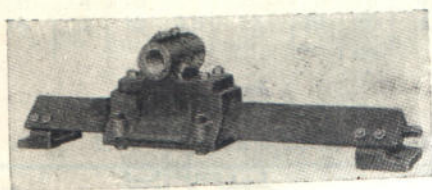
где  $W_0$  — тяговое усилие,  $R_{zv}$  — радиус начальной окружности звездочки и  $C_1$  — постоянный коэффициент.

<sup>1</sup> См. ч. I, 1932, стр. 197.

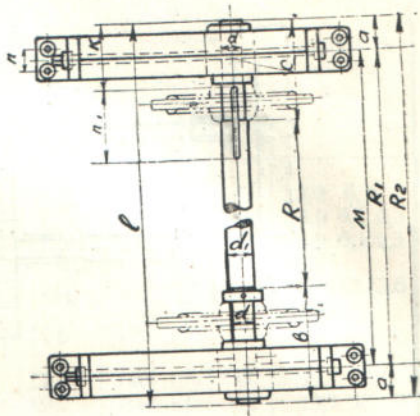
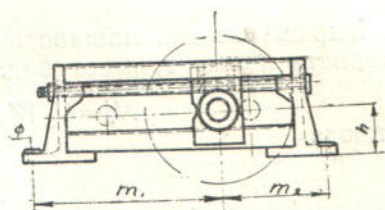




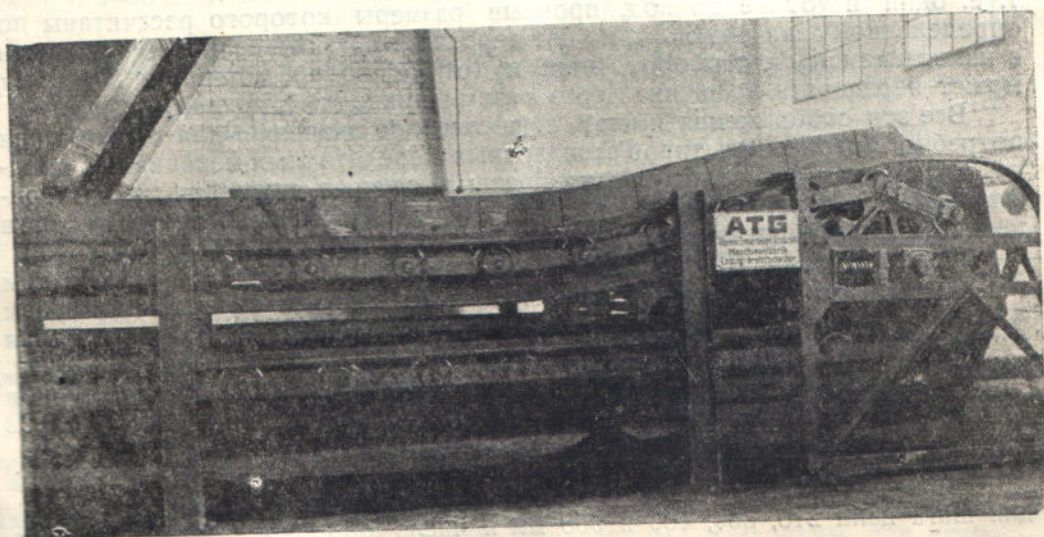
Фиг. 54. Натяжное устройство с выдвижным винтом (Chain Belt).



Фиг. 55. Натяжное устройство с одной направляющей (Chain Belt).



Фиг. 56. Натяжное устройство нормального типа (Шахтострой).



Фиг. 57. Натяжное устройство с буферной пружиной (ATG).

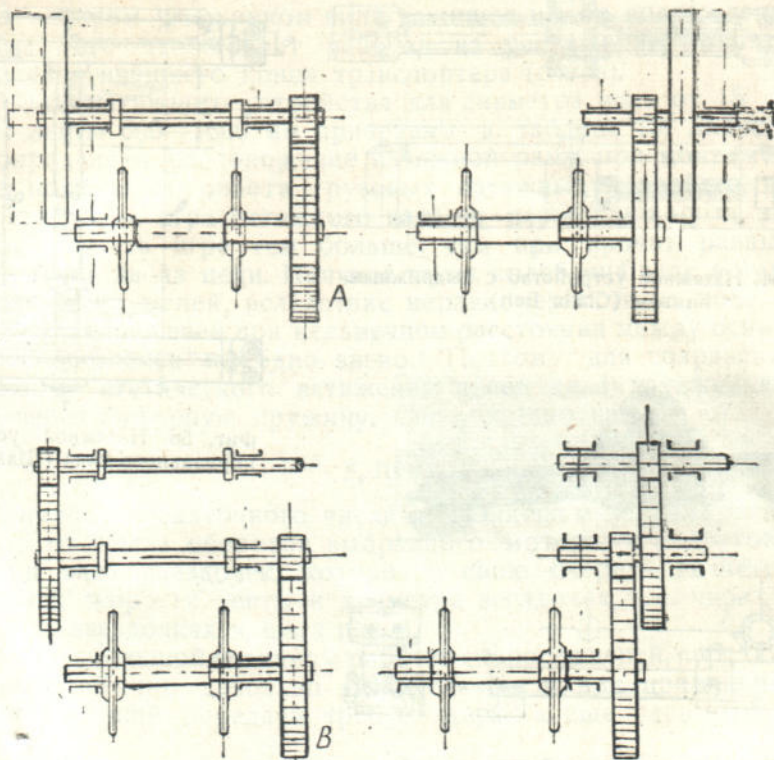


Выражение для мощности на том же валу, делающем  $n_0$  об./мин., при скорости ленты  $v$ , имеет вид:

$$N_0 = C_2 W_0 R_{38} n_0 = C_2 M_0 n_0 = C_3 W_0 v. \quad (2)$$

Отсюда

$$M_0 = \frac{N_0}{C_2 n_0}, \quad (2')$$



Фиг. 58. Схемы приводных механизмов.

т. е. один и тот же привод, прочные размеры которого рассчитаны по определенному значению  $M_0$ , может передавать разные величины мощности с изменением  $n_0$ , и наоборот, один и тот же мотор мощности  $N = N_0 : \eta$  может передавать вращение через разные приводные механизмы.

Все эти соображения имеют существенное значение для ограничения потребного количества типов стандартных передаточных механизмов, предназначенных для самых разнообразных случаев практики, характеризующихся различной величиной тягового усилия, рабочей скорости, шага цепи и числа зубцов на звездочках.

По стандартам Шахтостроя привод типа А строится с одним и тем же передаточным числом зубчатой пары 70:16 трех величин (номеров): для 3,5—11 л. с., 5—16 л. с. и 8—75 л. с. Соответственный модуль зацепления зубчатых колес принят 10, 12 и 14 мм. Числа оборотов вала звездочек, предусмотренные нормами ОСТ 1656, приняты от 56 до 180, число зубцов на звездочках 5—8, шаг цепи 210 и 300 мм, рабочая скорость ленты от 0,22 до 0,72 м/сек.

Приводы типа В предусмотрены семи величин с мощностью мотора 3,9—40 л. с. для звездочек с числом зубцов от 5 до 10 (5, 6, 7, 8 и 10), для шага цепи 210, 300, 400 и 500 мм и числа оборотов приводного вала передаточного механизма (по нормам ОСТ 1656) от 112 до 500 об./мин. при скорости ленты в наибольших пределах от 0,11 до 1,22 м/сек.



Характеристика приводов типа В (№ 4—10) помещена в таблице 14 и данные о весе механической части приводов типа А (№ 1—3) и типа В (№ 4—10), т. е. валов, подшипников, зубчатых колес, шкивов, шпонок и установочных колец — в таблице 15.

Таблица 14

Характеристика приводов типа В (фиг. 58)

№ привода	Первая передача от приводн. вала к промежуточному				Вторая передача от промежуточного вала к головному				Общее передаточное число	Диаметры валов			Мощность мотора л. с.
	Модуль мм	$z_1$	$z_2$	$K_1$	Модуль мм	$z_1'$	$z_2'$	$K_2$		головного	промежут.	приводного	
4	8	64	16	4	10	70	16	4,375	17,5	80	60	50	3,9 6,1
5	9	64	16	4	12	70	16	4,375	17,5	90	70	50	3,9 6,1 9,3
6	10	64	16	4	14	70	16	4,375	17,5	100	80	60	3,9 6,1 9,3 13,6
7	12	64	16	4	16	70	16	4,375	17,5	110	90	70	6,1 9,3 13,6 19,7
8	14	64	16	4	18	70	16	4,375	17,5	125	100	80	9,3 13,6 19,7 28
9	16	64	16	4	20	70	16	4,375	17,5	140	110	90	19,7 28 40
10	18	72	16	4,5	22	70	16	4,375	19,7	160	125	100	19,7 28 40

Таблица 15

Вес механической части приводов типа А и В

№ привода	Мощность на приводн. валу л. с.	Тип привода	Ширина ленты В мм				
			600	800	1000	1200	1600
1	3,5—11	С одной парой зубчатых колес с рабочим шкивом . . . . .	416	431	445	458	—
1	3,5—11	То же с рабочим и холостым шкивом . . . . .	529	544	558	571	—
2	5—16	То же с рабочим шкивом . . . . .	616	634	652	670	—
2	5—16	То же с рабочим и холостым шкивом . . . . .	769	787	805	823	—
3	8—25	То же с рабочим шкивом . . . . .	905	929	953	977	—
3	8—25	То же с рабочим и холостым шкивом . . . . .	1136	1160	1184	1208	—
4	4—6	С двумя парами зубчатых колес . . . . .	399	414	428	441	—
5	4—9	То же . . . . .	579	597	615	633	—
6	4—14	То же . . . . .	837	861	885	909	—
7	6—20	То же . . . . .	—	1208	1237	1266	1323
8	9—28	То же . . . . .	—	1702	1741	1780	1858
9	14—40	То же . . . . .	—	2314	2360	2405	2496
10	20—40	То же . . . . .	—	3318	3382	3446	3575

На фиг. 59 и 60 показана конструкция с основными размерами привода типа А № 3 с рабочим и холостым шкивами и привода типа В № 10. Валы изготавливаются из стали № 3, колеса — литые из чугуна.

Тип подшипников — с жировой смазкой и только для быстроходных валов в некоторых случаях предусматривается кольцевая смазка.

Значительно более совершенный тип передаточного механизма, начинающий входить в нашу практику построения транспортных устройств, представляют стандартные закрытые передаточные механизмы, так называемые редукторы.



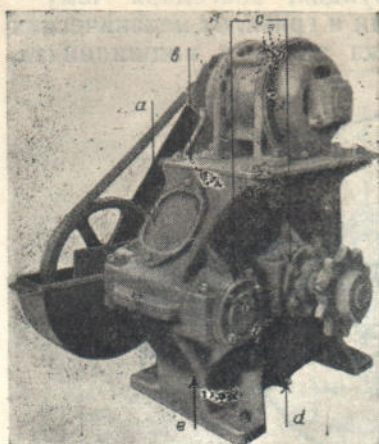








обуславливающими плавность зацепления и бесшумный ход, подшипники скользящего трения — роликовыми или шариковыми и пр.



Фиг. 61. Редуктор скорости (Link-Belt)

*a*—люк; *b*—плита мотора; *c*—роликовый подшипник; *d*—выпуск масла; *e*—корпус коробки.

В редукторе на фиг. 61 первая от мотора передача сделана бесшумной цепью. Применение цепной передачи заменяет до известной степени гибкое соединение на валу мотора. Применение роликовых подшипников с автоматической смазкой в значительной мере уменьшает потери на трение и облегчает уход. Доступ к механизму обеспечен через люки с откидными крышками, вся верхняя часть кожуха может быть снята без разборки подшипников валов. Путем подбора шестерен и цепных колес передаточные числа могут быть изменены в пределах от 10:1 до 43:1. Для точной установки мотора положение верхней плиты регулируется нажимным винтом (фиг. 62). Коэффициент полезного действия передачи, по фирменным данным, 0,96. В таблице 16 приведены основные размеры и вес редуктора.<sup>1</sup>

### 6. ЗАГРУЗКА И РАЗГРУЗКА

Загрузка пластинчатых лент производится через спускные желоба из бункеров, воронок, с грохотов, дробилок и пр. Для центрированного распределения нагрузки отверстие жолоба, как и на резиновых лентах, имеет в свету несколько меньший размер между бортами чем ширина пластин.

Таблица 16

Размеры и вес редуктора по фиг. 61 и 62

№	Вес Кг	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
A 50	238	844	369	235	248	203	152	178	362	362	356	356	38	32	16	49	203	197	229	460	127
A 51	328	1003	368	305	330	25	165	95	457	483	406	419	51	38	19	62	229	210	241	660	152
A 52	385	1194	483	343	368	292	178	197	508	540	457	457	51	41	19	75	267	235	279	737	190
A 53	630	1321	546	368	406	317	203	197	565	578	457	507	51	44	19	87	305	254	298	800	215

На фиг. 63 представлена загрузка лотковой ленты бурым углем, подаваемым в вышележащую воронку с помощью грейфера или кубеля. Перспективный вид той же пластинчатой ленты в порожнем и груженом состоянии дан на фиг. 64. Как видно из фотографий, равномерность подачи материала на ленту дает возможность загружать ее толстым слоем с высоким коэффициентом заполнения, значительно превышающим те нормы, которые приняты для обычных условий работы (см. § 3, п. 1).

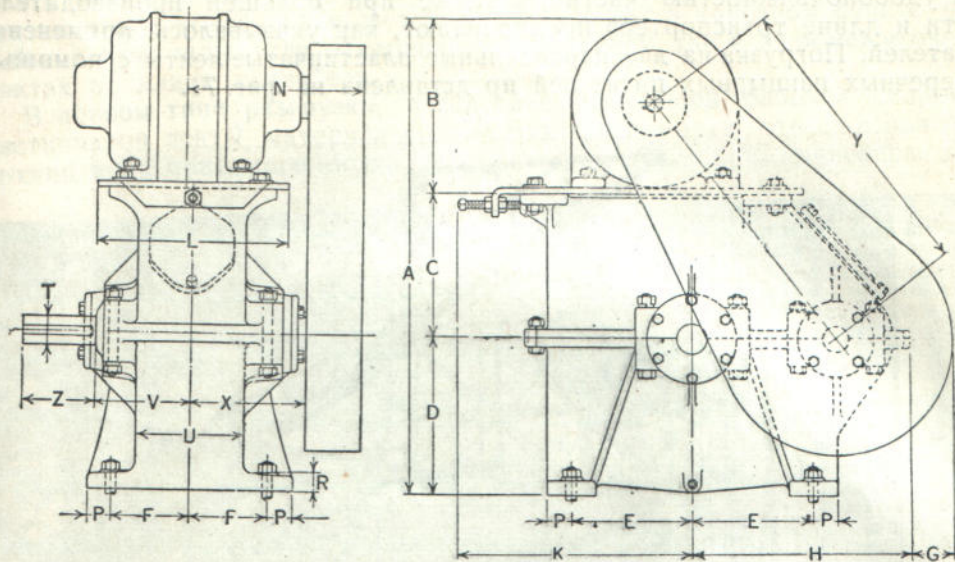
Устье спускного жолоба должно быть направлено по ходу ленты. В тех случаях, когда материал притекает под углом к продольной оси конвейера, жолобу придается спиральная форма. Такого типа жолоб, загружающий лотковый ящичный конвейер, показан на фиг. 65. Однако загрузка на пластинчатый транспортер может производиться и через желоба, установленные поперек продольной оси транспортера (фиг. 66 и 67), но для устранения просыпания материала в пунктах погрузки надо укреплять направляющие щиты (экраны), как видно из фиг. 66.<sup>2</sup> Если мест

<sup>1</sup> Величина передаваемого редуктором момента определяется диаметром вала *T*. Другой пример редуктора см. на фиг. 115 и 116.

<sup>2</sup> Пример непосредственной загрузки из вертикальных воронок, снабженных двойным секторным затвором, см. в „Mechanical Handling“, август 1932, стр. 280.

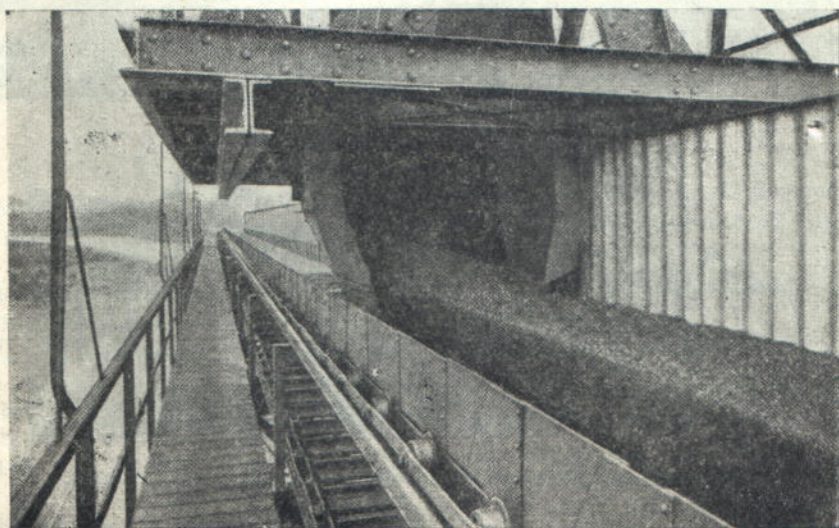


погрузки много, под затворами для бункеров применяется, как и на резиновых лентах, передвижная воронка (фиг. 68), снабжаемая часто заслонкой для регулирования слоя материала.



Фиг. 62. Размеры редуктора по фиг. 61.

Два примера сопряжения качающегося грохота с пластинчатым транспортером, расположенных по одной оси и взаимно перпендикулярно, представлены на фиг. 69 и 70.



Фиг. 63. Загрузка лоткового транспортера (Pohlitz).

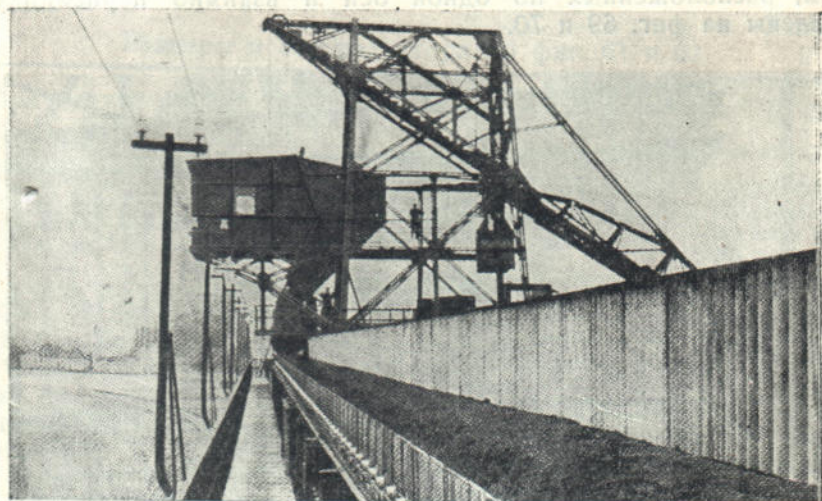
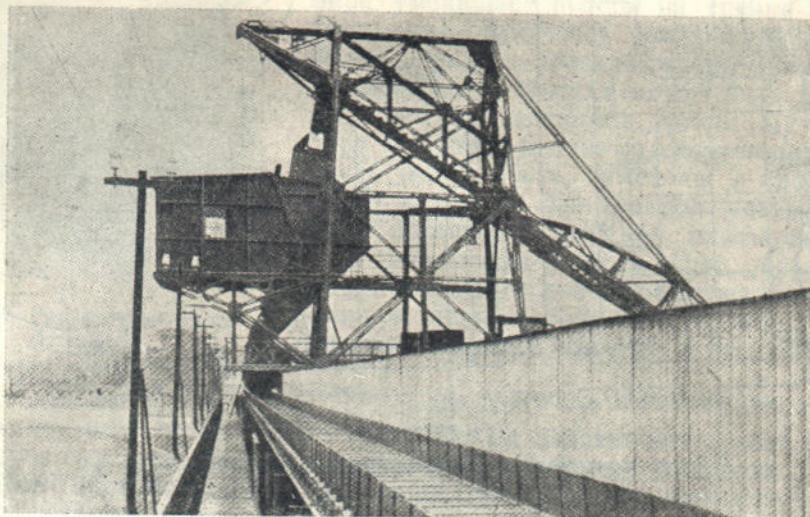
В обоих случаях крупный уголь сходит с грохота на пластинчатый транспортер, служащий одновременно передаточным и породоотборным, а мелкий уголь относится резиновой лентой на мойку.

Как видно из некоторых приведенных здесь примеров, подача материала на пластинчатую ленту может производиться без питателя. На некоторых установках пластинчатая лента монтируется непосредственно



под отверстием бункера и при движении увлекает трением слой материала.<sup>1</sup>

При крупно-кусковых или хрупких материалах или материалах с малой удобоподвижностью частиц, а также при большой производительности и длине транспортера предпочитают, как указывалось, применение питателей. Погрузка на две параллельные пластинчатые ленты с помощью поперечных панцирных питателей представлена на фиг. 71.



Фиг. 64. Вид на порожнюю и груженую лотковую ленту (Pohlrig).

Чтобы избежать установки специального мотора и привода от него, приведение в действие питателя на пластинчатом транспортере может выполняться от его тяговых цепей. Такой питатель с возвратно-поступательным движением изображен на фиг. 72. Парные звездочки *a* вращаются роликами цепей *f* и через пару шестерен *c* передают вращение на кривошипный вал *d*, а с него с помощью двух шатунов на питатель *e*. Корпус питателя передвигается на роликах по полкам опорных швеллеров. Для выведения питателя из действия, ось звездочек, поддерживаемая

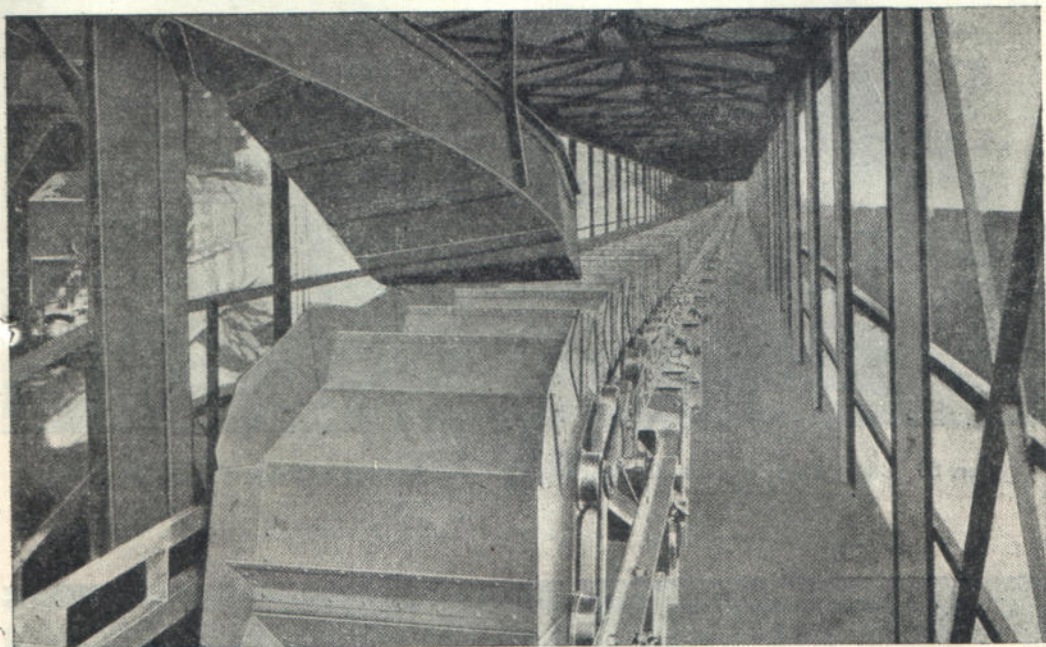
<sup>1</sup> См. § 4 п. 1, Питатели.



шарнирными рычагами *b*, может быть поворотом показанных в плане рукояток отведена вверх в положение, нанесенное пунктиром.

Из рассмотренных уже примеров установки следует, что разгрузка пластинчатого конвейера может выполняться как в конечном пункте при огибании приводных или отклоняющих звездочек, так и в промежуточных пунктах по длине конвейера.

В первом типе разгрузки, вследствие небольшой рабочей скорости пластинчатой ленты, материал сгружается с нее почти отвесно; поэтому верхний край приемного лотка должен быть ниже оси конвейера. Для



Фиг. 65. Загрузка лоткового ящичного транспортера (Carlshütte).

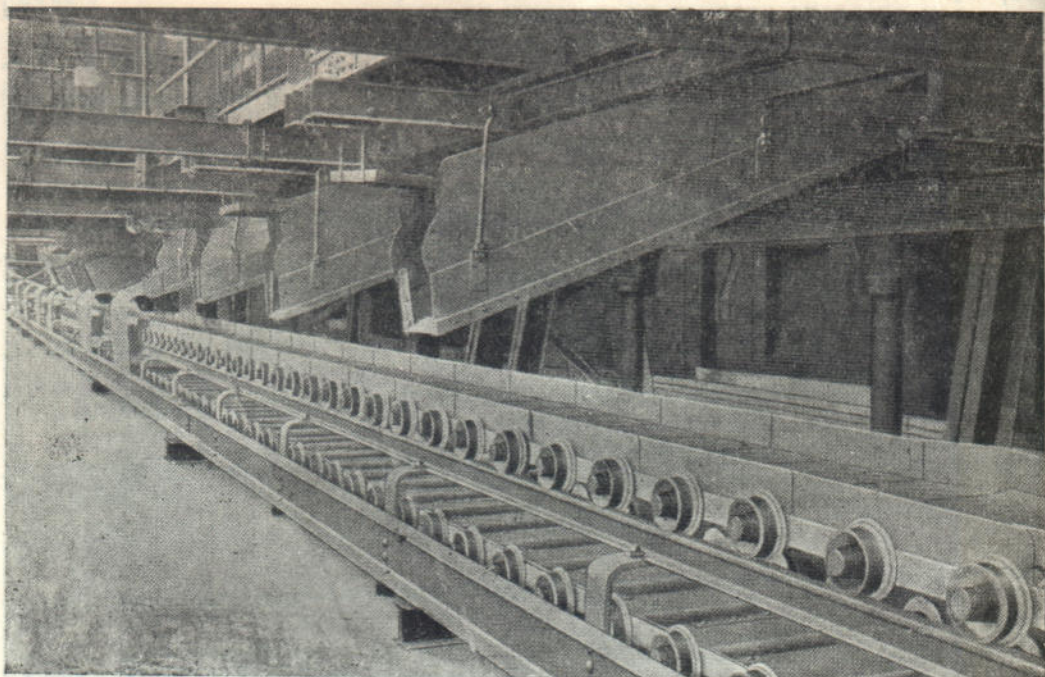
уменьшения крошения при падении, пластинам, как упоминалось, придается волнистая форма, так что ссыпание с них начинается после поворота на некоторый угол вокруг оси звездочек, т. е. с уменьшенной высоты. Кроме того, и верхний край приемного лотка на таких лентах может быть расположен несколько выше, чем на плоских с ровной поверхностью.

Для разгрузки особо хрупких материалов, крошения которых необходимо избежать, например угольных брикетов, применяются иногда специальные снимающие приспособления. Такое приспособление системы Pohlitz изображено на фиг. 73. Оно состоит из двуплечного шарнирного рычага, на одном конце которого жестко укреплены нож *1* и ролик *2*, а на другом — противовес *3*. Под действием противовеса ролик постоянно прижимается к пластинам конвейера. Размеры плеч подобраны так, что зазор между острием ножа и плоскостью смежной пластины при всех положениях звездочек получается минимальным.

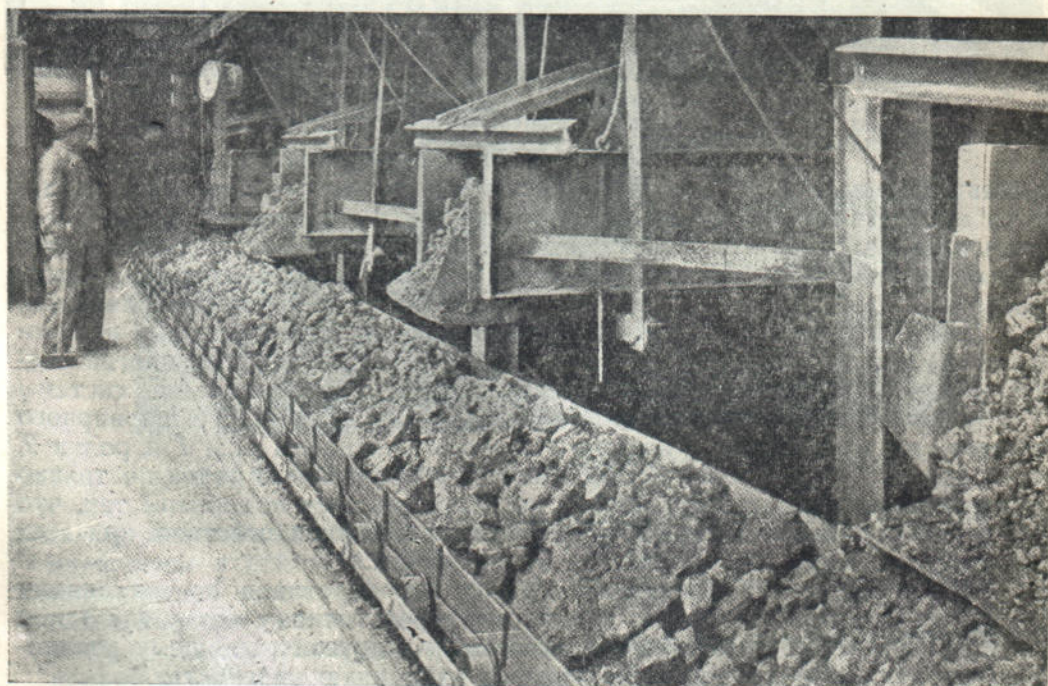
Вследствие этого материал скользит без перепадов по наклонному звену, по плоскости ножа, по короткому передаточному лотку *4*, с одной стороны шарнирно связанному с рычагом, а с другой имеющему роликовую опору, и попадает на неподвижную наклонную плоскость.

Еще один пример концевой разгрузки с пластинчатой ленты, на которой отсутствует свободное падение материала, показан на фиг. 74. Здесь лоток тоже укреплен шарнирно и с другой стороны имеет опору на конвейерной ленте, слегка покачиваясь во время ее хода.



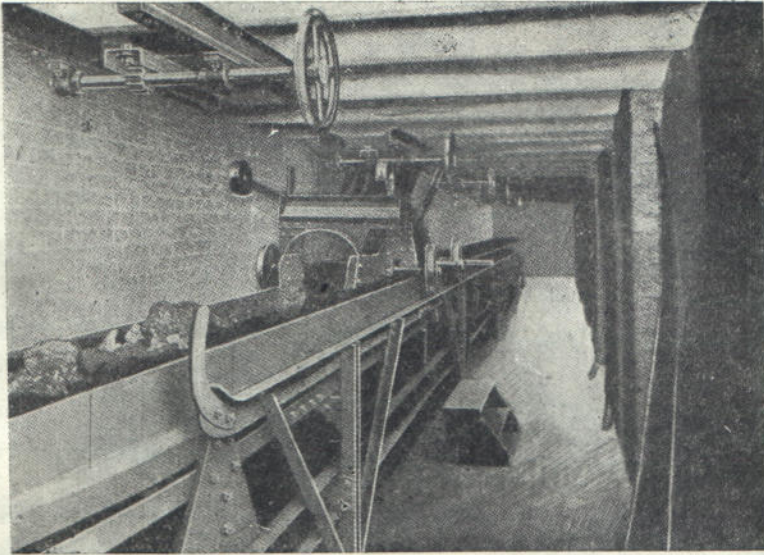


Фиг. 66. Загрузка на лотковый транспортер с поперечных желобов (Amme-Giesecke).

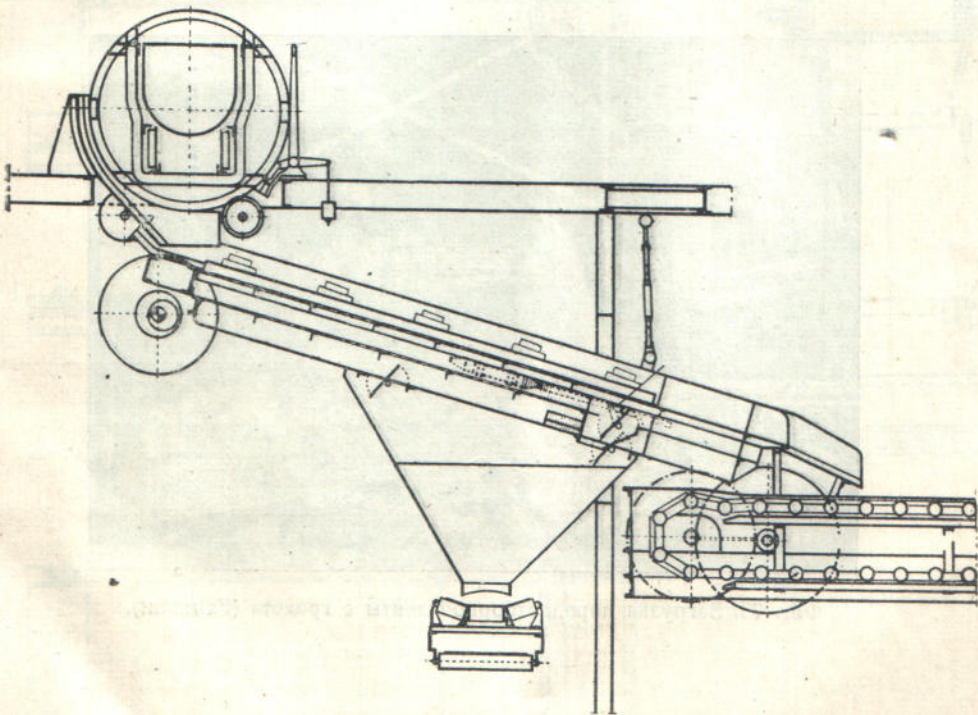


Фиг. 67. Загрузка на лотковый транспортер с поперечных желобов (Jeffrey).



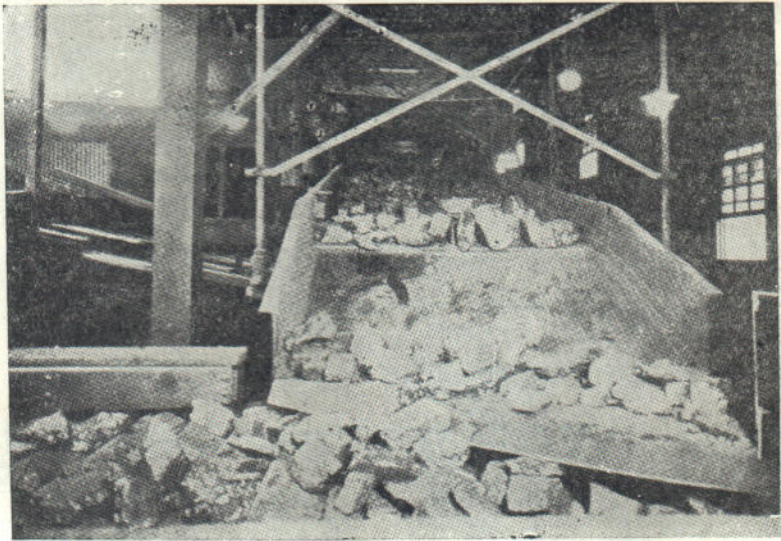
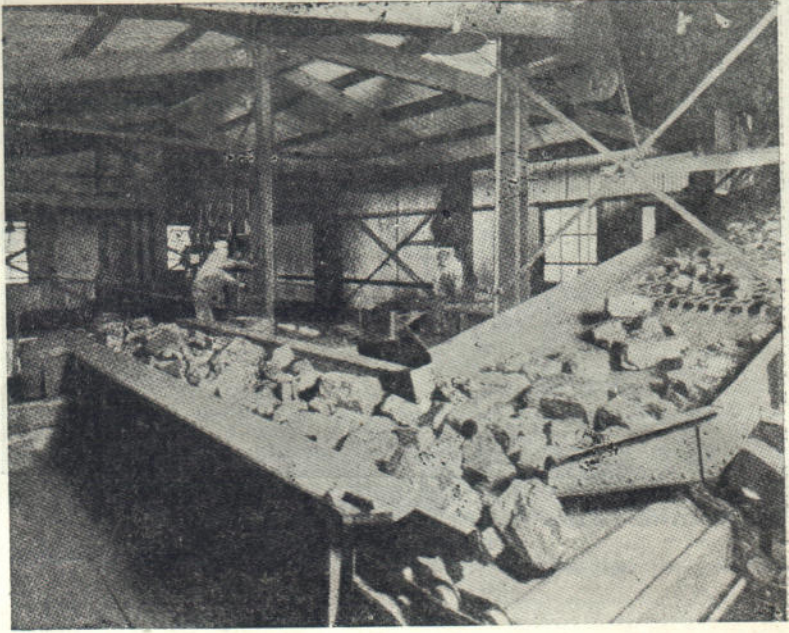


Фиг. 68. Подача угля на ленту при помощи передвижной воронки (Humboldt).



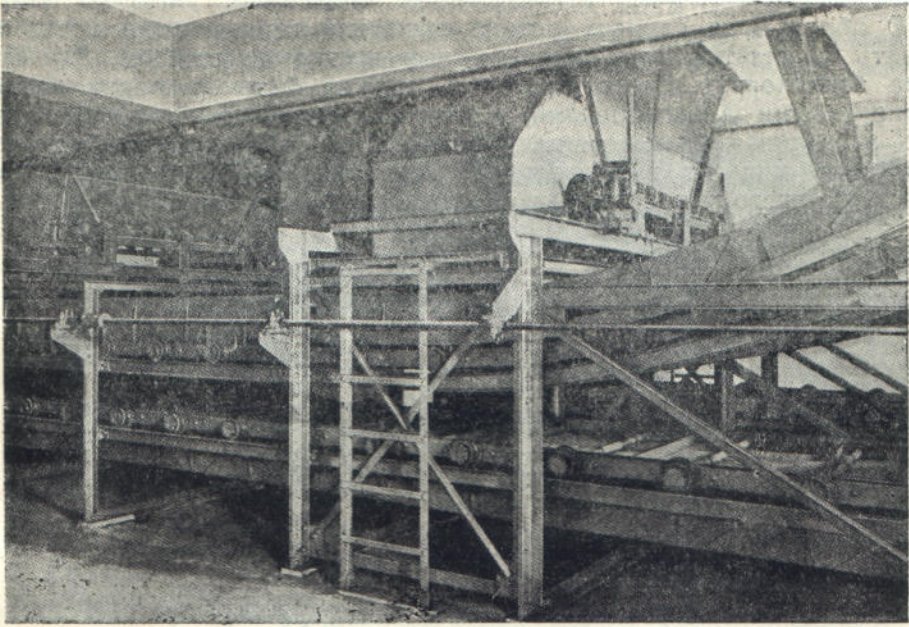
Фиг. 69. Загрузка породотборной ленты с грохота (Schüchtermann).



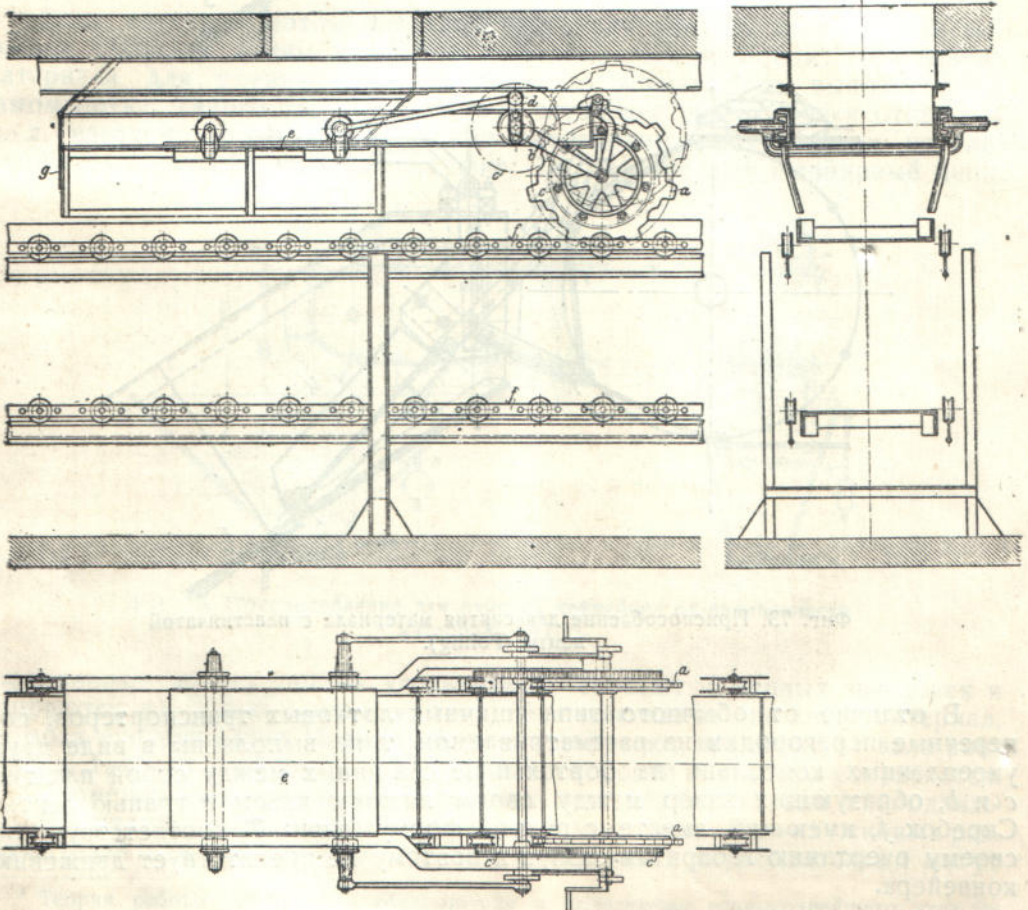


Фиг. 70. Загрузка породотборной ленты с грохота (Fairmont).





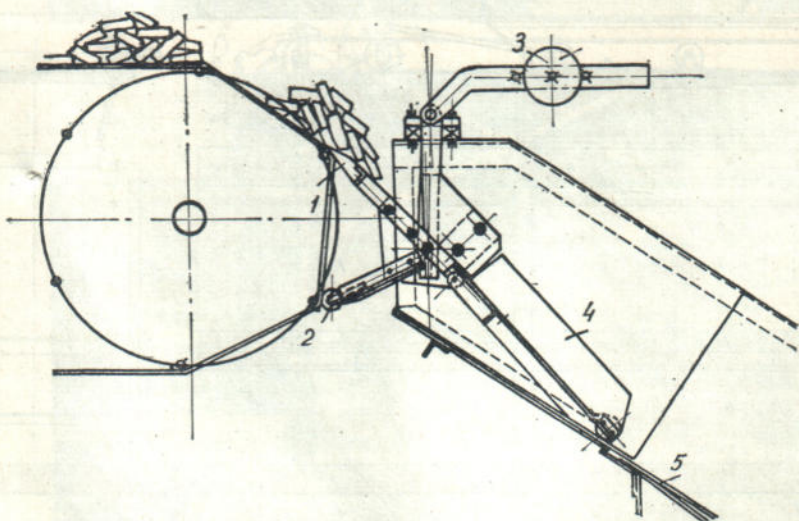
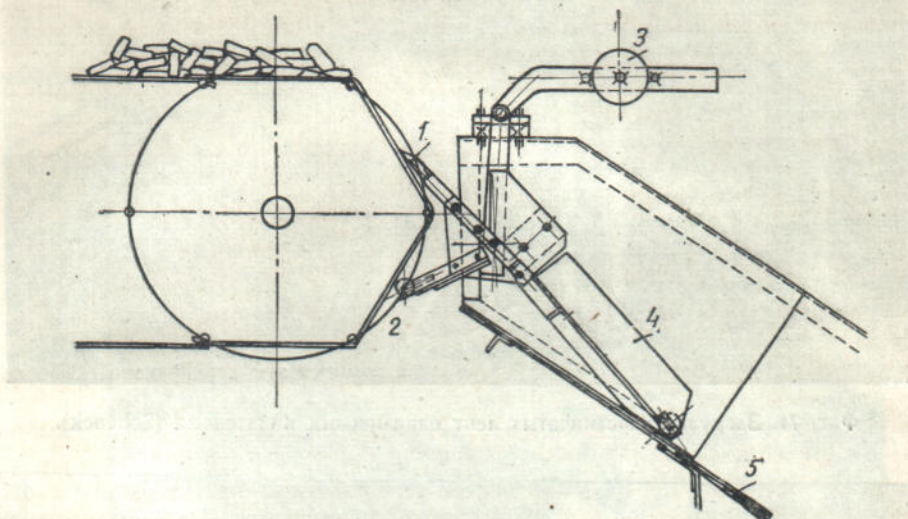
Фиг. 71. Загрузка пластинчатых лент панцырными питателями (Schenk).



Фиг. 72. Механический питатель для загрузки пластинчатого транспортера (Pohlig).



В обоих этих случаях острие ножа или верхняя грань лотка могут снимать с пластин приставшие к ним частицы материала. Для случая, когда транспортер имеет наклон и должен быть выполнен лотковым с поперечными перегородками, а материал отличается особенной липкостью и, налипая на пластины, уменьшает производительность транспортера и увеличивает вес движущихся частей, АТГ предложил особый вид счищающего устройства, изображенный на фиг. 75.<sup>1</sup>



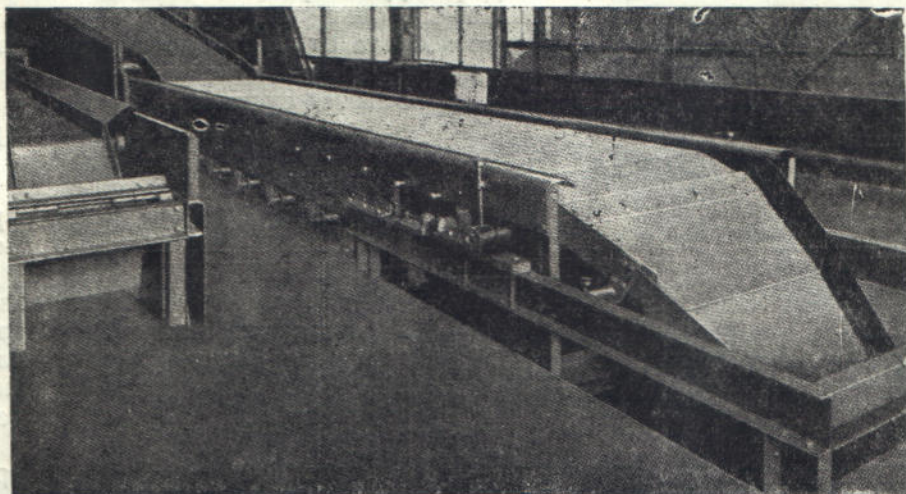
Фиг. 73. Приспособление для снятия материала с пластинчатой ленты (Pohlig).

В отличие от обычного типа ящичных лотковых транспортеров, поперечные перегородки на рассматриваемом типе выполнены в виде двух укрепленных консольно на бортах и не связанных между собой пластин *c* и *b*, образующих зазор между своим нижним краем и гранью ленты. Скребок *f*, имеющий вместе с ручкой форму буквы *T*, соответствует по своему очертанию габаритам зазора и поэтому не препятствует движению конвейера.

<sup>1</sup> Z. VDI 1931, № 11, стр. 334.

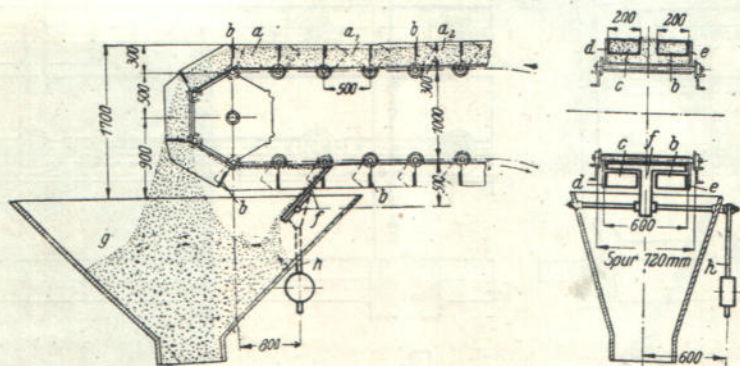


Для создания небольшой прижимающей силы скребок укреплен шарнирно и удерживается в рабочем положении грузом  $h$ . Во избежание аварий в случае захвата скребка перегородками, он должен свободно сниматься с рукоятки.



Фиг. 74. Разгрузка материала по шарнирному лотку (Carlshütte).

Если спускной лоток пластинчатого транспортера должен быть выполнен большой длины и притом с переменным наклоном, торможение материала для уменьшения его крошения может быть выполнено на самом лотке. Такого типа устройство, служащее для загрузки открытых ж.-д. вагонов крупным углем или антрацитом, поступающим по пластинчатому конвейеру, видно на фиг. 76. Бесконечные шарнирные цепи,



Фиг. 75. Приспособление для очистки конвейера от налипающего материала (ATG).

соединенные между собою угольниками, свисают с цепных звездочек и опираются на днище лотка или на скатывающийся по нем материал, тормозя его движение. Цепные звездочки получают вращение от вала конвейера, так что соотношение их угловой скорости постоянно сохраняется.

Промежуточная разгрузка с плоских лент без бортов или с неподвижными бортами производится с помощью косых заслонок—плужковых разгрузателей или сбрасывателей<sup>1</sup>. При пользовании сбрасывателями могут

<sup>1</sup> Теория работы плужкового сбрасывателя и определение наивыгоднейшего угла заслонки см. ч. I, 1932, стр. 156—9.



применяться только ленты с плоскими пластинами типа, показанного на фиг. 29, 74 и др. На конвейерах с неподвижными бортами сбрасывателем служит часто отрезок борта, укрепленный на

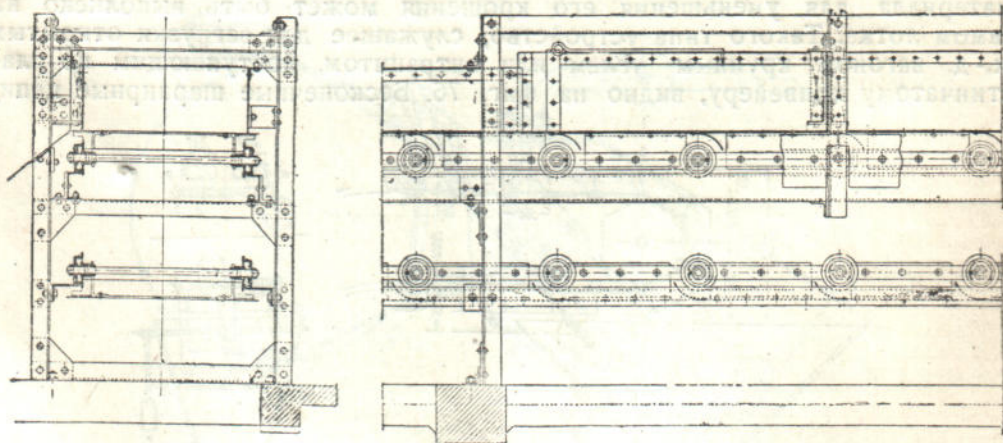


Фиг. 76. Спускной лоток с торможением материала (Ross).

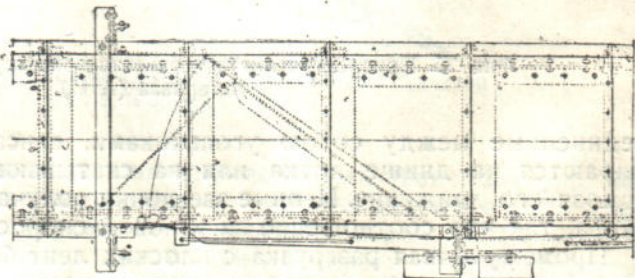
вертикальном шарнире и отклоняемый в косое положение при разгрузке (фиг. 77). В таком положении разгрузочная заслонка удерживается тягью. Для предохранения борта от быстрого износа и уменьшения шума при наталкивании кусков материала, заслонка облицовывается сменными досками. В уровень с верхней ветвью для направления сбрасываемого материала в месте разгрузки крепится козырек. Конструкция двустороннего сбрасывателя на реверсивном транспортере видна на фиг. 78.

На фиг. 79 показано положение двустороннего ножевого разгрузителя, снимающего материал со слегка мутьдообразной пластинчатой ленты весьма своеобразной конструкции (см. фиг. 201 и 202). Передняя режущая грань сбрасывателя сделана из изогнутой стальной полосы, корпус из деревянных

досок. Для выключения пункта разгрузки сбрасыватель поворачивается вверх вокруг горизонтальной оси. Такого же типа сбрасыватели выполняются передвижными, переставляемыми в любой пункт по длине транспортера.

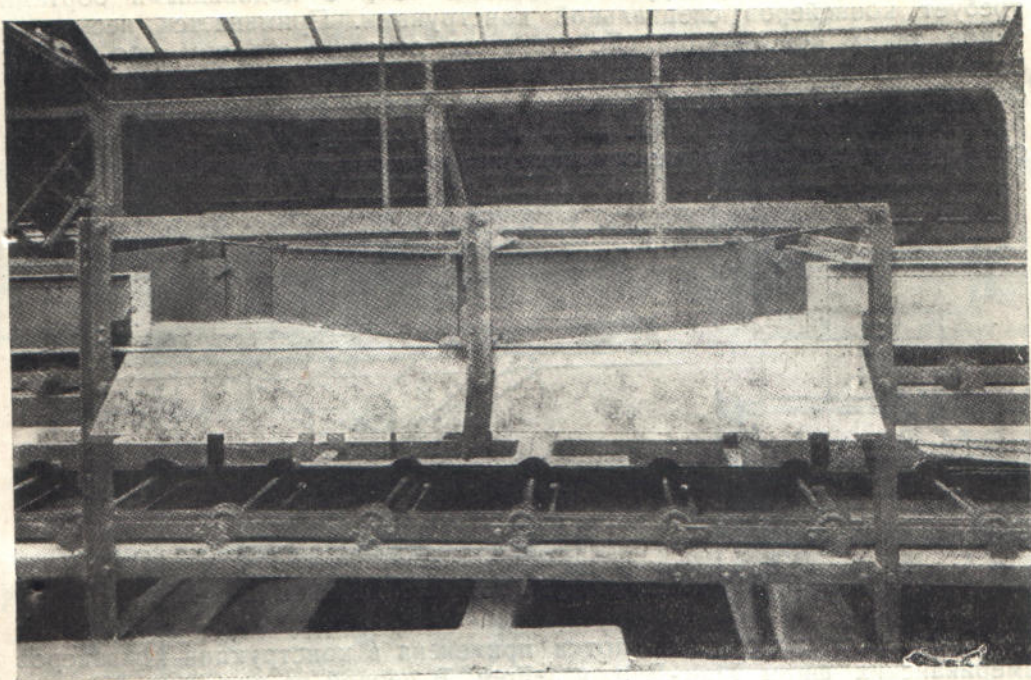


Фиг. 77. Скребокый сбрасыватель на ленте с бортами (АТГ).

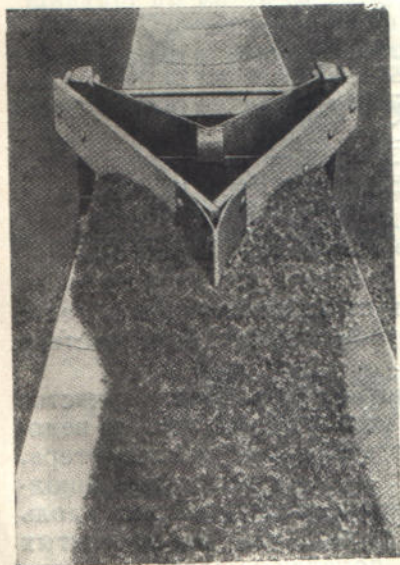


Другой способ разгрузки лент этого типа — поворот отдельных пластин, укрепленных с одной стороны на продольном шарнире, в положение, показанное на фиг. 80 внизу.

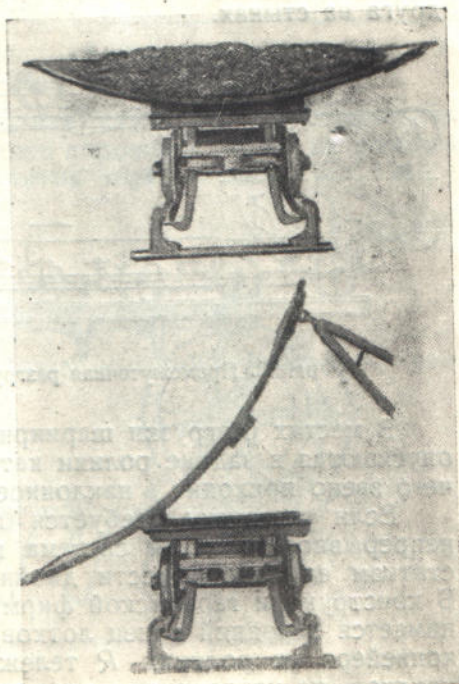




Фиг. 78. Двусторонний сбрасыватель на реверсивном транспортере (АТГ).



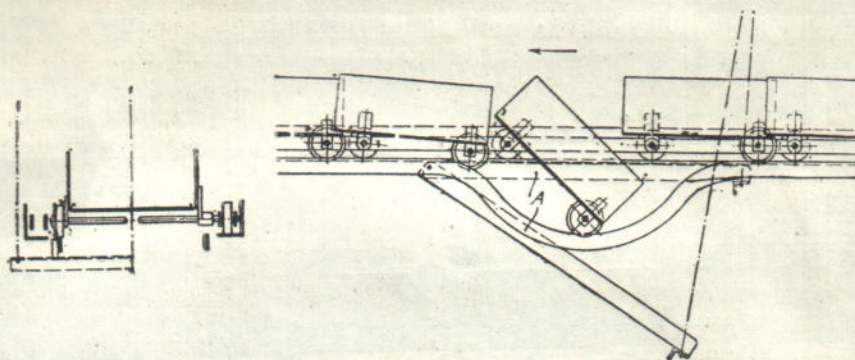
Фиг. 79. Двусторонний ножевой разгрузатель (Westerhütte).



Фиг. 80. Разгрузка ленты опрокидыванием пластин (Westerhütte).

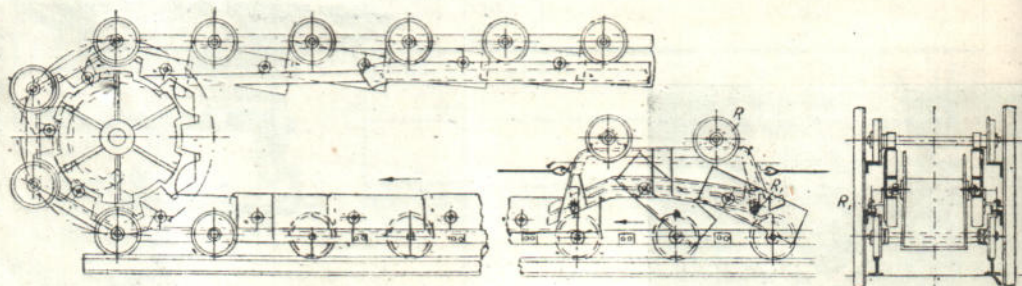


Промежуточная разгрузка лотковых лент с подвижными бортами требует конвейеров специальной конструкции. Применяется несколько типов таких конструкций. Действие их основано на том, что каждая пластина укрепляется шарнирно только на одной сквозной поперечной оси и другой свободный конец ее опускается собственным весом или принудительно приподнимается в пункте разгрузки, так что материал скатывается с образовавшегося наклонного лотка.



Фиг. 81. Промежуточная разгрузка лоткового конвейера (Link-Belt).

Система опускающегося лотка применена в конструкции конвейеров американских фирм Link-Belt и Jeffrey. В первой из них (фиг. 81) каждое лотковое звено выполнено в виде двухосной тележки, причем передние ролики, установленные на шарнирной оси длиннозвенной цепи, движутся по более широкой колее чем задние, укрепленные на корпусе лоткового звена. Лотки слегка суживаются спереди и перекрывают друг друга на стыках.



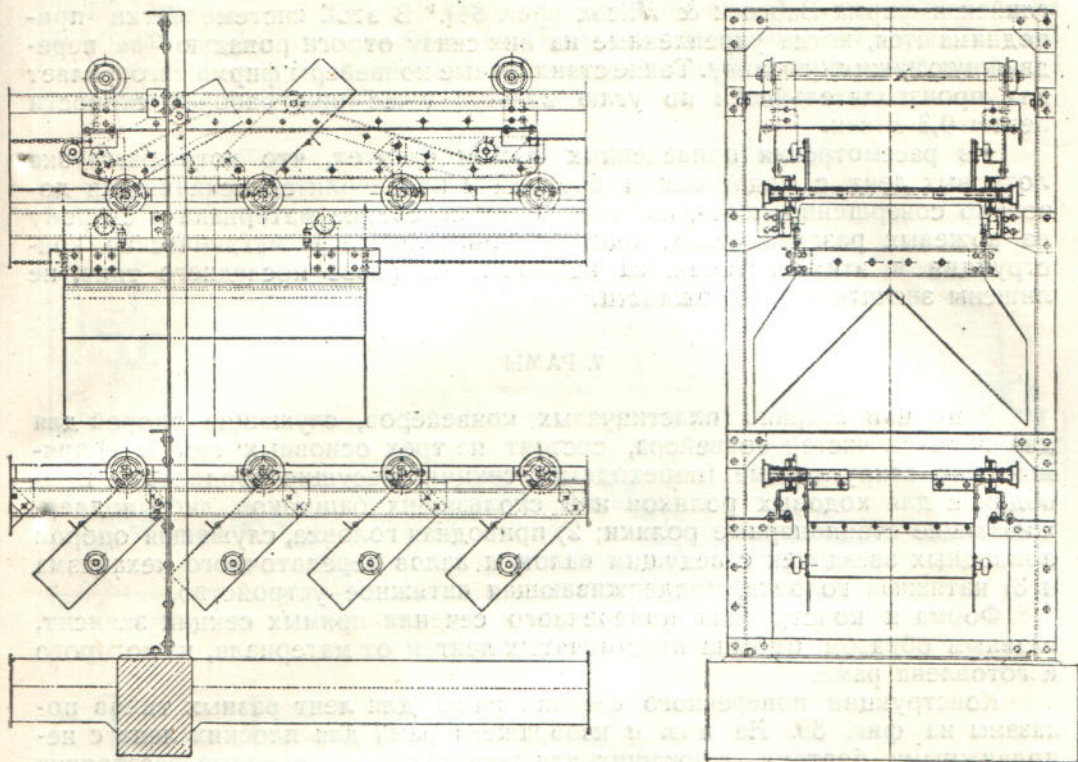
Фиг. 82. Промежуточная разгрузка на нижней ветви конвейера (Bmag).

В местах разгрузки шарнирные отрезки внутренних брусковых рельс опускаются и задние ролики катятся по изогнутому бруску А, вследствие чего звено приходит в наклонное положение.

Если разгрузку требуется производить вдоль некоторого участка непрерывно, то такая система не достигает цели. Кроме того, к недостаткам ее надо отнести двойные рельсы по всей длине транспортера. В конструкции германской фирмы Bmag (фиг. 82) при разгрузке приподнимается передний конец лотков, для чего служит передвигающаяся вдоль конвейера на роликах R тележка, несущая проводники из изогнутых уголков, на которые при движении конвейера попадают малого диаметра ролики, укрепленные консольно снаружи на бортах лотков. Ролики R<sub>1</sub> (укрепленные на корпусе тележки на вертикальных осях), входящие в отверстия коробчатых неподвижных направляющих, препятствуют поперечному смещению тележки. Разгрузка на этой системе конвейера происходит

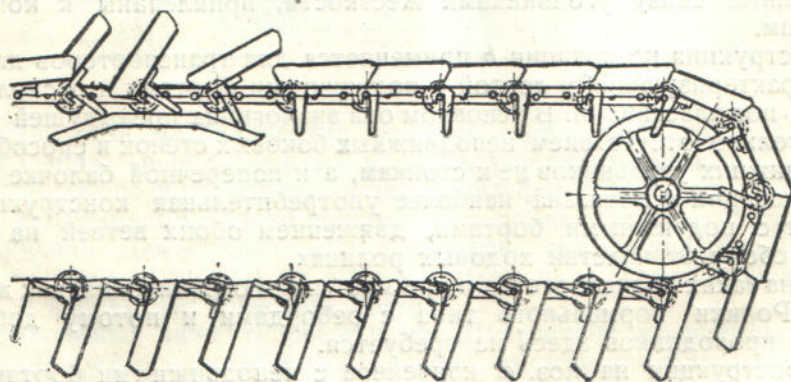


на нижней ветви; на верхней порожней ветви для уменьшения габарита конвейера в высоту лотки удерживаются от свисания двумя продольными



Фиг. 83. Промежуточная разгрузка на верхней ветви (ATG).

шинами, по которым катятся боковые ролики, служащие для отклонения лотков. Перемещение половины веса лотков порожней ветви на роликах очень малого диаметра составляет недостаток этой системы.



Фиг. 84. Промежуточная разгрузка на верхней ветви (Babcock).

В примерно аналогичной конструкции ATG (фиг. 83) разгрузка происходит на верхней ветви. Под разгрузочной тележкой на швеллерах, служащих одновременно поддерживающими для верхней ветви конвейера, устанавливается вторая катущая тележка, несущая двусторонний спусковой лоток. Нетрудно видеть, что эта система требует сильно повышенных



габаритных размеров в высоту, вследствие чего стоимость всей транспортной установки значительно возрастает.

Несколько иначе и притом проще изготавливает такие конвейеры английская фирма Babcock & Wilcox (фиг. 84).<sup>1</sup> В этой системе лотки неподвижны, когда укрепленные на них снизу отроги попадают на передвижную нажимную шину. Такие стандартные конвейеры фирма изготавливает для производительности по углю 20—100 т/час при рабочей скорости ленты 0,3 м/сек.

Из рассмотрения приведенных систем следует, что хотя разгрузка лотковых лент с подвижными бортами и производится механически довольно совершенно, легче, например, чем сгребание материала в сторону на ножевых разгрузателях, однако строительные и механические конструкции в этих системах, за исключением разве последнего типа, не лишены значительной сложности.

## 7. РАМЫ

Рамы или станины пластинчатых конвейеров, служащие опорой для движущихся частей конвейера, состоят из трех основных частей: 1) прямые или закругленные (переходные) секции, несущие продольные проводники для ходовых роликов или скользящих башмаков, либо поддерживающие стационарные ролики; 2) приводная головка, служащая опорой приводных звездочек с ведущим валом и валов передаточного механизма и 3) натяжная головка, поддерживающая натяжное устройство.

Форма и конструкция поперечного сечения прямых секций зависит, главным образом, от типа пластинчатых лент и от материала, из которого изготовлена рама.

Конструкции поперечного сечения рамы для лент разных типов показаны на фиг. 85. На поз. *a* изображена рама для плоских лент с неподвижными бортами, служащих для перемещения на малые расстояния при высокой производительности, например, для питателей.

Верхняя груженная ветвь движется на расположенных под пластинами роликах по поддерживающим угольникам, нижняя порожняковая ветвь скользит по угольникам на ползунах. Так как ролики по конструктивным условиям сделаны безребордными, то на раме на одном уровне с пластинами укреплены направляющие продольные полосы. Боковые борты, укрепленные снизу угольниками жесткости, приклепаны к консольным пластинам.

Конструкция по позиции *b* применяется для транспортеров длиной до 10 м, характеризующихся лентой с подвижными бортами и расположением роликов под пластинами. В основном она аналогична предыдущей и отличается только отсутствием неподвижных боковых стенок и способом укрепления нижних угольников не к стойкам, а к поперечной балочке станины.

На позиции *c* показана наиболее употребительная конструкция рамы для лент с подвижными бортами, движением обеих ветвей на расположенных сбоку от пластин ходовых роликах.

Длина таких транспортеров принимается без ограничения, как для типов *a* и *b*. Ролики нормального типа с ребордами и потому добавочных боковых проводников здесь не требуется.

В конструкции на поз. *d* конвейера с неподвижными бортами верхние поддерживающие угольники заменены рельсами легкого типа.

Достаточная поперечная жесткость во всех этих конструкциях достигается благодаря косынкам на узлах; поперечных раскосов не требуется, отчего вся конструкция рамы проще.

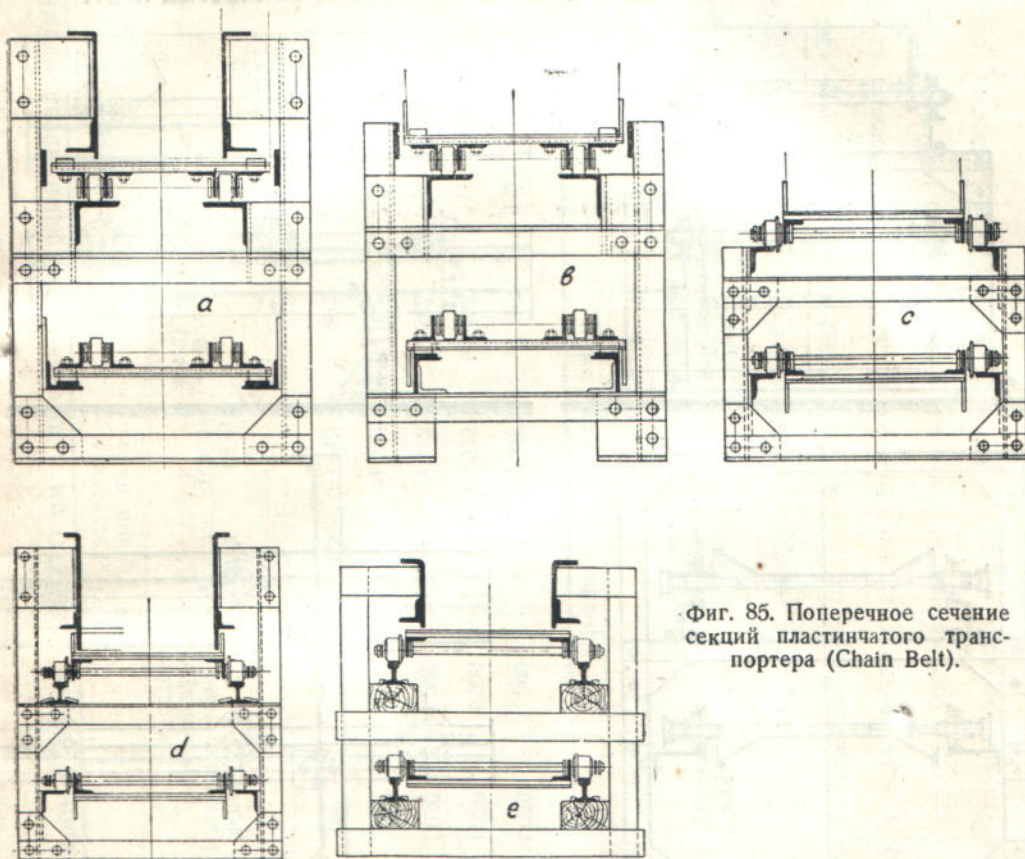
Пример деревянной рамы показан на поз. *e* — для плоской ленты с роликами сбоку от пластин. Вместо угольников как для груженной, так

<sup>1</sup> „Mechanical Handling“, август 1932, стр. 279.



и для порожней ветви уложены на продольных брусках рельсы. Неподвижные стенки сохранены, как и в предыдущих конструкциях, железными.

Из пород дерева для изготовления рам наиболее рекомендуется дуб. При этом особое внимание следует обращать на качество леса—он должен быть достаточно сухим и выдержанным, во избежание последующей усушки, коробления и, как следствие, перекосов и нарушения точности и прочности конструкции.



Фиг. 85. Поперечное сечение секций пластинчатого транспортера (Chain Belt).

Еще два типа металлических рам для лент с движущимися бортами (обычного вида—вертикальными и специального—наклонными, образующими мульдобразную ленту) показаны на фиг. 86. В первом типе, как сильнее нагруженном, проводниками для роликов служат балки коробчатого сечения. Для второго типа характерно соединение стоек поперечными балочками не только по низу и между порожней и грузовой лентами, но и вверху над грузовой лентой.

В приводимых ниже типовых рамах Шахтостроя предусмотрены три конструкции рам по способу изготовления (железные клепаные, железные сварные и деревянные) и три типа по системе лент: транспортных с движущимися бортами (тип I), породоотборных (тип II) и транспортных с неподвижными бортами (тип III).

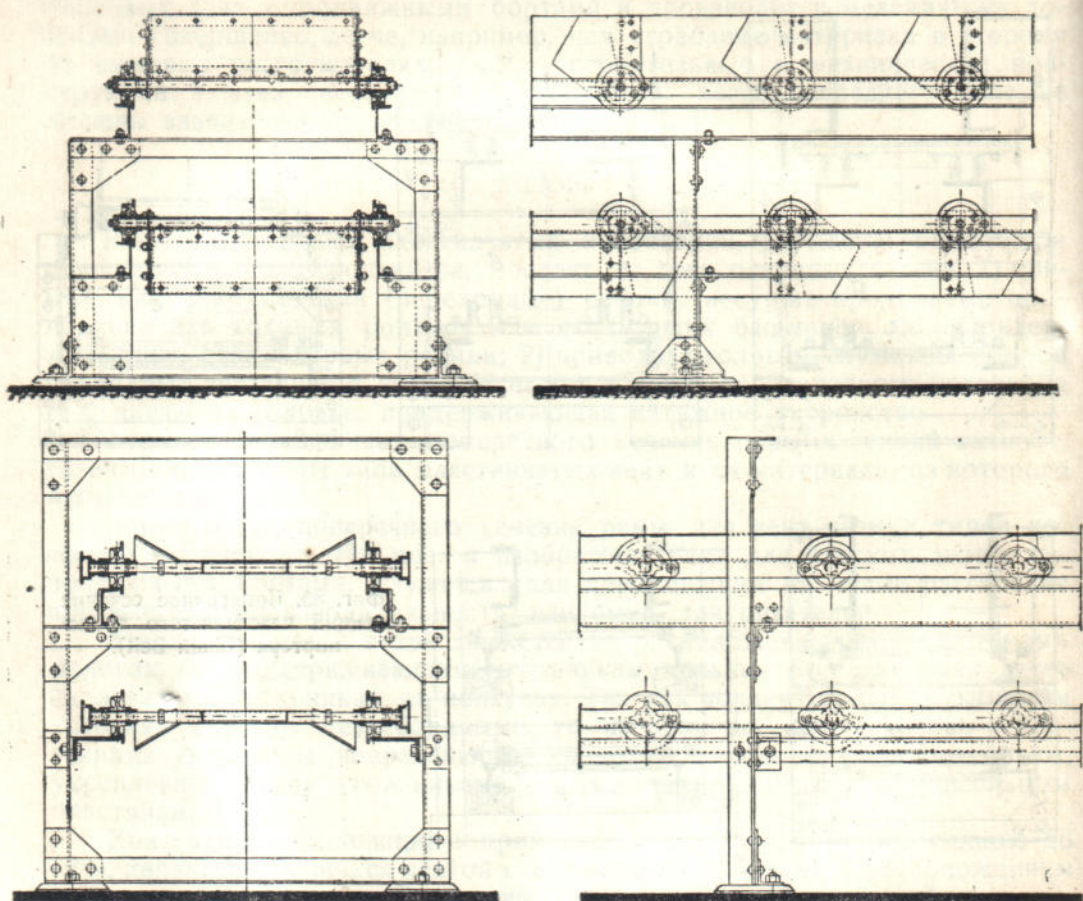
Последние два типа в свою очередь имеют разновидность—для волнистых и для плоских лент.

На фиг. 87—89 показаны сечения всех перечисленных типов секций для транспортеров с длиной шага 300 мм и шестью зубчатыми звездочками; на фиг. 90—93 показаны отдельно вид сбоку, сверху и сечение рам типа



I и III — железных клепаных и деревянных, а в таблице 17 приведены их основные размеры. Как видно из этих фигур, основное отличие породотборных лент заключается в наличии закрывающих края лент и ролики предохранительных деревянных перил для отборщиков. Характерной особенностью сварных железных конструкций служит способ придания им поперечной жесткости, для чего применены раскосы из угольников.

Длина секций принята в 4800 и 6000 мм, длина одной панели 1200 мм. Высота неподвижных стенок  $K$  на лентах типа III принята в 150 и 200 мм для плоских лент и 200, 300, 400, 600 и 800 мм для волнистых лент.



Фиг. 86. Поперечное сечение железных клепаных рам (АТГ).

Примеры конструкции переходных секций на железных клепаных и деревянной раме представлены на фиг. 94. Если переходная секция служит для перехода от меньшего наклона к большему (или от горизонтали к наклону), т. е. обращена выпуклостью вниз, то на всем закругленном участке поверх проводников крепятся контрпроводники для того, чтобы цепи не приподнимались под действием натяжения. На секциях, обращенных выпуклостью вверх установки, контрпроводников, понятно, не требуется.

На рамы приводных и натяжных головок передается нагрузка, равная сумме натяжения набегающей и сбегавшей ветви цепей. Рамы приводных головок, кроме того, воспринимают давление от подшипников валов передаточного механизма. Вследствие неравномерности хода цепей, натяжение на них не остается постоянным и воспринимается толчками. Поэтому конструкции концевых рам должны обладать свойством достаточной прочности и жесткости.



Поперечное сечение рам транспортеров с шагом цепи 300 мм и шестью зубчатыми звездочками (фиг. 87—89)

Типы	Ширина ленты В мм		В		Расстояние между болтами А	Габаритная ширина G		Расстояние между стойками D		Колея С		Вес кг на пог. м		
	I	II	III	Волнистая лента		Плоская лента	Железн. рама	Деревян. рама	Железн. рама	Деревян. рама	1500	2000	Железная рама по фиг. 90	Деревянная рама по фиг. 91
Для по-родоот-борок				С непо-движ. стенками										
Нормальный	Для породотборки	600	552	540	620	960	972	1 012	852	675	683	91	73	
		800	752	740	820	1 160	1 172	1 212	1 052	875	883	95	76	
		1 000	952	940	1 020	1 360	1 372	1 412	1 252	1 075	1 083	101	79	
		1 200	1 152	1 140	1 220	1 560	1 572	1 612	1 452	1 275	1 283	108	82	
1 600	1 552	1 540	1 620	1 960	2 012	2 012	1 852	1 675	1 683	—	85	—		
Профили элементов														
Ширина ленты В мм	a		b		c		d		e		M		п	
	Железн. клепан. рама	Железн. сварная рама	Дерев. рама	Железн. рама	Деревян. рама	Железн. рама	Деревян. рама	Железн. клепан. рама	Железн. сварная рама	Железн. рама	Деревян. рама	Железн. клепан. рама		Железн. сварная рама
600	65×65×8	75×75×8	120×80	60×60×8	170×30	50×50×6	160×30	50×50×6	60×60×6	160×30	50×60×6	120×80	50×50×6	50×6
800	65×65×8	75×75×8	120×80	60×66×8	170×30	50×50×6	160×30	50×50×6	60×60×6	160×30	50×50×6	120×80	50×50×6	50×6
1 000	65×65×8	75×75×8	120×80	60×60×8	170×30	50×50×6	160×30	50×50×6	60×60×6	160×30	50×50×6	120×80	50×50×6	—
1 200	65×65×8	75×75×8	125×80	60×60×8	170×35	50×50×6	160×30	60×60×6	60×60×6	160×30	60×60×6	120×80	50×50×6	—
1 600	65×65×8	75×75×8	125×80	80×80×8	170×35	60×60×6	160×35	60×60×8	60×60×6	160×35	60×60×6	120×80	50×50×6	—





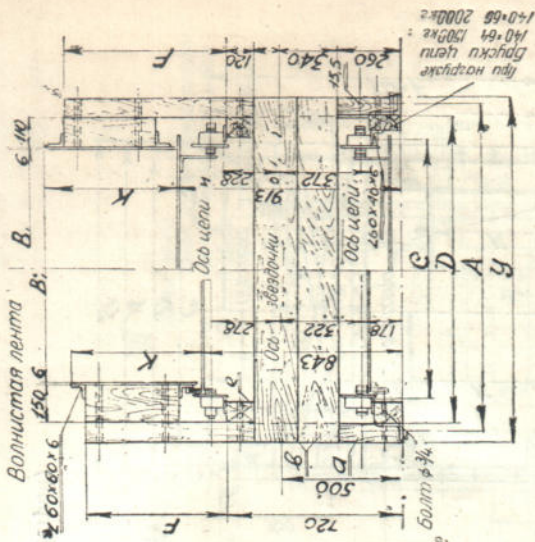






III

Плоская лента



Волнистая лента

150.6

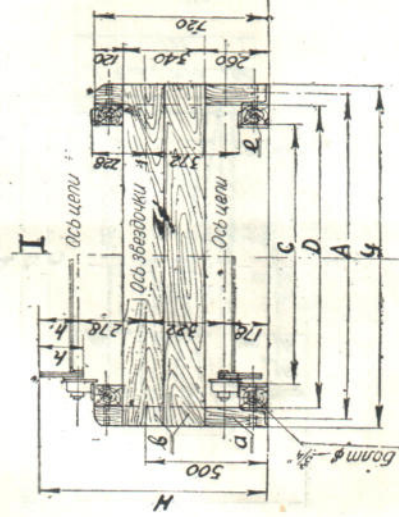
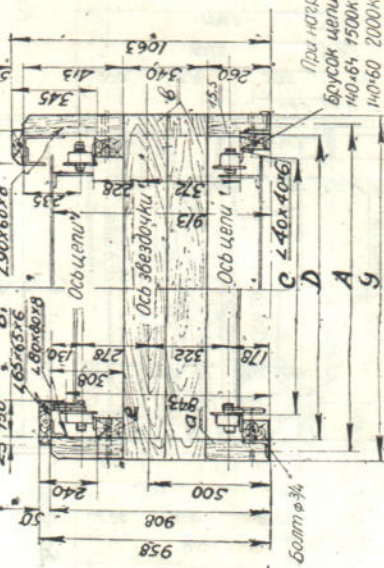
60x60x6

II

Плоская лента

Волнистая лента

150x60x6



Фиг. 89. Поперечное сечение деревянных рам (Шахтострой).



















Кроме того, концевые конструкции должны допускать удобное расположение подшипников и валов, доступность к частям, требующим ухода и смазки, удобство укрепления на фундаментах или строительных опорах и пр. Примеры конструкций рам приводных и натяжных головок — железных и деревянных — показаны на фиг. 209—212. Главные размеры этих конструкций приведены в таблице 18. Указанные в них размеры  $L$  определяются, главным образом, способом укрепления отводного лотка, размеры  $L$  — номером приводного механизма, который выбирается в зависимости от величины крутящего момента. Ряд размеров натяжного устройства, в таблице не приведенных, определяется шириной ленты и диаметром вала натяжных звездочек, который по нормам может быть взят в пределах от 50 до 110 мм.

Таблица 18

Главные размеры рам приводных и натяжных головок (фиг. 95—98)

Шаг $l$	Железная конструкция		Деревянная конструкция	
	300	400	300	400
$l'$	1000,	1200, 1500	1000,	1200, 1500
$H$	1100	1200	1100	1200
$H_1$	722	922	720	920
$h$	500	600	500	610
$L$	1200, 1500 1800, 2100	1200, 1600, 2000	1200, 1500 1800, 2100	1200, 1600, 2000
$l_1; l_2$ (фиг. 97)	900; 900	800; 1100	—	—
$l_1; l_2$ (фиг. 98)			900; 1000	1200; 1922

### § 3. ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТРАНСПОРТЕРА

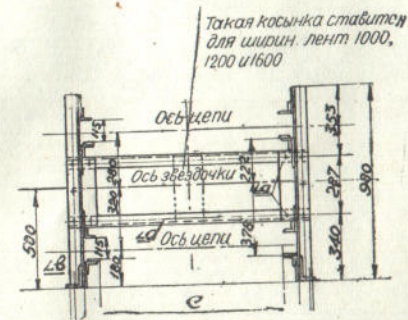
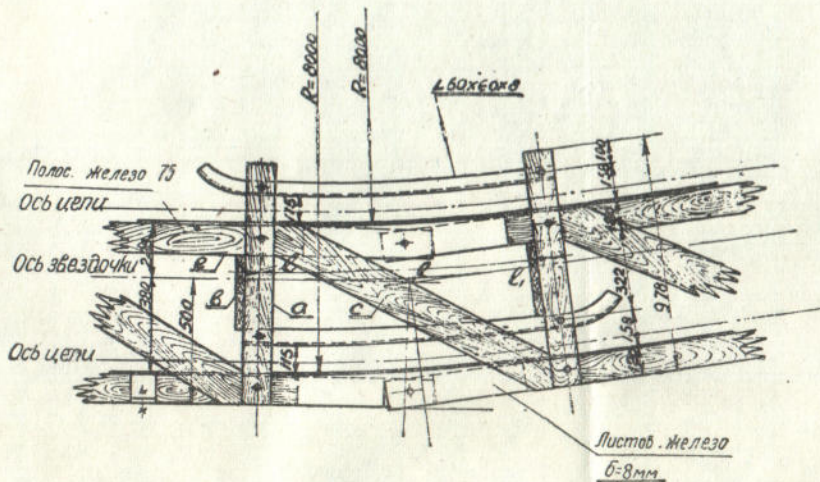
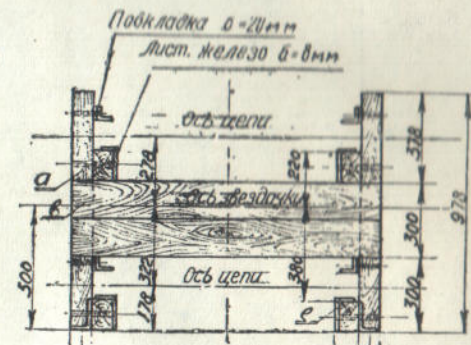
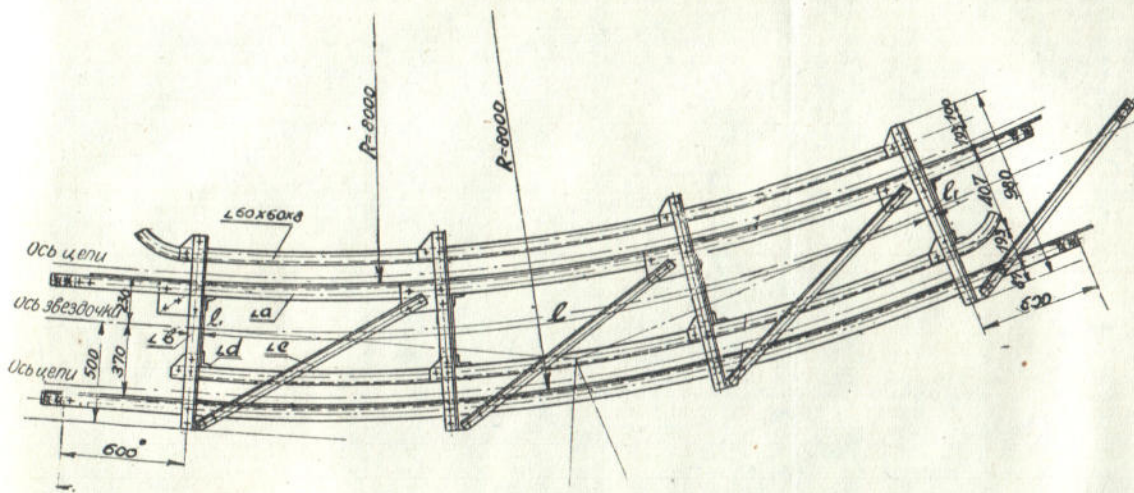
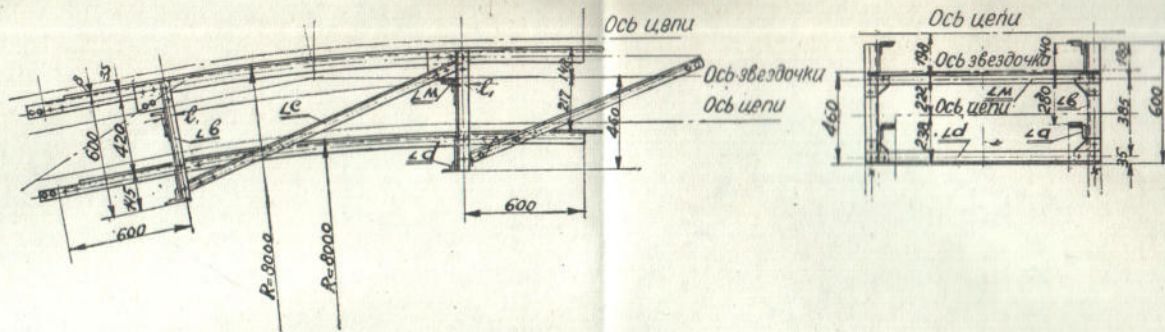
#### 1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Основным размером пластинчатого транспортера является для ленты без бортов — ее ширина, а для лотковой — ширина ленты и высота бортов.

Основные факторы, влияющие на выбор размеров ленты: 1) необходимая производительность в т/час и объемный вес материала; 2) величина рабочей скорости; 3) характеристика материала по кусковатости; 4) степень равномерности питания и принимаемый в зависимости от этого коэффициент наполнения сечения; 5) угол наклона, если он превосходит известные пределы.

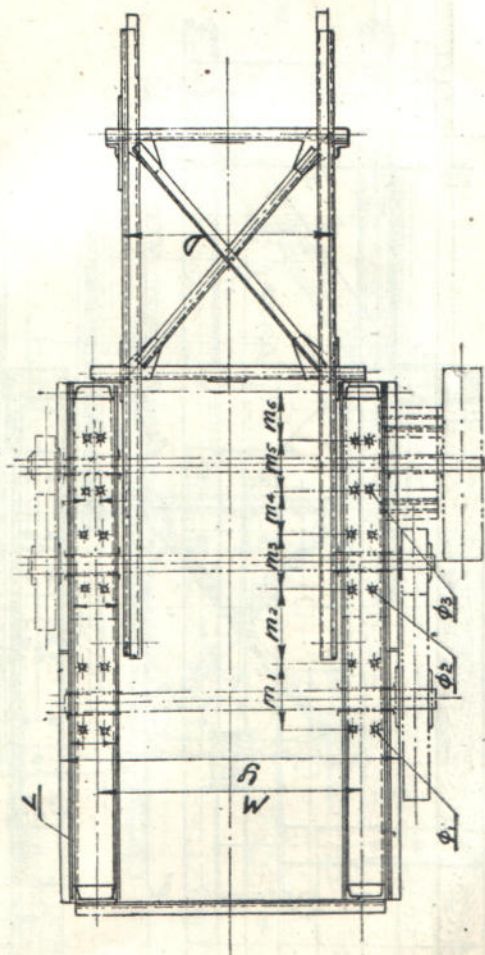
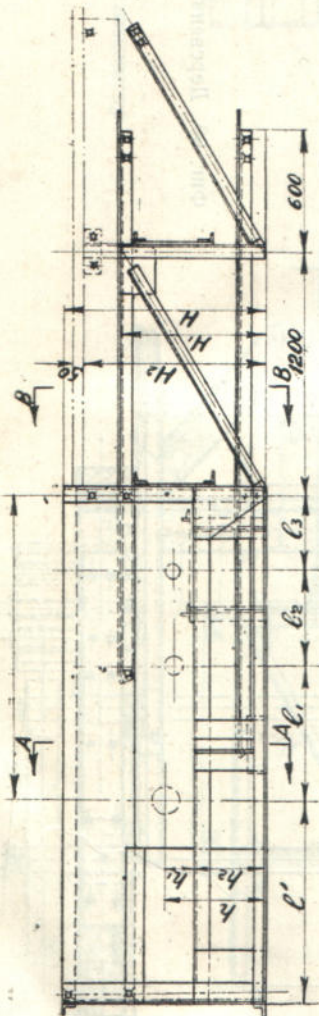
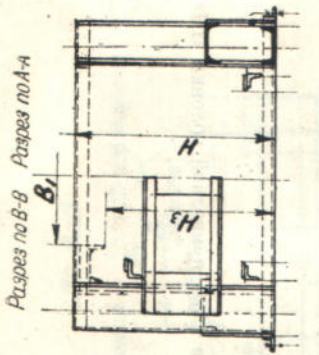
В способах расчета пластинчатых транспортеров различают ленты по типу — без бортов и с бортами, по назначению — транспортные, пороодоотборные и по направлению транспортирования — горизонтальные или слабо наклоненные и ленты с большим углом наклона.





Фиг. 94. Переходные секции (Шахтострой).

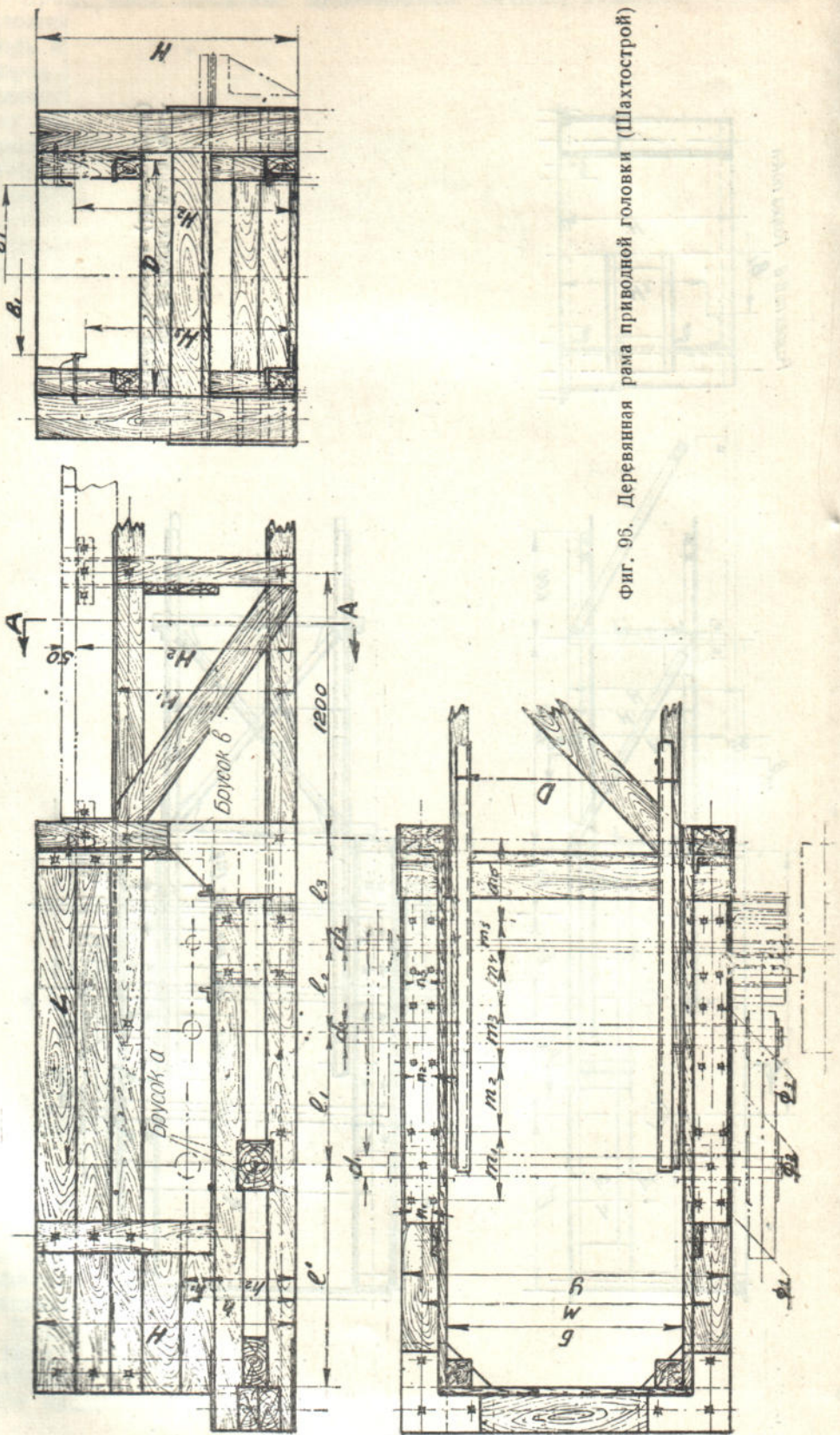




Фиг. 95. Железная рама при-  
водной головки (Шахтострой)



Разрез по А-А  
 Волнистая лента  
 Плоская лента

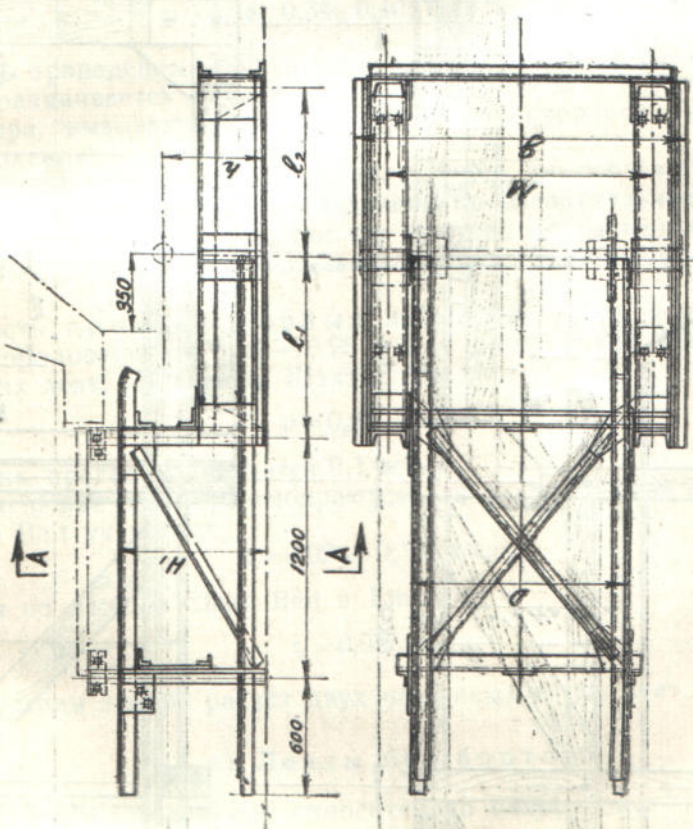
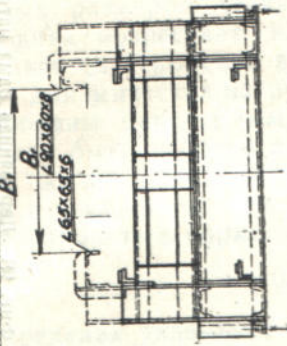


Фиг. 96. Деревянная рама приводной головки (Шахтострой)



По А-А

Волнистая лента. В. Плоская лента.

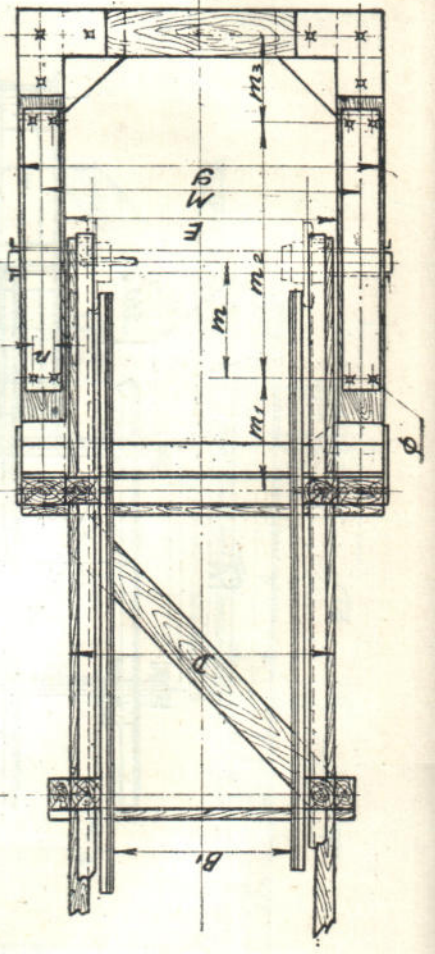
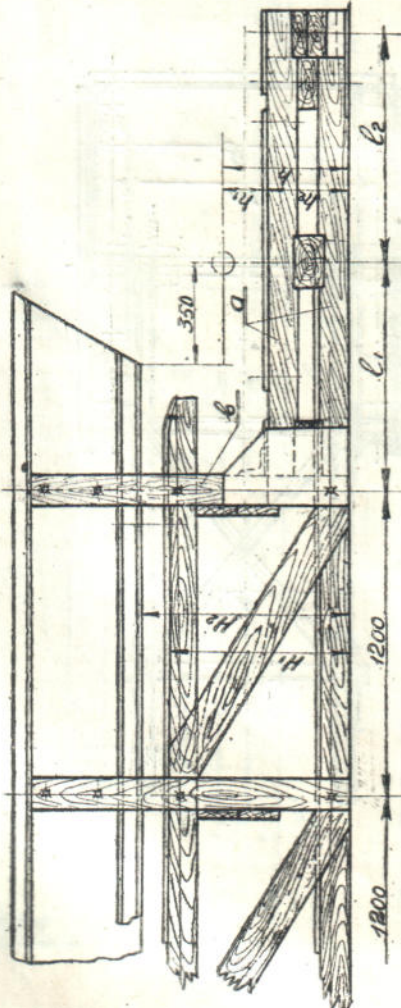
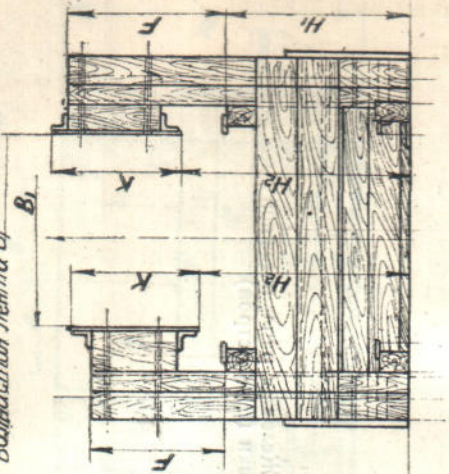


Фиг. 97. Железная рама натяжной головки (Шахтострой).



Плоская лента

Волнистая лента  $B_1$



Фиг. 98. Деревянная рама натяжной головки (Шахтострой).



## Рабочая скорость

Рабочая скорость принимается обычно на практике в пределах

$$v = 0,25 — 0,50 \text{ м/сек.}$$

Повышение рабочей скорости выгодно для уменьшения веса груза на единицу длины транспортера, уменьшения собственного веса транспортера и его габаритных размеров. Однако с увеличением скорости при прочих равных условиях возрастает влияние неравномерности хода транспортера: увеличивается ускорение в каждый период неравномерности, а следовательно и динамическая нагрузка на цепи. Поэтому чем более длинными выбраны цепи и чем меньше число зубцов на звездочках, тем меньше должна быть рабочая скорость.

Обычная длина звена на пластинчатых транспортерах составляет 300 — 400 мм и число зубцов на приводных звездочках 5 — 8, чаще всего 6.

Наиболее принятые нормы скорости при таких условиях

$$v = 0,25 — 0,35 \text{ м/сек.}$$

В этих пределах указывает скорость фирма Chain Belt. Link-Belt дает как норму 0,25 м/сек., причем указывает, что могут быть приняты и большие скорости, однако в ущерб долговечности транспортной установки.

Gröppel дает для  $v$  значение 0,3 м/сек. и ATG 0,4 м/сек.; Шахтострой принимает как стандартные скорости следующего ряда:

$$v = 0,28; 0,34; 0,40; 0,50 \text{ м/сек.}$$

Помимо приведенных общих соображений, величина рабочей скорости иногда ограничивается неблагоприятными местными условиями работы транспортера, вызывающими при повышенной скорости быстрый износ цепей и роликов.

В некоторых случаях, если размеры ленты диктуются кусковатостью перемещаемого материала, а не заданной производительностью, полезно уменьшать рабочую скорость, так как при тех же размерах ленты получается только более полное использование пропускной способности транспортера.

Скорость породотборных лент принимается, в зависимости от условий породотборки, 0,20 — 0,25 м/сек. до 0,3 м/сек. Нормальная скорость таких лент, по данным Шахтостроя,

$$v = 0,28 \text{ м/сек.}$$

Нижним пределом считается 0,1 м/сек.

Еще меньшие скорости выбираются для питателей. Пределами для них Chain Belt указывает

$$v = 0,02 — 0,12 \text{ м/сек.};$$

в среднем по данным Chain Belt и Link-Belt

$$v = 0,05 \text{ м/сек.}$$

Рассмотрим теперь расчет двух названных типов лент.

### а) Ленты без бортов

При мелкозернистом или относительно не крупнокусковом материале можно считать, что он располагается на ленте слоем, имеющим в сечении параболическое очертание (фиг. 99). Наибольшая высота слоя на резиновой ленте принималась  $h = \frac{1}{12} b$ , где  $b$  — ширина сечения слоя. На пластинчатых лентах, не испытывающих подобно резиновым перегибов на неподвижных роликах, усиливающих рассыпание материала в стороны,



наибольшая высота насыпки может быть взята значительно больше. Она принимается до

$$h = \frac{1}{6} b. \quad (3)$$

При этом рабочая ширина  $b$  по указанию проф. Hanffstengel'я

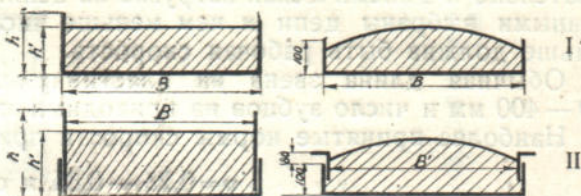
$$b = B - 0,1 \text{ м.} \quad (4)$$

Görrel при таком же способе расчета рекомендует принимать

$$b = B - (0,15 - 0,20) \text{ м.} \quad (5)$$



Фиг. 99. Сечение материала на ленте без бортов.



Фиг. 100. Сечение материала на ленте с бортами.

Подставляя значения  $h$  и  $b$  [ур-ние (4)] в выражение для производительности, находим

$$Q = 3600 v \Omega \gamma = 3600 v \frac{2}{3} bh \gamma = 400 v b^2 \gamma = 400 v (B - 0,1)^2 \gamma, \quad (6)$$

откуда

$$B = \sqrt{\frac{Q}{400 v \gamma}} + 0,1 \text{ м.} \quad (7)$$

или, принимая во внимание указания Görrel'я, можно считать

$$B = \sqrt{\frac{Q}{400 v \gamma}} + (0,1 \div 0,2) \text{ м.}$$

причем, для соблюдения пропорциональности свободных полей ширине ленты, считать нижний предел для узких и верхний для широких лент.

Подобно тому как это делается при расчете производительности резиновых лент (см. ч. I), контур расположения материала на ленте можно считать по т. еугольнику. В таком случае из предыдущего выражения угол при основании треугольника получается равным  $18^\circ 30'$ . Такое сечение материала на ленте можно принимать для обычно перемещаемых на пластинчатых транспортерах грузов как уголь, кусковая руда, камень. Для материалов с иным углом естественного откоса угол при основании треугольника тоже может быть иным.

В случае неравномерной подачи на ленту материала, производительность его уменьшается соответственно степени неравномерности.

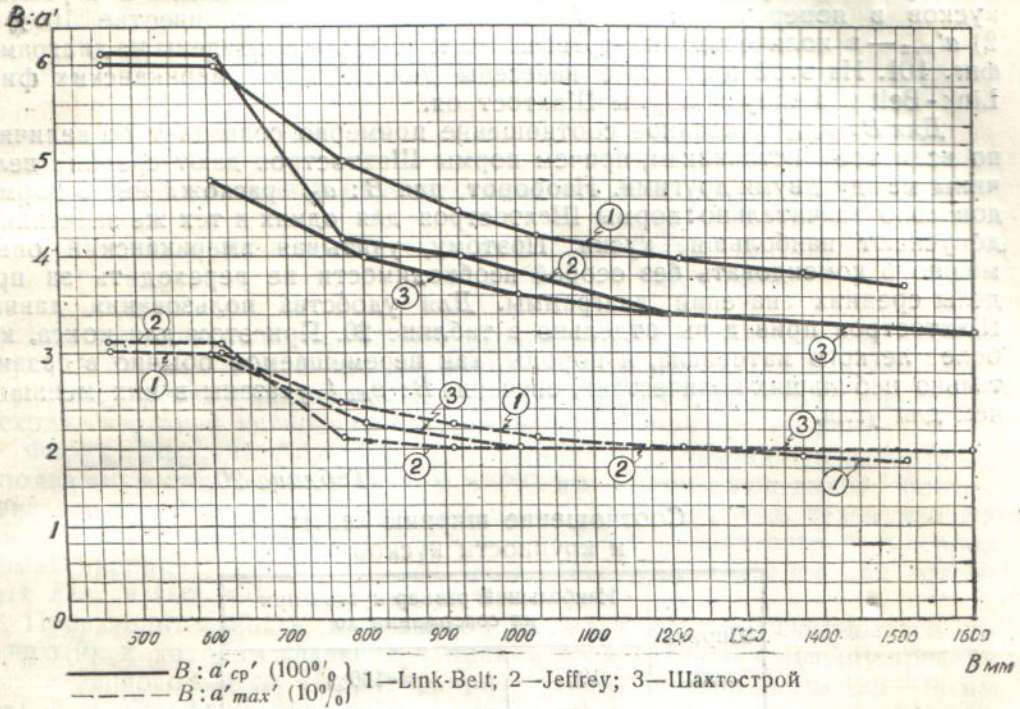
#### б) Ленты с бортами

При определении размеров лент с бортами встречаются два метода расчета. По первому методу считается, что материал располагается в сечении выпуклым слоем (фиг. 100 справа); по второму, что он ложится на ленте слоем одинаковой толщины (фиг. 100 слева). Понятно, что в первом случае при той же высоте бортов производительность растет быстрее, чем ширина ленты, как это видно из данных фирмы Görrel, помещенных в таблице 19, для  $v = 0,3$  м/сек. и  $\gamma = 0,8$  т/м<sup>3</sup>.



## Производительность лент с бортами (фиг. 100)

Ширина ленты мм	Тип I т/час	Тип II т/час
600	45	65
800	80	100
1000	110	140
1200	140	200
1400	200	250



Фиг. 101. Соотношение ширины ленты и размера кусков.

В целях возможно более полного использования производительности транспортера, в случае обеспеченности равномерного питания его и нетяжелых и некрупнокусковых материалов, не дающих следовательно при высокой насыпке больших распирающих усилий на борты (например, бурый уголь, торф и др.), можно рекомендовать первый способ расчета. Для таких материалов, как руда, кусковой уголь и пр., значительно больше распространен другой способ расчета, по выражению

$$Q = 3600 B h v \gamma \psi \quad (8)$$

или

$$Q = 3600 B h' v \gamma, \quad (9)$$

где  $h'$  — рабочая высота бортов, а  $\psi$  — коэффициент наполнения сечения. Для коэффициента наполнения при расчете по уравнению (8) фирма Jeffrey принимает 0,8, фирмы Link-Belt и Chain Belt.

$$\psi = 0,75.$$



Такой же нормы наполнения придерживается Шахтострой, выполняющий расчет по ур-нию (8), в котором вместо  $h$  подставляется

$$h' = h - 40 \text{ мм} = h - 0,04 \text{ м} \quad (10)$$

для подвижных бортов и  $h' = h$  для неподвижных.

При наличии неподвижных бортов, входящих внутрь подвижных, как на фиг. 100, вместо  $B$  в ур-ниях (8) и (9) надо подставлять значение  $B'$ , величину которого для металлических стенок можно считать около

$$B' = B - (40 - 50) \text{ мм} = B - (0,04 - 0,05) \text{ м}. \quad (11)$$

При выборе ширины ленты необходимо сообразоваться не только с потребной часовой производительностью, но и с крупностью кусков материала. Практические нормы отношения ширины ленты  $B$  к размеру кусков в поперечнике: 1)  $a_{cp}'$  — заключающихся в количестве 100% и 2)  $a'_{max}$  — в количестве, не превышающем 10%, — приведены на диаграмме фиг. 101. На этой диаграмме нанесены данные двух американских фирм Link-Belt и Jeffrey и нормы Шахтостроя.

Для  $B$ :  $a'_{max}$  указанное соотношение примерно совпадает по величине по всем трем источникам, причем нормы Шахтостроя дают средние величины между двумя другими. Наоборот, для  $B$ :  $a_{cp}'$  расхождение в нормах довольно значительно: нормы Шахтостроя для одних и тех же значений  $B$  допускают наибольшие куски. Поэтому, учитывая американский опыт, можно рекомендовать без особой необходимости не переходить за пределы средних значений диаграммы. Для удобства пользования данные Шахтостроя приведены отдельно в таблице 20. При этом для кокса, как более легкого материала, и породы, как перемещаемой обычно в сравнительно небольших количествах, значения  $B$ :  $a'_{max}$  указаны в них меньше, чем для угля.

Таблица 20

Соотношение ширины ленты  
и крупности кусков

Ширина ленты мм	Наибольший размер кусков при их содержании до		
	10%	100%	
	Уголь, антрацит, кокс, порода	Уголь и антрацит	Кокс и порода
600	200	125	125
800	350	200	200
1000	500	275	350
1200	600	350	500
1600	800	500	600

Высота бортов на ленте определяется, главным образом, потребной производительностью. На лентах, имеющих малую или среднюю производительность и большую ширину по условиям крупности кусков, нет основания принимать высокие борты; точно также в случае применения неподвижных стенок на лентах с подвижными бортами (фиг. 100) высота последних может быть принята минимальной.



Наоборот, в случае, если требуется высокая производительность, повышение бортов дает соответственный эффект часто без необходимости увеличивать ширину ленты и, следовательно, габаритные размеры транспортера в ширину.

Высота подвижных бортов ограничивается, с одной стороны, конструктивными соображениями, необходимостью усиления бортов, воспринимающих распор от лежащего слоя материала, и с другой — соображениями обеспечения от заклинивания материала между бортами, имеющего следствием неполную разгрузку над приемной воронкой. Поэтому, высоту бортов для широких лент и с большим шагом цепей<sup>1</sup> можно принимать больше, чем при обратных условиях. Так в зависимости от ширины лент Link-Belt принимает при

ширине $B$ (в мм)	и шаге $l$ (мм)	высоту бортов $h$ (мм)
460—914	152	51—152
760—1220	229	89—229
760—1520	305	127—229

Нормы Шахтостроя предусматривают для всех ширин ленты и

шага $l=210$ мм	$h=130$ мм
300 и 400 мм	130 и 180 мм

Для неподвижных бортов эти ограничительные соображения отсутствуют и борты нередко принимаются выше, однако при высоких бортах возрастает трение о них материала, могущее вызвать, помимо повышенного расхода энергии и истирания материала, отставание его от ленты.

Фирма Stephens-Adamsop устанавливает на своих транспортерах неподвижные стенки высотой 610 и 760 мм и свободную высоту бортов назначает от 40 до 100 мм, но при этом указывает, что такая высота может быть принята не для всяких материалов. Шахтострой в своих нормах принимает высоту неподвижных бортов 200 и 300 мм для волнистых лент и 150, 200 и 300 мм — для плоских.

Производительность породоотборных лент рассчитывается по ур-нию (9), в котором значение  $h'$  принимается равным меньшему пределу кусков данного класса. Например, при породоотборке из класса 125—90 мм  $h'=0,09$  м. При этом для удобства породоотборки нормальным коэффициентом наполнения следует считать

$$\psi = \frac{2}{3} = 0,67,$$

а для наибольших значений можно допускать  $\psi = 0,85—0,88$ .

При определении по заданной производительности ширины и наклонных лент следует различать два случая: когда угол наклона не превосходит предельного (критического), при котором начинается скольжение материала вниз, и когда он больше предельного угла.

В первом случае транспортер может быть плоской или нормальной волнистой формы и производительность его рассчитывается без уменьшения толщины слоя, во втором — применяется лента с пластинами волнистой формы, причем толщина слоя на ней, а следовательно и производительность, понижается с увеличением угла наклона.

Для одних и тех же материалов (уголь, кокс и пр.) величина предельного (критического) угла зависит от нескольких факторов, как то:

<sup>1</sup> При большом шаге конструктивно удобнее производится укрепление бортов, чем при малом.



крупность, влажность, форма кусков материала (острогранные, закругленные), форма ленты. Для однородного сортированного материала критические углы имеют иные значения, чем для рядового, смеси кусков и мелочи.

В качестве норм для рядового и сортированного материала Шахтострой приводит следующую таблицу предельных углов.

Таблица 21

Род материала	Антрацит сухой		Антрацит влажный <sup>1</sup> , уголь сухой		Уголь влажный		Породоотборная лента
	волнистая	плоская	волнистая	плоская	волнистая	плоская	
Рядовой	25°	20°	28°	22°	30°	24°	—
0—6	30°	22°	32°	24°	34°	26°	—
9—13	28°	18°	30°	20°	32°	22°	—
25—60	24°	14°	24°	14°	24°	14°	12°
90—125	20°	12°	20°	12°	20°	12°	10°
плита	18°	12°	18°	12°	18°	12°	—

Из таблицы следует, что для мелкого и влажного материала, как имеющего больший коэффициент трения, углы наклона допускаются больше.

В нормах американских фирм предельные углы связываются еще с допускаемой толщиной слоя материала над гребнем поверхности ленты или верхней гранью поперечных угольников. Так, для волнистых лент, показанных на фиг. 102, Chain Belt

и Stephens-Adamson приводят при работе по углю или руде данные, помещенные в таблицу 22.



Фиг. 102. Слой материала на волнистой ленте.

Таблица 22

Предельные углы наклона и толщина слоя материала (фиг. 102)

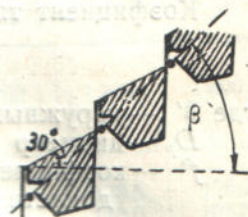
Крупность кусков материала	Предельный угол	Наибольшая толщина слоя (свободная) мм
Максимальные куски 32 мм $\left(\frac{1}{4}''\right)$	25—30°	100—150
Сортированный материал крупности $a'$ . . . . .	22—27°	$a' + 75$ мм
Рядовой, содержащий куски крупности $a'$ в количестве 20—30% .	25—30°	$a'$ минус глубина мульды

<sup>1</sup> Границей влажности считается 6%.



Как видно из фиг. 102 и данных последней строки таблицы 22, при наличии крупного материала, перемешанного в некоторой пропорции с мелочью, крупные куски, удерживаемые от скатывания вниз выступами волнистой ленты, охваченными „цементирующей“ мелочью, дают возможность повышать, по сравнению с рядовым материалом, угол наклона и толщину свободного слоя.

Для углов наклона больше предельных применяются пластинчатые транспортеры элеваторного типа с углубленными мульдами (ковшами). Независимо от углов наклона транспортера, материал считается расположенным в каждом ковше под углом, близким к углу естественного откоса в среднем около 30°, причем прямая, очерчивающая поверхность материала, проводится через внешнюю грань ковша (фиг. 103).



Фиг. 103. Заполнение ковшей на наклонной ленте.

Для одних и тех же транспортеров Stephens-Adamson дает следующие цифры (в процентах) уменьшения производительности с возрастанием наклона.

Таблица 23

Процент уменьшения производительности для разных углов наклона

Угол наклона		30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°	70°
Тип ленты										
По фиг. 168	тип А . . . . .	100	90	79	70	63	54	49	39	36
"	тип В . . . . .	100	91	82	74	68	64	60	56	52
"	тип С . . . . .	100	91	85	75	70	67	64	59	55

Таблица показывает, что для больших углов наклона типы В и С более закрытой конструкции дают значительно лучший коэффициент использования, чем тип А. Показанное на фиг. 103 заполнение ковшей является теоретически предельным; на практике рекомендуется цифры таблицы 23 умножать на поправочные коэффициенты, приведенные в таблице 24.

Таблица 24

Поправочные коэффициенты для определения заполнения ковшей

Для материала:	закрывающего вместе с кусками достаточное количество „цементирующей“ мелочи	не закрывающего достаточного количества „цементирующей“ мелочи
1) когда материал подается ровным потоком по всей ширине ковша;	0,8	0,7
2) когда равномерное распределение материала по ширине ковша не обеспечено . . . . .	0,65	0,6

## 2. РАСХОД ЭНЕРГИИ И ТЯГОВАЯ СИЛА НА ЦЕПЯХ

Суммарное тяговое усилие на пластинчатом транспортере складывается из следующих отдельных элементов:

а) Сопротивление движению на прямолинейных участках

Для лент без бортов или с движущимися бортами оно равно на горизонтальных участках

$$W_{Izp} = (q + q_0) L w' \quad (12)$$

$$W_{In} = q_0 L w' \quad (13)$$

соответственно для грузовой и порожней ветви.



На участках, имеющих наклон под углом  $\beta$  к горизонту,

$$W_{I.p} = (q + q_0) L (\omega' \cos \beta \pm \sin \beta). \quad (14)$$

$$W_{In} = q_0 L (\omega' \cos \beta \mp \sin \beta). \quad (15)$$

Знак + относится здесь к восходящей ветви и — к нисходящей.

Коэффициент тяги

$$\omega' = C \frac{f' \delta' + 2k}{D_p}. \quad (16)$$

где  $\delta'$  — наружный диаметр втулки,

$D_p$  — диаметр ролика,

$f'$  — коэффициент трения скольжения в ступице ролика, который для удовлетворительного качества обработки деталей цепи и удовлетворительных условий смазки можно принимать  $f' = 0,25$ ,

$k$  — коэффициент трения качения, принятый в расчетах равным 0,5 мм.

Кроме того, коэффициент  $C = 1,25$  учитывает возможное увеличение сопротивления движению от трения на ребрах роликов.

Если подставить в выражение (16) эти значения  $f'$ ,  $k$  и  $C$  и из таблицы 4 значения  $\delta'$  и  $D_p$ , то коэффициент тяги, в зависимости от допускаемой рабочей нагрузки  $P$ , получается:

$P$ (кг)	$\omega'$	$P$ (кг)	$\omega'$
1500 . . . . .	0,11	4000 . . . . .	0,125—0,13
2000 . . . . .	0,12	6000 . . . . .	0,125—0,13
3000 . . . . .	0,11		

Величина  $q_0$  собственного веса конвейерной ленты складывается из веса пластин и цепей. В с цепей в свою очередь зависит от действующей на них рабочей нагрузки. Поэтому до опр деления рабочей нагрузки он остается неизвестным. Так как, однако, все ленты входят в первоначальные формулы определения тяговых сопротивлений, а следовательно и рабочей нагрузки, то для составления соответственных расчетов необходимо предварительно задаться весом цепей. В обычных случаях для первоначальных расчетов, если пользоваться данными таблицы 4, можно принимать цепи на рабочую нагрузку 1500 кг; если же в итоге они оказываются недостаточными — переходить к более тяжелым цепям. Если же из условий задания можно заранее предположить, что эти цепи окажутся недостаточными, то следует и первоначальный расчет начинать с более тяжелых цепей.

Значения  $q_0$  зависят, однако, не только от величины рабочей нагрузки на цепях, но и от рода цепей и шага их  $l$  (причем  $q_0$  убывает с возрастом  $l$ ) и, кроме того, от конструкции пластин, количества сквозных осей, диаметра ролика, наличия или отсутствия бортов и их высоты.

Значение  $q_0$  для лент, изображенных на фиг. 29—30 (плоская лента) и 43 (волнистая лента) с цепями по фиг. 11 приведены в таблице 25. Конструкция ленты принята со сквозными осями через один шаг. Ленты со сквозными осями на каждый шаг на 1—2% тяжелее, на каждые четыре шага на 2—4% легче.

Если цепи приняты не на 1500 или 2000 кг, а по таблице 5 на нагрузку 3000, 4000 или 6000 кг, то табличный вес ленты возрастает на величину, большую разности веса двух цепей примерно на 40—70%, в зависимости от ширины пластин, так как для более мощных цепей увеличивается и диаметр сквозных болтов.

На лентах с неподвижными бортами к сопротивлению на роликах прибавляется сопротивление от трения материала о борты.

Если считать давление на борты распределяющимся по гидростатическому закону (фиг. 104), то величина силы сопротивления от трения



на обоих бортах по длине  $L'$  м транспортера равна

$$W_1' = 2 \frac{\gamma h^2 \cdot 1000 L' f}{2} = 1000 \gamma h^2 L' f \text{ (кг)}, \quad (17)$$

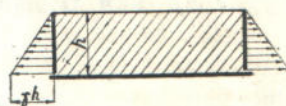
где  $h$  выражено в метрах.

Таблица 25

Собственный вес пластинчатых лент кг/пог. м

Форма лент	Ширина ленты мм			600	800	1000	1200	1800	
	Шаг цепи мм	Нагрузка цепи кг	Высота бортов мм						
Волнистая лента (фиг. 43)	210	1500	130	93,5	105,1	117,0	128,5	176,2	
		2000	130	109,2	121,5	133,8	146,0	195,8	
	300	1500	130	93,4	93,7	104,5	127,0	157,0	
		1500	180	83,4	103,8	114,4	137,0	167,0	
		2000	130	96,0	107,0	118,0	140,5	172,0	
		2000	180	108,8	119,6	130,5	153,0	185,0	
	400	1500	130	—	87,0	96,7	117,5	145,5	
		1500	180	—	96,0	105,8	127,0	154,2	
		2000	130	—	98,3	109,0	130,0	158,5	
		2000	180	—	110,0	120,4	141,9	169,2	
	Плоская лента (фиг. 30)	300	1500	—	85,0	97,0	122,2	139,4	167,8
			2000	—	95,7	108,2	134,0	157,7	180,9

В действительности, вследствие внутреннего трения частиц, давление на стенки, а следовательно и сопротивление движению, получается меньше. На практике это учитывается пониженными коэффициентами трения. Так, расчетная формула Chain Belt действительна, если при работе по углу считать  $f=0,095$ ; еще меньшее значение  $f$  получается по расчетным таблицам Шахтостроя. Наиболее детализированные цифры сопротивления при работе по разным материалам, основанные, по видимому, на опыте, дает Stephens-Adamson.



Фиг. 104. Распределение давления на ленте с бортами.

Извлеченные из этих данных условные коэффициенты трения для расчета по ур-нию (17) приведены в таблице 26.

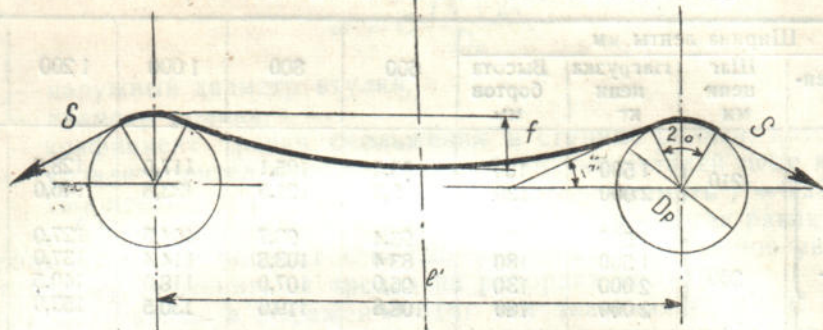
Таблица 26

Условные коэффициенты трения для определения сопротивления по ур-нию (17)

Род материала	Объемный вес $\tau/\text{м}^3$	Условный коэффициент трения
Уголь рядовой	0,81	0,12
" сорти, ованный	0,73	0,135
Антрацит мелочь	0,97	0,115
" сортированный	0,84	0,116
Кокс мелочь	0,42	0,087
" кусковой	0,37	0,095
Зола влажная	0,73	0,11
" сухая	0,65	0,12
Щебень рядовой	1,62	0,12
" кусковой (сортированный)	1,54	0,12
Дробленый камень рядовой	1,62	0,14
" сортированный	1,54	0,125



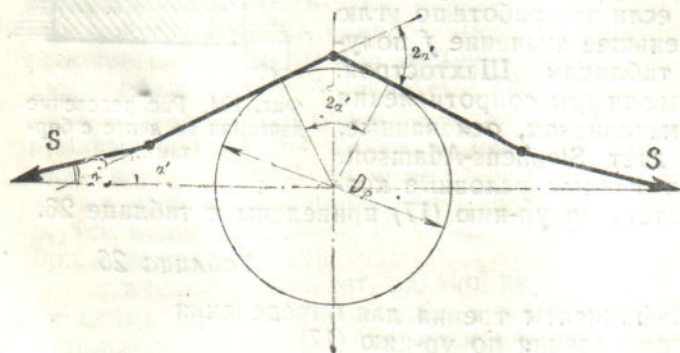
При наличии стационарных роликов сопротивление на прямолинейных участках определяется по тем же выражениям (12—16). Диаметр стационарных роликов принимается всегда больше, чем ходовых, поэтому сопротивление от трения скольжения в цапфах на них меньше. При этом, однако, несколько увеличивается сопротивление от трения качения, так



Фиг. 105. Провес гибкой нити на роликах.

как коэффициент трения качения цепей по роликам больше, чем роликов по гладким металлическим проводникам. Кроме того, прибавляется еще одна слагающая — сопротивление от изгибания цепей на роликах вследствие провеса. Эта составляющая дает, впрочем, ощутительные результаты только при сравнительно слабо натянутых цепях, например, на переносных и подземных установках.

Приведем приближенный расчет этого добавочного сопротивления от изгиба цепи на роликах.



Фиг. 106. Изгиб цепи на стационарном ролике.

от изгиба цепи на роликах.

Если рассматривать цепь как гибкую нить (фиг. 105), то угол  $\alpha'$ , образуемый нитью с продольной осью транспортера, или (что то же) половина угла обхвата нитью ролика находится из ур-ния

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{(q + q_0) l'}{2S}, \quad (18)$$

где  $l'$  — расстояние между роликами и  $S$  — натяжение цепей в рассматриваемом пункте транспортера, принимаемое средним для всей рабочей ветви или некоторого участка на ней.

Если считать, что на середине между роликами звенья цепи вытягиваются в прямую линию, то для геометрических соотношений по фиг. 106 взаимный поворот двух звеньев на каждом шарнире, передвинувшемся на расстояние  $l'$ , равен центральному углу обхвата  $2\alpha'$ .<sup>1</sup> Соответственная работа сил трения на шарнире

$$A' = S f' \frac{\delta}{2} \cdot 2\alpha'. \quad (19)$$

<sup>1</sup> Точнее:  $2\alpha' + (\alpha' - \alpha'')$ .



Если цепь с шагом  $l$  движется со скоростью  $v$ , то число шарниров, проходящих через каждый ролик в секунду, равно  $v:l$ , следовательно работа, затрачиваемая в секунду на одном ролике

$$E' = S f' \delta \alpha' \frac{v}{l} \quad (20)$$

и на всех роликах участка  $L'$  грузовой ветви, полагая по малости угла  $\alpha'$ ,  $\delta \alpha' = \text{tg } \alpha'$  [ур-ние (18)]

$$E = S f' \delta \alpha' \frac{v}{l} \cdot \frac{L'}{l} = \frac{\delta f' (q + q_0) v}{2} \frac{L'}{l} \quad (21)$$

Соответственное добавочное тяговое усилие

$$W_I'' = \frac{E}{v} = \frac{\delta f' (q + q_0) L'}{2} \frac{l'}{l} \quad (22)$$

Для порожней ветви оно при таком же способе расчета получается равным

$$W_I'' = \frac{\delta f' q_0 L'}{2} \frac{l'}{l} \quad (22')$$

Следует отметить, что вследствие жесткости цепей действительный изгиб их, происходящий под действием относительно небольших изгибающих усилий, может оказаться меньше, чем это получается по предыдущим выражениям в предположении гибкой нити.

Кроме перечисленных статических сил сопротивления на прямолинейных участках цепи воспринимают еще „динамические“ нагрузки, возникающие вследствие неравномерности их хода.<sup>1</sup> Если  $L'$  — длина участка транспортера, безразлично — прямолинейного или криволинейного, горизонтального или наклонного (вертикального), восходящего или нисходящего, то расчетная динамическая сила

$$S_{\delta}' = \frac{(q + q_0) L'}{g} 3 \dot{v}_{\max} \quad (23)$$

$$S_{\delta}'' = \frac{q_0 L'}{g} 3 \dot{v}_{\max} \quad (24)$$

соответственно для грузовой и порожней ветви.

Величина наибольшего ускорения находится здесь из

$$\dot{v}_{\max} = 2\pi^2 \frac{v^2}{z^2 l} \quad (25)$$

По усилию  $S_{\delta}$  в сумме с наибольшей статической силой производится расчет прочных размеров цепей. Динамические усилия повышают также расчетные нагрузки на концевые конструкции, но их не следует вводить в расчет действующих сил при определении сопротивления трения на концевых конструкциях, так как действующая динамическая нагрузка является переменной величиной, периодически (за поворот звездочки на одно звено) увеличивающей и уменьшающей стационарное тяговое усилие на цепях.

Добавочный расход энергии на сообщение кинетической энергии неравномерно движущейся массе веса  $G = L'(q + q_0)$  или  $G = L q_0$

$$N_{\delta} = \frac{(1 - k) G v^3}{150 z^2 l} \quad (26)$$

<sup>1</sup> См. ч. I 1932, стр. 52—58. Выведенные в ч. I расчетные уравнения приводятся здесь без выводов.



где  $k < 1$  (коэффициент рекуперации энергии) часто принимается равным нулю. Обычно  $N_d$  определяется сразу для всего веса материала и движущихся частей на транспортере.

### б) Сопротивление движению на кривых

Этого вида сопротивления возникают при огибании цепями приводных или отклоняющих звездочек и при движении цепей по переходным закругленным участкам проводников.

При огибании звездочек работа затрачивается: 1) на трение в шарнирах цепей и 2) на трение в цапфах вала.

Сопротивление от трения в шарнирах

$$W_{II}' = (S_{нб} + S_{сб}) \frac{\delta f'}{D_{за}}, \quad (27)$$

где коэффициент трения  $f'$  проф. Hanffstengel рекомендует принимать

$$f' = 0,35 - 0,45.$$

Сопротивление от трения на цапфах вала звездочек

$$W_{II}' = \overline{(S_{нб} + S_{сб})} \frac{df}{D_{за}}. \quad (28)$$

Стоящий в скобках множитель представляет здесь геометрическую сумму натяжения набегающей и сбегающей ветвей. При более точных подсчетах к ней прибавляется еще собственный вес звездочек и вала. Коэффициент трения в подшипниках можно принимать

$$\begin{aligned} \text{при смазке салом} & \dots \dots \dots 0,15 - 0,20 \\ \text{при смазке маслом} & \dots \dots \dots 0,10 - 0,15. \end{aligned}$$

В практических расчетах, вместо определения по ур-ниям (27) и (28) значений  $W_{II}'$  и  $W_{II}''$ , общую величину сопротивления на звездочках нередко определяют как процентную надбавку от натяжения на набегающей ветви.

При угле обхвата  $\pi$  при наличии слабо нагруженных звездочек эту надбавку к  $S_{нб}$  можно принимать около 10—12%, для сильнее нагруженных 5—8%, для средних условий 10%. На приводных звездочках со слабо натянутой сбегающей ветвью потери на трение, исчисляемые по  $S_{нб}$ , для средних условий можно считать 5—6%.

Потери на переходных кривых складываются из сопротивления от трения в цапфах роликов и в шарнирах цепей.

Они определяются по ур-нию:

$$W_{II}''' = S_{нб}(e^{w\beta} - 1) + (S_{нб} + S_{сб}) \frac{\delta f'}{2R}. \quad (29)^1$$

Здесь  $\beta$ —угол, образуемый соединенными переходной кривой прямолинейными участками,  $w'$ —коэффициент тяги по ур-нию (16) и  $R$ —радиус переходной кривой. На пластинчатых транспортерах  $R$  принимается весьма значительным, так что второй член ур-ния (29) невелик и натяжение на сбегающей с закругления ветви можно считать по ур-нию

$$S_{сб} = S_{нб} e^{w'\beta}. \quad (30)$$

Понятно, что сопротивления, исчисляемые по ур-ниям (29) и (30), представляют собой добавочные потери на трение, которые должны быть прибавлены к сопротивлениям от движения на роликах по проводникам полезного и мертвого груза и от подъема этого груза. Если гори-

<sup>1</sup> См. ч. I, 1932, стр. 42—44.



горизонтальная проекция криволинейного участка  $L_2$ , а вертикальная  $H$ , то при восходящей ветви полное сопротивление на криволинейном участке равно

$$W_{sp} = (q + q_0) L_2 \omega' + (q + q_0) H + W_{II}''' \quad (31)$$

Следует, однако, отметить, что если переходная кривая направлена выпуклостью вниз (переход от меньшего угла наклона или горизонтали к большему углу), то сопротивление на роликах уменьшается, так как сила, прижимающая ролики к верхним проводникам, возникающая вследствие натяжения цепей, и сила тяжести действуют в противоположные стороны и частично или полностью взаимно уравниваются.

Кроме перечисленных видов сопротивления, на пластинчатом транспортере могут быть еще сопротивления, сосредоточенные в отдельных пунктах, например от приведения в действие питающего устройства (см. фиг. 72) или возникающие на ножевом разгрузателе (плужковом сбрасывателе).

### с) Сопротивление на плужковом сбрасывателе

Для определения величины этого сопротивления в ч. I было выведено выражение добавочной расходуемой мощности

$$N_p = \frac{kQfB}{2 \cdot 270} \left[ \frac{1}{\cos(\alpha + \mu)} + \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \right], \quad (32)$$

где  $f$  — коэффициент трения материала о ленту и о заслонку (нож), принятые в этом выводе одинаковыми,  $\mu$  — соответственный угол трения и  $k$  — поправочный коэффициент, учитывающий потери от трения частиц между собой.

Как показывают опыты, движение струи материала на плужковом сбрасывателе происходит несколько иначе, чем в случае отдельной частицы, движущейся прямолинейно вдоль щита. В действительности частицы материала описывают при снятии с ленты некоторую спиральную кривую, вследствие чего некоторое количество энергии затрачивается на трение частиц между собой. Поправочный коэффициент в выражении (32) учитывает соответственные потери.

Таким образом для определенного угла наклона заслонки<sup>1</sup> и рода материала выражение (32) принимает вид

$$N_p = CQB, \quad (33)$$

т. е. расходуемая мощность пропорциональна часовой производительности и ширине ленты. Из сравнения этого выражения с некоторыми практическими нормами при работе по углю (напр., нормами Шахтостроя) следует, что при  $B$ , выраженном метрами для  $C$  может быть принято значение  $C = 0,006 - 0,008$  в метрах, так что предыдущее уравнение переписется:

$$N_p = (0,006 - 0,008) QB \text{ л. с.} \quad (33')$$

Добавочное сопротивление на разгрузку

$$W_p = \frac{75 N_p}{v} = 0,45 - 0,60 \frac{QB}{v}. \quad (34)$$

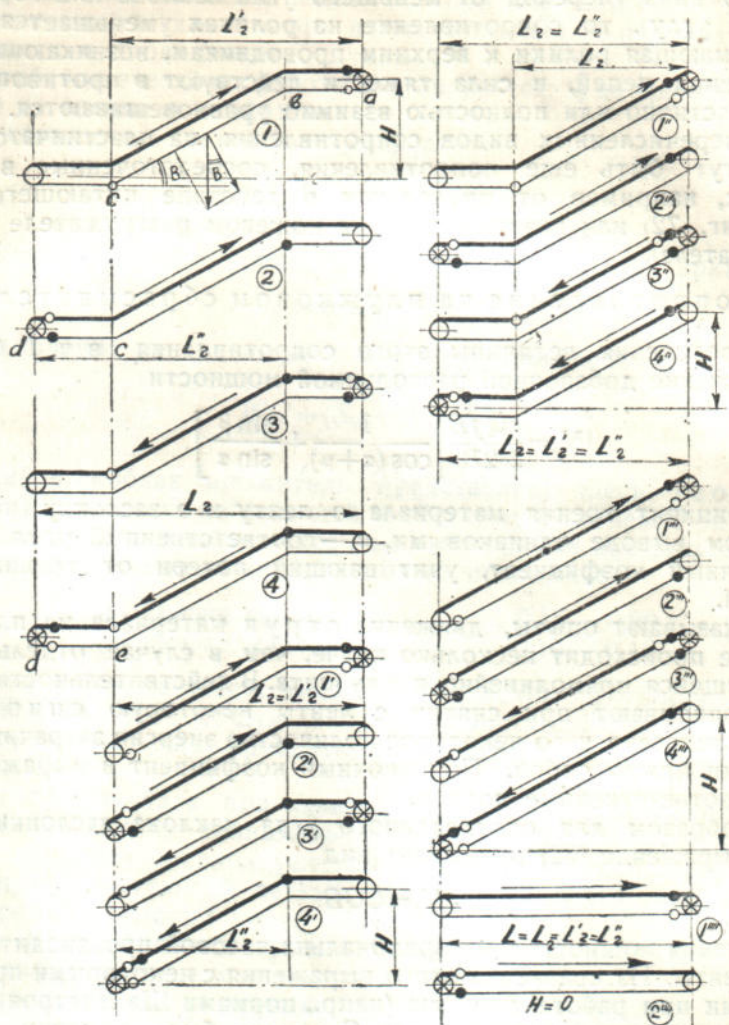
### д) Последовательное определение сопротивлений на транспортере

Для определения суммарного тягового усилия на транспортере, мощности двигателя и наибольшего натяжения цепей, по которому рассчитываются их прочные размеры, необходимо произвести последовательный расчет сопротивлений на всех участках транспортера.



Наиболее удобно начинать его от точки наименьшего натяжения, как заранее заданного, и следить затем за изменением натяжения гибкого органа, передвигаясь вдоль него в ту и другую сторону по направлению к проводу.

Оптимальная величина наименьшего натяжения  $S_0$  равна нулю, так как тяговой орган уже при таком  $S_0$  нигде не передает толкающего усилия,



Фиг. 107. Возможные схемы пластинчатого транспортера.

для чего он и не приспособлен. Однако рассчитывать на столь точную регулировку натяжного устройства невозможно и поэтому лучше принимать с запасом

$$S_0 = 200 - 300 \text{ кг.}$$

Только в особых случаях, если это требуется для получения ровного и спокойного хода цепей, приходится повышать  $S_0$  сверх указанного значения.

Положение точки на транспортере, в которой натяжение получается наименьшим (или наибольшим), зависит от ряда условий: положения привода в отношении направления транспортирования, соотношения величины сопротивлений на участках и углов наклона на них, распределения местных сосредоточенных сопротивлений.



На фиг. 107 показаны 18 возможных схем пластинчатого транспортера, причем первые четыре (1, 2, 3, 4) являются общими, а остальные — представляют частные случаи этих четырех. Светлыми кружками на схемах показаны возможные положения точек наименьшего натяжения тягового органа, а черными — наибольшего. Как видно из этих схем, в большинстве случаев наименьшее и наибольшее натяжение может иметь место в двух точках транспортера.

Действительно, наименьшее натяжение может быть либо на сбегавшей с приводных звездочек ветви, так как натяжение здесь сразу уменьшается на величину тягового усилия, либо в конце наклонного нисходящего участка, натяжение на котором уменьшается за счет составляющей силы веса. По аналогичным соображениям наибольшее натяжение может быть либо на набегающей ветви у приводных звездочек, либо в конце последовательного ряда участков, на которых сопротивление возрастает, или, что то же, в начале нисходящего участка. Рассмотрим все четыре схемы отдельно.

### Схема 1

В транспортере по схеме 1 (1', 1'', 1''') наименьшее натяжение может быть либо на сбегавшей ветви у звездочек, либо в конце нисходящего порожнего участка, в зависимости от того, увеличивается или уменьшается натяжение цепей на участке от  $a$  до  $c$ . В первом случае (если не вводить сопротивление на криволинейном участке)

$$\begin{aligned} q_0 L_{ab} \omega' + q_0 L_{bc} \cos \beta \cdot \omega' &> q_0 L_{bc} \sin \beta \\ \text{или} \quad (L_{ab} + L_{bc} \cos \beta) \omega' &> L_{bc} \sin \beta \\ L_2' \omega' &> H, \\ \omega' &> \frac{H}{L_2'} \end{aligned} \quad (35)$$

В обратном случае  $S_0$  получается в точке  $c$ .

Наибольшее натяжение может быть только на набегающей ветви у звездочек. Действительно в обратном случае, т. е. при  $S_{\max}$  в начале нисходящего участка или в точке  $b$ , натяжение в ней, равно

$$S_b = S_{nb} - W_0 + q_0 L_{ab} \omega'$$

(где  $W_0$  — полное тяговое усилие), должно быть больше  $S_{nb}$ :

$$S_{nb} - W_0 + q_0 L_{ab} \omega' > S_{nb},$$

откуда

$$q_0 L_{ab} \omega' > W_0,$$

что, очевидно, невозможно.

### Схема 2

В схеме 2 (2', 2'', 2''') минимальное натяжение может быть только в одной точке — у звездочек на сбегавшей ветви. Действительно, для того чтобы минимальное натяжение было в другом теоретически возможном пункте, в конце нисходящей (порожней) ветви должно быть

$$S_{nb} - q_0 L_{ca} \omega' < S_{nb} - W_0$$

или

$$q_0 L_{ca} \omega' > W_0,$$

что невозможно.

Наибольшее натяжение, наоборот, может иметь место, как показано, в одном из двух пунктов.



Оно получается на набегающей ветви, если

$$q_0 L_2'' \omega' > q_0 H$$

или

$$\omega' > \frac{H}{L_2''}. \quad (36)$$

В двух схемах горизонтального транспортера 1''' и 2''', представляющих частные случаи схем 1 и 2, в которых  $H=0$  и  $L_2 = L_2' = L_2'' = L$ , участки, на которых натяжение цепей уменьшается, отсутствуют и натяжение последовательно возрастает от сбегающей ветви к набегающей. Наименьшее натяжение имеет поэтому место всегда на сбегающей ветви, а наибольшее — на набегающей.

### Схема 3

В схеме 3 (3', 3'', 3''') материал движется по нисходящей ветви. Минимальное натяжение может быть в двух точках. Оно получается у привода, если

$$(q + q_0) L_2' \omega' > (q + q_0) H$$

или

$$\omega' > \frac{H}{L_2'}. \quad (37)$$

Как видно на схеме 3'' и 3''', на которых отсутствует верхний горизонтальный участок, на сбегающей с привода ветви точки наибольшего и наименьшего натяжения сближаются, так что натяжение в этом пункте может быть либо наибольшим, либо наименьшим. Если натяжение сбегающей ветви наибольшее, т. е. больше, чем набегающей, то привод на таком транспортере является тормозящим, т. е. установка самодействующая, приводимая в действие весом опускающегося груза.

Наименьшее натяжение получается при этом в другом возможном пункте, т. е. в конце нисходящей ветви. Нетрудно показать, что на самодействующей установке оно получается внизу и на схемах 3 и 3'.

### Схема 4

Наименьшее натяжение получается здесь (и на схеме 4'') у привода в том случае, если

$$S_{нб} - W_0 < S_{нб} - (q + q_0) L_{cd} \omega'$$

или

$$W_0 > (q + q_0) L_{cd} \omega', \quad (38)$$

т. е. если суммарное тяговое усилие больше, чем сопротивление на одном только горизонтальном груженом участке  $cd$ . На установке, действующей от мотора, такое положение имеет место почти всегда. Если же  $W_0$  меньше правой части предыдущего уравнения и если оно меньше нуля, т. е. транспортная установка самодействующая, то в этом случае наименьшее натяжение будет в конце наклонного нисходящего участка, а наибольшее натяжение получается вверх.

На схемах 4' и 4'' точки наибольшего и наименьшего натяжения сближаются у привода на набегающей ветви. Наибольшее натяжение получается в этом пункте, если

$$(q + q_0) L_2'' \omega' > (q + q_0) H$$

или

$$\omega' > \frac{H}{L_2''} = \text{tg } \beta, \quad (39)$$

следовательно, наименьшее натяжение получается на сбегающей ветви.



Если же установка самодействующая, то на набегающей ветви натяжение — наименьшее, следовательно наибольшее должно быть сверху.

Что касается места расположения привода на схемах, то на схеме 1 (1', 1'', 1''', 1'''' ) привод помещен теоретически правильно, на схеме 2 (2', 2'', 2''', 2'''' ) расположение привода нерационально и может быть допущено только при наличии особых местных условий, на схемах 3 и 4 (3', 3'', 3''', 4', 4'', 4''') привод должен быть расположен после той из ветвей, на которой сопротивление больше. Поэтому на самодействующей установке его всегда рационально располагать на верхнем конце.<sup>1</sup>

Пользуясь приведенными указаниями, определяют точку наименьшего натяжения цепей, находят последовательным расчетом натяжения  $S_{яб}$  и  $S_{сб}$ , разность которых, увеличенная на сопротивление на головных звездочках, дает суммарное тяговое усилие  $W_0$ . Затем находится мощность на головном валу и мощность двигателя, к которой в некоторых случаях (большие скорости, большие массы, перемещение по горизонтали или вниз по наклону) следует прибавлять расход энергии на потери от неравномерного движения. Приняв далее коэффициент полезного действия передаточного механизма в зависимости от количества передач, находим мощность двигателя и выбираем его по каталожным данным.

При этом необходимо иметь в виду, что пусковой момент электродвигателя должен не меньше чем в 2—3 раза превышать нормальный момент при установившемся движении, так как в период пуска требуется преодолеть повышенное сопротивление трения, а также добавочные инерционные усилия. Значение общего коэффициента сопротивления, отнесенного к головному валу, получается на пластинчатых транспортерах для средних условий порядка 0,4—0,6, но могут иметь место отклонения как в ту, так и в другую сторону в зависимости от производительности, длины, конструкции, качества изготовления, состояния и конфигурации транспортера.

Расчет прочных размеров цепей производится по наибольшему натяжению, включая и инерционные (динамические) усилия. При этом в некоторых отдельных случаях может оказаться, что сумма статического и наибольшего инерционного усилия получается максимальной не в том пункте транспортера, в котором имеет свой максимум статическое усилие.

Для максимального допускаемого натяжения в типовых пластинчатых цепях по фиг. 9 и 11 Шахтострой указывает значения, приведенные в таблице 27, в зависимости от значения и условий работы транспортеров:

1. а) Особо ответственное значение транспортера в ряду других агрегатов;
- б) неблагоприятные условия ухода и смазки.
2. Нормальные условия работы,
3. а) Второстепенное значение транспортера в ряду других агрегатов;
- б) безусловно хороший уход и хорошая смазка.

Таблица 27

Максимальное допускаемое натяжение  
обеих цепей ленты

Номинальная нагрузка цепи кг	Разрушающая цепь нагрузка кг	При условии		
		первом	втором	третьем
1500	13500	3750	4500	5600
2000	18000	5000	6000	7500

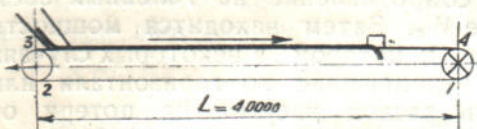
<sup>1</sup> Подробнее об этом см. ч. I, 1932, стр. 75—85.



### 3. ЧИСЛЕННЫЕ ПРИМЕРЫ

**Пример 1.** Определить основные размеры, мощность двигателя и наибольшее натяжение цепей на горизонтальном пластинчатом транспортере (фиг. 108), перемещающем 90 т/час угля ( $\gamma = 0,85 \text{ т/м}^3$ ) на наибольшее расстояние  $L = 40 \text{ м}$ . Уголь рядовой с кусками крупностью до 500 мм в количестве, не превышающем 10% от общего количества. Транспортер служит для распределения угля по бункерам с помощью передвижного или нескольких стационарных плужковых сбрасывателей.

Способ снятия материала с транспортера предопределяет тип ленты: плоская лента с неподвижными бортами или без бортов.



Фиг. 108. Схема горизонтального транспортера.

Шаг цепи для таких типизированных лент принят в 210 и 300 мм; берем  $l = 300 \text{ мм}$ .

Скорость на транспортере, имея ввиду работу плужкового сбрасывателя и наличие крупных кусков, назначаем невысокой:

$$v = 0,34 \text{ м/сек.}$$

Потребная ширина ленты, исходя из крупности кусков, по данным таблицы 20,  $B = 1000 \text{ мм}$ .

Если определить потребную ширину ленты по ур-нию (7), как для мелко или среднезернистого материала, лежащего на ленте ровным параболическим слоем, то

$$B = \sqrt{\frac{Q}{400 v \gamma} + 0,1} = \sqrt{\frac{90}{400 \cdot 0,34 \cdot 0,85} + 0,1} = 0,985 \text{ м.}$$

Таким образом ширина в 1 м, принятая из условия крупности кусков, вполне достаточна по условиям производительности, причем неподвижных бортов для повышения производительности ленты не требуется.

Отсюда следует также, что повышение скорости сверх принятой  $v = 0,34 \text{ м/сек.}$  не дало бы возможности принять ленту меньшей ширины. Наоборот, уменьшение скорости потребовало бы либо уширения ленты, либо применения неподвижных бортов для достижения той же производительности.

Вес 1 пог. м плоской ленты, считая рабочую нагрузку на цепь не более 1500 кг, по таблице 25

$$q_0 = 122,2 \text{ кг/м.}$$

Вес угля на пог. м

$$q = \frac{Q}{3,6 v} = \frac{90}{3,6 \cdot 0,34} = 73,5 \text{ кг/м.}$$

Перейдем теперь к последовательному определению сопротивлений. Наименьшее натяжение, получающееся на сбегающей ветви, будем считать

$$S_1 = S_0 = 200 \text{ кг.}$$

Сопротивление на участке 1—2

$$W_{1-2} = q_0 L w' = 122,2 \cdot 40 \cdot 0,11 = 538 \text{ кг.}$$

Натяжение в точке 2

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} = 200 + 538 = 738 \text{ кг.}$$

Повышение тягового усилия от сопротивления на звездочках 2-3 считаем равным 8% от натяжения на набегающей ветви, тогда

$$S_3 = 1,08 S_2 = 1,08 \cdot 738 = 798 \text{ кг.}$$

Проверим, правильно ли выбрана величина этого сопротивления.



Давление на подшипники  $P$  складывается из геометрической суммы натяжения  $S_1$  и  $S_2$  и веса вала со звездочками  $G_в$ .

Вес звездочек с числом зубцов

$$z=6,$$

а следовательно диаметром начальной окружности  $D_{зв}=600$  мм, находим по таблицам 11 и 12 для  $d=80$  мм равным  $56+8,7=64,7$  кг; вес вала, шпонок и установочных колец по таблице 13<sup>1</sup> равен  $73,4$  кг, так что

$$G_в=2 \cdot 64,7 + 73,4 \approx 203 \text{ кг.}$$

Отсюда

$$P' = \sqrt{(S_2 + S_3)^2 + G_в^2} = \sqrt{(738 + 798)^2 + 203^2} = 1550 \text{ кг.}$$

Давление на подшипники только от натяжения цепей равно

$$S_1 + S_2 = 738 + 798 = 1536 \text{ кг.}$$

Разница между обеими этими величинами настолько незначительна, что практически можно считать

$$P = S_2 + S_3.$$

Эта же величина  $P$  характеризует и силу на натяжном устройстве.

Потеря тягового усилия на звездочках, согласно ур-ний (27) и (28)

$$W_{2-3} \approx P' \left( \frac{\delta f'}{D_{зв}} + \frac{df}{D_{зв}} \right) = 1550 \left( \frac{20 \cdot 0,4}{600} + \frac{80 \cdot 0,2}{600} \right) = 1550 (0,133 + 0,267) = 62,0 \text{ кг,}$$

что составляет

$$62,0 : 738 = 0,084 = 8,4\%$$

от натяжения на набегающей ветви, т. е. величину, достаточно близкую к исчисленной приближенно.

На грузеом участке действуют два рода сопротивления — на ро-ликах и на плужковом сбрасывателе, соответственно  $W_{3-4}$  и  $W_p$  [ур-ние (34)]

$$W_{3-4} = (q + q_0) L w' = (73,5 + 122,2) 40 \cdot 0,11 = 861 \text{ кг,}$$

$$W_p = \frac{0,45QB}{v} = \frac{0,45 \cdot 90 \cdot 1,0}{0,34} = 119 \text{ кг,}$$

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} + W_p = 798 + 861 + 119 = 1778 \text{ кг.}$$

Потерю на головном валу считаем  $6\%$ , так что расчетная величина натяжения на набегающей ветви

$$S_4' = 1,06 S_4 = 1,06 \cdot 1778 = 1885 \text{ кг.}$$

Проверим величину этой потери, не принимая во внимание увеличения давления на подшипники от веса вала и звездочек. Диаметр цапф полагает  $d=100$  мм и вала  $11$  мм<sup>2</sup>.

Тогда по предыдущему

$$W_{4-1} = (1885 + 200) \left( \frac{20 \cdot 0,4}{600} + \frac{110 \cdot 0,2}{600} \right) = 104 \text{ кг,}$$

что составляет

$$104 : 1778 = 0,0585 = 5,85\%$$

<sup>1</sup> Диаметр вала должен быть проверен на изгиб для третьего случая по Баху, диаметр цапф — на изгиб и удельное давление.

<sup>2</sup> Диаметр вала должен быть проверен на изгиб и кручение, а диаметр цапф, кроме того, на удельное давление.



от натяжения на набегающей ветви цепи, т. е. близко к исчисленной приближенно.

Статическое окружное усилие на звездочке

$$W_0 = S_4' - S_1 = 1885 - 200 = 1685 \text{ кг.}$$

Определим теперь добавочную динамическую нагрузку на цепи, возникающую вследствие неравномерности их хода.

Наибольшее ускорение движения [ур-ние (25)]

$$v_{\max} = 2\pi^2 \frac{v^2}{z^2 l} = 2\pi^2 \frac{0,34^2}{6^2 \cdot 0,3} = 0,211 \text{ м/сек.}^2$$

и добавочное усилие [ур-ния (23) и (24)]

$$S_d = \frac{(q+2q_0)L}{g} 3\dot{v}_{\max} = \frac{(73,5+2 \cdot 122,2) 40}{9,81} 3 \cdot 0,211 = 820 \text{ кг.}$$

Таким образом динамическое усилие повышает общую нагрузку на цепи почти на 50%. Суммарная нагрузка на обе цепи равна

$$S' = S_4 + S_d = 1778 + 820 \cong 2600 \text{ кг,}$$

т. е. ниже номинальной нагрузки на цепи, следовательно, прочность цепей выбрана достаточной.

Мощность на приводном валу при установившемся движении

$$N_0 = \frac{W_0 v}{75} = \frac{1685 \cdot 0,34}{75} = 7,65 \text{ л. с.}$$

Добавочная мощность, расходуемая на сообщение живых сил неравномерно движущимся массам, исчисленная по ур-нию (26), в котором коэффициент рекуперации равен нулю,

$$[N_d = \frac{(q+2q_0)Lv^3}{150z^2l} = \frac{(73,5+2 \cdot 122,2) 40 \cdot 0,34^3}{150 \cdot 6^2 \cdot 0,3} = 0,31 \text{ л. с.}$$

Как следует из этого расчета, добавочный расход мощности настолько невелик, что его можно было бы практически не принимать во внимание. Суммарная мощность

$$N_0' = N_0 + N_d = 7,65 + 0,31 = 7,96 \text{ л. с.}$$

Число оборотов головного вала

$$n_0 = \frac{60v}{zl} = \frac{60 \cdot 0,34}{6 \cdot 0,3} = 11,3 \text{ об./мин.}$$

Передаточное число зависит от числа оборотов мотора  $n_m$ . Если, например,  $n_m = 730$  об./мин., то общее передаточное число<sup>1</sup>

$$K = \frac{n_m}{n_0} = \frac{730}{11,3} = 64,6.$$

Если привод выбирается по таблице 14 (фиг. 58), то передаточное число двух пар зубчатых колес равно на нем

$$K_1 \cdot K_2 = 4,375 \cdot 4 = 17,5,$$

так что передаточное число ременной передачи должно быть

$$64,6 : 17,5 = 3,7.$$

<sup>1</sup> Для удобства расчетов передаточное число принимается как отношение числа оборотов ведущего вала к ведомому.



Полагая коэффициент полезного действия каждой зубчатой передачи  $\eta_1 = 0,90$  и ременной  $\eta_3 = 0,92$ , находим мощность мотора

$$N = \frac{N_0}{\eta_1^2 \cdot \eta_3} = \frac{7,96}{0,90^2 \cdot 0,92} = \frac{7,96}{0,745} = 10,7 \text{ л. с.}$$

Выбираем ближайший больший мотор УТ-750 мощности 13 л. с. Номер привода по таблице 15 находится по расчету одной из передач на прочность, исходя из вращающего момента на головном валу. При этом следует учитывать также увеличение нагрузки на концевые конструкции за счет динамических сил. Если пусковой момент мотора  $M_{\text{пуск}}$  равен удвоенному нормальному, то отношение пускового момента к нормальному на валу мотора  $M$

$$\frac{M_{\text{пуск}}}{M} = \frac{2 \cdot 13,0}{10,7} = 2,43.$$

Коэффициент тяги, отнесенный к головному валу, равен

$$w_0 = \frac{270 N_0}{QL} = \frac{270 \cdot 7,96}{90 \cdot 40} = 0,6$$

и к валу двигателя

$$w = \frac{w_0}{\eta} = \frac{0,6}{0,745} = 0,8.$$

При определении расхода энергии и следует иметь в виду, что для благоприятных условий смазки значение  $w_0$  и  $w'$  может уменьшаться на 30—40%.

**Пример 2.** Определить основные размеры, мощность двигателя и наибольшее натяжение цепей на пластинчатом транспортере по фиг. 109, перемещающем  $Q = 110$  т/час антрацита ( $\gamma = 0,95$  т/м<sup>3</sup>) крупностью от нуля до 125 мм. Разгрузка с транспортера — концевая, через головку.

Угол наклона на первом, наклонном участке транспортера равен 22°. Как видно из таблицы 22, такой угол является предельным для плоской ленты при влажном антраците и превышающим предельный при сухом. Так как промежуточная разгрузка по заданию не требуется, то можно применить нормальную волнистую ленту с подвижными бортами, допускающую, как следует из той же таблицы, углы наклона до 25—28°. Шаг цепи принимаем  $l = 300$  мм, скорость движения назначаем

$$v = 0,5 \text{ м/сек.}$$

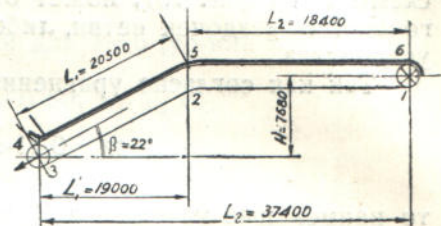
Ширина ленты, назначенная из условия крупности кусков, может быть принята  $B = 600$  мм.

Высота бортов на нормальной ленте  $h = 130$  и 180 мм. Полагая высоту бортов  $h = 130$  мм, при которой рабочая высота бортов  $h' = 130 - 40 = 90$  мм, находим ширину ленты по производительности из ур-ния (8), в котором, в предположении несовершенного питания, заменяем  $h$  на  $h'$ :

$$B = \frac{Q}{3600 h' v \gamma \psi} = \frac{110}{3600 \cdot 0,09 \cdot 0,5 \cdot 0,95 \cdot 0,75} = 0,955 \approx 1,0 \text{ м.}$$

Если принять высоту бортов  $h = 180$  мм, при которой рабочая высота  $h' = 180 - 40 = 140$  мм, то потребная ширина ленты равна:

$$B = \frac{0,955 \cdot 90}{140} = 0,61 \text{ м} \approx 600 \text{ мм.}$$



Фиг. 109. Схема пластинчатого транспортера.



Таким образом по крупности кусков и по производительности в данном случае может быть принята одна из двух лент —  $600 \times 180$  мм и  $1000 \times 130$  мм. Первая дает более благоприятные габаритные размеры и несколько меньший собственный вес (таблица 25); однако, принимая во внимание большой угол подъема и относительно высокую рабочую скорость, вызывающую соответственно повышенную неравномерность хода, останавливаемся на ленте  $1000$  мм, на которой материал лежит меньшим слоем и поэтому больше гарантирован от скатывания вниз. Полагая, что нормальная нагрузка на цепи не превосходит  $1500$  кг ( $w' = 0,11$ ), находим по таблице 25 собственный вес ленты:

$$q_0 = 104,5 \text{ кг/м.}$$

Вес антрацита

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{110}{3,6 \cdot 0,5} = 61,2 \text{ кг/м.}$$

Перейдем теперь к последовательному определению сопротивлений. Наименьшее натяжение, как видно из аналогичной, рассмотренной выше, схемы 1' на фиг. 107, может быть в двух точках: либо на сбегавшей с головных звездочек ветви, либо на набегавшей на звездочки натяжного устройства.

Так как согласно уравнению (35)

$$w' = 0,11 < \frac{H}{L_2} = \frac{7680}{37400} = 0,205,$$

то наименьшее натяжение  $S_0$  получается в точке 3.

Поэтому последовательное определение натяжения цепей будем производить, начиная от нее.

Полагаем, что натяжение в точке 3 с некоторым запасом

$$S_3 = 300 \text{ кг.}$$

Натяжение в точке 2 согласно ур-ния (15) и принимая во внимание, что относительно точки 3 она расположена в направлении против движения ленты,

$$S_2' = S_1 + q_0 H - q_0 L_1' w' = 300 + 104,5 (7,68 - 19,0 \cdot 0,11) = 883 \text{ кг.}$$

В действительности натяжение на ленте в пункте 2 при входе на кривую  $S_2''$  получается несколько меньшим:

$$S_2'' = \frac{S_2'}{e^{w'\beta}} = \frac{883}{e^{0,11 \cdot 0,385}} = \frac{883}{1,05} = 840 \text{ кг.}$$

Натяжение в пункте 1

$$S_1 = S_2'' - q_0 L_2 w' = 840 - 104,5 \cdot 18,4 \cdot 0,11 = 628 \text{ кг.}$$

Следуя от точки 3 в направлении движения ленты и полагая потери на валу натяжного устройства равными 8%, находим

$$S_4 = 1,08 S_3 = 1,08 \cdot 300 = 324 \text{ кг.}$$

Сила на натяжном устройстве должна быть не меньше

$$P = S_3 + S_4 = 300 + 324 = 624 \text{ кг.}$$

При расчете на прочность к этой величине следует прибавить еще удвоенную динамическую силу, возникающую от движения с ускорением порожней ветви 1—2—3.

Натяжение у входа на кривую в пункте 5

$$S_5' = S_4 + (q + q_0)(H + L_1' w') = 324 + (61,2 + 104,5)(7,68 + 19,0 \cdot 0,11) = 1934 \text{ кг.}$$



Натяжение на сбегающей ветви в том же пункте

$$S_5'' = S_5' e^{\alpha \omega' \beta} = 1934 \cdot e^{0,11 \cdot 0,385} = 2030 \text{ кг}$$

и натяжение цепей на набегающем конце у приводных звездочек

$$S_6 = S_5'' + (q + q_0) L_2 \omega' = 2030 + (61,2 + 104,5) \cdot 18,4 \cdot 0,11 = 2366 \text{ кг.}$$

Потери на головном валу считаем 7%, так что расчетная величина натяжения на набегающей ветви:

$$S_6' = 1,07 S_6 = 1,07 \cdot 2366 = 2530 \text{ кг,}$$

тяговое усилие

$$W_0 = S_6' - S_1 = 2530 - 628 = 1902 \text{ кг,}$$

расходуемая мощность на головном валу

$$N_0 = \frac{W_0 v}{75} = \frac{1902 \cdot 0,5}{75} = 12,67 \text{ л. с.}$$

Наибольшее ускорение движения цепей для  $z=6$  [ур-ние (25)]

$$v_{\max} = 2\pi^2 \frac{v^3}{z^2 l} = 2\pi^2 \frac{0,5^3}{6^2 \cdot 0,3} = 0,455 \text{ м/сек.}^2$$

и добавочное усилие на цепях [ур-ния (23—24)].

$$S_{\partial} = \frac{(q+2q_0)(L_1+L_2)}{g} 3 v_{\max} = \frac{(61,2+2 \cdot 104,5)(20,5+18,4)}{9,81} \cdot 3 \cdot 0,455 = 1230 \text{ кг.}$$

Суммарная наибольшая нагрузка на обе цепи

$$S' = S_6 + S_{\partial} = 2366 + 1230 \approx 3600 \text{ кг,}$$

что допустимо для выбранной цепи (см. таблицу 27).

Дополнительный расход энергии на сообщение живых сил движущимся массам [ур-ние (26),  $K=0$ ]

$$N_{\partial} = \frac{(q+2q_0)(L_1+L_2)v^3}{150z^2l} = \frac{(61,2+2 \cdot 104,5)(20,5+18,4)0,5^3}{150 \cdot 6^2 \cdot 0,3} = 0,68 \text{ л. с.}$$

Суммарная мощность на головном валу

$$N_0' = N_0 + N_{\partial} = 12,67 + 0,68 \approx 13,4 \text{ л. с.}$$

Число оборотов головного вала

$$n_0 = \frac{60v}{zl} = \frac{60 \cdot 0,5}{6 \cdot 0,3} = 16,6\bar{5} \text{ об./мин.}$$

Если принять мотор с числом оборотов 730, то передаточное число

$$K = \frac{730}{16,6\bar{5}} = 43,8.$$

При передаточном числе механизма на фиг. 58  $K_1 \cdot K_2 = 17,5$  передаточное число ременной передачи должно быть

$$K_3 = \frac{K}{K_1 \cdot K_2} = \frac{43,8}{17,5} = 2,5.$$



Очевидно возможно, не увеличивая количества передач, принять мотор с числом оборотов 975 или даже 1465 в минуту, так как при этом передаточное число ремевой передачи равно соответственно

$$K_3 = 2,5 \frac{975}{730} = 3,34 \text{ или } K_3 = 2,5 \frac{1465}{730} = 5,0.$$

Мощность мотора, принимая к. п. д. передаточного механизма как в предыдущем примере,

$$N = \frac{N_0'}{\eta} = \frac{13,4}{0,90^2 \cdot 0,92} = \frac{13,4}{0,742} = 18,0 \text{ л. с.}$$

Выбираем мотор 14,5 квт=19,7 л. с., пусковой момент которого может в два раза превосходить нормальный.

Коэффициент тяги, отнесенный к головному валу <sup>1</sup>

$$w_0 = \frac{270 N_0'}{Q(L_1 + L_2)} - \frac{H}{L_2} = \frac{270 \cdot 13,4}{110(20,5 + 18,4)} - \frac{7,68}{37,4} = 0,64$$

и к валу двигателя

$$w = \frac{w_0}{\eta} = \frac{0,64}{0,745} = 0,86.$$

Для определения расхода энергии указание, сделанное в конце предыдущего примера, остается в силе.

## § 4. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ КОНВЕЙЕРОВ

### 1. ПИТАТЕЛИ

Пластинчатые или панцырные питатели (фидеры), служащие для подачи материала равномерной струей на транспортер, к дробилке, на спускной лоток и пр., перекрывают снизу отверстия бункера, а следовательно подвергаются довольно значительному давлению от веса материала.

Сопrotивление извлечению материала из бункера, действующее в плоскости ленты вдоль нее, также может быть значительным при некоторых сортах крупнокусковых материалов. Поэтому к прочности составных частей панцырных питателей предъявляются особо высокие требования. Расположение питателей под бункерами, приемными ямами, загрузочными воронками обуславливает еще одно существенное требование к ним — необходимость возможно малых габаритных размеров в высоту.

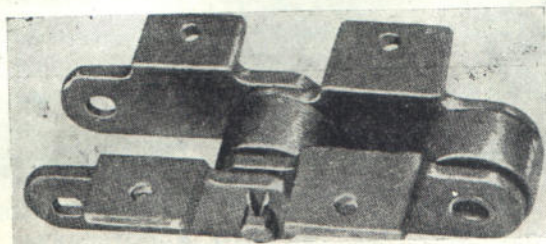
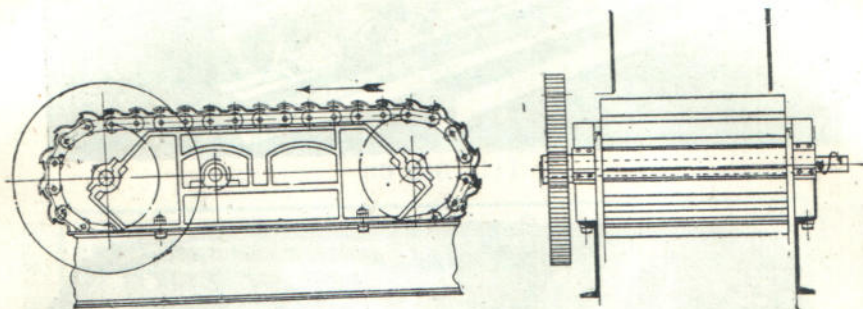
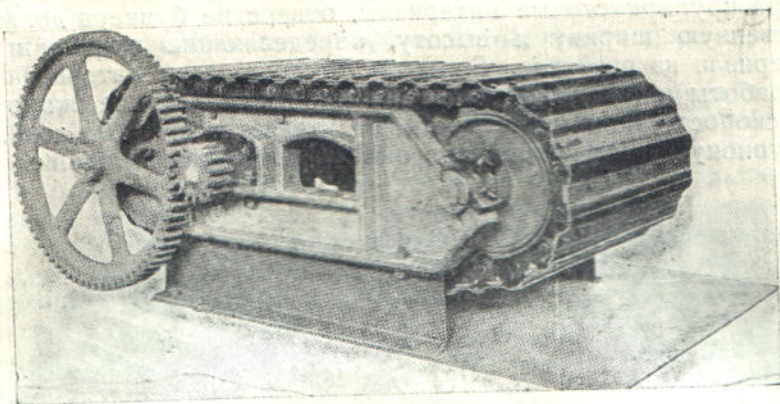
По системе пластинчатые питатели разделяются на две группы — на ходовых и на стационарных опорных роликах, причем первый тип применяется больше.

Монтируются питатели на литой чугунной (фиг. 110) или стальной клепаной раме (фиг. 111). В том и другом случае в раме же устанавливаются обычно подшипники для вала зубчатой или цепной передачи. Цепи принимаются короткозвенные, с шагом 100 мм (в американских конструкциях 4"), с укреплением пластин в шахматном порядке к одной (фиг. 6) или к обеим (фиг. 28, фиг. 110) планкам каждого звена; пластины для питателей шириной до 1200 мм берутся толщиной 6 — 10 мм.

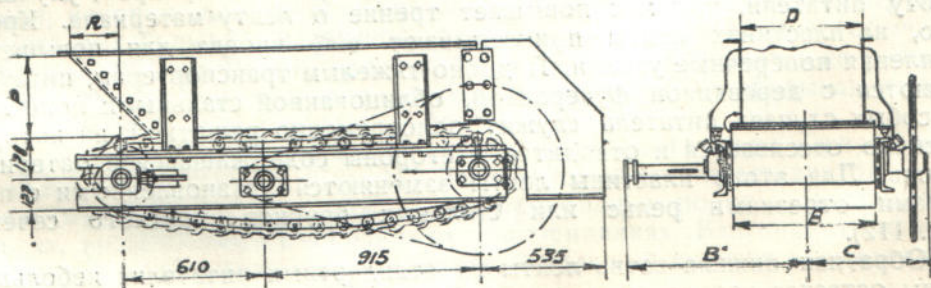
Длину питателя (расстояние между осями приводной и хвостовой звездочек) Chain Belt принимает на типовых питателях с литой рамой 1257 мм, Link-Belt — 965 мм, если рама литая, и 1500 мм, если рама из коробчатой стали, Robins — примерно в тех же пределах.

<sup>1</sup> См. ч. I, 1932, стр. 18, ур-ние (10).





Фиг. 110. Панцирный питатель на чугунной раме (Chain Belt).

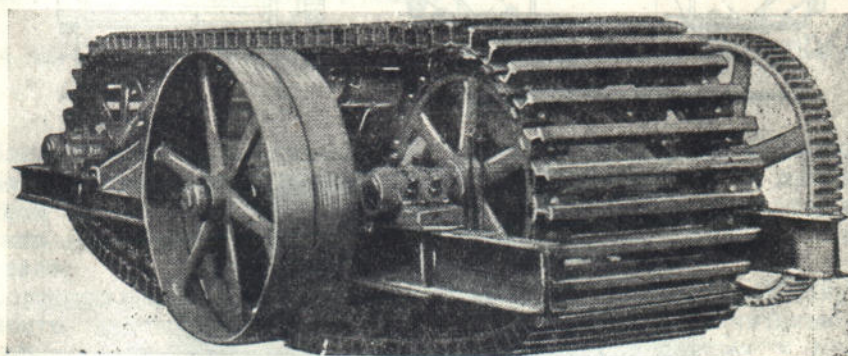
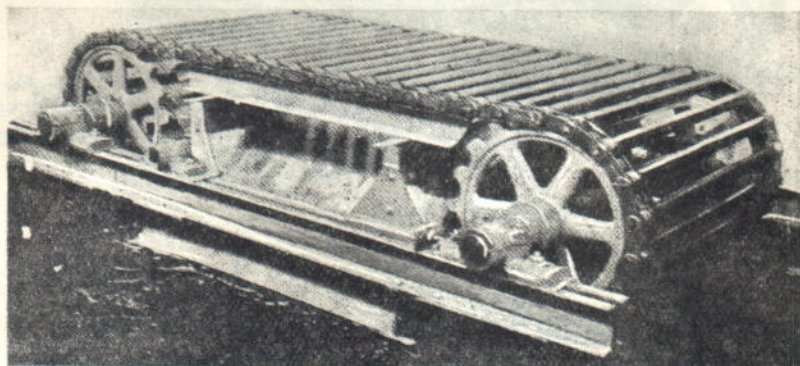


Фиг. 111. Панцирный питатель на стальной клепаной раме (Link-Belt).



Ширина пластинчатой ленты на стандартных конструкциях разных фирм достигает 1000—1200 мм.

Для того чтобы лентой питателя могли беспрепятственно увлекаться из бункера крупнокусковые материалы, отверстие бункера должно иметь соответственную ширину и высоту, определяющие ширину и толщину слоя материала на питателе. Большая толщина слоя материала и общие условия работы питателя обуславливают низкие рабочие скорости. Нормальная скорость, как указывалось, составляет всего 0,05 до 0,12 м/сек., для некрупнокусковых материалов она иногда берется больше.



Фиг. 112. Питатель с решетчатой поверхностью для отсева мелочи (Stephens-Adamson).

Неровная поверхность ленты, образованной пластинами, высаженными с одной или с обеих сторон для перекрытия шарниров, улучшает работу питателя, так как повышает трение о ленту материала. Кроме того, на пластинах ленты приклепывают еще иногда для повышения сцепления поперечные уголки. Подобно тяжелым транспортерам, питатели делаются с деревянной футеровкой, облицованной стальными полосами. В особых случаях питатель служит одновременно решеткой, на которой частично отсеивается и отводится в стороны содержащаяся в материале мелочь. Для этого пластины ленты заменяются установленными с просветами отрезками рельс или стальных брусьев круглого сечения (фиг. 112).

Обратная нижняя ветвь ленты на стандартных питателях небольшой длины остается неопертой и свободно провисает. Натяжное устройство на коротких питателях часто отсутствует.

Расстояние между бортами Chain Belt принимает на 150 мм меньше ширины пластин, Link-Belt — на 90 мм. Высота выпускного отверстия на питателях Link-Belt принята равной 305 и 356 мм и толщина слоя материала



при нормальной работе равной трем четвертям высоты отверстия. Основные размеры, производительность для материалов с объемным весом  $\gamma=0,8$  т/м<sup>3</sup> при скорости  $v=0,05$  м/сек. и вес фидера по фиг. 111 (без бортов) приведены в таблице 28 (для пластин толщиной 6,3 мм).

Обычная мощность мотора на стандартных питателях принимается около 5 квт.

Еще одна конструкция питателя на раме из коробчатого железа показана на фиг. 113 и общая его установка по фиг. 114. Питатель установлен в землеподготовительном отделении труболитейного цеха и служит для подачи наполнительной земли из бункера к вальцам, пройдя через которые земля попадает на сито и ленточный транспортер. Ввиду большого передаточного числа, вращение от мотора на головной вал передается через два последовательных редуктора (фиг. 115 и 116), соединенные цепной передачей.

Первый редуктор состоит из одной зубчатой пары и имеет передаточное число 1:5; второй — из трех зубчатых пар, монтированных на двух осях, имеет передаточное число

$$\frac{20}{120} \cdot \frac{21}{63} \cdot \frac{15}{45} = 1:54.$$

Таблица 28

Размеры, производительность и вес питателя по фиг. 111

Ширина В мм	В'	С	D	Q т час		Вес G кг
				P=355; R=425	P=508; R=578	
457	686	432	368	13	19	635
610	762	508	520	18	27	690
762	838	584	673	23	39	750
914	914	660	825	28	42	810
1067	991	737	978	33	49	880
1219	1067	813	1130	38	57	910

Особенно солидный бронированный фидер типа „Гигант“, применяемый при крупнокусковых и тяжелых материалах, например, для загружаемой одночерпаковым экскаватором руды, представлен на фиг. 117. Пластины питателя с шагом ~ 300 мм делаются стального литья с расположенными в шахматном порядке петлями, через которые продеваются во всю ширину ленты соединительные шарнирные оси, так что тяговые цепи отсутствуют. На выпущенные по обе стороны шарнирные оси насаживают ходовые ролики, которые, для уменьшения сопротивления движению ленты, находящейся под большой нагрузкой, сделаны несколько больше обычного диаметра — 250 мм. Ролики на прямой и обратной ветви катятся по рельсам.

Для увеличения производительности и защиты от просыпания материала пластины имеют прилитые борты.

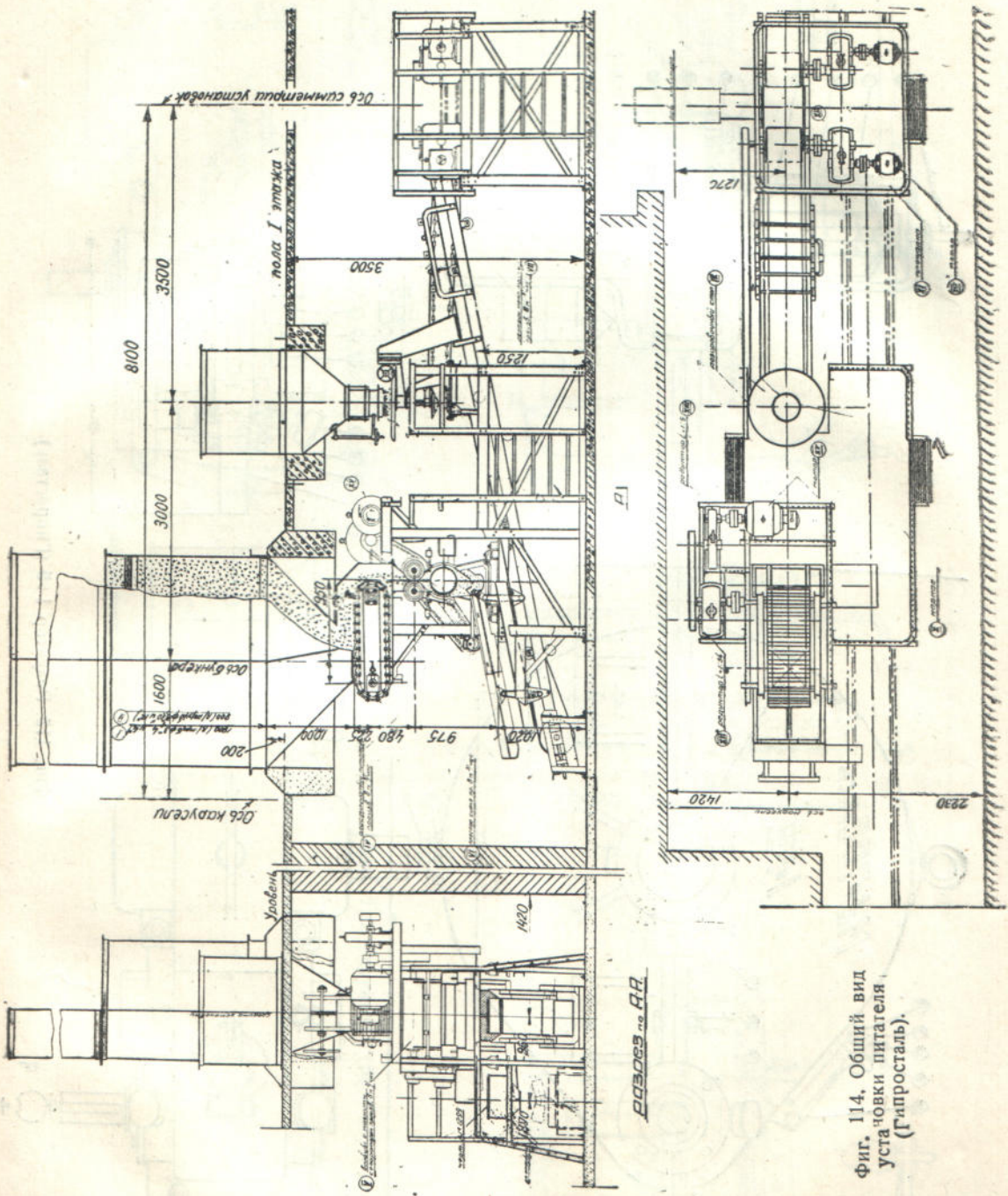
Конструкция питателя более легкого типа на неподвижных роликах представлена на фиг. 118 и 119. Безроликовые цепи пластинчатой ленты перекачиваются по неподвижным двухребордным роликам, заклиненным на осях, вращающимся в неподвижных подшипниках. Благоприятные условия смазки неподвижных подшипников и большой диаметр роликов составляют достоинства этой системы.

Рабочее движение на приводной вал питателя передается зубчатой винтовой или цепной передачей, либо храповичным механизмом. На фиг. 110 показана зубчатая передача, на фиг. 111 цепная, на фиг. 118 храповичная.



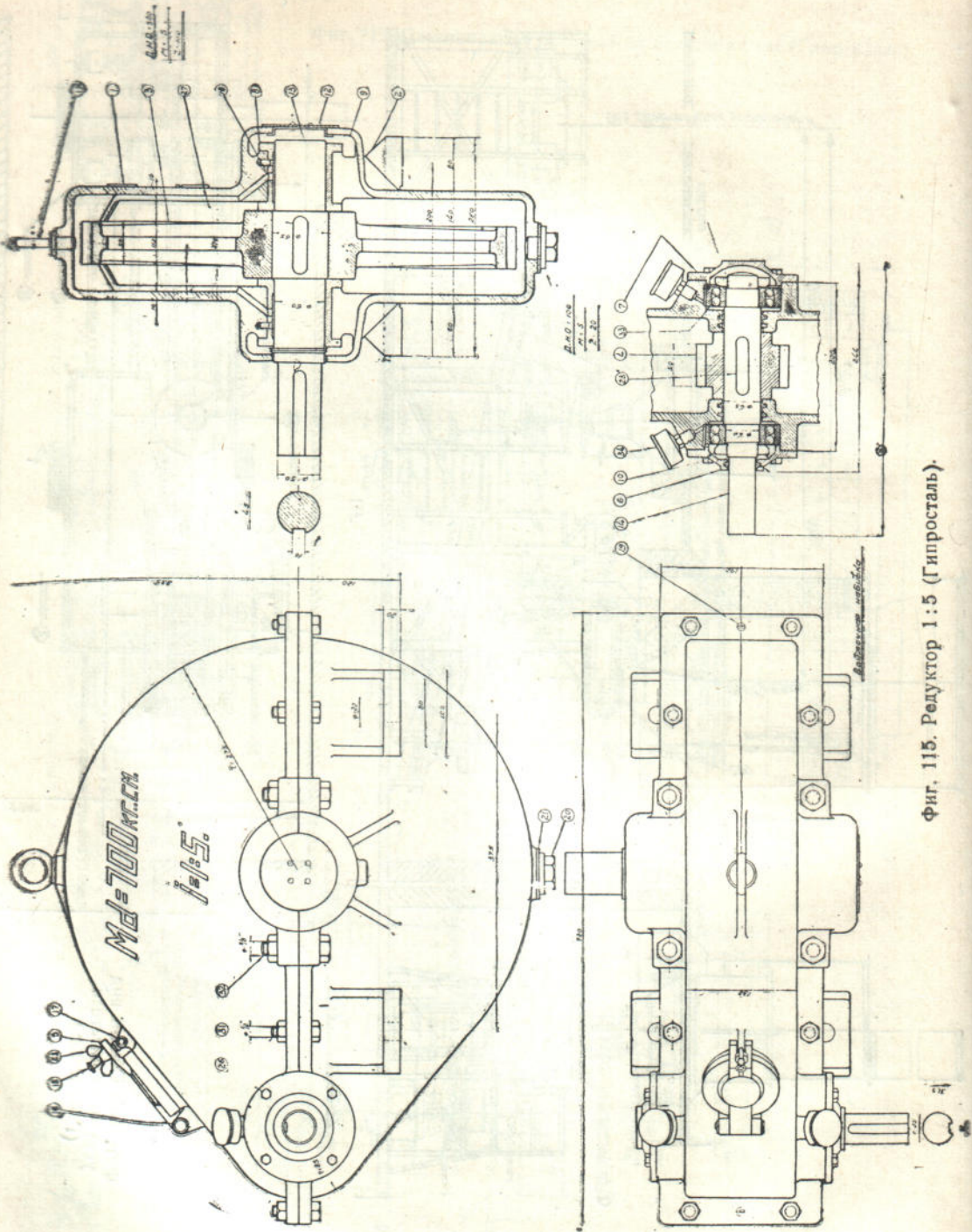






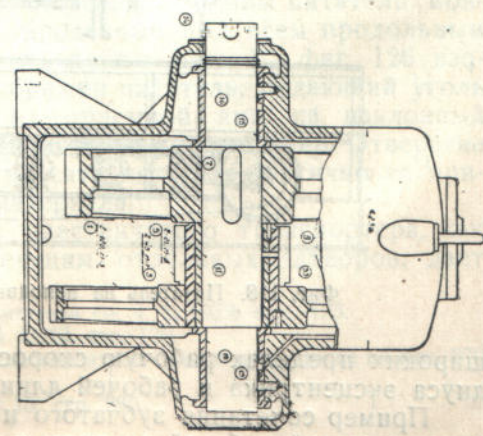
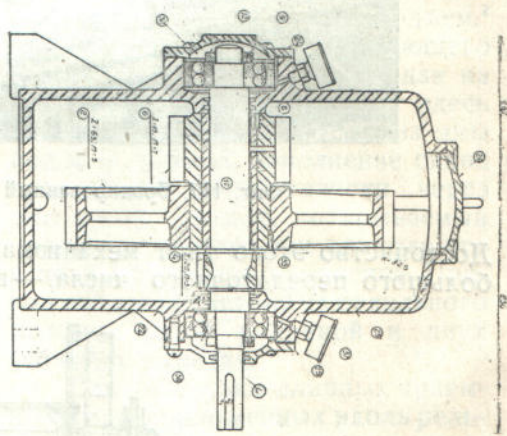
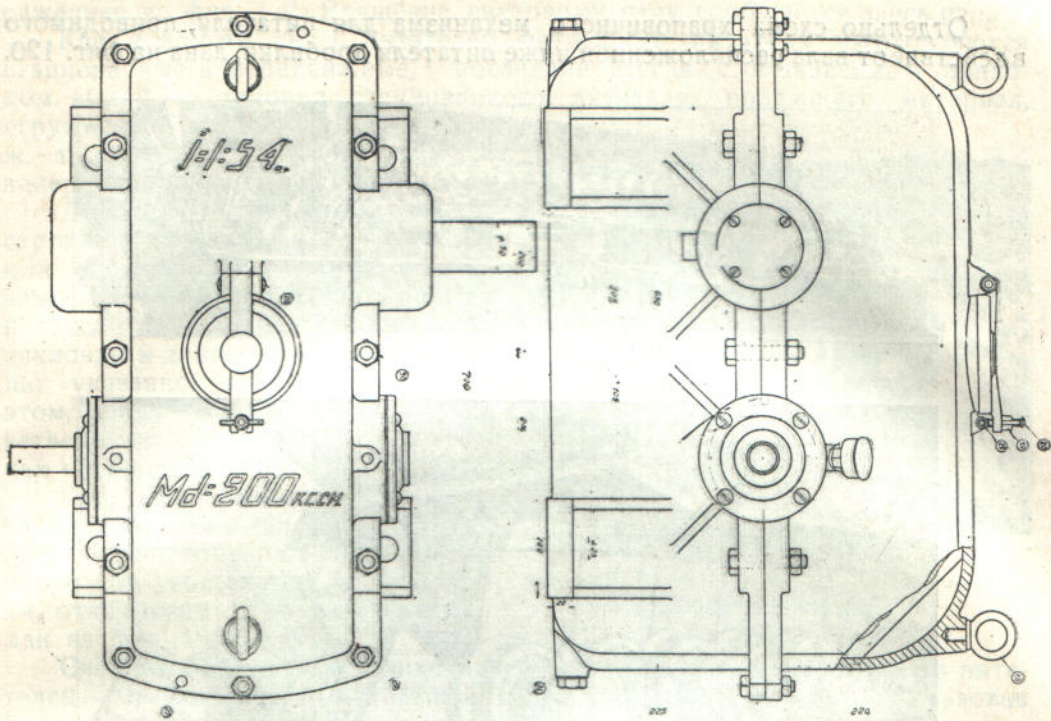
Фиг. 114. Общий вид  
установки питателя  
(Гидросталь).





Фиг. 115. Редуктор 1:5 (Гиросталь).

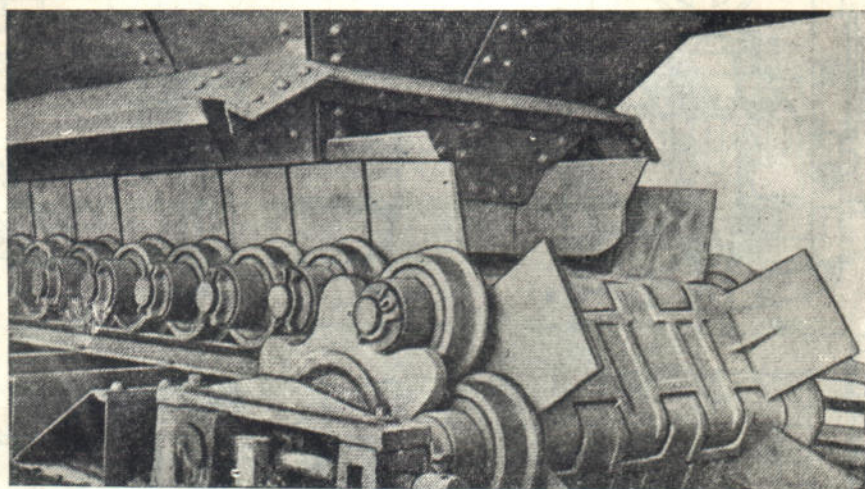
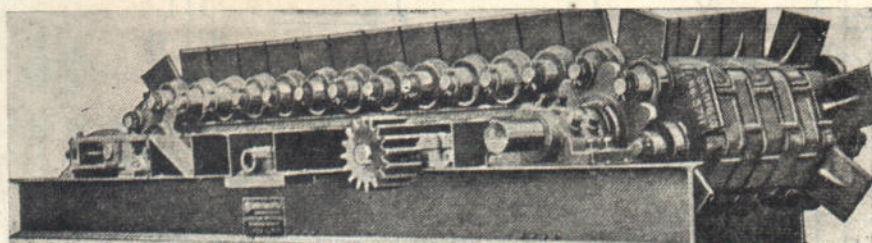




Фиг. 116. Редуктор 1:54 (Гидросталь).

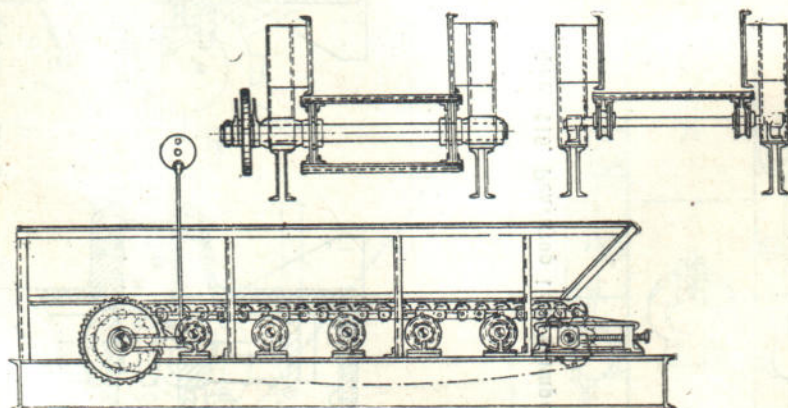


Отдельно схема храповичного механизма для питателя, приводимого в действие от вала расположенной ниже питателя дробилки, дана на фиг. 120.



Фиг. 117. Бронированный питатель Stephens-Adamson.

Достоинство этого типа механизма, помимо простого способа получения большого передаточного числа, — возможность регулировать в довольно



Фиг. 118. Питатель на неподвижных роликах (Stephens-Adamson).

широких пределах рабочую скорость питателя путем перестановки радиуса эксцентрика и рабочей длины качающегося рычага.

Пример сочетания зубчатого и храповичного механизма для питателя с очень малой рабочей скоростью показан на фиг. 121.



Сравнительно компактной получается также винтовая передача, изображенная на фиг. 122. Вращение винтовому валу сообщается здесь цепью.

Как и другие виды питателей, панцирные питатели изготавливаются стационарные и передвижные,<sup>1</sup> последние всегда с независимым приводом. Схема установки стационарного питателя, подающего материал, сгружаемый в приемную яму под ж.-д. путями на ленточный конвейер, показана на фиг. 123.

Для того чтобы выиграть в строительной высоте сооружения или уменьшить потребный объем земляных выемок и бетонных работ, питатели нередко устанавливаются наклонно и длина их делается больше указанной стандартной. При этом, ввиду большой длины, обе ветви питателя движутся на роликах по проводникам.

Еще один пример установки наклонного пластинчатого питателя — транспортера, подающего привозной уголь из ямы в вагонетки, откатываемые по узкой колее, дан на фиг. 124.<sup>2</sup>

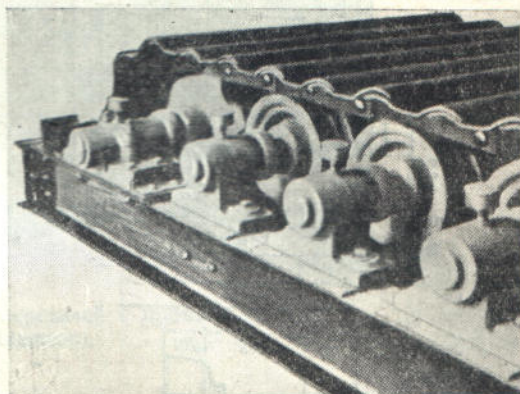
Следует отметить, что ни один из других применяющихся типов питателей — качающийся, барабанный и пр., не может быть использован в аналогичных условиях одновременно для регулирования струи материала и подачи его на подъем.<sup>3</sup>

Пример питателя, имеющего изогнутую продольную ось, дан на фиг. 125.<sup>4</sup> Питатель служит здесь для загрузки скипа углем из ямы под ж.-д. путями. Заполнение скипа происходит автоматически через секторный затвор, открываемый порожним скипом при приходе его в крайнее нижнее положение. Привод питателя состоит из отдельного мотора, одной ременной и двух зубчатых передач.

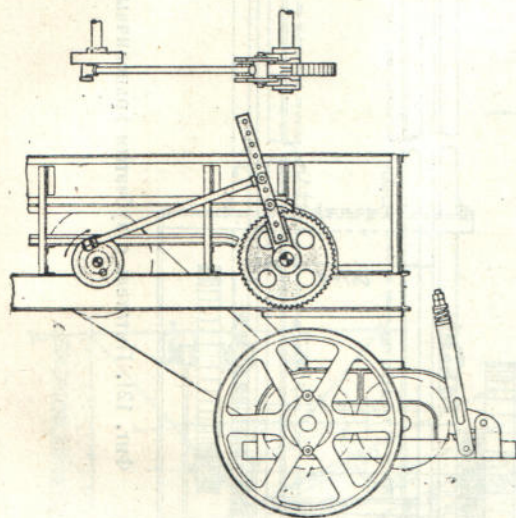
Для разгрузки длинных приемных ям, расположенных вдоль рельсового пути, применяются соответственной длины питатели, монтированные под всем продольным отверстием ямы. На фиг. 126 изображен питатель, подающий уголь из приемной ямы на наклонный пластинчатый конвейер. Отверстие

ямы в этом случае не имеет затвора и лента питателя частично воспринимает давление заключенного в яме материала.

Интересный пример использования пластинчатого транспортера, как питателя под бункером, тоже не имеющих отдельных затворов, дает



Фиг. 119. Питатель на неподвижных роликах (Stephens-Adamson).



Фиг. 120. Схема привода с храповичным механизмом.

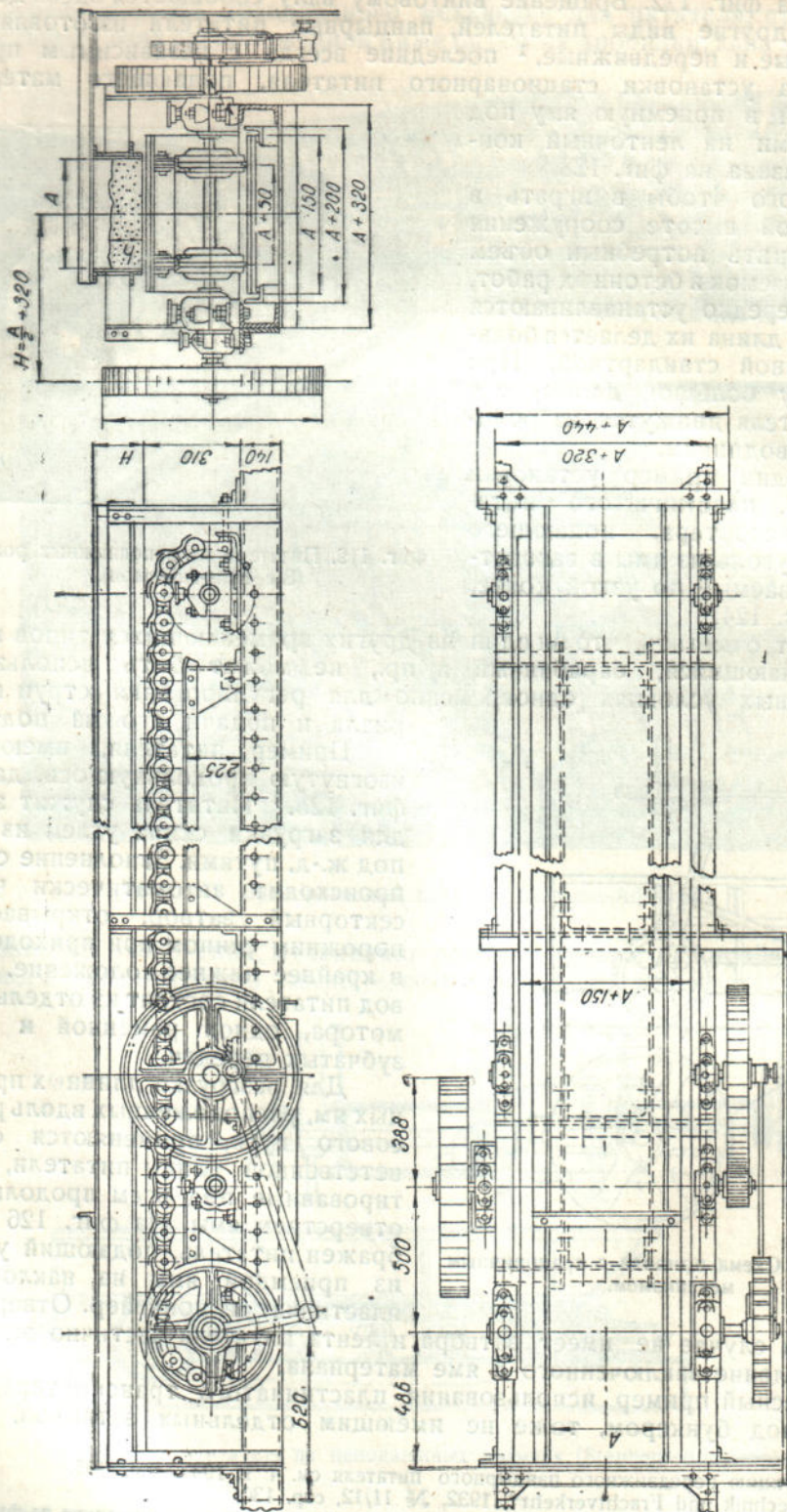
<sup>1</sup> Конструкцию передвижного панцирного питателя см. ч. 1, 1932, стр. 135.

<sup>2</sup> „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1932, № 11/12, стр. 130.

<sup>3</sup> Две других схемы установки наклонного пластинчатого питателя см. ниже на фиг. 370 и 494.

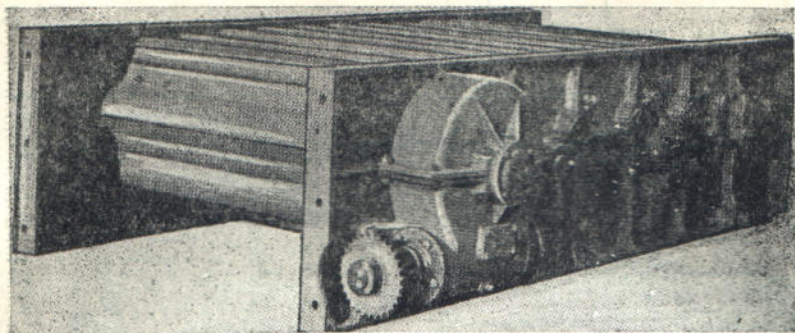
<sup>4</sup> „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1928, № 15, стр. 280.



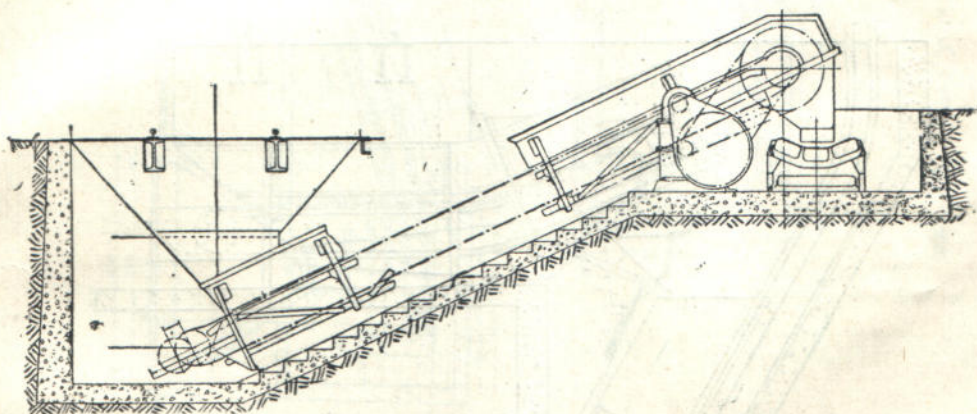
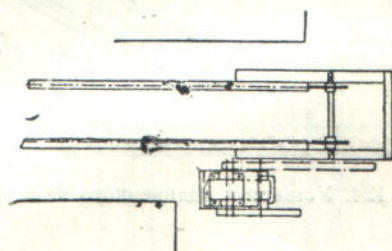


Фиг. 121. Питатель с зубчатым храповичным механизмом (Союзтранстехпром).



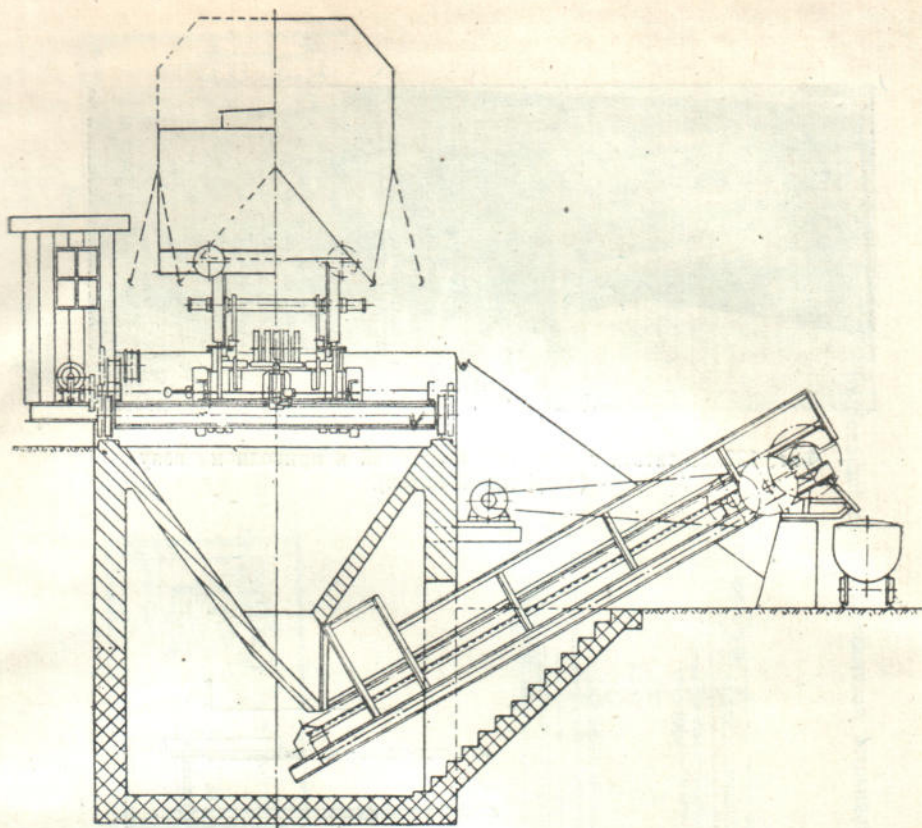


Фиг. 122. Питатель с винтовой передачей к приводному валу (Stephens-Adamson).

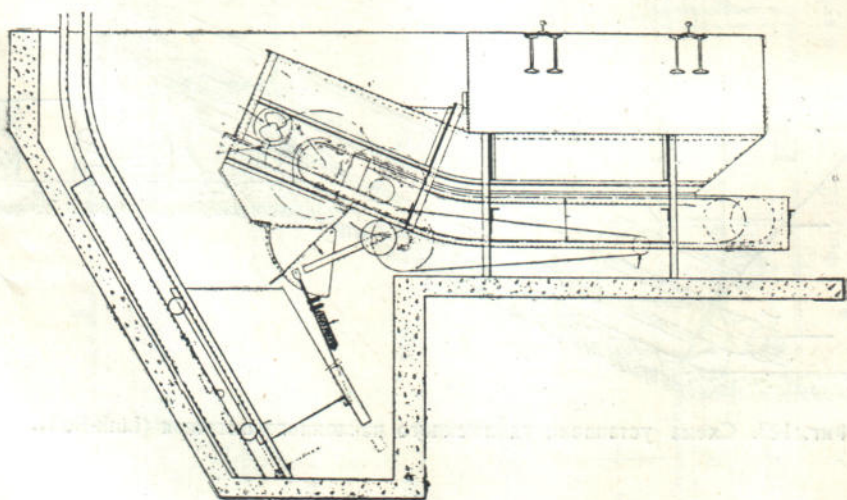


Фиг. 123. Схема установки удлиненного наклонного питателя (Link-Belt).





Фиг. 124. Установка удлиненного наклонного питателя—транспортера.



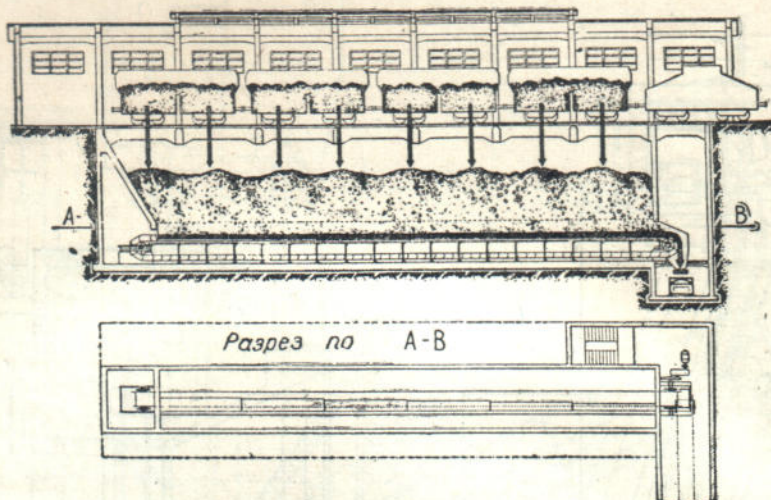
Фиг. 125. Пластинчатый питатель на скиповой установке (Beumont).





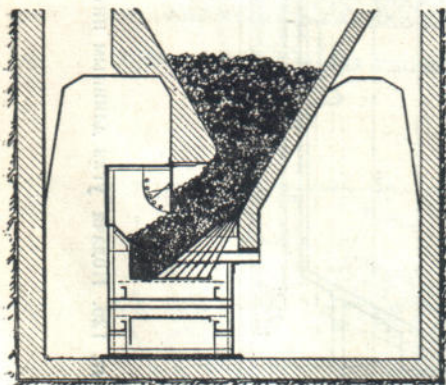


система бункеров фирмы Pohlrig, применяемая в бурюгольной промышленности.<sup>1</sup> Уголь полвозится в большегрузных саморазгружающихся вагонах (фиг. 127) и сбрасывается в бункер, под продольным прорезным отверстием которого монтирован пластинчатый лотковый конвейер.

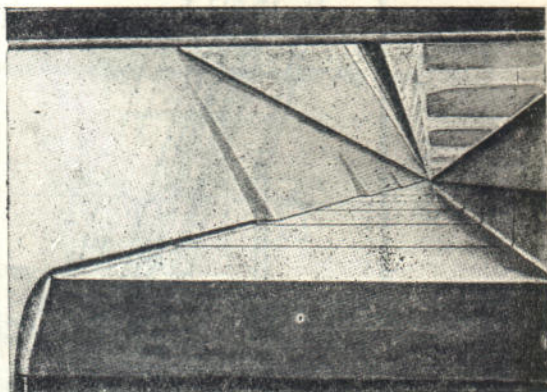


Фиг. 127. Продольный разрез по бункеру с пластинчатым конвейером-питателем (Pohlrig).

Уголь поступает на конвейер самотеком без помощи механических питающих устройств<sup>2</sup> по направляющим плитам, служащим продолжением бункерной наклонной стенки. При этом по всей длине бункера угол



Фиг. 128. Поперечный разрез по отверстию бункера (Pohlrig).



Фиг. 129. Продольный вид на питатель (Pohlrig).

наклона плит уменьшается постепенно, несколькими ступеньками к разгрузочному концу конвейера (фиг. 128), так что у хвостовой части конвейера на него загружается материал только с одной стороны, в небольшом количестве, а дальше степень загруженности конвейера возрастает, достигая полной своей величины на ближайшем к приводу участке.

Борты конвейера сделаны неодинаковой высоты. Со стороны, на которую стекает материал, борт для образования подпора выше. Продольный вид питателя изображен на фиг. 129.<sup>3</sup>

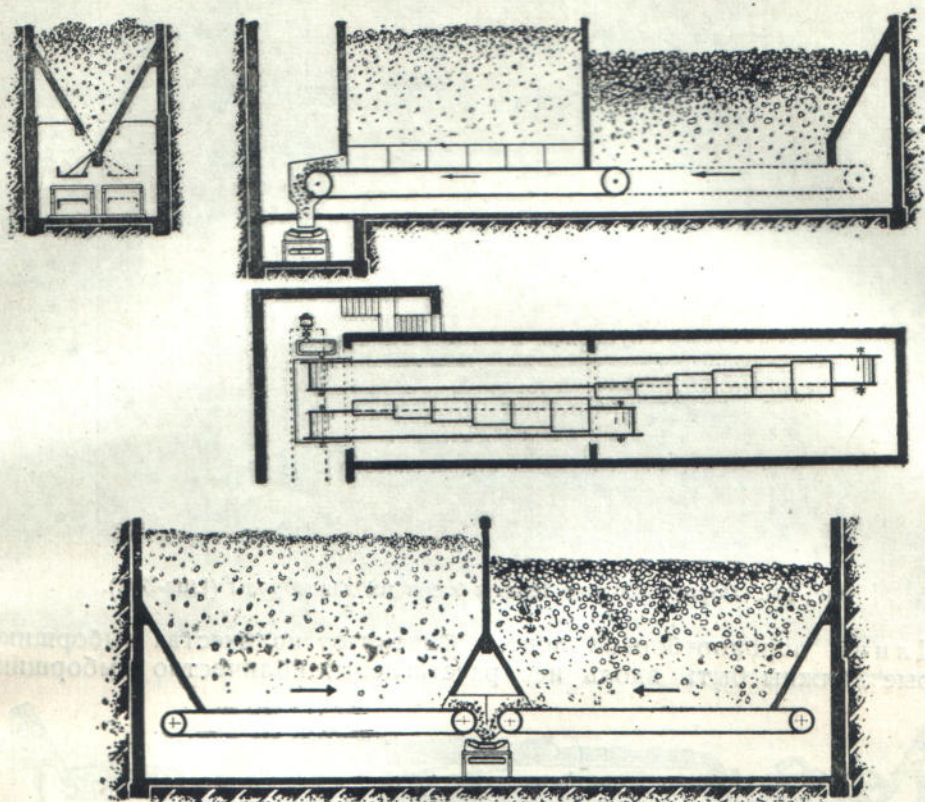
<sup>1</sup> „Der Bergbau“, 1931, № 37, стр. 457.

<sup>2</sup> Оборудование другой системы бункера с продольным прорезным (щелевидным) отверстием, см. ч. I, 1932, стр. 197-198.

<sup>3</sup> Walter, Gleichmessiges Entleeren auf ganze Länge von langen Bunkern oder Behältern „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1931, № 8, стр. 115.



К достоинствам этой системы, помимо конструктивной простоты, отсутствия бункерных затворов и автоматичности действия, можно отнести еще равномерность и непрерывность разгрузки бункера по всей длине, благодаря чему опасность схватывания и зависания угля в бункере умень-



Фиг. 130. Две схемы расположения питателей (Pohlfig).

шается. На фиг. 130 показаны две схемы устройства бункера для подачи в одну сторону двух сортов материала к краю бункера, или навстречу один к другому — к середине бункера.

## 2. ПОРОДООТБОРНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Породоотборные ленты служат для обогащения на них полезного ископаемого путем выборки и удаления кусков породы, сростков и пр.

По углю ручная породоотборка применяется обычно при крупности кусков от 50—60 мм и выше и только в отдельных случаях при меньшей крупности. Для кусков крупностью от 100 мм она считается наиболее действительным средством обогащения.

Из двух типов углеразборных лент, резиновой и пластинчатой металлической, второй тип имеет такие преимущества: лучшее распределение материала на волнистой поверхности, значительно большая выносливость особенно при крупных и острогранных кусках, царапающих покров резиновой ленты, возможность обогащения на одной ленте с перегородками двух классов угля, возможность при той же системе лент избежать установки породосборной ленты, возможность производить на ленте отсортировку мелочи. Кроме того, на прочной металлической ленте допускается иногда разбивание отдельных кусков для отделения сростков. Однако резиновая лента и в данном случае сохраняет свои бесспорные положительные

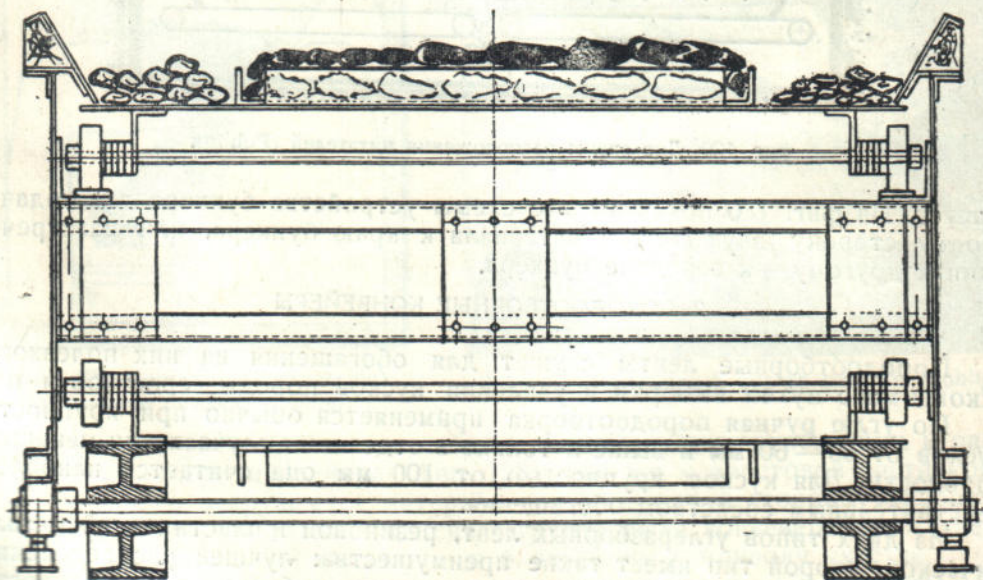


качества—плавный бесшумный ход, высокая степень надежности, меньший вес и меньшие капитальные затраты.



Фиг. 131. Породоотборная лента с ящиками для породы (Link-Belt).

Длина породыотборной ленты зависит от количества выборщиков, которые должны быть вдоль нее расставлены; количество выборщиков



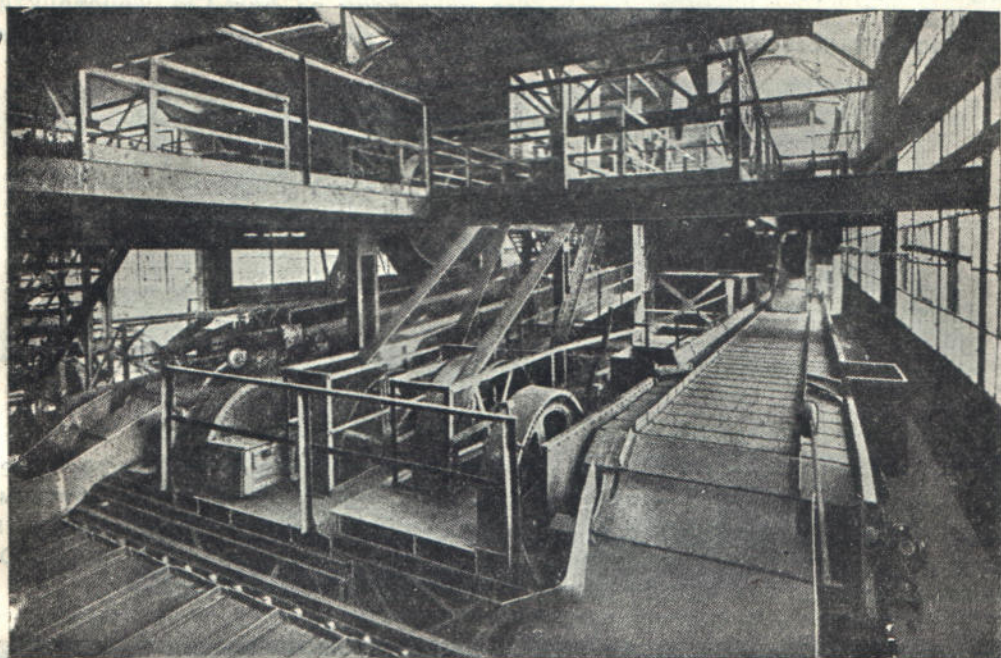
Фиг. 132. Сечение по конвейеру системы Nagras (Gröppel).

определяется их производительностью, которая в свою очередь зависит от ряда причин — крупности материала, легкости различения породы и пр.

Отобранная порода либо сбрасывается в спускные рукава (ящики), установленные с одной или по обе стороны от ленты (фиг. 131), либо кидается в продольное отделение ленты, образуемое наклепанными или приваренными

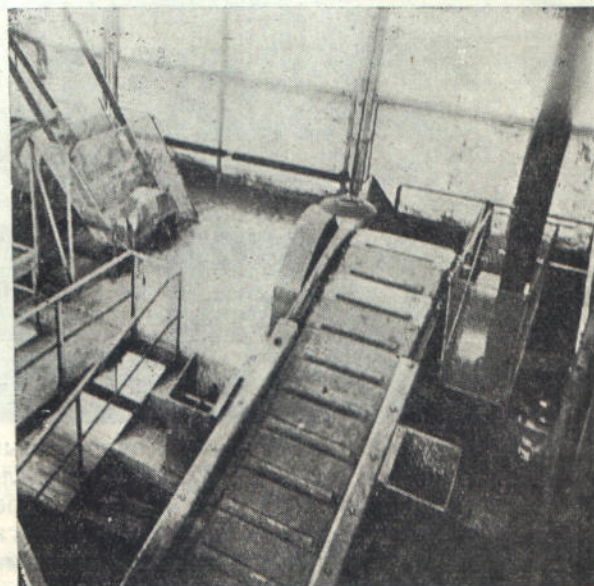


на ней уголками. Такая лента системы Harras с трех ручьях — средний широкий для угля и два узких крайних для породы — показана в сечении на фиг. 132 и в общем виде на фиг. 133<sup>1</sup>.



Фиг. 133. Вид на породоотборный конвейер Harras (Görre).

С бортов ленты окантована неподвижными облицованными брусьями, служащими одновременно предохранительными поручнями для породоотборщиков. Верхняя ветвь катится по направляющим на ходовых роликах, нижняя движется на стационарных поддерживающих роликах большего диаметра. Близ конца ленты порода с обеих сторон снимается косою заслонкой и сбрасывается в ящики (фиг. 133). Если лента имеет наклонный участок, на ней наклепываются еще поперечные уголки, как показано на фиг. 132.



Фиг. 134. Наклонная транспортная и породоотборная ленты (Carlshütte).

Наклонная транспортная и породоотборная лента с наклепанными на нее уголками показана на фиг. 134.

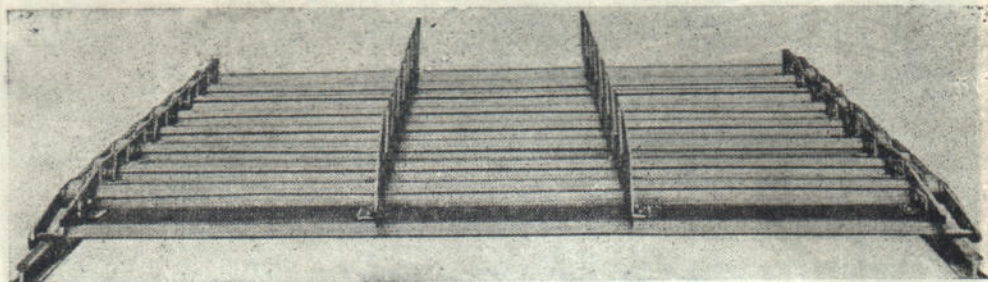
Если обогащению подлежат два или несколько классов и выход каждого класса невелик, то на ленте производится обогащение двух классов одновременно, для чего внешние ручки делаются широкими —

<sup>1</sup> См. также на фиг. 184.



для обогащаемого материала, а средний более узким — для породы (фиг. 135).

Нередко породоотборные ленты делаются заодно с погрузочными стрелами, загружающими обогащенный уголь в ж.-д. вагоны. Две таких породоотборных ленты для крупного угля даны на фиг. 136. Конструктивная особенность этих лент в том, что вместо пластин они собраны из



Фиг. 135. Конвейер для обогащения двух классов угля (Link-Belt).

круглых стальных прутьев, соединяемых четырьмя линиями цепей.<sup>1</sup> Мелкие куски на такой ленте просеиваются через зазоры между прутьями, чем облегчается породоотборка. Отобранная порода сбрасывается на особый породосборный конвейер, установленный параллельно породоотборным конвейерам между ними.



Фиг. 136. Породоотборный и погрузочный конвейер (Norton).

Специальной конструкции контрольные породоотборные и погрузочные ленты видны на фиг. 137. Пластины лент выполнены из перфорированных (дырчатых) листов и снабжены перегородками, имеющими двойное значение — они удерживают материал от скатывания на наклонных участках и служат скребками, перемещающими под нижней ветвью просеивающуюся мелочь. Мелочь, просеившаяся через отверстия на верхней ветви и задержавшаяся на нижней, снимается с нее косою заслонкой. Порода сбрасывается в ящики и поступает на породосборные ленты.

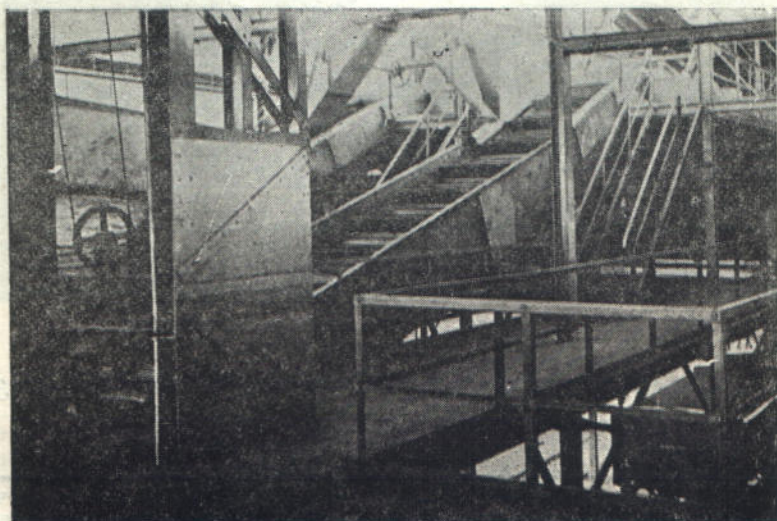
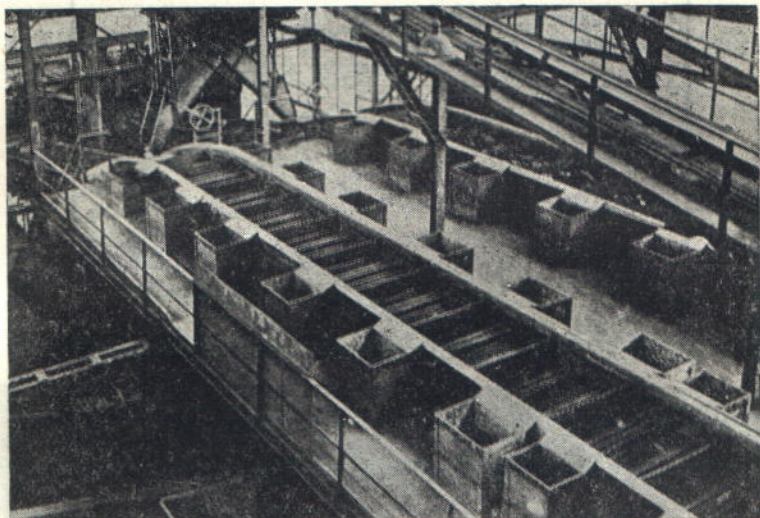
На фиг. 138 представлены плоская лента и установленные между лентами большие ящики, служащие для сбрасывания в них выбранного из угля колчедана.

<sup>1</sup> „Mechanical Handling“, октябрь 1 33, стр. 327.



Рабочая скорость на породотборных лентах применяется, как указывалось, 0,20—0,25 м/сек. с отклонениями от этих пределов в зависимости, главным образом, от крупности кусков.

Производительность конвейера зависит от рабочей скорости, ширины ленты и слоя материала на ней. Так как для совершенной породотборки



Фиг. 137. Контрольные породотборные ленты с перфорированными пластинами (Carlshütte).

желательно, чтобы толщина слоя не превышала размера кусков материала в поперечнике, то при крупности данного класса  $a'$  (нижний предел) величина производительности находится по выражению

$$Q = 3600 B a' v \psi, \quad (40)$$

где

$$\psi = 0,67 \text{ до } 0,85 - 0,88.$$

Однако при мелком материале от этого правила нередко делают отступления. Для характеристики углеразборных лент, кроме помещенных выше

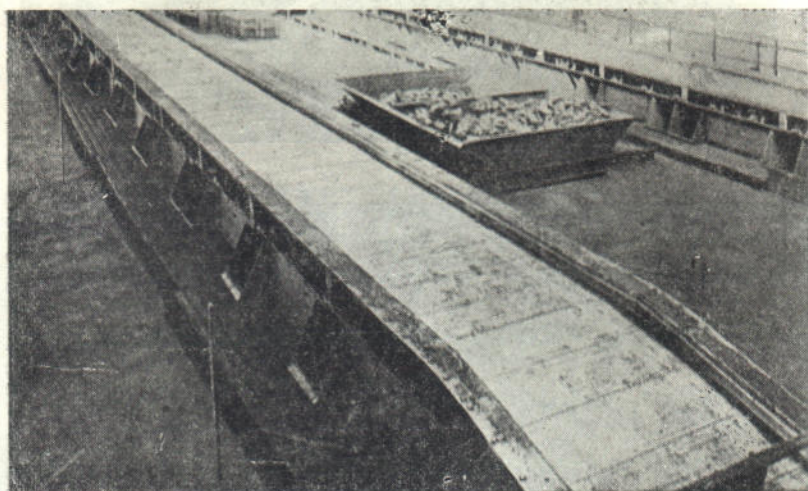


данных, приведем данные фирмы *Mogrow*<sup>1</sup> и справочника - ценника *Донугля*.

Таблица 29

Породоотборные угольные транспортеры  
заводов *Донугля*

Ширина ленты <i>B</i> мм	<i>Q</i> т/час	<i>N</i> л. с. на 1 пог. м	Вес кг/пог. м
400	15	0,10	200
600	20	0,13	250
700	25	0,15	300
800	30	0,18	340
1 000	35	0,22	400
1 200	40	0,25	450



Фиг. 138. Плоские породоотборные ленты и собирательные ящики (*Carlshütte*).

Таблица 30

Породоотборные угольные транспортеры  
фирмы *Mogrow*

Ширина ленты <i>B</i> мм	Скорость <i>v</i> м/сек.	Производ. <i>Q</i> т/час	Наибольш. длина <i>L</i> м	Мощ- ность <i>N</i> л. с.	Вес кг	Добавоч- ный вес на 1 пог. м/кг
915	0,3	135	27,5	5	1 860	85
1 070	0,3	158	24,4	5	1 950	95
1 220	0,3	180	21,4	5	2 015	102
1 370	0,3	202	18,3	5	2 100	108
1 520	0,3	225	15,2	5	2 190	115

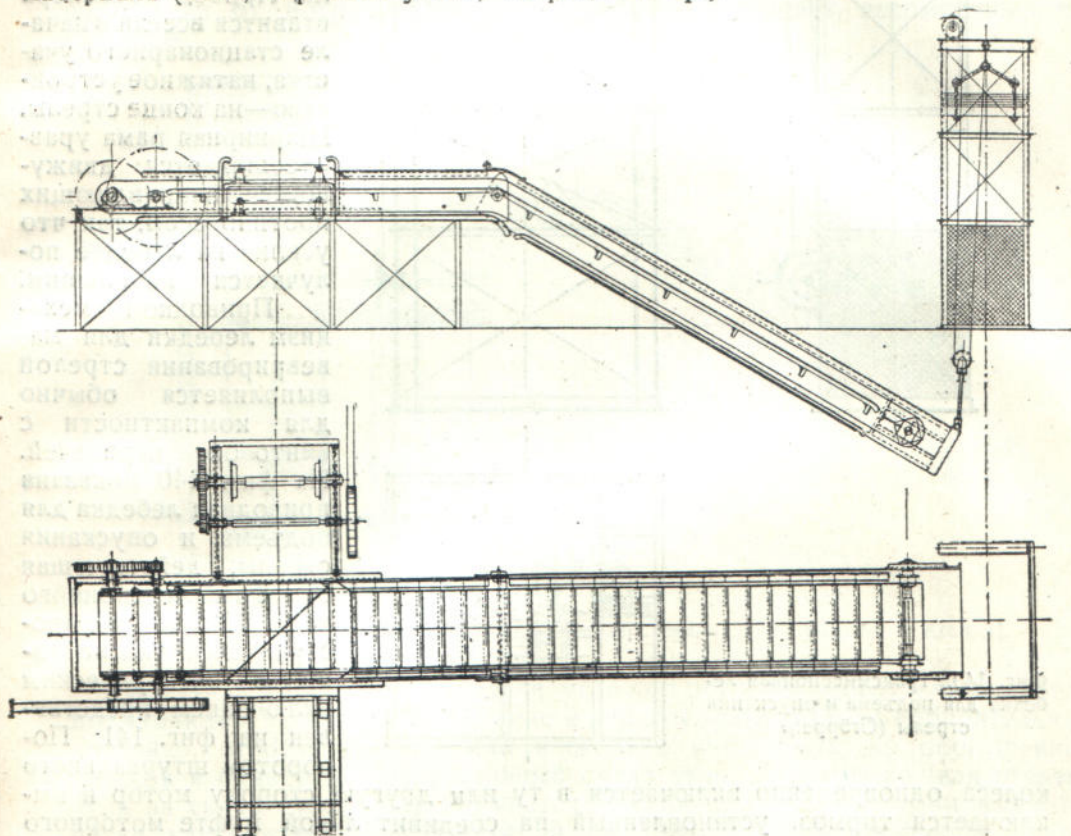
<sup>1</sup> Цитируется по сборнику „Обогащение угля“ под редакцией проф. *Л. Б. Левенсона* и *И. М. Верховского*.



Ширина ленты ограничивается удобством работы на ней — при двусторонней отборке ее принимают до 1400 мм и при односторонней не свыше 850 мм.

### 3. ПОГРУЗОЧНЫЕ СТРЕЛЫ

Для погрузки в ж.-д. вагоны и на суда служат лотки или транспортеры на стреле. Преимущество транспортеров в постоянной скорости движения материала, не зависящей от угла наклона стрелы, и поэтому погрузка с них больше обеспечивает от дробления и деградации загружаемого материала (кокс, сортовой уголь, антрацит и пр.).



Фиг. 139. Схематический чертеж вагонпогрузочной стрелы (Gröprel):

Обычно погрузочная стрела состоит из двух участков: горизонтального на неподвижной раме и наклонного, служащего его продолжением, на шарнирной раме.

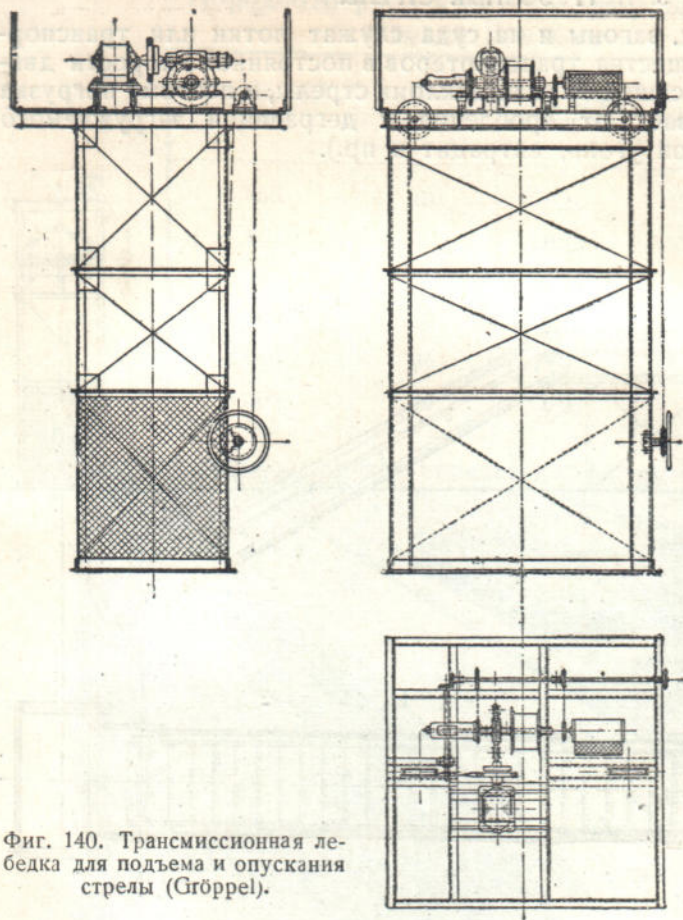
В нерабочем положении стрела поднимается выше габарита подвижного состава, в начале погрузки в вагон она опускается в наинижнее положение для того, чтобы высота свободного падения материала с конца ее была минимальной, а затем постепенно приподнимается по мере повышения слоя материала в вагоне у передней лобовой стенки.

Дальше стрела остается при погрузке в таком приподнятом положении, а вагон медленно подвигается вперед до заполнения по всей длине. Передвижка вагона производится обычно маневровой лебедкой или, как это встречается на американских рудниках, вагон движется самокатом по уклону, подтормаживаемый специальной лебедкой или собственным тормозом.

На фиг. 139 показан схематический чертеж вагонпогрузочной стрелы. Для уменьшения длины стрелы угол наклона ее принимается довольно значительным; поэтому для предупреждения скатывания материала



поверхность конвейерной ленты делается волнистой. В конструкции на фиг. 139 материал сгружается на стрелу с поперечного транспортера, нижняя ветвь которого проходит между верхней и нижней ветвью стационарного участка погрузочной ленты, подача материала с одного конвейера на другой производится с помощью ножевого разгрузателя. Привод конвейера ставится всегда в начале стационарного участка, натяжное устройство — на конце стрелы. Шарнирная рама уравнивается движущимися в направляющих противовесом, так что усилие на лебедке получается небольшим.

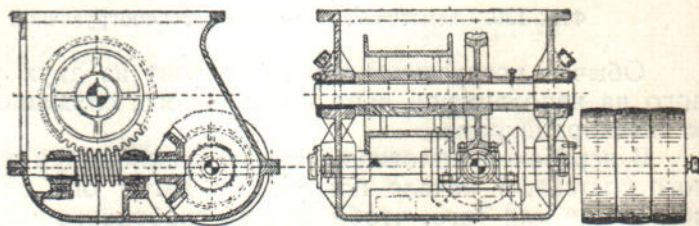


Фиг. 140. Трансмиссионная лебедка для подъема и опускания стрелы (Gröppel).

колеса одновременно включается в ту или другую сторону мотор и выключается тормоз, установленный на соединительной муфте моторного вала. Лебедка монтирована над шахтой, в которой ходит противовес. Скорость подъема конца стрелы принята 0,04 — 0,05 м/сек. Мощность мотора лебедки составляет всего  $1\frac{1}{2}$ —2 л. с.

Конструкция одного из типов погрузочной стрелы изображена на фиг. 142. На чертеже виден способ сопряжения направляющих для верхней и нижней ветви у шарнира стрелы. Рама стрелы у натяжной звездочки имеет боковые выступы, предохраняющие конвейерную ленту от ударов о боковые стенки вагонов.

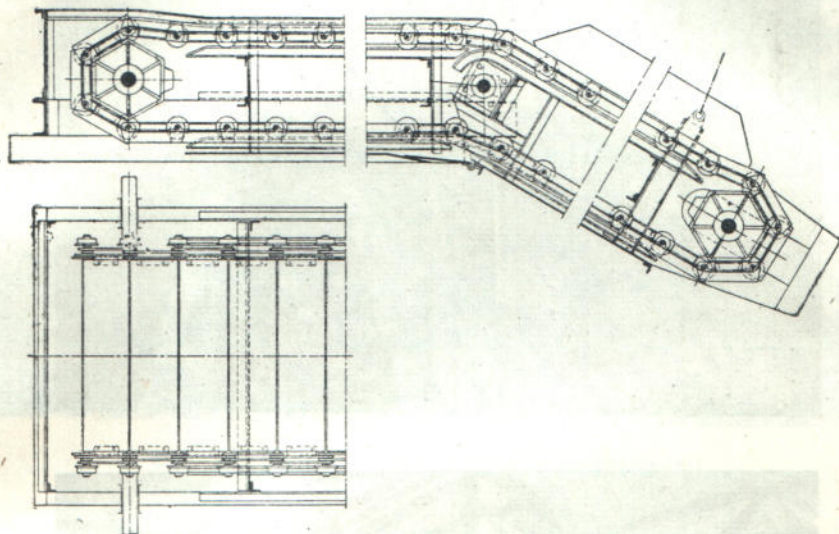
Общий вид стрелы на одной американской установке показан на фиг. 143, разгрузочная головка — на фиг. 144. Кроме того, на фиг. 145 представлен процесс загрузки вагонов.



Фиг. 141. Электромоторная лебедка для подъема и опускания стрелы (Gröppel).



На обогатительных фабриках стационарная часть погрузочных конвейеров, как указывалось, нередко используется как породоотборная лента. Такой пример дает сортировка для угля по фиг. 146. Вагонетки с углем поступают по откаточным путям в двойной круговой опрокидыватель 1, ссыпая уголь на эксцентриковый грохот 2. Отделенный на грохоте крупный уголь поступает на пластинчатый породоотборный и погрузочный конвейер 3 и грузится в ж.-д. вагоны. Еще три класса угля, получаемые на плоском грохоте 4, поступают на такие же породоотборные и погрузочные конвейеры 5. Трансмиссионные лебедки для подъема и опускания погрузочных стрел расположены здесь на довольно значительном расстоянии от погрузочного конца, что представляет несомненные неудобства.



Фиг. 142. Конструкция вагонопогрузочной стрелы (Schüchtermann & Kremer).

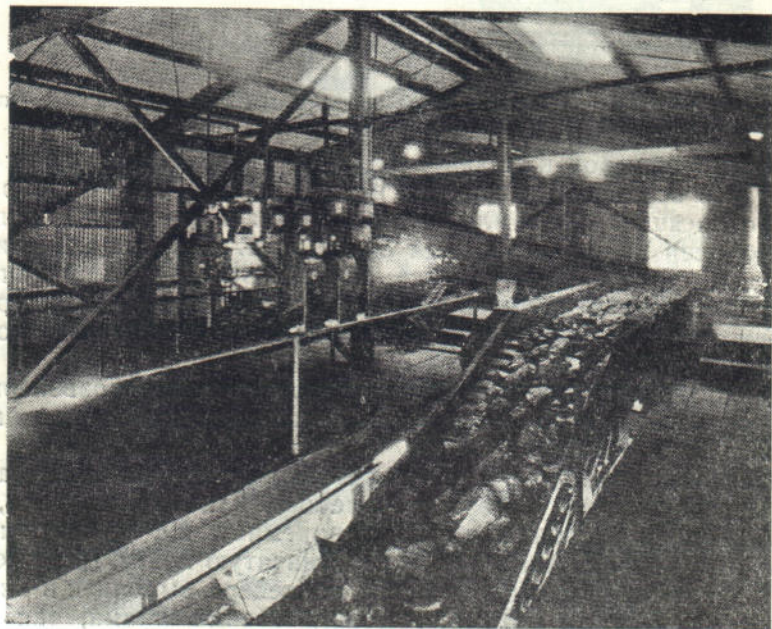
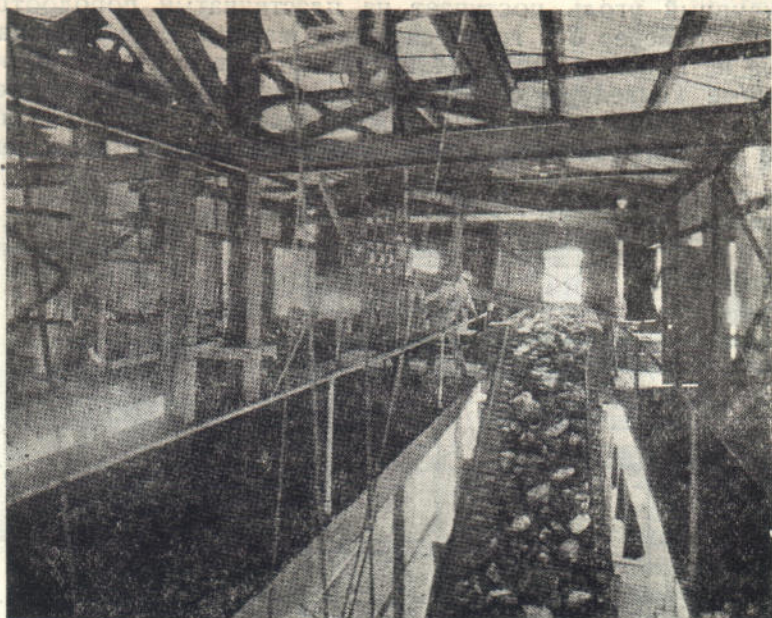
В случае перерывов в подаче угля под погрузку, погрузочные стрелы поднимаются в верхнее положение и перегружают уголь на собирательный конвейер, относящий один или несколько смешанных, но обогащенных классов в бункер или на резервный склад угля. Для той же цели откатки угля на склад—уголь перегружается иногда со стрелы в рудничные вагонетки, как показано пунктиром на фиг. 147. На этой же фигуре видно, что к концу загрузки ж.-д. вагон входит на весы, отмечающие количество загруженного угля.

Подобно вагонопогрузочным стрелам, пластинчатые конвейеры применяются на аналогичных по конструкции установках для погрузки массовых или штучных грузов на суда.

Мощная установка этого типа для массовых грузов представлена на фиг. 148. Перегружаемый материал (каменный или бурый уголь, щебень и пр.) ссыпается из вагона в одну из приемных ям, из которых через промежуточные воронки попадает на пластинчатую ленту. Для уменьшения маневров с загружаемым судном, остов конвейера выполнен в виде поворотного моста с центром вращения между обеими ямами, так что при повороте моста устье ям приходится всегда над уширенным отверстием воронок.

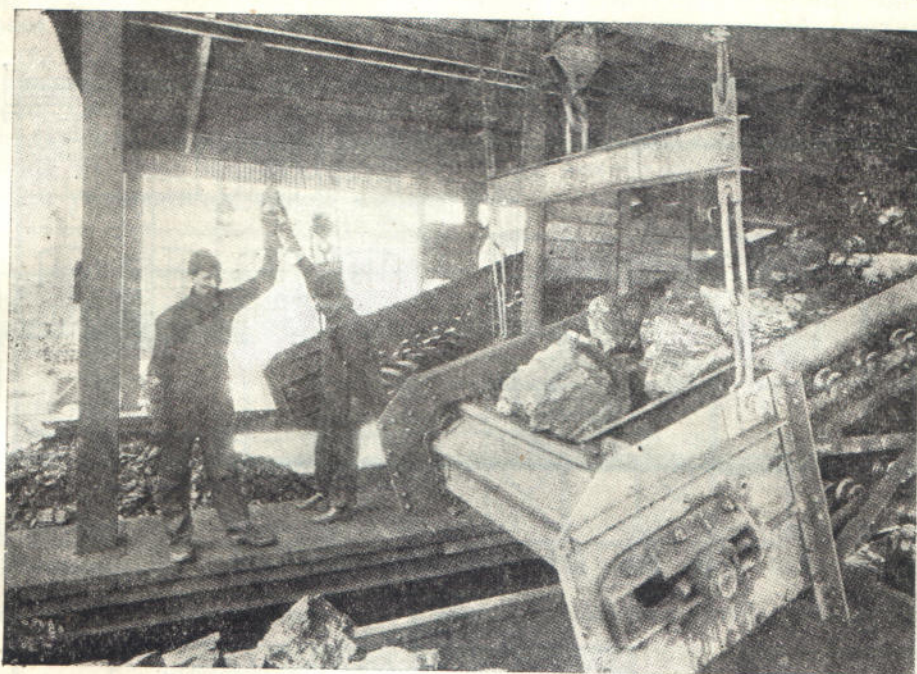
Шарнирный вылет конвейера поднимается и опускается с помощью лебедки. На конце его подвешена спускная телескопическая труба, поворотом которой достигается равномерная загрузка баржи по всей ее ширине. Поворот круговой шарнирной рамы, на которой подвешена труба, производится с помощью тяговых проволоочных канатов, охватывающих такую



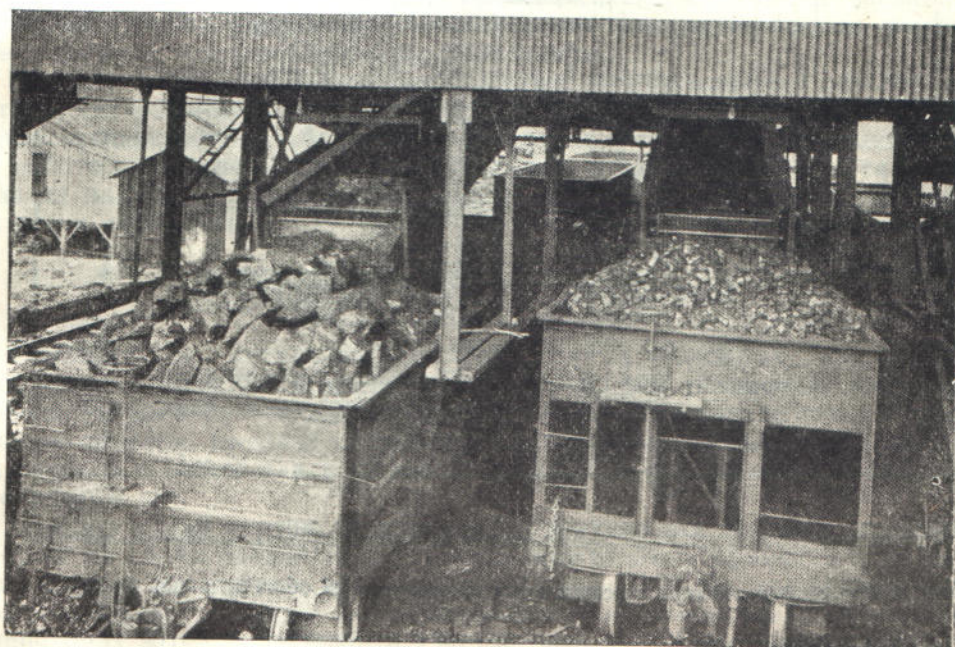


Фиг. 143. Общий вид загрузочной стрелы (Fairmont)



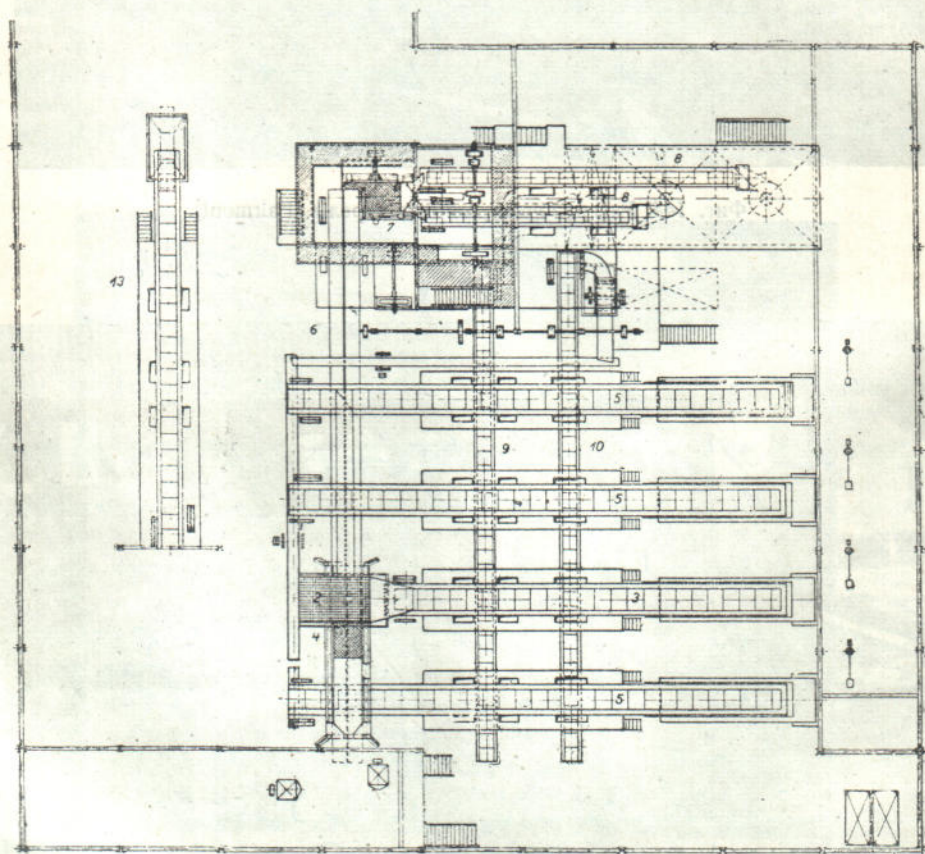
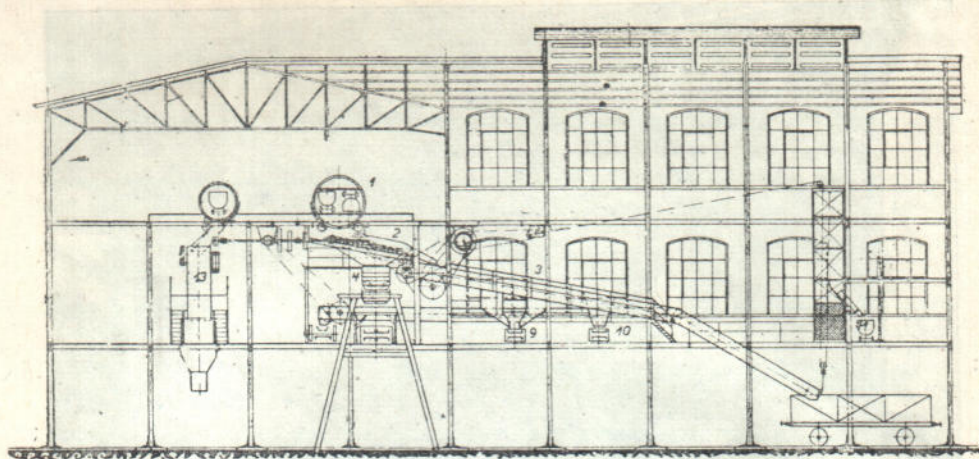


Фиг. 144. Разгрузочная головка стрелы (Fairmont).



Фиг. 145. Загрузка вагонов со стрелы (Link-Belt).





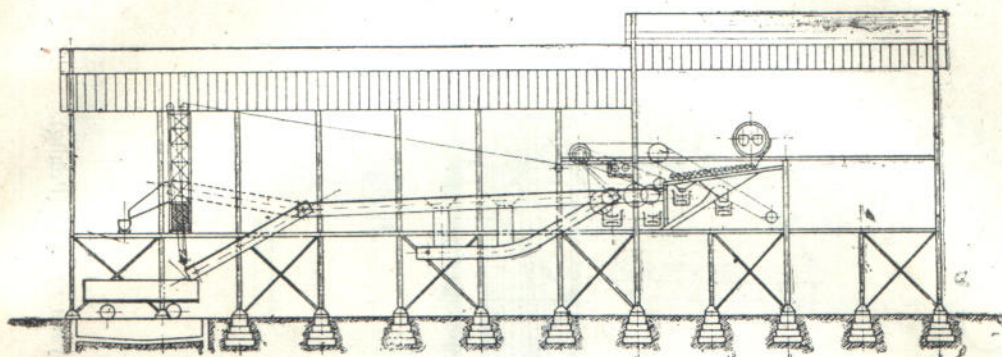
Фиг. 146. Погрузочные стрелы для сортового угля на обогатительной фабрике (Gröppel).



же раму, стоящую на оси стрелы и поворачиваемую вспомогательной лебедкой. Втягивание телескопической трубы производится тоже тросом от лебедки, расположенной в помещении машиниста.

Приводная и натяжная головки сделаны заодно. Для этого приводной механизм вместе со звездочками смонтирован на оттягиваемой противовесом тележке.

Производительность конвейера, при ширине ленты 1200 мм, рабочей скорости 0,3 м/сек. и коэффициенте заполнения (в зависимости от рода материала) 0,35—0,90, равна до 350 т/час. Пять рабочих движений погрузочной машины обслуживаются четырьмя моторами общей мощностью 63 л. с. и управляются одним машинистом.



Фиг. 147. Перегрузка со стрелы в ж.-д. вагон или рудничную вагонетку (Gröppel).

Конструкция стрелы для погрузки на суда штучных грузов представлена на фиг. 149. В некоторых случаях грузы перемещают на ручных тележках, сопровождаемых грузчиком. При этом на одной станине устанавливаются два параллельных конвейера с движением в разные стороны, для груженых и порожних тележек. Рама конвейера, как и на вагонопогрузочных стрелах, полностью уравновешена. Для перестановки вылета служит ручной винтовой подъемный механизм.

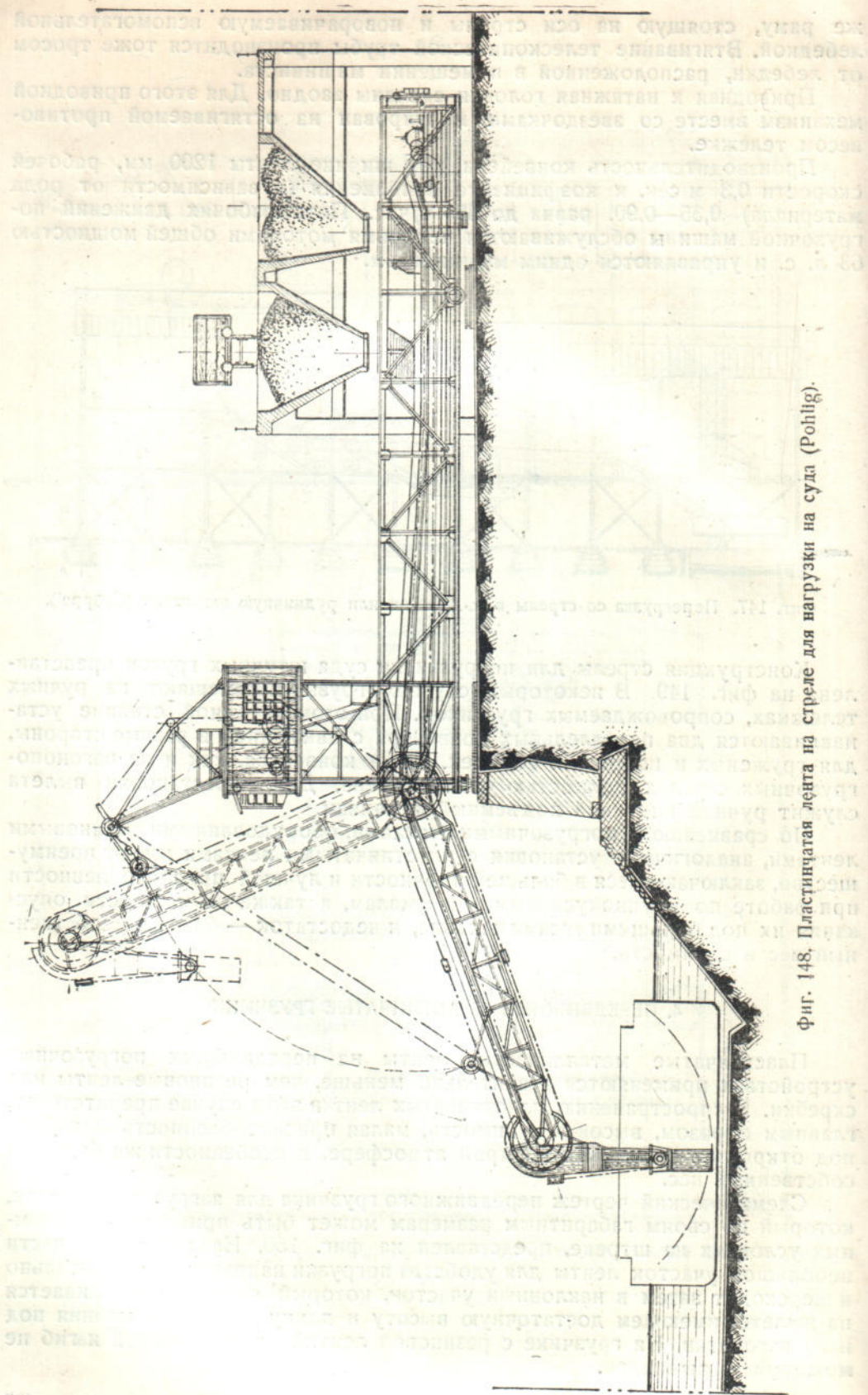
По сравнению с погрузочными стрелами, оборудованными резиновыми лентами, аналогичные установки с пластинчатыми лентами имеют преимущество, заключающееся в большей прочности и лучшей приспособленности при работе по крупнокусовым материалам, а также возможности опускания их под большими углами наклона, и недостаток — большой собственный вес и стоимость.

#### 4. ПЕРЕДВИЖНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГРУЗЧИКИ

Пластинчатые металлические ленты на передвижных погрузочных устройствах применяются значительно меньше, чем резиновые ленты или скребки. Распространению пластинчатых лент в этом случае препятствует, главным образом, высокая стоимость, малая приспособленность к работе под открытым небом или в сырой атмосфере, в особенности же большой собственный вес.

Схематический чертеж передвижного грузчика для загрузки вагонеток, который по своим габаритным размерам может быть применен в подземных условиях на штреке, представлен на фиг. 150. На хвостовой части небольшой участок ленты для удобства погрузки направлен горизонтально и переходит затем в наклонный участок, который снова выполаживается на вылете, имеющем достаточную высоту и длину для подкатывания под него вагонетки. На грузчике с резиновой лентой такой двойной изгиб не может быть выполнен.

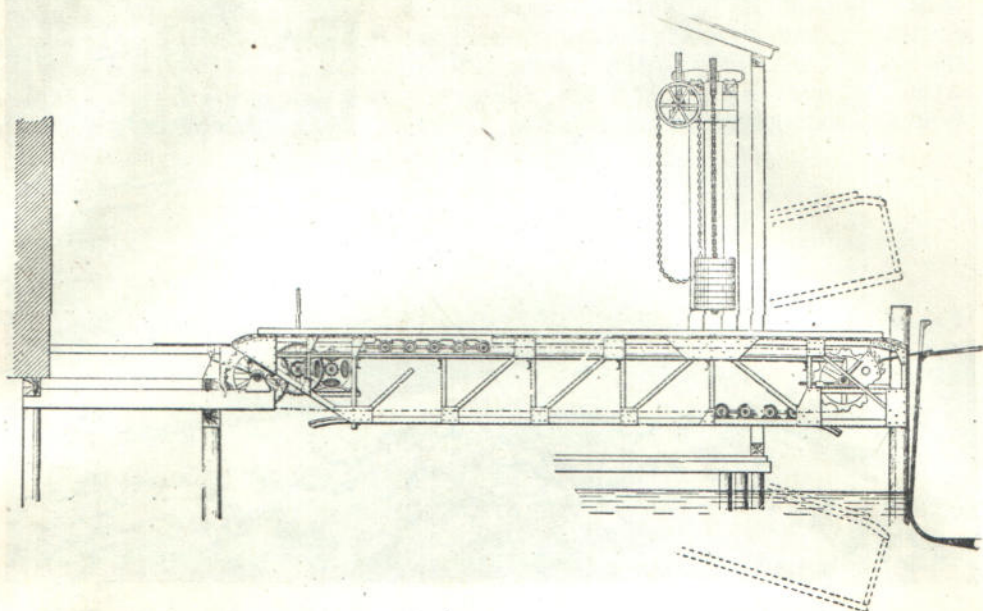




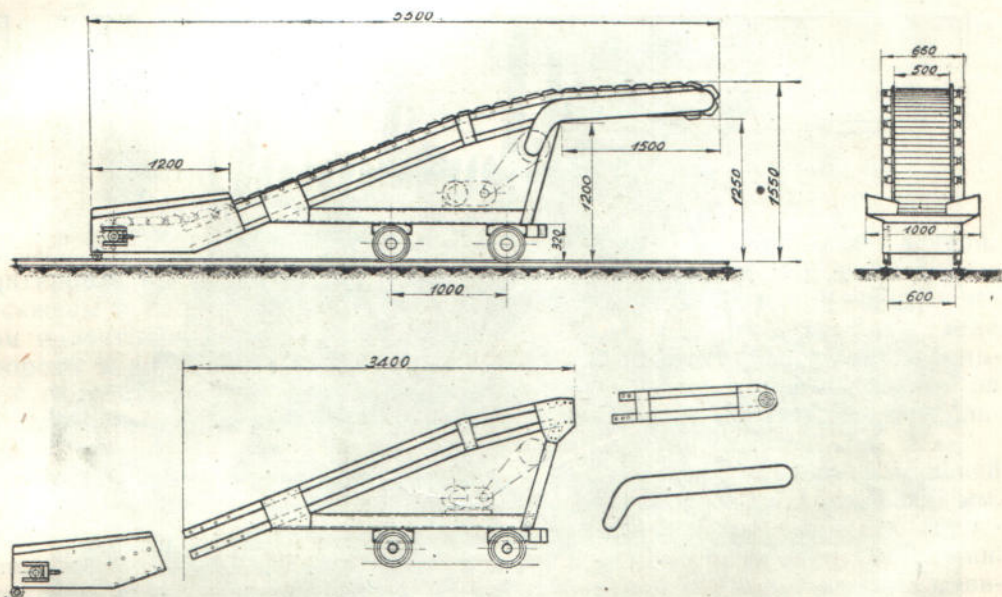
Фиг. 148. Пластинчатая лента на стреле для нагрузки на суда (Rohlig).



Для увеличения производительности пластины ленты снабжены небольшими бортами. Передача движения на приводную головку производится одной парой зубчатых и двумя цепными передачами. Для удобства спуска в шахту в клетки и последующей сборки на штреке, хвостовая и головная



Фиг. 149. Погрузочная стрела для штучных грузов (Link-Belt).



Фиг. 150. Штрековая погрузочная машина (Förster).

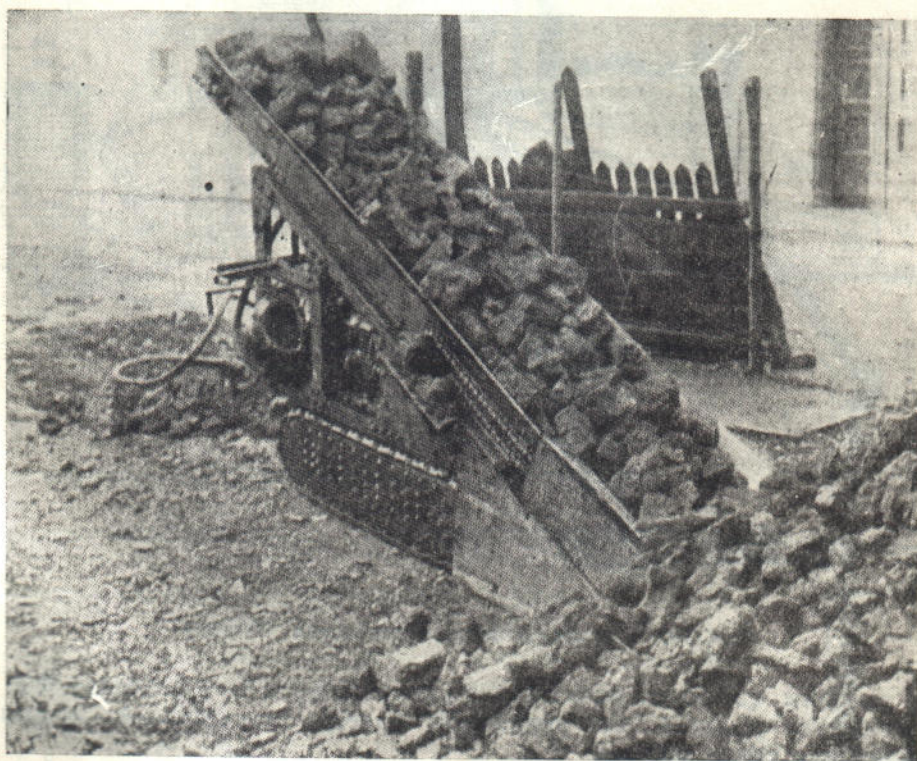
части сделаны съемными на болтах, а длина корпуса не превышает 3400 мм. Перемещается машина по рудничной колее; описываемый экземпляр выполнен для колеи 600 мм.

В отличие от предыдущего типа погрузочной машины, требующей навалки материала на пластинчатую ленту вручную, вновь появившаяся





Фиг. 151. Общий вид погрузочной машины Hemscheidt.

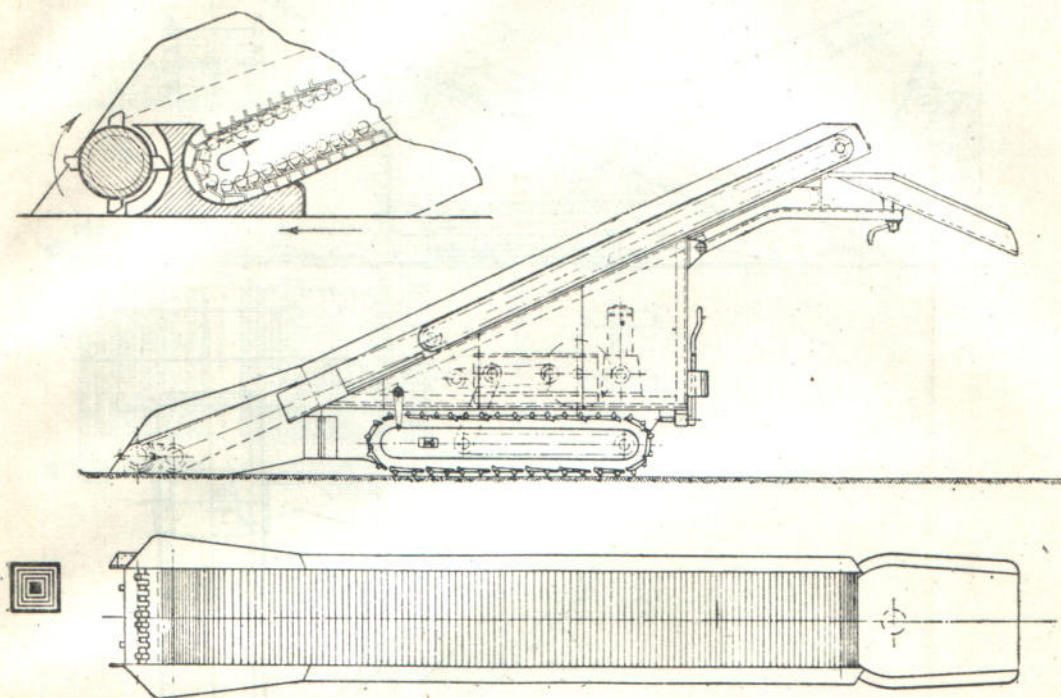


Фиг. 152. Машина Hemscheidt в работе.



конструкция пластинчатого грузчика Hemscheidt<sup>1</sup> для работы на поверхности и под землей снабжена автоматическим зачерпывающим аппаратом и поэтому не задалживает рабочей силы на навалку.

Общий вид машины показан на фиг. 151, та же машина в действии при погрузке со штабеля кокса представлена на фиг. 152. Машина монтирована на гусеничном ходу. В хвостовой загрузочной части ее зазор между рамой и почвой сделан минимальным, рама заканчивается с обеих сторон двумя заостренными выступами, врезающимися в подножие штабеля, когда гусеничный ход машины создает соответственный напор.



Фиг. 153. Машина Hemscheidt с вращающимся лотком.

Рядом с хвостовым барабаном, огибаемым пластинчатой лентой, монтирован вращающийся в ту же сторону вал (фиг. 153), на котором насажены в шахматном порядке сменные зубья. Промежуток между валом и ленточным полотном перекрыт плитой, имеющей со стороны вала прорезы в виде гребешка, для пропуска зубьев. Вал вращается с большой скоростью — 200 об./мин. и поднимает и набрасывает материал на ленту. Пластины ленты, имеющей малый шаг, выполнены в виде угольников.

Общая длина такой машины типа N составляет 5 м, подъем на ней равен 2,2 м, габаритная ширина 1000 мм и ширина пластин — 600 мм. Скорость пластинчатой ленты принята 1,0 м/сек., скорость передвижения во время работы — 3 м/мин. и при холостом ходе 12 м/мин. Вес машины 5000 кг, мощность мотора (одного для всех рабочих движений) 30 л. с. и производительность 50—150 т в час.

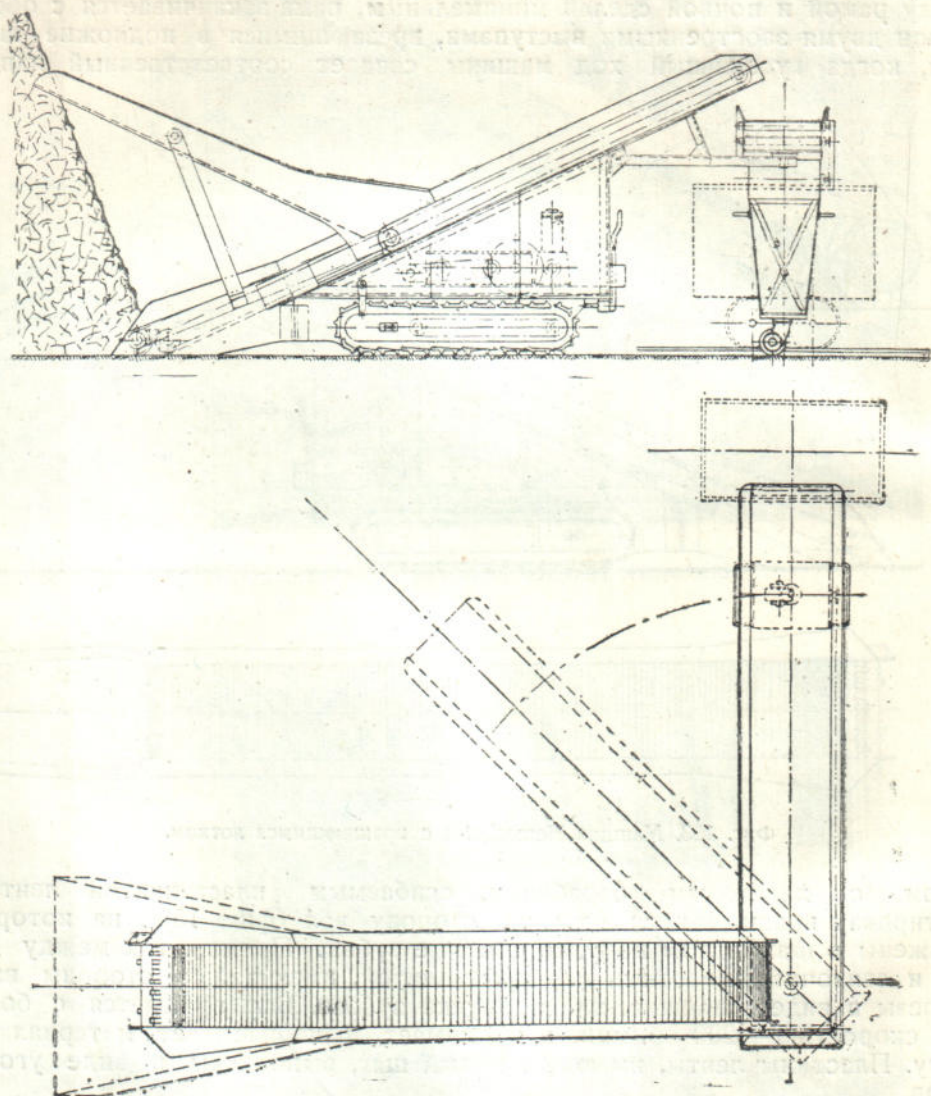
Изображенная на фиг. 153 машина имеет вращающийся спускной лоток, а на фиг. 154 — добавочный поворотный транспортер для распределения материала по радиусу. Добавочный транспортер с одной стороны

<sup>1</sup> 1. W. Gollmer, Mechanische Einrichtungen für die Rückverladung von Lagerkok, „Glückauf“, 1932, № 25, стр. 559.

2. „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1932, № 25/26, стр. 304.



укреплен на опорном шарнире на консоли машины, а на другой — оперт на роликную ногу, перекачивающуюся по почве. Еще одна характерная особенность этой конструкции машины в том, что хвостовая часть ее снабжена спускным широким сверху и суживающимся книзу лотком, предназначенным для того, чтобы по нем ссыпался вышележащий материал по мере того, как снизу он загребается машиной. Понятно, что



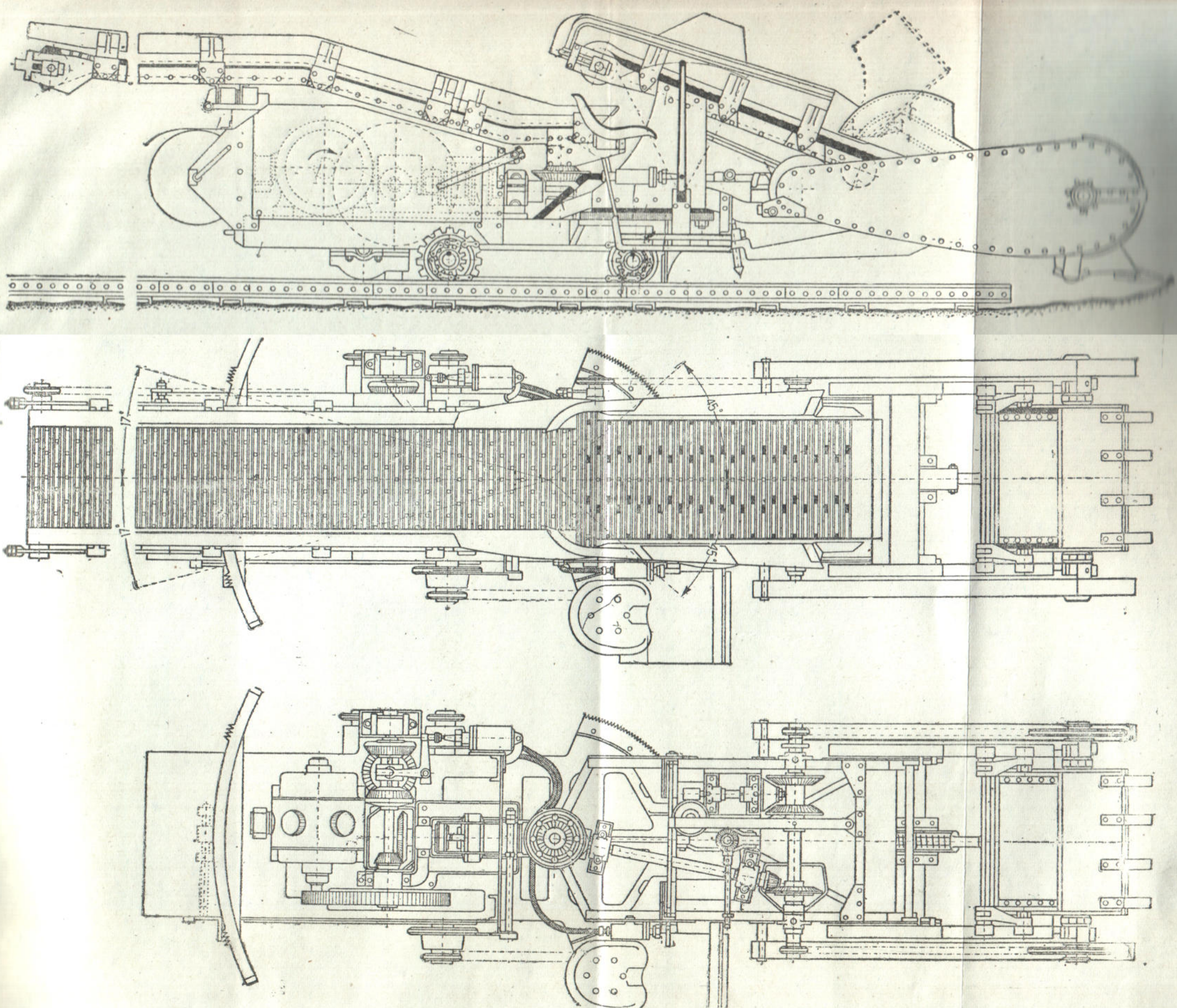
Фиг. 154. Машина Hemscheidt с добавочным транспортером и приемным лотком.

такой способ работы возможен только при высоком штабеле и материале с большим углом естественного откоса и одновременно достаточно малым коэффициентом скольжения по жолобу.

Конструкция машины с добавочным консольным поворотным транспортером показана на фиг. 155. На ней же показан способ передачи рабочего движения от вала редуктора к обоим транспортерам, к нагребающему барабану и к звездочкам ходовых гусениц.

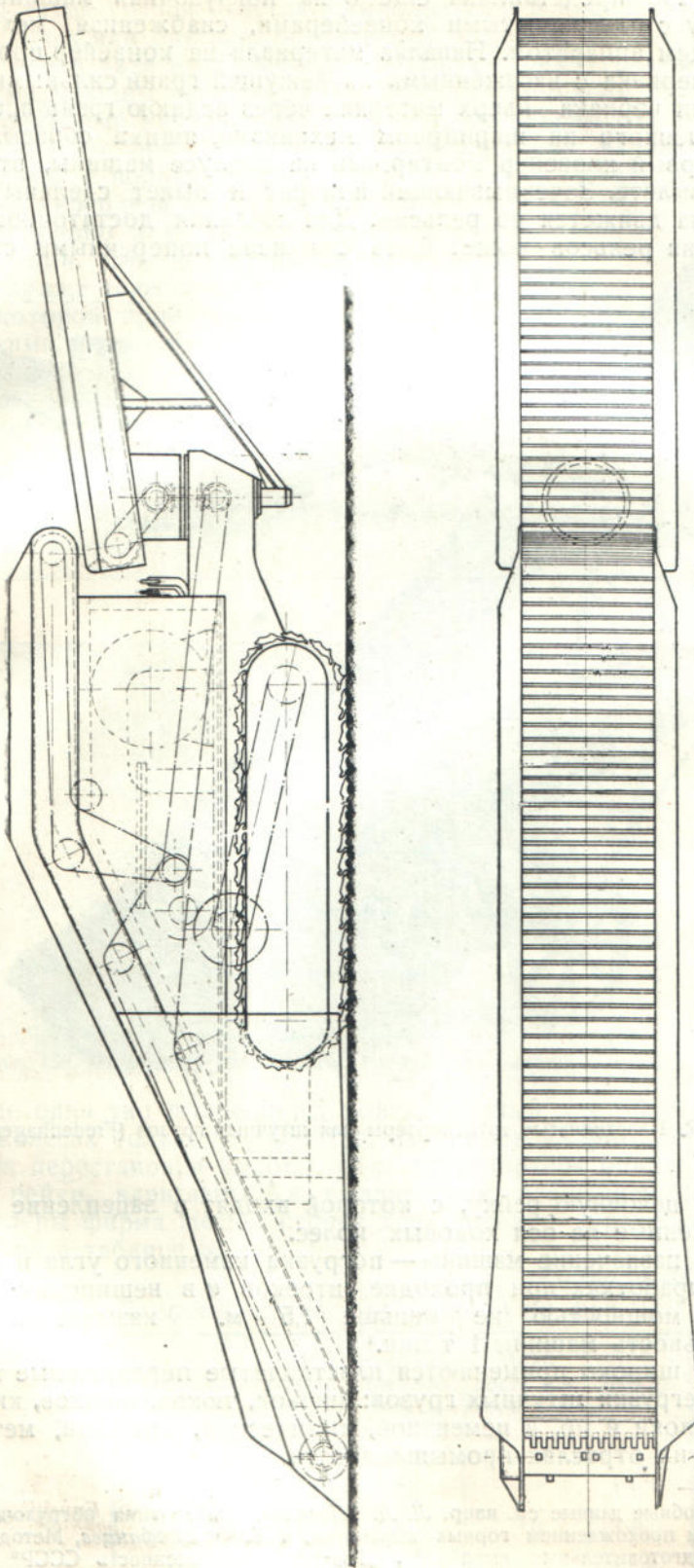
Машины этого типа применяются для работы по разным крупнокусковым материалам с весом до 50 кг в куске, как то: камень, песчаник, порода при прохождении штреков, крупный гравий и пр.





Фиг. 156. Погрузочная машина с черпаком (Myers-Whaley — Hannomag).

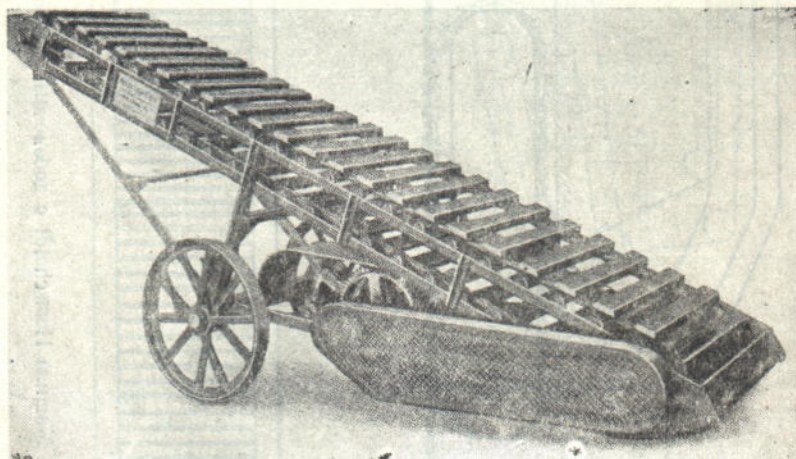
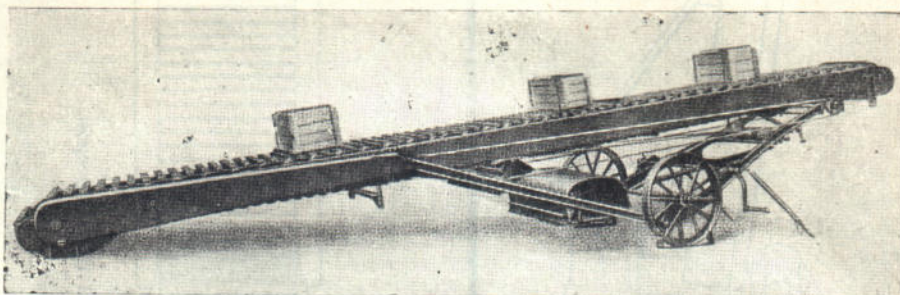




Фиг. 155. Машина Hemscheidt с добавочным консольным транспортером.



На фиг. 156 представлена еще одна погрузочная машина системы Myers Whaley с пластинчатыми конвейерами, снабженная механическим зачерпывающим аппаратом. Навалка материала на конвейер производится с помощью черпака с насаженными на режущей грани сильными зубьями. При движении черпака вверх материал через заднюю грань промежуточного, укрепленного на шарнирном механизме, ящика сбрасывается на конвейер. Первый конвейер montирован на корпусе машины, второй — на консольном вылете. Зачерпывающий аппарат и вылет сделаны поворотными. Машина движется по рельсам. Для создания достаточного напора рабочая секция рельсов может быть снабжена поперечными стержнями,



Фиг. 157. Пластинчатые транспортеры для штучных грузов (Fredenhagen).

образующими цевочную рейку, с которой входят в зацепление зубчатые колеса, насаженные на оси ходовых колес.

Основное назначение машины — погрузка каменного угля и породы в подземных выработках при проходке штреков и в нешироких очистных выработках мощностью не меньше 1,5 м. Указываемая фирмой производительность машины 1 т/мин.<sup>1</sup>

Особенно широко применяются пластинчатые передвижные транспортеры для перегрузки штучных грузов: ящиков, тюков, мешков, кип, бочек, мотков проволоки и пр. в цементной, химической, пищевой, металлургической и других отраслях промышленности.

<sup>1</sup> Более подробные данные см. напр. Л. Д. Шевяков, Выбор типа погрузочных машин в связи с быстрым прохождением горных выработок, и К. Ф. Епифанцев, Методы быстрого прохождения подготовительных выработок, „Горная промышленность СССР“ т. I, 1932, стр. 472; Угар Вово on coal mine mechanisation, 1929, стр. 272.



Для таких грузов пластины выполняются в виде отдельных деревянных досточек или брусьев, образующих на ленте большие или меньшие зазоры, или в виде металлических круглых и прямоугольных стержней. Грузочные машины первого типа с жестким корпусом и с корпусом, дающим переменный наклон, а следовательно разную высоту подачи, показаны на фиг. 157. На фиг. 158 изображена машина для укладки штабеля или „штабеллер“ с полотном, состоящим из двух частей, из коих нижняя короткая укреплена жестко, а верхняя длинная — шарнирно и устанавливается под разными углами. Для перестановки шарнирной части служит телескопическая рама, выдвижение которой происходит двумя тяговыми канатиками, наматываемыми на барабаны ручного воротка. Ленту транспортера образуют стальные круглые стержни, соединенные цепями и служащие осями для роликов.



Фиг. 158. Штабеллер для штучных грузов с переставной рамой (Fredenhagen).

Еще один тип штабеллера, смонтированный для облегчения передвижки на колесах большого диаметра, изображен на фиг. 159.

Для перестановки высоты, рама транспортера опирается на две зубчатые рейки, вдвигаемые и выдвигаемые вращением рукоятки. Такие штабеллеры фирма Нескел строит трех величин, характеристика которых приведена в таблице 31.

Таблица 31

Характеристика штабеллеров по фиг. 159

Величины	Длина м	Наибольшая высота м	Мощность мотора л. с.	Вес кг
I	5,5	3,85	2,5	1 100
II	8,0	5,50	3,0	1 400
III	10,0	7,50	4,0	1 700



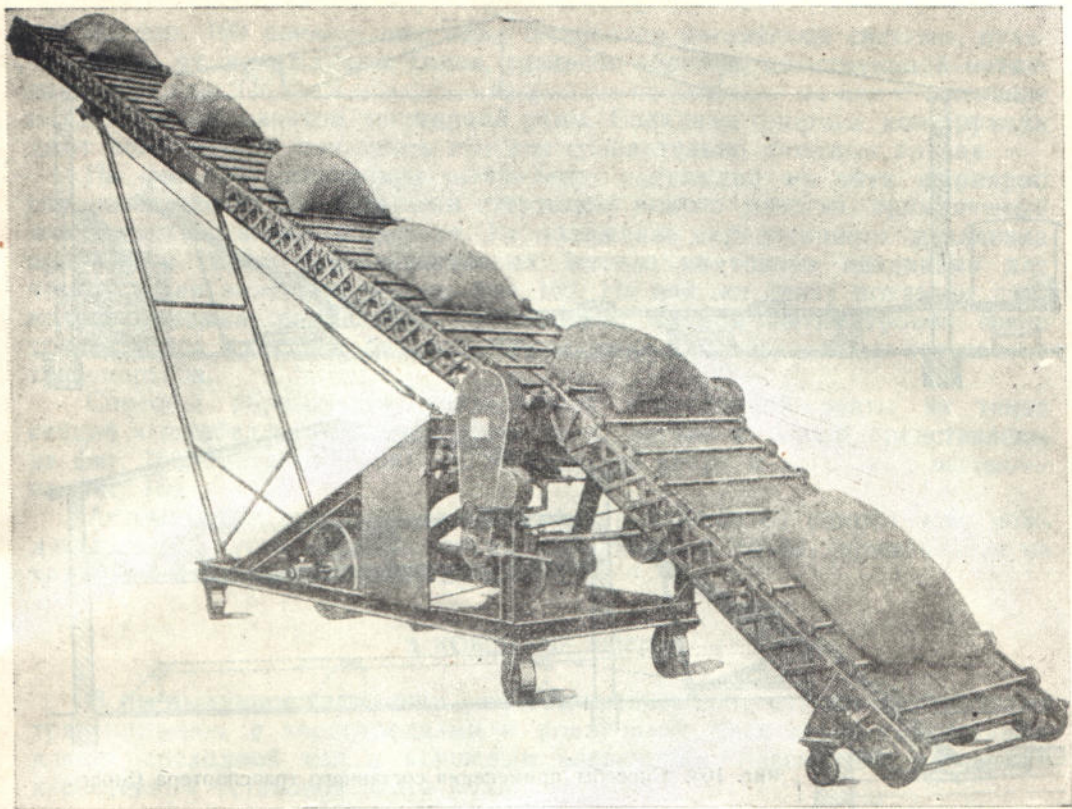


Фиг. 159. Штабеллер для штучных грузов с передвижной рамой (Heskel).

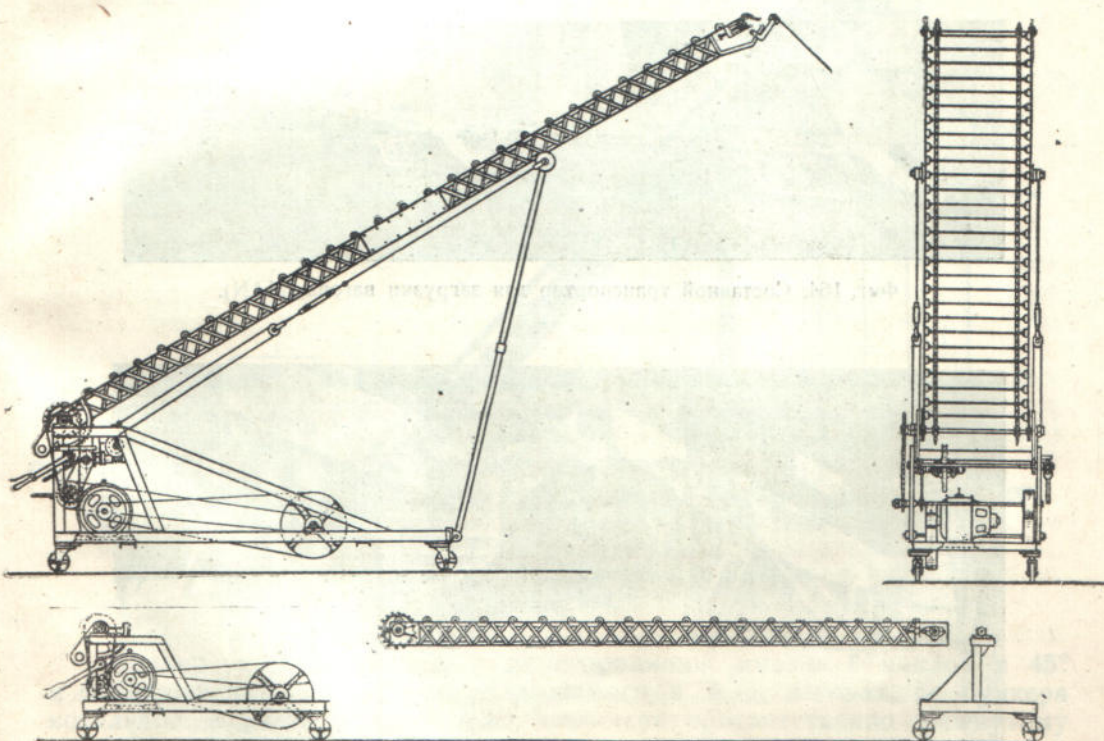


Фиг. 160. Штабеллер для тяжелых единичных грузов (W. & C. Pantin).



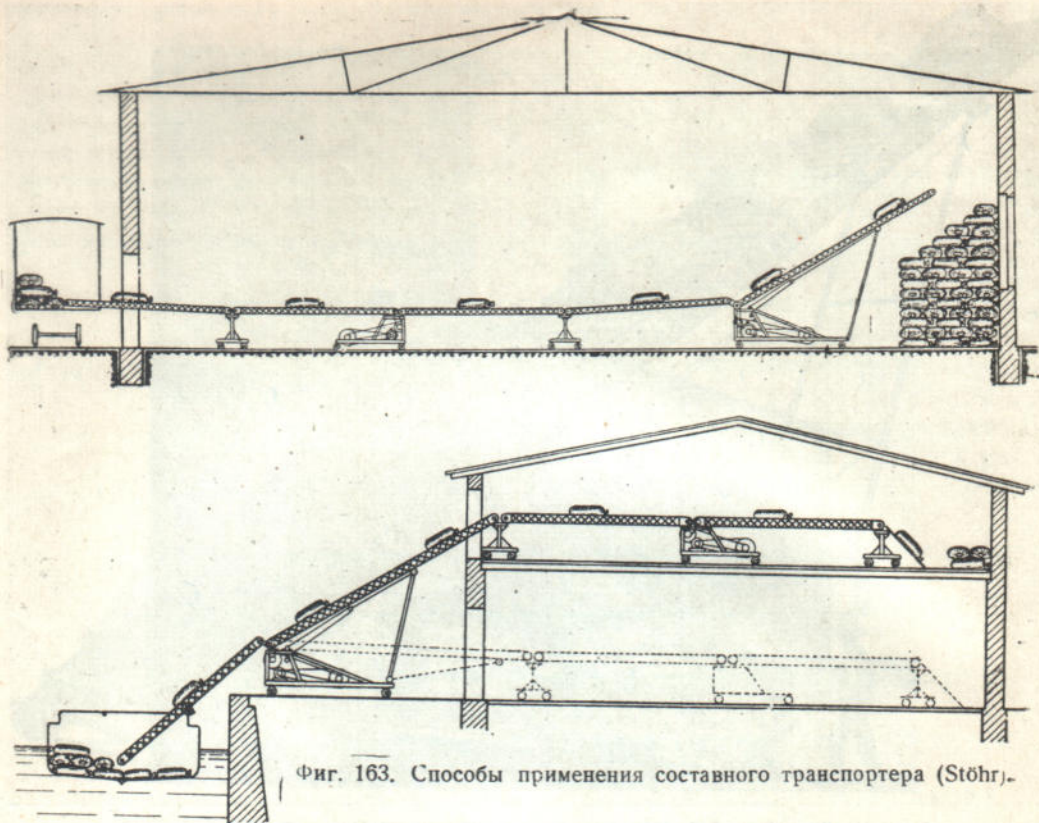


Фиг. 161. Штабеллер для мешков (Stöhr).

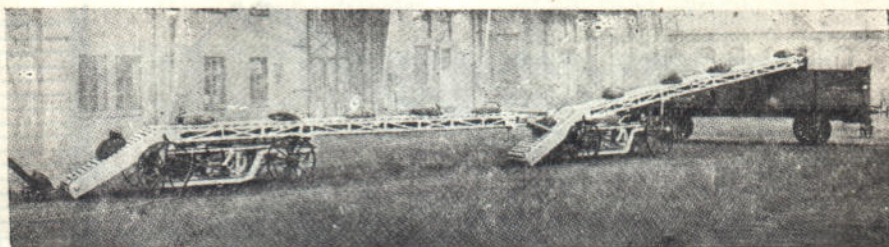


Фиг. 162. Штабеллер и нормальные элементы составного транспортера (Stöhr).

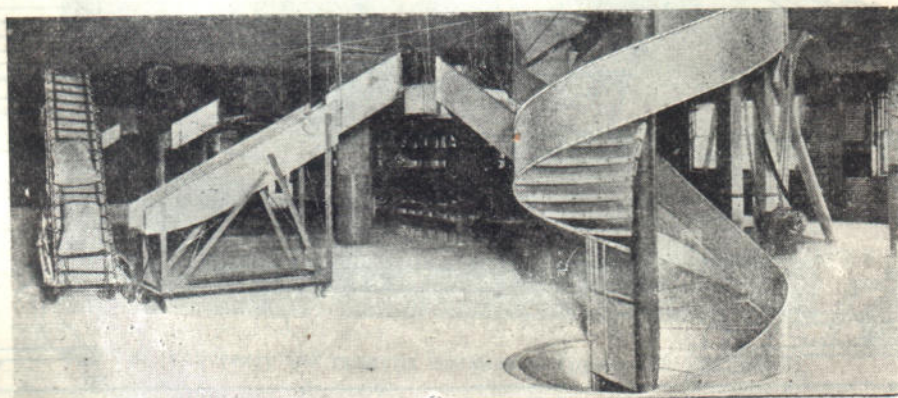




Фиг. 163. Способы применения составного транспортера (Stöhr).



Фиг. 164. Составной транспортер для загрузки вагона (MAN).



Фиг. 165. Погрузка на штабелер мешков по лотку (Standard).



На фиг. 160 показан еще один штабеллер английской системы, отличающийся от предыдущих типов, главным образом, конструкцией металлической рамы. Подъем и опускание вылета происходит на нем с помощью подтягиваемой канатом шарнирной рамы. Сплошные опорные конструкции дают возможность применять его для сравнительно тяжелых грузов.

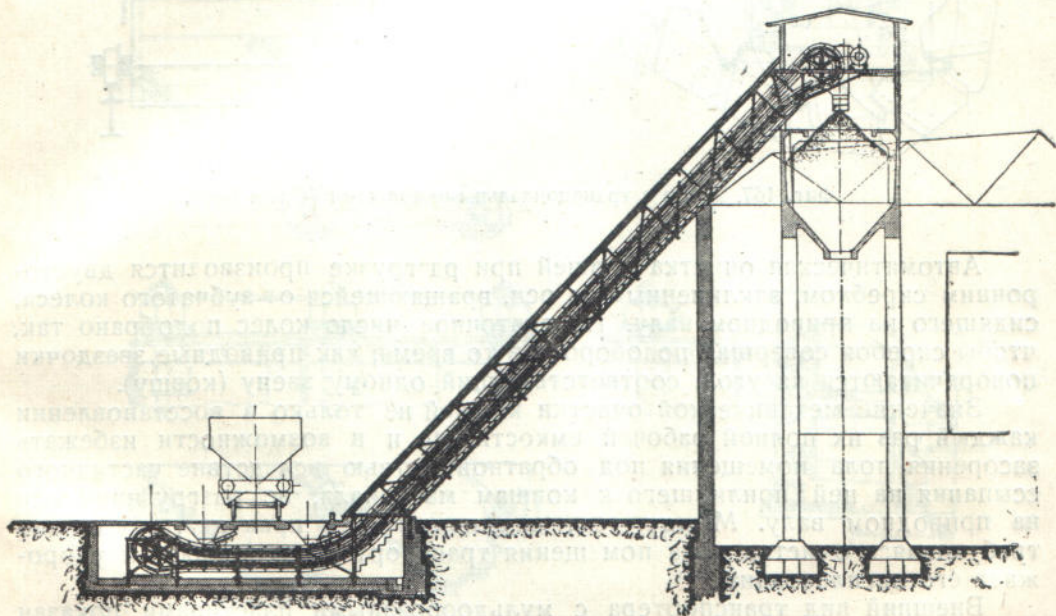
На фиг. 161 изображен штабеллер, состоящий из двух шарнирно связанных частей со стальными стержнями вместо пластин, применяемый для укладки в штабеля мешков. Расположение передаточного механизма привода, а также действующего от мотора винтового механизма для перестановки вылета видны на фиг. 162. На ней же внизу показаны приводная тележка, нормальное укрепляемое на ней пятиметровое звено транспортера и опорная безмоторная тележка для образования составного транспортера.

Способы образования непрерывной конвейерной ленты из таких секций и штабеллера при разгрузке ж.-д. вагона и баржи представлены на фиг. 163, транспортировка по заводскому двору и погрузка в вагоны — на фиг. 164.

Автоматическая подача на транспортер мешков со спирального междуэтажного спуска через короткий передвижной лоток, примененная на химическом заводе, показана на фиг. 165.

## 5. КОВШЕВЫЕ ЛЕНТЫ

В предыдущем изложении уже встречались конструкции пластинчатых транспортеров с перегородками и ковшевыми элементами, представляющие переходной тип к ковшевым элеваторам. Рассмотрим здесь ряд характерных установок этого рода.



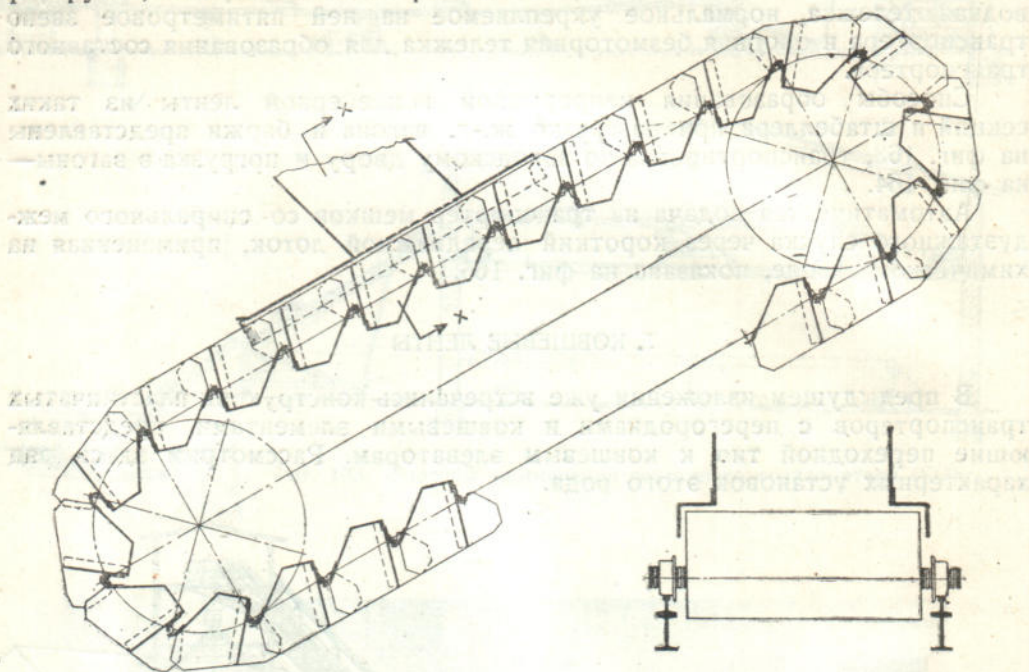
Фиг. 166. Наклонная лента для углеподачи.

Пример установки ленты с перегородками, имеющей наклон в  $45^\circ$  и служащей для подачи угля, подвозимого в ж.-д. вагонах, на бункера котельной, показан на фиг. 166. Благодаря соответственно изогнутому профилю конвейерной ленты на этой установке глубина погрузочной ямы весьма мала.



При наличии ковшевых лент ковши треугольной, трапециoidalной или закругленной формы располагаются непрерывным рядом. Несколько типов таких лент показаны на фиг. 167—169. Ленты по фиг. 167 служат для подъема до  $45^\circ$ , тип А по фиг. 168—до  $40^\circ$ , тип В—до  $70^\circ$ . Закругленная и трапециoidalная форма ковшей видна на фиг. 169.

При схватывающихся и прилипающих материалах, забивающих углы ковша, закругленная или „мульдообразная“ форма имеет преимущество перед острогранной. Для особо липких материалов можно при закругленной форме ковшей производить автоматическую очистку их во время разгрузки, как показано на фиг. 170.



Фиг. 167. Лента с трапециoidalными ковшами (Chain Belt).

Автоматическая очистка ковшей при разгрузке производится двусторонним скребком, заклиненным на оси, вращающейся от зубчатого колеса, сидящего на приводном валу. Передаточное число колес подобрано так, чтобы скребок совершал поворот в то время, как приводные звездочки поворачиваются на угол, соответствующий одному звену (ковшу).

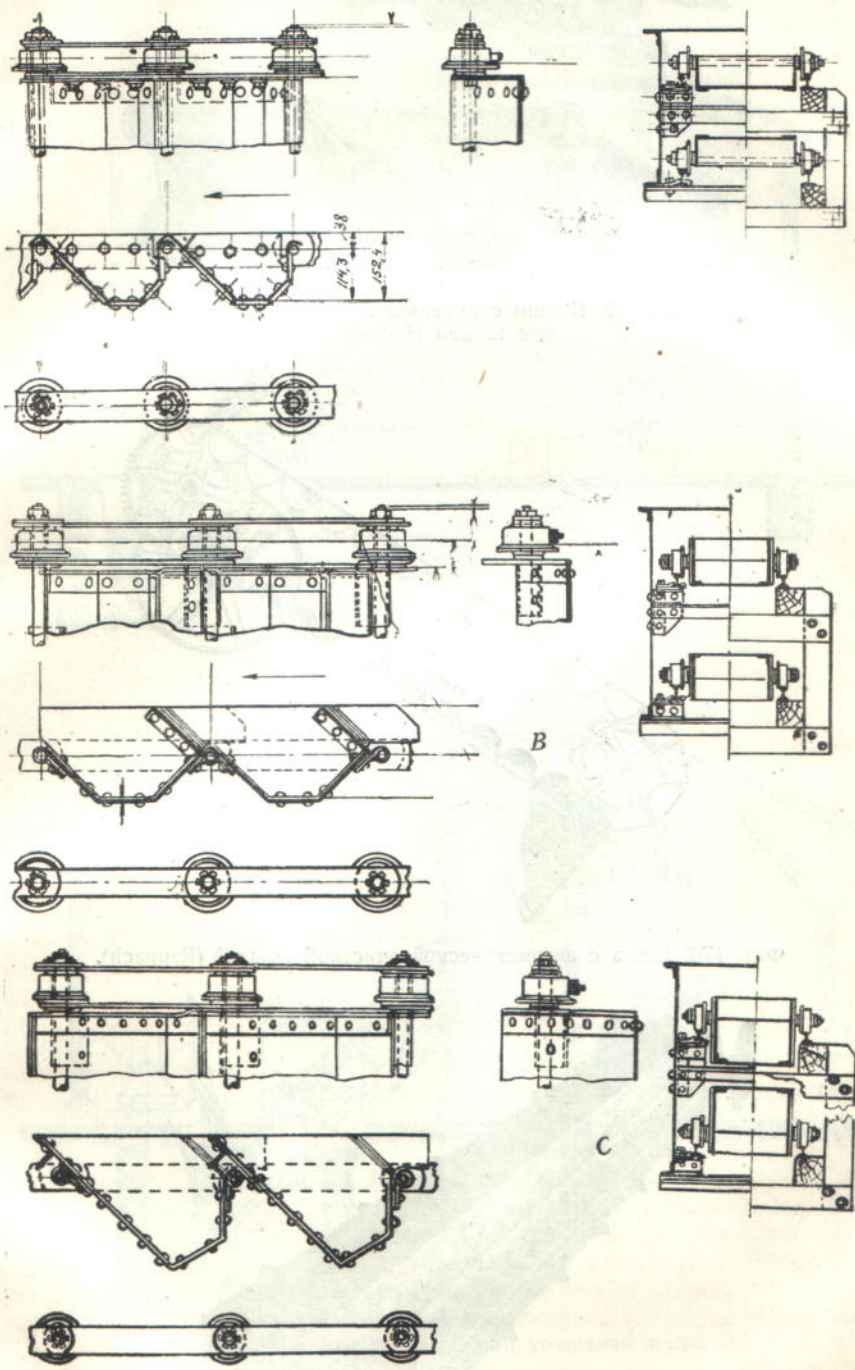
Значение механической очистки ковшей не только в восстановлении каждый раз их полной рабочей емкости, но и в возможности избежать засорения пола помещения под обратной ветвью вследствие частичного ссыпания на ней прилипшего к ковшам материала, не разгрузившегося на приводном валу. Между тем, как показывает практика, постоянно требующаяся очистка пола помещения транспортера усложняет и удорожает его эксплуатацию.

Внешний вид транспортера с мульдообразными пластинами [показан на фиг. 171 и случаи применения его на фиг. 172.

Для увеличения производительности лента снабжается неподвижными деревянными бортами. Установка питающего приспособления не требуется, так как ковши самозаполняются, проходя под воронкой (ср. с фиг. 167).

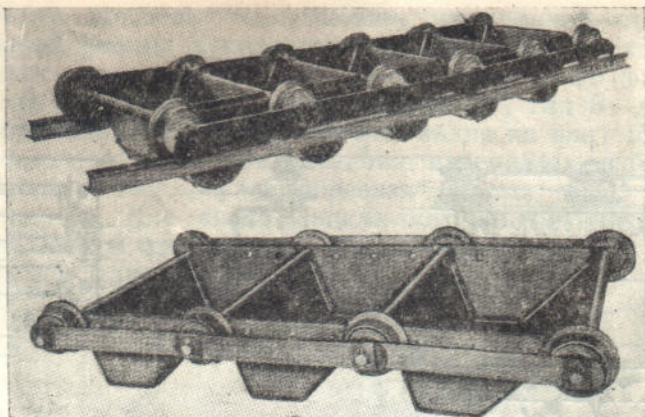
Установка по фиг. 172 показывает применение транспортера на кирпичном заводе. Подвезенный в вагонетке с откидными стенками или в опрокидной вагонетке материал (глина) сгружается в воронку, из которой попадает на транспортер. В первом случае материал перед поступлением



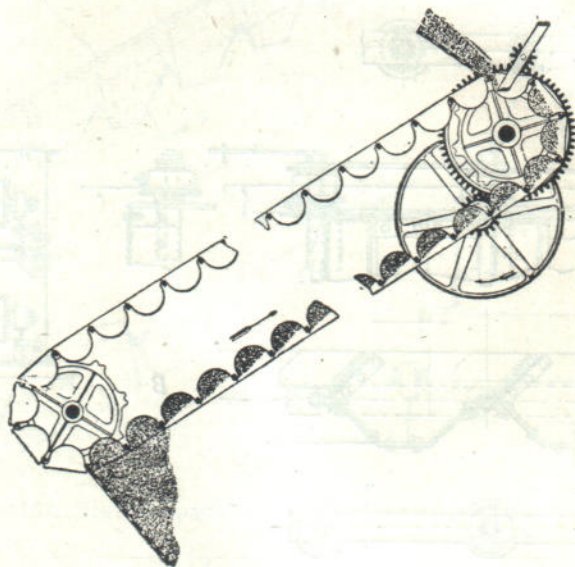


Фиг. 168. Форма ковшей для разных углов наклона (Stephens-Adamson).

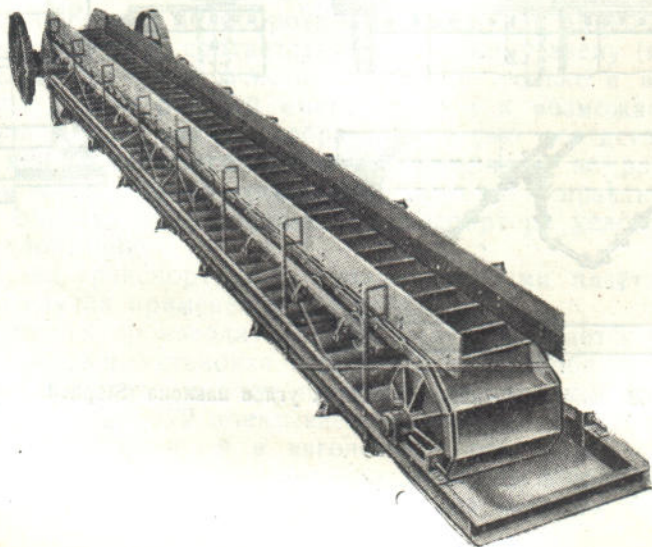




Фиг. 169. Ковши с круглым и трапециoidalным очертанием (Link-Belt).

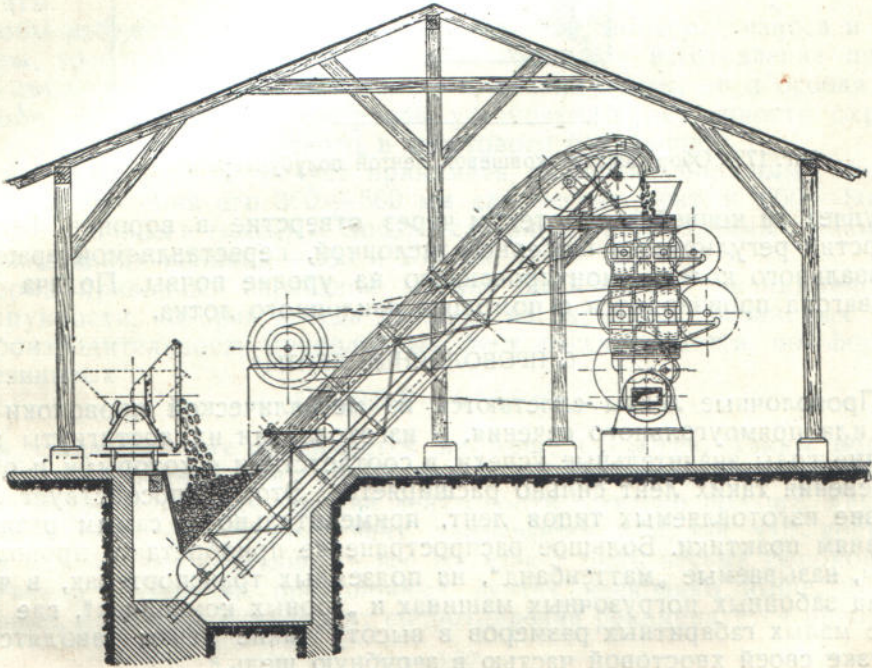
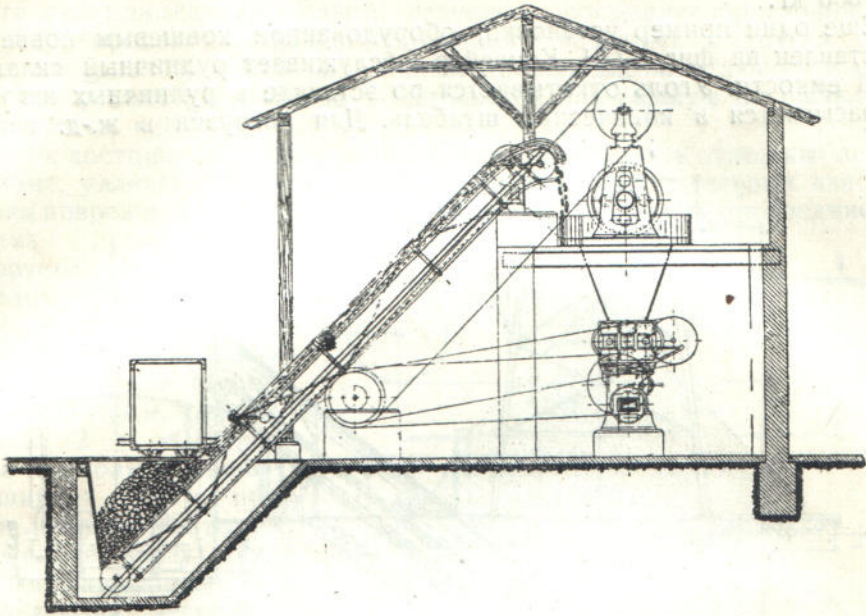


Фиг. 170. Лента с автоматической очисткой ковшей (Raupach).



Фиг. 171. Ковшевая лента с бортами (Raupach).





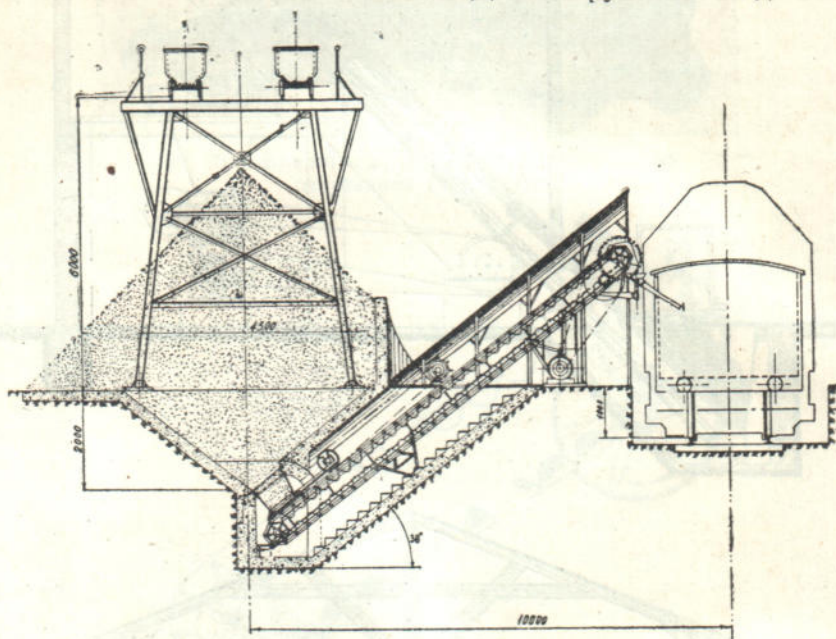
Фиг. 172. Примеры установки ковшевой ленты.



на пресс проходит бегуны и валки, а во втором две пары валков — дробильных и размалывающих.

Ширина ленты на выпускаемых фирмой типовых транспортерах принята в 550 мм, мощность двигателя при длине в 5 м — 3,5 л. с., вес установки при ленте этой длины — 3800 кг и вес на каждый добавочный метр длины — 300 кг.

Еще один пример установки, оборудованной ковшевым конвейером, представлен на фиг. 173.<sup>1</sup> Конвейер обслуживает рудничный склад угля малой емкости. Уголь откатывается по эстакаде в рудничных вагонетках и сбрасывается в конический штабель. Для погрузки в ж.-д. вагон он



Фиг. 173. Оборудование ковшевой лентой полубункерного склада угля.

поступает на конвейер самотеком через отверстие в воронке. Величина отверстия регулируется шиберной заслонкой, переставляемой вращением штурвального колеса, монтированного на уровне почвы. Подача угля в люк вагона производится с помощью наклонного лотка.

## 6. ПРОВОЛОЧНЫЕ ЛЕНТЫ<sup>2</sup>

Проволочные ленты сплетаются из металлической проволоки круглого или прямоугольного сечения. В изготовлении их достигнуты за последние годы значительные успехи, в соответствии с которыми и область применения таких лент сильно расширяется. Этому способствует разнообразие изготавливаемых типов лент, применительно к самым различным условиям практики. Большое распространение приобретают проволочные ленты, называемые „маттенбанд“, на подземных транспортерах, в частности на забойных погрузочных машинах и „горных комбайнах“, где вследствие малых габаритных размеров в высоту такие ленты заводятся при загрузке своей хвостовой частью в зарубную щель.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> „Вестник Донугля“ № 37 (1928) стр. 17.

<sup>2</sup> Такие ленты при рассмотрении относят обычно к так называемым гибким лентам — резиновым, хлопчатобумажным и пр. Однако по существу эти ленты, состоящие из отдельных, связанных между собой шарнирно секций, шаг которых на некоторых разновидностях достигает величины обычного шага пластинчатых цепных лент, могут быть с не меньшим основанием отнесены к звеньевым шарнирным транспортерам.

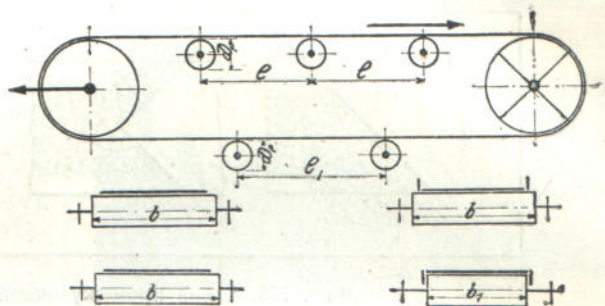
<sup>3</sup> См. „Конвейерные установки“, ч. I, стр. 277 — 278 и 401 и ч. II, стр. 290.



Достоинства проволочных лент—в их довольно высоком сопротивлении разрыву, в лучшей чем резиновые ленты сопротивляемости износу при перемещении материалов с крупными или острогранными кусками (щебень, кокс и пр.), меньшей чувствительности к высокой температуре перемещаемого материала, которая может достигать 300—400° С, в возможности при применении медной, латунной, фосфористобронзовой или алюминиевой проволоки транспортирования кислотных и других разъедающих материалов. Ленты из стальной проволоки, работающие в окисляющей или влажной атмосфере, покрываются для защиты от ржавления слоем асфальта, периодически восстанавливаемым.

Далее к достоинствам проволочных лент должны быть отнесены: легкое сращивание, удлинение и корочение, удобная замена отдельных износившихся или поврежденных звеньев и отсутствие „стыка“ на месте соединения.

Схема проволочного транспортера, аналогичная резиновому, показана на фиг. 174. Расстояние между осями верхних поддерживающих роликов  $l$  принимается около 1,5 м, нижних  $l_1$ — около 2 м. Ширина роликов несколько превышает ширину ленты; при наличии лотковой ленты (на фиг. 174 справа внизу) нижние поддерживающие ролики делаются несколько уже ленты.



Фиг. 174. Схема проволочного конвейера.

Чтобы избежать перекосов и, как следствие, быстрого износа и порчи ленты, требуется не только высококачественное изготовление проволоки и соблюдение точных размеров в плетении ленты, но и особая точность при сборке всей транспортной установки, в особенности строгая параллельность осей приводного и хвостового барабанов.

Диаметр барабанов следует принимать возможно большим. Нижние предельные значения его 300—500 мм для легких лент и 600—800 мм для более прочных и тяжелых. Соответственные рекомендуемые диаметры поддерживающих роликов—200 и 250 мм.

Форма приводных барабанов должна быть строго цилиндрическая, без выпуклости, которая иногда делается на барабанах резиновых лент.

Производительность проволочных лент рассчитывается по формуле для резиновых<sup>1</sup>

$$Q = (0,9B - 0,05)^2 v \gamma, \quad (41)$$

причем скорость лент принимается не выше 0,5 м/сек. Таким образом скорость проволочных лент примерно в 4—5 раз ниже, чем резиновых; следовательно необходимая ширина ленты соответственно больше. Как предельная ширина проволочных лент указывается 2 м, так что достигаемая на них производительность все же может быть весьма высокой.

Расход энергии на проволочных лентах несколько выше, чем на резиновых. В среднем коэффициент сопротивления рекомендуется принимать

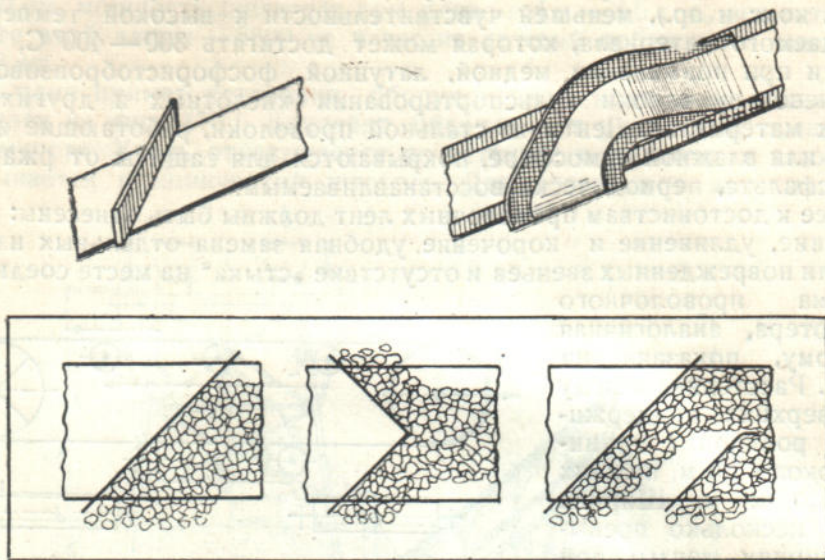
$$w = 0,27, \quad (42)$$

так что потребная мощность

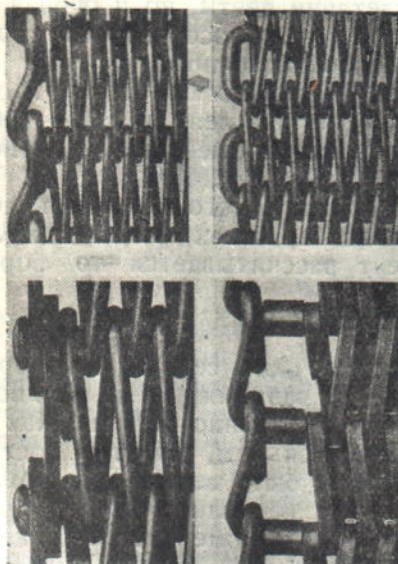
$$N = \frac{QLw}{270} + \frac{QH}{270} = \frac{QL}{1000} + \frac{QH}{270}. \quad (43)$$

<sup>1</sup> По указаниям справочной книги „Förderbänder“ Luis Herrmann, Dresden. Оттуда же взяты и помещенные ниже конструкции проволочных лент.





Фиг. 175. Схема промежуточной разгрузки.



Фиг. 176. Плоская лента из круглой проволоки.



Фиг. 177. Лента закрытой конструкции с волнистой полосой.



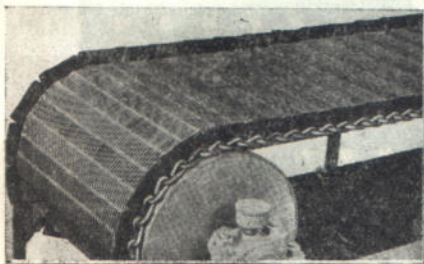
Промежуточная разгрузка проволочных лент производится с помощью поперечного щита на плоской ленте и отводного изогнутого жолоба — на лотковой (фиг. 175). В первом случае возможна односторонняя, двухсторонняя и частичная разгрузка.

Четыре типа лент из круглой и прямоугольной проволоки показаны на фиг. 176. Как видно из нее, проволоки на соседних звеньях имеют попеременно плетение по правой и левой винтовой линии, благодаря чему избегается перекокс хода ленты по поддерживающим роликам.

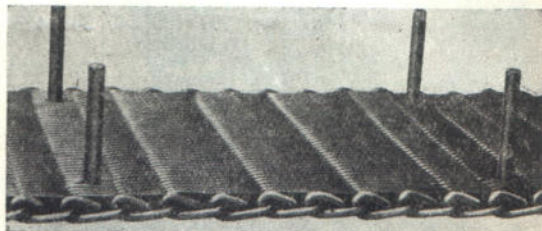
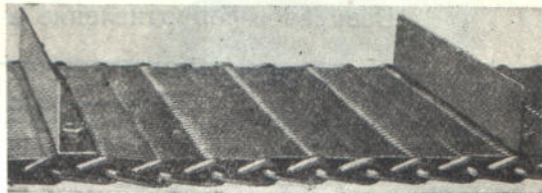
Соединительную ось шарниров образует более толстая поперечная проволока, загибаемая по краям и служащая для окантования плетения.<sup>1</sup> В более тяжелых типах лент окантование производится с помощью особых плоских звеньев, в которых поперечные проволоки расклепываются (фиг. 176 слева внизу).

При мелкозернистом материале, для предохранения его от просыпания и для образования „закрытой“ конструкции почти без просветов, внутрь каждой секции закладывается тонкая стальная полоса, как показано на фиг. 176 справа внизу. Еще большая плотность на ленте достигается при применении волнистой полосы (фиг. 177), повышающей кроме того сопротивление проволок износу.

При больших углах наклона ленты к ней крепятся поперечные уголки или стержни, как показано на фиг. 178. Применение такой системы лент возможно только при сравнительно небольших длинах, так как обратную ветвь необходимо оставлять навесу, не опирающейся на ролики.



Фиг. 179. Лотковая плетеная лента.



Фиг. 178. Лента для больших углов наклона.

С помощью загнутых внутренних прокладок или отдельных пластинок, закрепляемых по краям плетения, образуется лотковая конструкция ленты (фиг. 179), производительность которой по сравнению с плоской в 2—3 раза выше.

Прочность лент зависит от толщины проволок и густоты плетения.

Нормальная толщина витых проволок принимается от 1,2 до 5,0 мм, поперечных связующих проволок 2,5—9,0 мм, плоских прокладок 0,5—1,0 мм.

Временное сопротивление лент из круглой проволоки по данным фирмы Luis Neumann приведено в таблице 31а.

Для уменьшения вытяжки и износа ленты в шарнирах рекомендуется выбирать достаточно высокий коэффициент прочности.

Весьма действительным средством для уменьшения износа ленты служит замена круглых проволок плоскими, имеющими большую поверхность трения в шарнирах. Такие ленты изготовляются из проволок сечения

<sup>1</sup> Аналогичную конструкцию ленты и данные о проволочных лентах см. в статье Walter, Förderbandarten. „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1931, № 6.

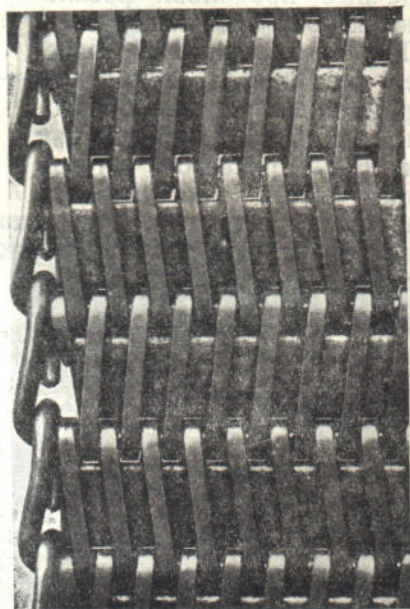
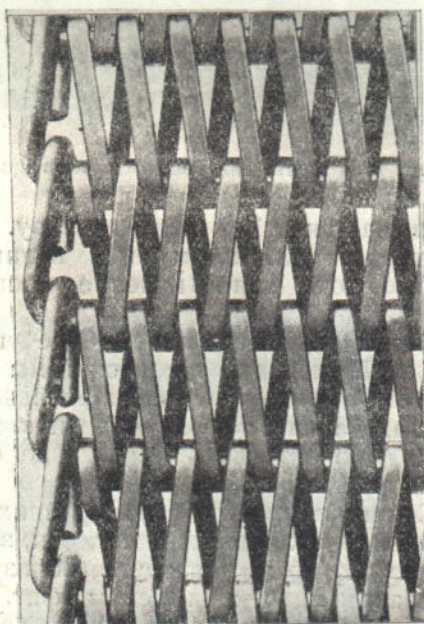


от 2,0×1,0 до 6,0×3,0 мм. Диаметр поперечных проволок, служащих шарнирами, принимается от 3,1 до 6,0 мм. Временное сопротивление таких лент от 325 до 850 кг на 1 см ширины. Два отрезка такой ленты, без прокладок и с плоскими прокладками показаны на фиг. 180.

Таблица 31а

Временное сопротивление в кг на см ширины ленты

Толщина проволоки	1,2	1,6	2,0	2,5	2,8	3,1	3,4	3,8	4,2	4,6	5,0
По фиг. 176 слева вверху . . . .	300	392	485	615	665	695	795	925	990	1100	1250
По фиг. 177	180	247	342	453	475	580	700	—	—	—	—

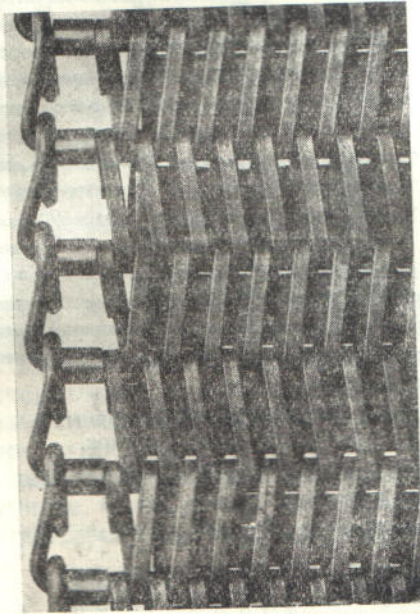
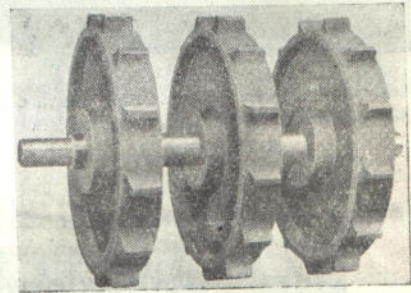
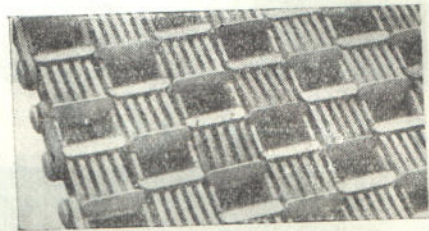
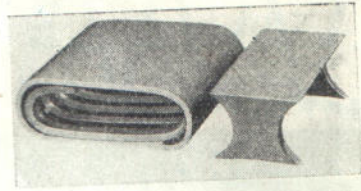


Фиг. 180. Лента из плоских проволок открытой и закрытой конструкции.

Обычный тип привода для проволочных лент—с гладким барабаном, передающим тяговое усилие на ленту трением. Однако для лент с большим шагом звена применяются зубчатые барабаны, передающие окружное усилие зацеплением. Такой тип ленты с окантовкой цепью из поперечных шарнирных проволок показан на фиг. 181.

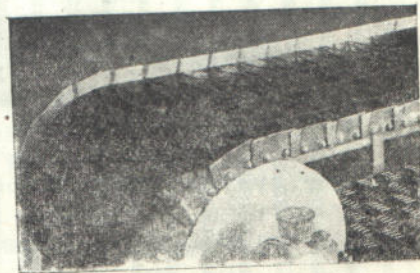
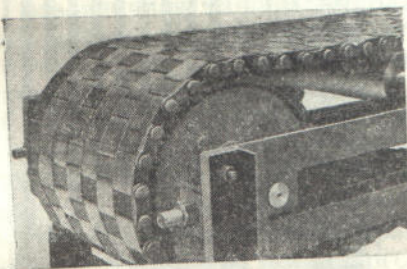
Конструкция секционной ленты, собираемой из отдельных элементов спирали из плоской проволоки, охватывающей ее загнутой пластины и промежуточной свободно вставляемой короткой фасонной пластины показана на фиг. 182 и 183. Такая лента может огибать либо гладкие барабаны, либо зубчатые, входящие своими зубцами в образующиеся на нижней поверхности гнезда. Конструкция приводного вала с тремя заклиненными на нем звездочками дана на фиг. 182 внизу. Вид на ленту сверху и отклоняющий зубчатый барабан изображены на фиг. 183.





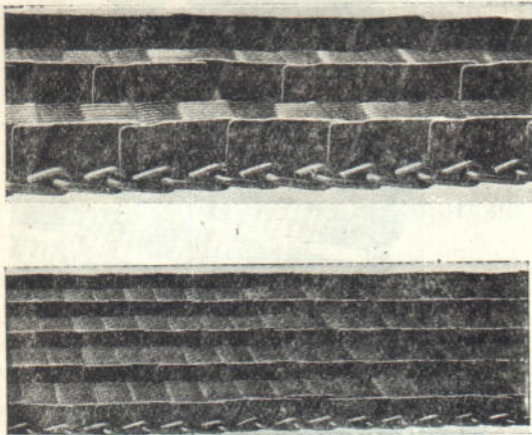
Фиг. 181. Тип ленты для огибания зубчатых барабанов.

Фиг. 182. Лента из отдельных спиральных элементов (вид снизу).

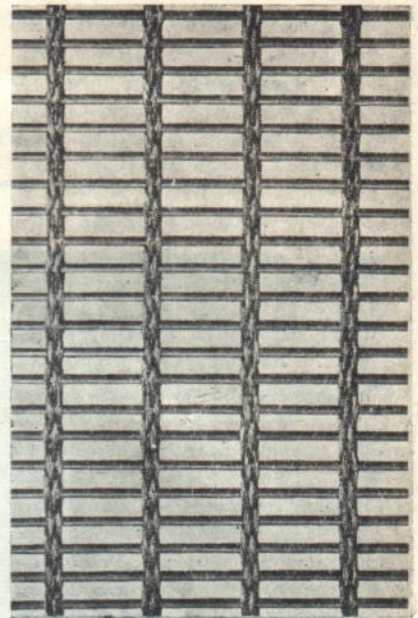


Фиг. 183. Лента из отдельных спиральных элементов.

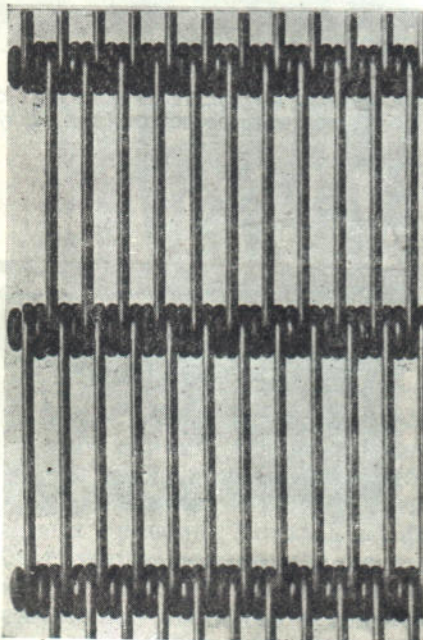




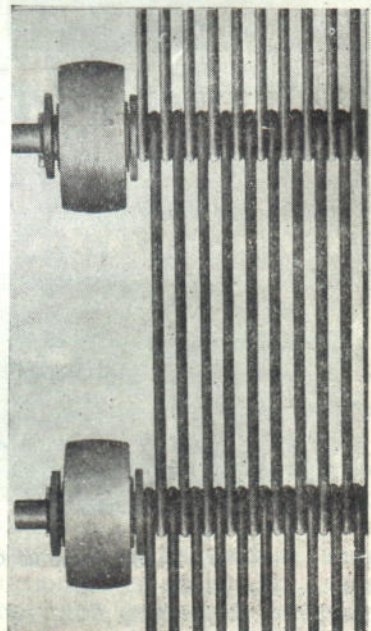
Фиг. 184. Проволочная лента с двумя и четырьмя ручьями.



Фиг. 185. Лента из прямых поперечных проволок.



Фиг. 186. Лента из отрезков проволоки с проушинами.





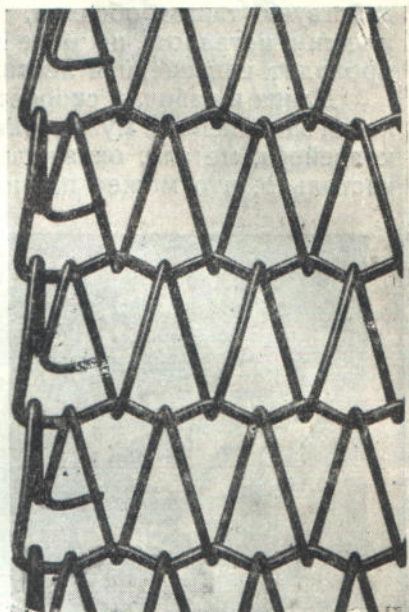
Одно из достоинств проволочных лент — удобство закрепления как внешних бортов, так и внутренних промежуточных продольных (фиг. 184). Применение таких лент может значительно снизить стоимость транспортной установки при необходимости перемещения в небольших количествах нескольких сортов или классов материала, например угля на сортировке.

Большой гибкостью обладают ленты, изготовляемые из прямых поперечных проволок, соединяемых между собой тонким проволочным плетением, образующим как бы продольные проволочные канаты, передающие тяговое усилие (фиг. 185).

Еще одна разновидность проволочных лент с большим шагом звеньев (до 100 мм и больше), собираемых из отдельных, загнутых по краям в проушки отрезков проволоки, показана на фиг. 186. Последний тип с большим шагом может снабжаться ходовыми роликами. Понятно, что отклоняющие барабаны для таких лент делаются только с прямыми гранями.

Образец очень легкой ленты, сплетенной полностью из проволоки диаметра от 2 до 6 мм, показан на фиг. 187.

Всеми этими примерами далеко не исчерпываются разновидности изготовляемых из проволоки лент, но и из них видна уже относительная простота таких лент и целесообразность применения их в ряде случаев, в частности например на обезжелезающих установках, на породотборках с отсевом мелочи на лентах и пр.



Фиг. 187. Плетеная лента легкой конструкции.

## 7. РАЗЛИВОЧНАЯ МАШИНА

Одну из разновидностей применения пластинчатых транспортеров представляет разливочная машина. Она служит для разливки и уборки механическим способом жидкого металла, выдаваемого плавильными печами. Главным образом она применяется в доменных цехах для разливки чугуна.

В противоположность обычным способам разливки чугуна в литейном дворе, разливочная машина выполняет эту операцию по принципу непрерывного потока. Преимущества этого способа заключаются в быстрой уборке чугуна (8—9 минут от момента выливания чугуна из ковша до погрузки его в чушки в вагоны), в значительной экономии на рабочей силе и устранении тяжелых форм физического труда, а также в общем улучшении и упрощении организации работы цеха.

Первые машины такого типа появились около 30 лет тому назад в Америке, ряд разливочных машин был установлен затем на европейских заводах, но дальнейшее распространение их задержалось вследствие утвердившегося среди металлургов мнения о том, что отбеливание чугуна, происходящее в чугунных мультячках машины, понижает его качество.<sup>1</sup>

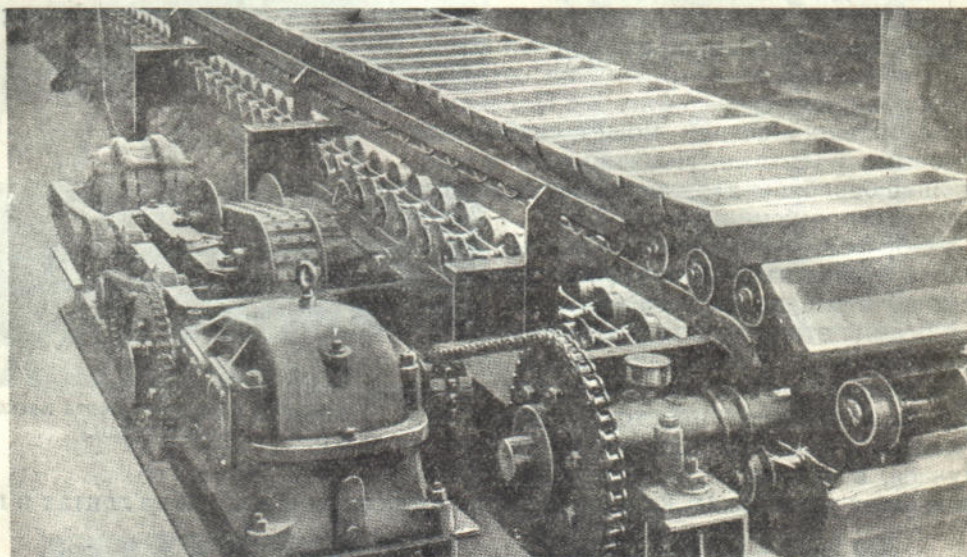
<sup>1</sup> В последние годы ряд наших новых и реконструируемых заводов установили или устанавливают у себя разливочные машины. Из новых заводов упомянем Магнитогорский, Кузнецкий, Криворожский, из старых — Макеевский им. Томского, Енакиевский им. Рыкова, завод им. Петровского в Днепропетровске, завод им. Сталина в Сталино, им. Ворошилова в Алчевской, Краматорский завод. Специальное изготовление разливочных машин выполняется заводом им. Андреева в Таганроге.



Впоследствии эта точка зрения была отвергнута, так как было установлено, что для качества передельного чугуна, идущего затем снова в переплавку, отбеливание не имеет значения.

Разливочная машина, представляющая собой особого вида звеньевой конвейер (фиг. 188), на котором плоские пластины заменены мульточками, действует таким образом, что мульточки заливаются последовательно жидким металлом, по мере того как под разливочным пунктом медленно проходит конвейерная лента.

Длина и рабочая скорость на конвейере рассчитаны так, что ко времени, когда заполненные мульточки доходят до противоположного заливке конца конвейера, металл, охлаждаемый водой, успевает затвердеть и охладиться настолько, что может прямо из мульточки грузиться в ж.-д. вагоны.



Фиг. 188. Разливочная машина для цветных металлов (Paimer-Bel.

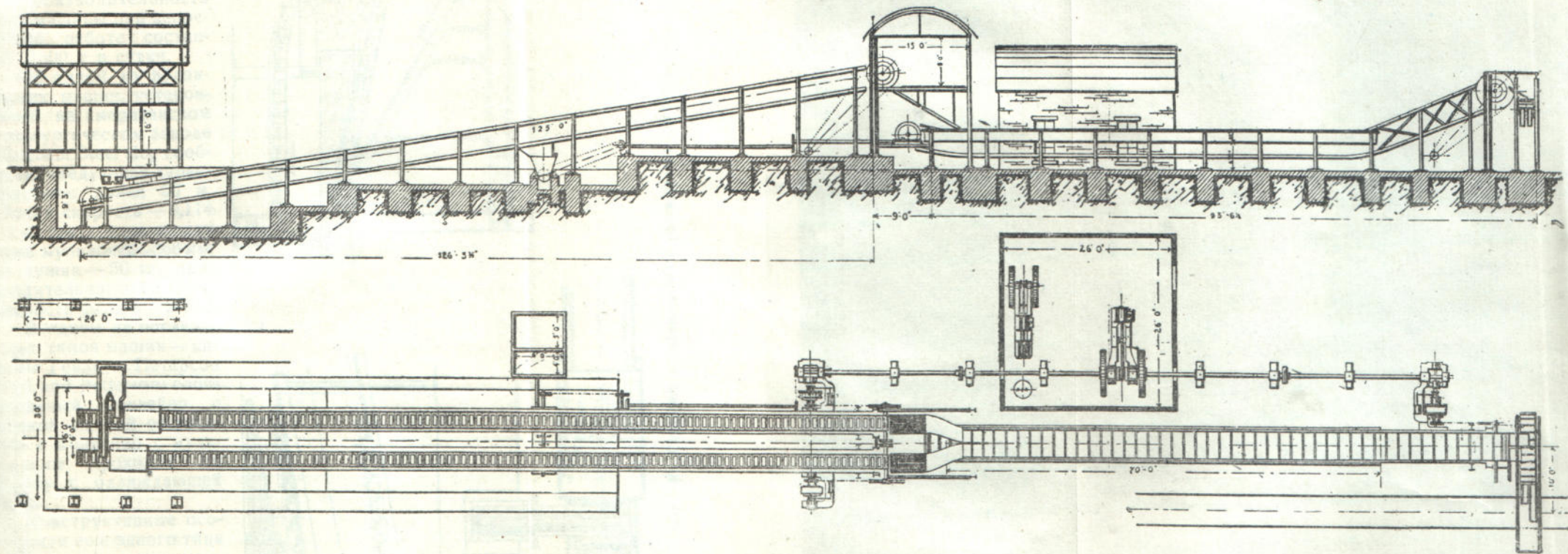
Первая конструкция разливочной машины Юлинга (Uehling)<sup>1</sup> состояла из трех отдельных конвейеров (фиг. 189), двух параллельных с мульточками и третьего — с плоской планштинчатой лентой. Каждый из двух первых конвейеров имеет около 38 м (125' в длину и несет 260 мульт. Угол наклона на них равен 9°, скорость движения около 0,065 м/сек., так что время прохождения каждой мульты от одного до другого конца конвейера составляет 10 мин. В этот промежуток времени чугун успевает затвердеть и в чушках уже сбрасывается на третий конвейер длиной 21,4 м (70'), на котором производится последующее дополнительное охлаждение чушек при движении ленты конвейера в средней рабочей своей части в жолобе с водой. Передний приводной конец пластинчатой ленты приподнят настолько, чтобы чушка по лотку могла сгружаться в вагон.

Для того чтобы расплавленный чугун не прикипал к стенкам мульточек, они опрыскиваются на холостой ветви известковым раствором („молоком“). Приспособление для опрыскивания устанавливается примерно на середине длины конвейеров.

На фиг. 190 слева показан продольный разрез по одному из двух параллельных конвейеров у задних отклоняющих звездочек (литейная сторона). Текущий по жолобу жидкий чугун заливает мульты. Благодаря наклону рамы конвейера и осевой форме мульт, при которой задняя стенка движущейся впереди мульты перекрывает переднюю стенку

<sup>1</sup> См. напр. „The Engineer“ от 4 августа 1898 г.; „Stahl und Eisen“, 1897 № 16, 1898 № 13, 1900 № 1.





Фиг. 189. Общий вид разливочной машины Uehling'a для чугуна.



следующей соседней, избыток чугуна, заполнившего одну мульточку, стекает в следующую. При правильном режиме разливки мульточки однако не переполняются.

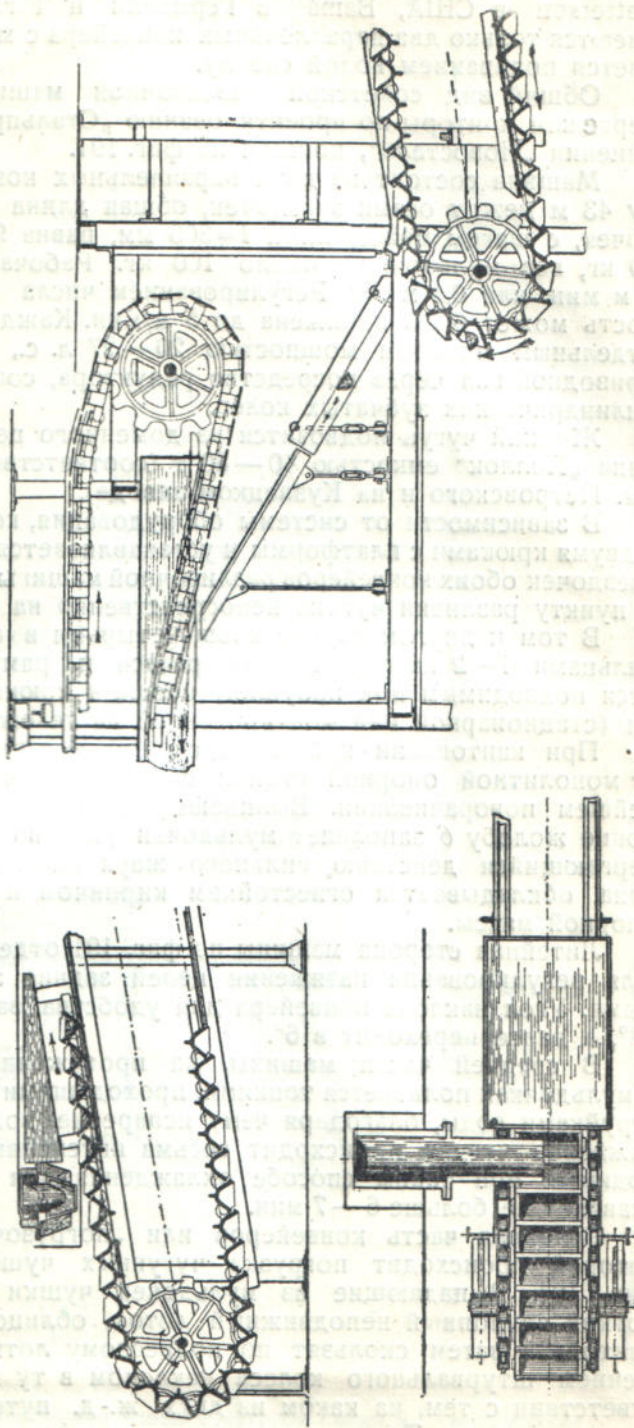
На фиг. 190 справа показан головной конец одного из первых двух конвейеров и хвостовой конец третьего, собирательного конвейера с плоской лентой. Из фигуры видно, каким способом происходит погружение рабочей ветви в продольный жолоб с охлаждающей водой.

Производительность такой машины при непрерывной работе составляет 1500 т в сутки.

Об одной из Юлинговских машин, установленной на американском металлургическом заводе Bethlehem Steel Co, сообщается следующая характеристика: длина 50 м, рабочая скорость — 0,114 м/сек., расстояние между осями мульточек — 366 мм, вес чушки — 50 кг, производительность 56 т/час, мощность мотора — 40 л. с.

В одном из последних типов машин — системы Гейль и Петерсон (Heyl and Patterson) собирательный конвейер с плоской лентой отсутствует и конвейер с мульточками проходит по жолобу с охлаждающей водой.

Конструктивные особенности еще одного типа разливочной машины — системы Навдон, в том, что цепи на ходовых роликах замкнуты цепями, движущимися на неподвижных роликах, так как при этом достигаются несколько более благоприятные условия их смазки, и подъем чушек (для погрузки в вагоны производится особым элеватором).<sup>1</sup>



Фиг. 190. Хвостовая и головная часть разливочного конвейера машины Uehling'a.

<sup>1</sup> Подробнее см. Zimmer, The mechanical Handling and storing of material, стр. 177. О разливочных машинах карусельного типа см. Aumund, Hebe und Förderanlagen, II Band, стр. 335.



В последнем установившемся типе разливочных машин, которые изготовляют, с небольшими конструктивными отклонениями, фирма Heyl and Patterson в США, Vomag в Германии и Т ганрогский завод в СССР, имеются только два параллельных конвейера с мульдочками. Чугун охлаждается поливанием водой сверху.

Общий вид советской разливочной машины, изготавливаемой по чертежам конторы по проектированию „Стальпроект“, Всесоюзного Объединения „Новосталь“, показан на фиг. 191.

Машина состоит из двух параллельных конвейеров, имеющих в длину 43 м между осями звездочек, общая длина ленты, несущей 297 мульдочек, с шагом между ними  $l=305$  мм, равна 90,5 м. Вес каждой чушки 50 кг, вес мульдочки — около 100 кг. Рабочая скорость ленты около 6 м/мин. или 0,1 м/сек. Регулированием числа оборотов мотора эта скорость может быть понижена до 5 м/мин. Каждый из конвейеров снабжен отдельным мотором мощностью 20—27 л. с., передающим движение на приводной вал через посредство редуктора, состоящего из четырех цилиндрических зубчатых колес.

Жидкий чугун подвозится из доменного цеха на платформе в ковше типа „Поллок“ емкостью 40—80 т (соответственно, например, на заводе им. Петровского и на Кузнецком заводе).

В зависимости от системы оборудования, ковш либо снимается краном с двумя крюками с платформы и устанавливается на площадке возле задних звездочек обоих конвейеров разливочной машины (фиг. 191), либо подвозится к пункту разлива чугуна непосредственно на платформе (фиг. 192).

В том и другом случае ковш четырьмя выступающими консольными пальцами (1—2 на фиг. 192) опирается на раму, с которой приподнимается подводимым под проушину ковша 4 крюком вспомогательной лебедки (стационарной или монтированной на тележке крана)

При кантовании ковша он своими выступами 5 упирается в валики 3 монолитной опорной стойки, служащие для него шарниром при дальнейшем поворачивании. Выливающийся чугун по раздвигавшемуся на конце жолобу 6 заполняет мульдочки разливочной машины. Жолоб, подвергающийся действию сильного жара наиболее горячего текущего чугуна, обкладывается огнестойким кирпичом и обмазывается слоем огнеупорной массы.

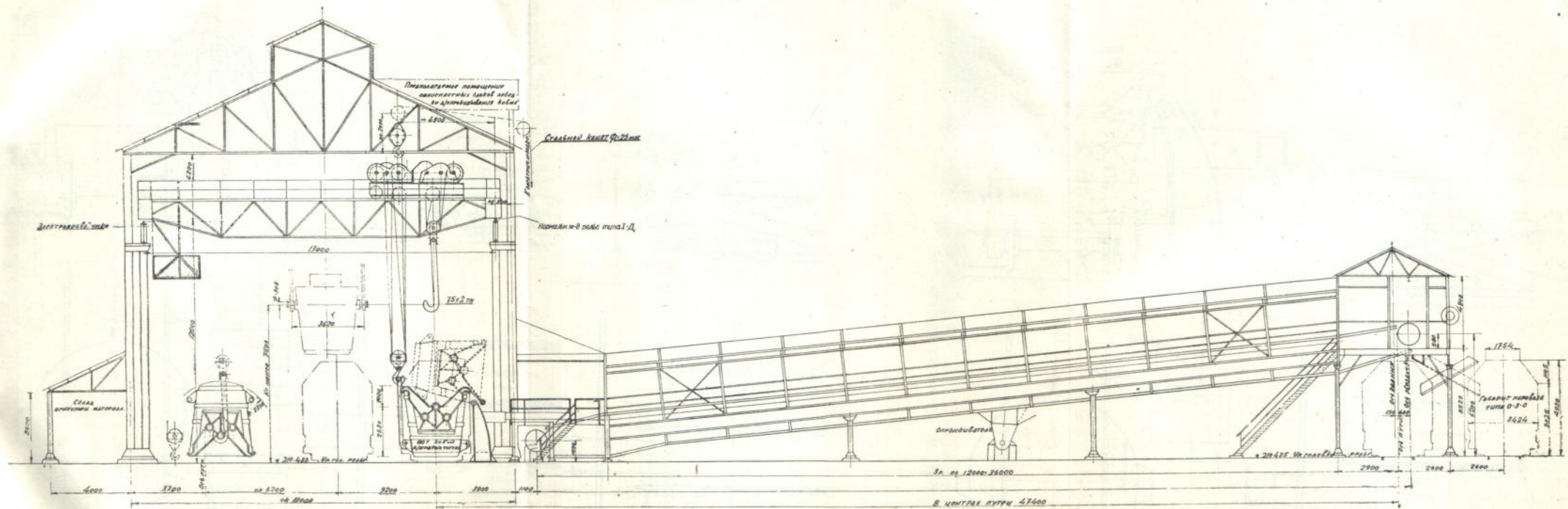
Литейная сторона машины по фиг. 191 отдельно показана на фиг. 193. Для регулирования натяжения цепей задние звездочки сделаны оттяжными. Угол наклона конвейера для удобства заливки в этом месте равен  $14^\circ$ , а далее переходит в  $6^\circ$ .

В средней части машины, на протяжении примерно 25 м, чугун в мульдочках поливается тонкими, проходящими через отверстия в 2—4 мм струйками воды, благодаря чему испарение воды, а следовательно и охлаждение чугуна происходит весьма интенсивно. Период времени, необходимый при таком способе охлаждения для затвердевания чугуна, составляет не больше 6—7 мин.

Головная часть конвейеров или „погрузочная“ сторона машины, на которой происходит погрузка чугунных чушек в вагон, показана на фиг. 194. Выпадающие из мульдочек чушки попадают сначала на короткий наклонный неподвижный лоток, облицованный толстой стальной плитой, а затем скользят по подвесному лотку, устанавливаемому вращением штурвального колеса наклоном в ту или другую сторону в соответствии с тем, на каком из двух ж.-д. путей должна производиться погрузка чушек. Так как заполнение платформы происходит с двух конвейеров в 10—15 мин., то через такие же промежутки времени производится и перекидывание на другую сторону подвесного жолоба.

Для облегчения выпадания чушек из мульдочек, каждая из них получает при прохождении по кривой удар молоточком, снабженным противовесом и автоматически отклоняемым при движении конвейера.



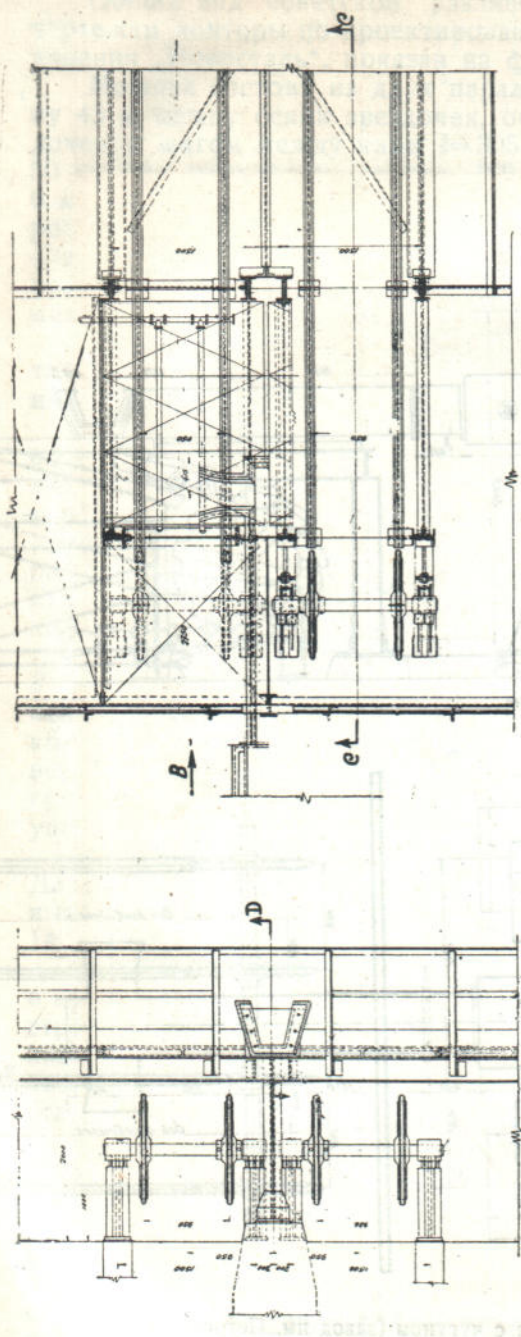


Фиг. 191. Общий вид разливочной машины (Кузнецкий завод).



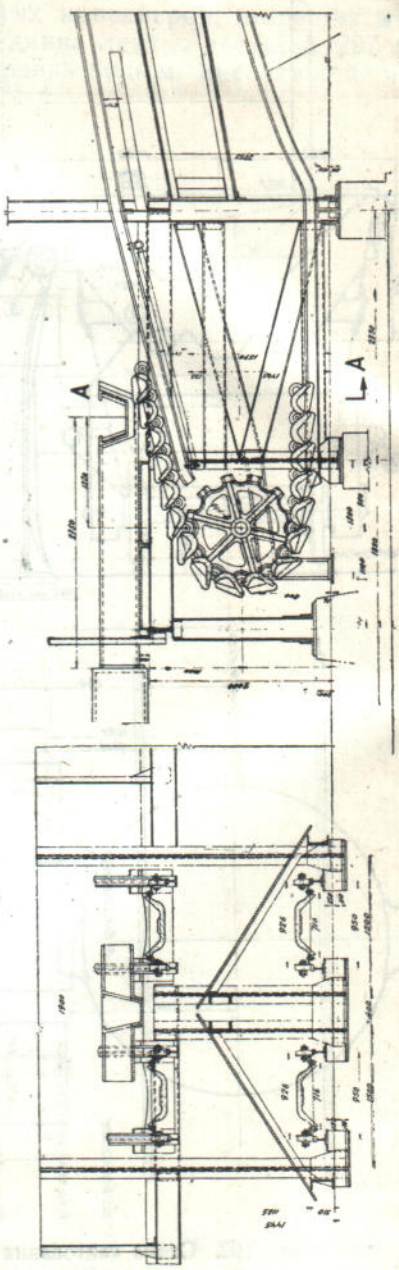






РАЗРЕЗ D-D

Вид по стрелке B

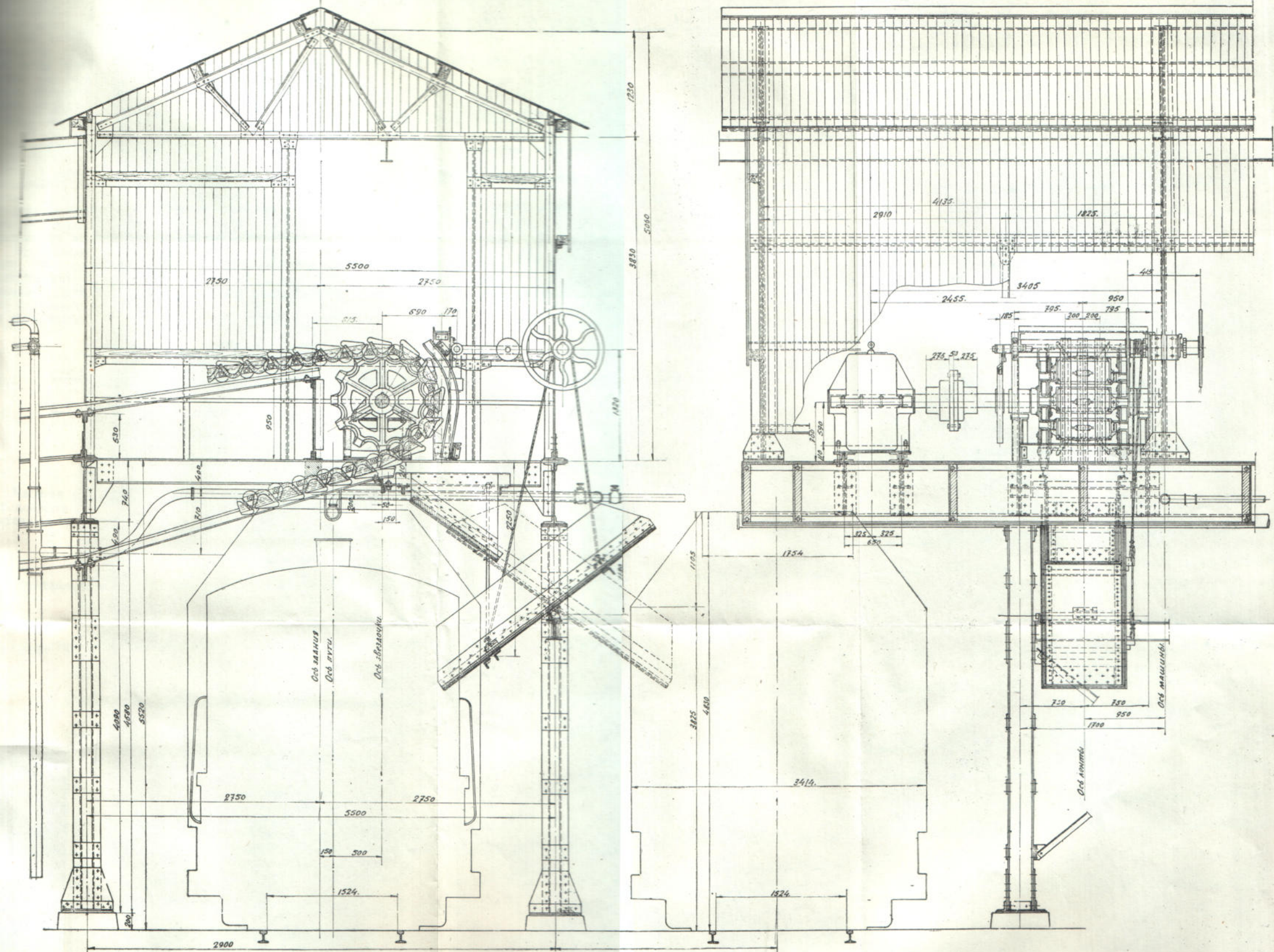


РАЗРЕЗ C-C

РАЗРЕЗ A-A

Фиг. 193. Литейная сторона разливочной машины.





Фиг. 194. Погрузочная сторона разливочной машины.



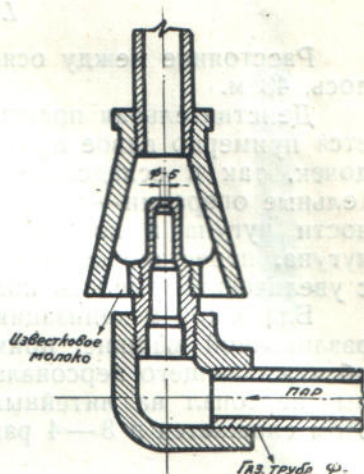
Следует отметить, однако, что предложенные до сих пор системы молотков не вполне надежны и не обеспечивают этой очень важной операции по освобождению мульд. Кроме того, от удара по чушкам нередко страдают мульдочки, особенно если они выполнены не из специальной стали, а из чугуна.

Ввиду того что сгружаемые с конвейера мульдочки имеют еще иногда температуру красного каления, железнодорожные платформы делаются с металлическим кузовом и дальнейшее охлаждение чушек поливкой водой происходит на них.

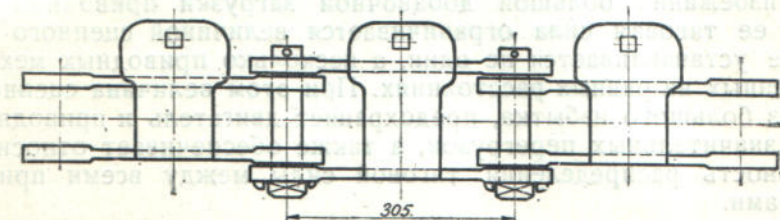
Как видно из фиг. 191, опрыскивание мульдочек известковым раствором на обратной ветви происходит примерно на середине длины конвейера. Для получения ровной струи известкового раствора служит форсунка, действующая паром давления 4 — 5 атм, показанная на фиг. 195.

При непрерывной работе машины мульдочки подходят к месту опрыскивания горячими, так что влага из раствора быстро испаряется и поверхность мульдочек изнутри покрывается слоем извести. При пуске машины в работу после перерыва мульдочки следует для этой цели специально разогреть, для чего ближе к погрузочному концу машины ставятся горелки, работающие на доменном газе (на чертеже не показаны).

Цепи конвейера, подвергающиеся действию жара и поливаемые брызгами воды, работают в особо неблагоприятных условиях; поэтому на качество материала, из которого они изготовляются, обращается особое внимание. Деталь конвейерной цепи показана на фиг. 196. Пластины цепей отливаются из марганцевой стали (Гатфильда), а шарнирные болты из хромоникелевой стали с содержанием 1,25% хрома и 0,6% никеля.



Фиг. 195. Форсунка для известкового раствора.



Фиг. 196. Деталь конвейерной цепи.

Часовая производительность каждого из двух конвейеров машины определяется по формуле для перемещения отдельных грузов веса  $p$  кг, отстоящих на конвейере на  $a$  м один от другого:

$$Q = 3,6 \frac{p}{a} v \text{ т/час.} \quad (44)$$

Подставляя приведенные выше значения, находим

$$Q = 3,6 \frac{50}{0,305} \cdot 0,1 = 59 \text{ т/час}$$

или около 120 т/час на оба конвейера.



Из выражения (44) следует, что с возрастанием рабочей скорости  $v$  повышается также и производительность машины. Однако, при том же периоде времени остывания чугуна  $t_1$  с возрастанием  $Q$  требуется увеличение длины машины, определяемой из

$$L = t_1 v = 7 \cdot 60 \cdot 0,1 = 42 \text{ м.} \quad (45)$$

Расстояние между осями звездочек конвейера принято, как указывалось, 43 м.

Действительная практическая производительность машины уменьшается примерно вдвое против расчетной как из-за неполной заливки мульты, так и вследствие потерь во времени на всякого рода вспомогательные операции — железнодорожные маневры, снятие шлака с поверхности чугуна в ковше, ремонт и обмазывание жолоба для жидкого чугуна, перестановка и кантование ковша и пр. Эти потери снижаются с увеличением емкости ковша.

Благодаря механизации всего процесса разливки и уборки чугуна на разливочной машине, применение ее уменьшает количество потребного обслуживающего персонала больше, чем в четыре раза, а считая резервный персонал на литейных дворах — в два раза;<sup>1</sup> стоимость работ при этом снижается в 3—4 раза.<sup>2</sup>

## 8. КОНВЕЙЕРЫ С ПОДВИЖНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Особую группу круговых конвейеров, огибающих кривые в плоскости пластин (горизонтальной или слабо наклонной), составляют конструкции, в которых тяговые цепи отсутствуют и гибкость конвейерной ленты достигается шарнирным соединением образующих его отдельных тележек.

Трудности, связанные с передачей движущего усилия на такие конвейеры, преодолены тем, что приводной механизм устанавливается на самом конвейере и движется вместе с ним.

При большой длине конвейера, для уменьшения действующей вдоль его оси тяговой силы, передающейся через тележки и их соединения и создающей значительное боковое давление на закруглениях, в особенности же для избежания большой добавочной загрузки приводной тележки (так как ее тяговая сила ограничивается величиной сцепного веса), на конвейере устанавливается не один, а несколько приводных механизмов, расставленных на равных расстояниях. При этом величина сцепного веса, взятая без большого избытка, предохраняет двигатель и приводной механизм от значительных перегрузок, а также обеспечивает относительную равномерность распределения тяговой силы между всеми приводными механизмами.

Прототипом конвейеров этой конструкции отчасти послужили движущиеся тротуары, отчасти транспортеры для штучных грузов, построенные впервые лет 20—25 тому назад для обслуживания товарных вокзалов. В последние годы эти конвейеры применяются также и для массовых материалов.

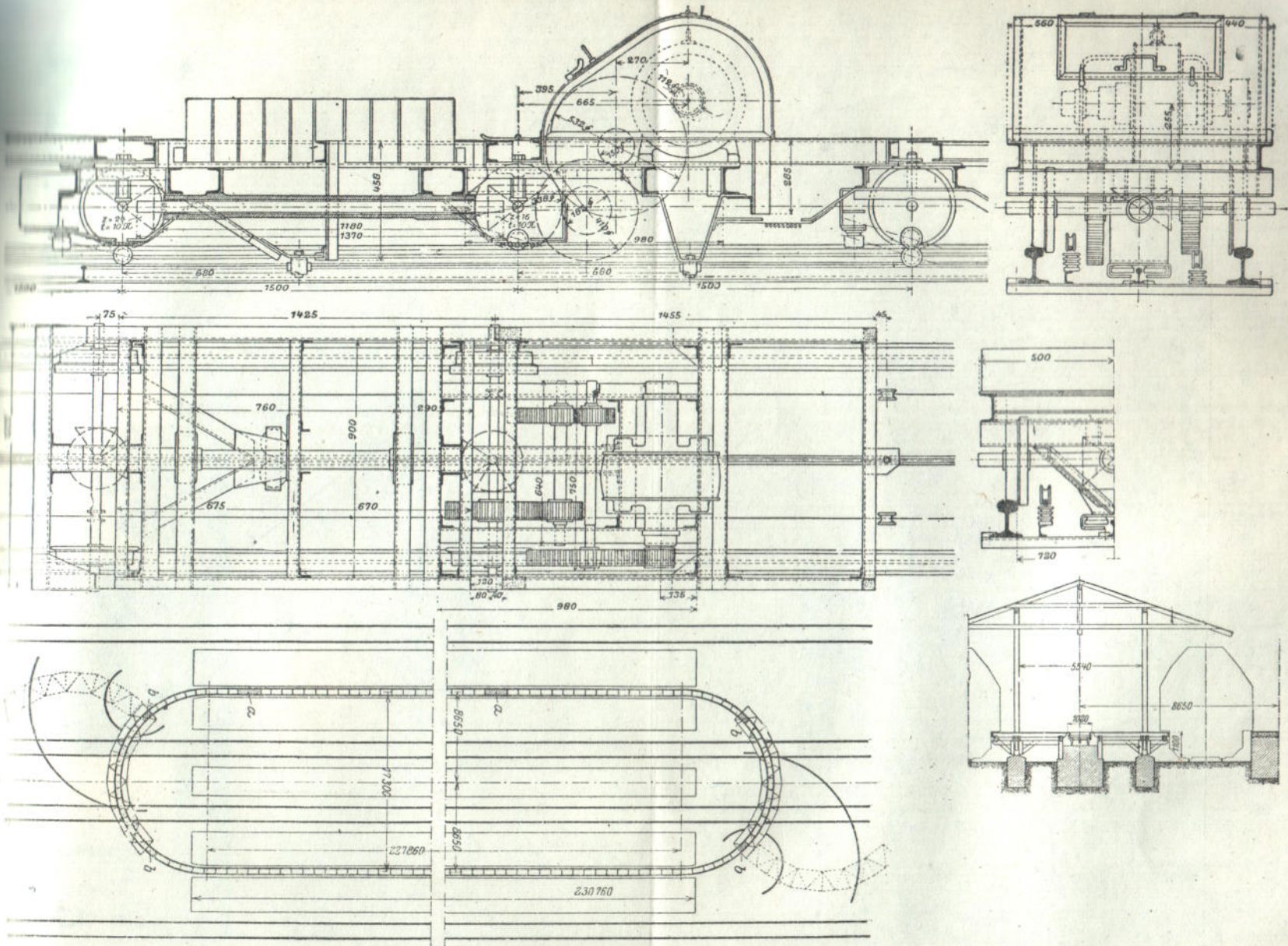
На фиг. 197 показаны приводная тележка и общий план товарного конвейера, обслуживающего загрузку-разгрузку вагонов на двух ж.-д. путях. Вращение на две приводных оси передается с помощью трех последовательных пар цилиндрических и системы конических колес.

Пластины, перекрывающие с торцов одна другую и образующие непрерывное полотно, облицованы деревянными досками и покоятся на стальных рамах, соединенных между собой шарнирно. Оси ходовых колес

<sup>1</sup> 90 чел. в сутки на двух разливочных машинах, могущих дать около 2400 т чугуна в сутки.

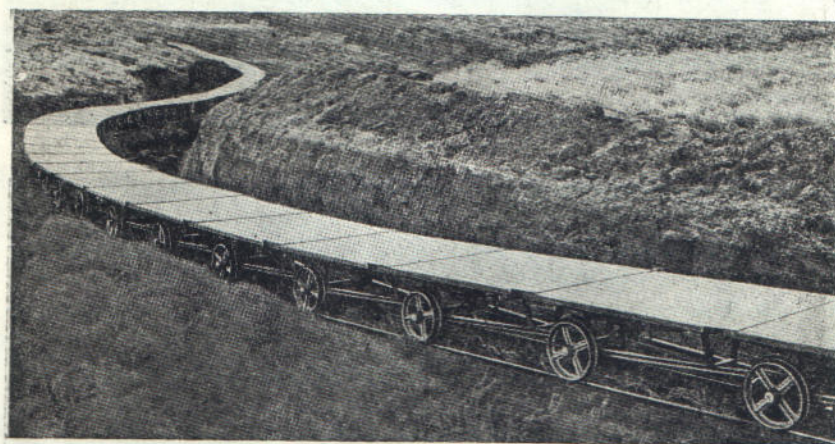
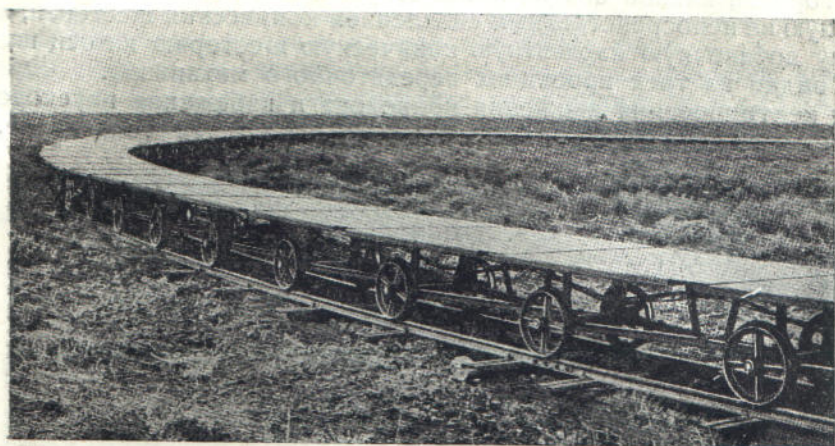
<sup>2</sup> 80 коп. на тонну против 2 р. 30 к. и 3 р. 13 к. на двух наших старых металлургических заводах. См. В. М. Рогальский, Розливная машина для чугуна, 1932.





Фиг. 197. Конвейер с подвижными двигателями на товарной станции (Угрюм).



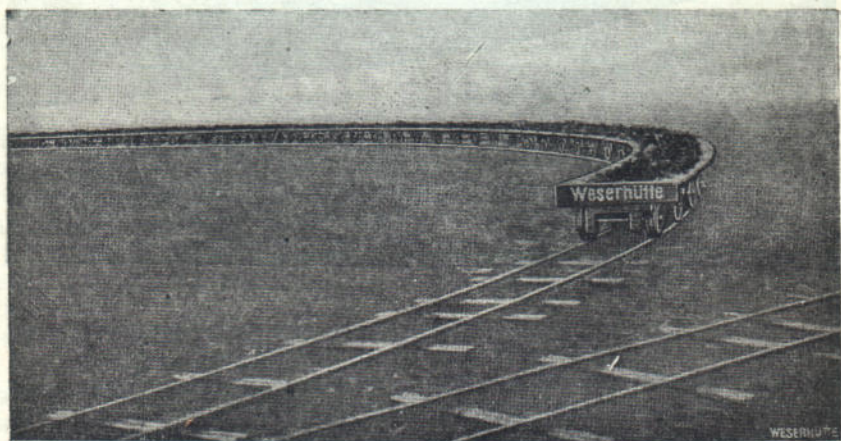
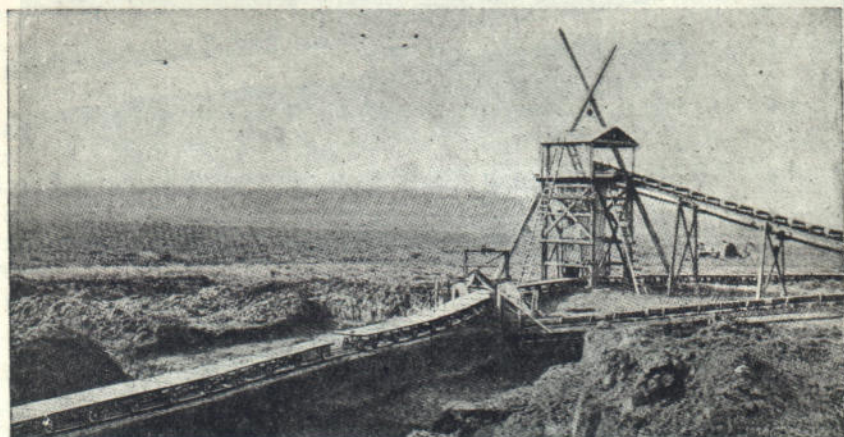


Фиг. 198. Конвейер длиной 1000 м с подвижными двигателями на торфоразработках (Weserhütte).



располагаются под вертикальными соединительными шарнирами. Подвижность в шарнирах определяет необходимость передачи вращения с поперечной горизонтальной оси на продольную и с продольной на соседнюю поперечную не непосредственным сцеплением конических шестерен, а через еще одну добавочную паразитную коническую шестерню на оси шарнира, как это видно на трех проекциях передаточного механизма.

Для центрирования движения конвейера и избежания перекосов, могущих произойти, если на чисть тележек передается толкающее, а не



Фиг. 199. Конвейер с разрывом для движения по разным путям (Westerhütte),

растягивающее усилие, отдельные тележки снабжаются еще двумя роликами, сидящими на вертикальных осях по обе стороны от головки среднего направляющего рельса. Подвод тока производится по проводам, протянутым между ездовыми и направляющим рельсом.

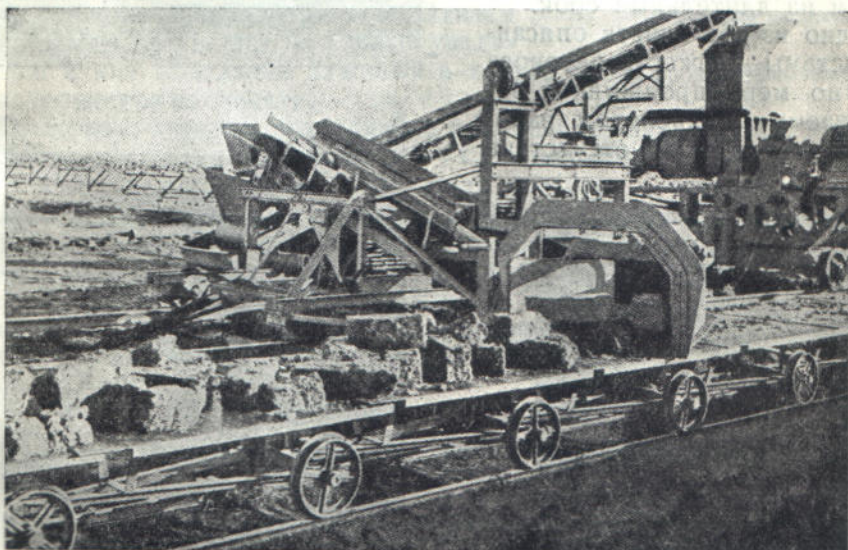
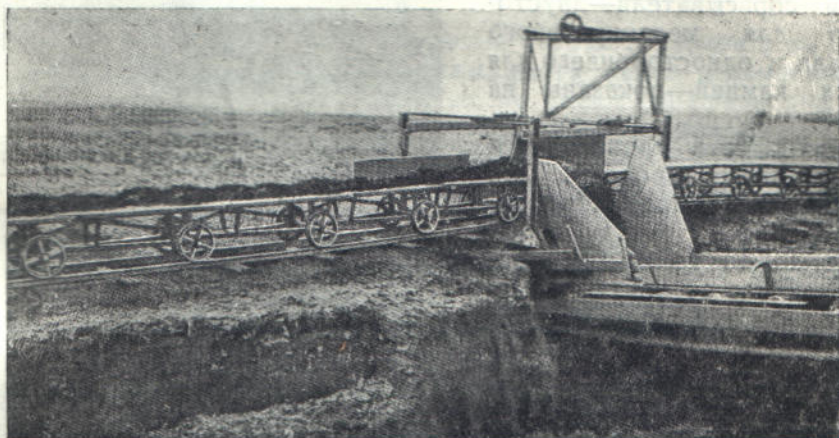
На установке по фиг. 197 с общей длиной конвейерного полотна свыше 500 м установлено восемь приводных тележек с моторами по 7,5 л. с., однако расходуемая мощность при переработке 500—600 т грузов в день и рабочей скорости конвейера 0,5 м/сек. не превышает 12 л. с.

Как видно в плане, конвейерная лента охватывает кольцом участок двух ж.-д. путей. Для пропуска составов по этим путям, отрезки конвейерных рельсовых путей на закруглениях устанавливаются на поворотной ферме, отводимой для освобождения путей в сторону. Для быстрого



разъединения конвейерной ленты служат тележки *b* со специальными сочленениями, просто разбирающиеся и допускающие большое отклонение относительно смежной тележки. При разобщении конвейерной ленты и отводе ферм в сторону конвейер останавливается так, чтобы эти тележки приходились в местах стыка и на шарнире обеих ферм.

Такого же типа, но значительно более легкой конструкции конвейеры строятся также для перемещения значительных количеств массовых грузов на большие и средние расстояния. Область применения этих конвейеров



Фиг. 200. Разгрузка конвейера с помощью сбрасывающего ножа (Weserhütte).

— для перемещения угля, шлаков, камня и пр. и в особенности — на вскрышных работах для перемещения породы в каменоломнях, на торфяных и рудных разработках и пр. Тележки (фиг. 198), имеющие вид плоских платформ или выполняемые желобчатыми, связаны между собой шарнирно и допускают отклонение на небольшой угол, так что принимаемые радиусы закругления путей должны быть довольно значительны. Кроме того сопряжения тележек допускают также небольшую подвижность в вертикальной плоскости для того, чтобы конвейерный путь, настлаемый из легких рельс, мог следовать неровностям почвы.