

621
С-72

Проф. А. О. СПИВАНОВИЧ

КОНВЕЙЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

1955

ОНТИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ

НКТП

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ

11190

2



СТРОИТЕЛЬСТВО

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
И СТРОИТЕЛЬСТВО
ПРОМЫШЛЕННЫХ
ЗДАНИЙ

PROF. A. O. SPIVAKOVSKY

Mining Academy in the name of I. V. Stalin, Moscow

CONVEYORS

VOLUME IV

SCREW CONVEYORS. TUBULAR
CONVEYORS. ROLLER RUNWAYS.
HYDRAULIC CONVEYING.
PNEUMATIC CONVEYING

П

Проф. А. О. СПИВАКОВСКИЙ
Московский горный институт им. И. В. Сталина

У
621
С-72

КОНВЕЙЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

ЧАСТЬ IV

ШНЕКИ. ТРАНСПОРТЕРНЫЕ ТРУБЫ.
РОЛИКОВЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ.
ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ.
ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ



с/а

проверено
1966 г.

~~За високі показники навчання,
За участь в науково-дослідній роботі,
За піднесення свого політичного та культ. рівня,
За використання додаткової літератури,
За уміння пов'язувати звання з навчання,
За активною громадсько-політичною роботою,
Від Київського інституту Шкіряної Промисловості~~



ОНТИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ

НКТП

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ

Харьков

1935

Киев

Библиографические сведения
этого издания помещены в
„Летопись Укр. печати“, „Кар-
тоном россиц.“ и других укр-
аинских Укр. библиогр. Палат.

05—5—2

Ответственный редактор *Губерман И. Д.*
Техоформление *Бухбиндер Л. М.*
Корректор *Инфимовский Е. М.*

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

ОГЛАВЛЕНИЕ

Принятые обозначения и сокращения	8
Предисловие	10
Глава I. Шнеки	
§ 1. Общее устройство и область применения	12
1. Принцип действия и составные части	—
2. Классификация	—
3. Область применения	15
4. Достоинства и недостатки	—
§ 2. Составные элементы	17
1. Жолоб	—
2. Винт и вал	21
3. Соединительные шейки вала и муфты	26
4. Подвесные подшипники	29
5. Торцевые стенки и стойки	34
6. Загрузочные и разгрузочные патрубki	39
7. Привод	40
§ 3. Расчет шнека	45
1. Определение главных размеров	—
2. Расход мощности	49
§ 4. Специальные типы шнеков	54
1. Спиральные шнеки	—
2. Лопастные и фасонные шнеки	57
3. Вертикальные шнеки	61
4. Твинвейеры	64
§ 5. Примеры применения шнеков	69
1. Вагонопогрузочные машины и передвижные погрузочные и распределительные устройства	70
2. Питатели	71
3. Шнеки в машинах для обогащения	73
4. Шнеки для распределения материала по бункерам	74
Глава II. Вращающиеся транспортные трубы (тубулярные транспортеры)	
§ 1. Классификация и основные характеристики	78
§ 2. Конструкция	82
1. Барабан	—
2. Опорные и упорные ролики	85
3. Привод	86
4. Подводящие и отводящие устройства	91
§ 3. Примеры применения	96
§ 4. Расчет	96
1. Производительность	—
2. Расход мощности	98
§ 5. Теория движения материала в гладкой трубе	101
1. Предварительные понятия	—
2. Составление уравнения движения частицы	103
3. Условия, при которых полученное уравнение имеет применение	106
4. Определение критического числа оборотов барабана	115
5. Движение материальной частицы во вращающемся барабане с горизонтальной осью	118
6. Движение материальной частицы во вращающемся барабане с наклонной осью	120
7. Движение слоя материала во вращающемся барабане с горизонтальной осью	122

8. Определение минимального внутреннего радиуса в очертании слоя материала	124
9. Зависимость между коэффициентом наполнения, числом оборотов в минуту и внутренним радиусом слоя материала	125
10. Определение производительности транспортной трубы	128
11. Определение мощности, затрачиваемой на перемещение материала в транспортирующей трубе	130

Глава III. Роликовые транспортеры

1. Классификация и основные расчетные формулы	133
2. Конструкция неприводных рольгангов	137
1. Ролик	—
2. Станина	141
3. Стрелки и пересечения	151
4. Компенсаторы высоты	153
5. Примеры применения	160
3. Теория и расчет гравитационного роликового транспортера	168
4. Конструкция приводного рольганга	180
1. Типы приводных рольгангов	—
2. Ролик	181
3. Подшипники	185
4. Рама	188
5. Привод	192
6. Электродвигатель	201
5. Расчет приводного рольганга	202
1. Транспортный рольганг	—
2. Рабочий рольганг	206
6. Рольганги с индивидуальным приводом для роликов	213
1. Общая сравнительная характеристика рольганга	—
2. Конструкция электророликов	215
3. Примеры применения электророликов	220
7. Специальные типы рольгангов	223
1. Подъемные, качающиеся и передвижные роликовые столы	225
2. Рольганги при стелюгах	228
3. Катковые цепные конвейеры	233
8. Схемы общего расположения	—
1. Блюминг	—
2. Листовой прокатный стан трио	234
3. Непрерывный стан для прокатки сутунки и заготовки	236
4. Трубопрокатный стан	238

Глава IV. Гидравлическое транспортирование

1. Принцип действия, применение	239
2. Составные части и агрегаты гидравлических транспортных установок	241
1. Гидромонитор	—
2. Насосные установки	242
3. Гидравлические струйные агрегаты	247
4. Промывные аппараты	257
5. Жлобы	262
6. Трубы	266
3. Расчет	268
1. Основные положения	—
2. Скорость движения гидравлической смеси	269
3. Консистенция гидравлической смеси	274
4. Потери напора	275
4. Примеры применения	280
1. Земляные работы	—
2. Дноуглубительные работы	281
3. Подземная доставка угля	284
4. Гидравлическая мокрая закладка	285
5. Золоудаление из котельных	288

Глава V. Пневматическое транспортирование

1. Общие принципы пневматического транспортирования	294
1. Введение	—
2. Принцип действия и классификация	295
3. Достоинства и недостатки	298
4. Область применения	300

§ 2. Теория пневматического транспортирования	302
1. Сопротивления	—
2. Падение давления в прямой трубе при продувании чистого воздуха	303
3. Падение давления в различного рода «местных сопротивлениях» при продувании чистого воздуха	305
4. Падение давления в прямой трубе при транспортировании материала	315
5. Падение давления в закруглениях при транспортировании материала	318
6. Динамические потери давления	319
7. Влияние мест погрузки	320
8. Определение мощности транспортной установки	321
9. Скорость парения (витания)	—
10. Движение твердого тела в вертикальном трубопроводе	327
11. Движение твердого тела в горизонтальном трубопроводе при сравнительно больших скоростях	330
12. Движение твердого тела в горизонтальном трубопроводе при сравнительно малых скоростях	333
§ 3. Конструкция и расчет составных частей	339
1. Насосы для пневматического транспортирования	—
2. Трубопроводы и их детали	348
3. Отделители	366
4. Фильтры	399
5. Загрузочные устройства	404
§ 4. Примеры пневматических установок	421
1. Транспортирование зерна	—
2. Углеподача	431
3. Транспортирование цемента	444
4. Золоудаление в котельных	449
5. Транспортирование опилок и стружек в деревообделочных мастерских	459
6. Транспортирование химикалий	464
7. Пневматическое транспортирование в металлургической промышленности	466
8. Пневматическое транспортирование в каменноугольной промышленности	473
9. Пневматическое перемещение жидкостей	489
§ 5. Примеры расчетов	494
Литература	504

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

А. Общие

- t — время в секундах.
 s — путь в метрах.
 v — линейная скорость в м/сек.
 \dot{v} — линейное ускорение в м/сек².
 φ — угол поворота.
 ω — угловая скорость 1/сек.
 $\dot{\omega}$ — угловое ускорение 1/сек².
 γ — объемный (насыпной) вес в т/м³.
 $f_0 = \text{tg } \rho_0$ — коэффициент трения скольжения в покое.
 $f_1 = \text{tg } \rho_1$ — коэффициент трения скольжения в движении.
 $f = \text{tg } \rho$ — коэффициент трения скольжения в общем случае.
 k — коэффициент трения качения.
 Q — производительность транспортера в т/час.
 V — производительность транспортера в м³/час.
 L — длина пути перемещения в метрах.
 L_0 — полная длина транспортера в метрах.
 H — высота подъема в метрах.
 p, G — вес отдельной частицы при непрерывном перемещении или вес отдельного груза при прерывном.
 a' — размер в поперечнике частицы или куска материала.
 Q — площадь поперечного сечения материала на транспортере в м².
 q — вес в килограммах перемещаемого материала на пог. метр длины транспортера.
 q_0 — вес движущихся частей транспортера в килограммах на пог. метр длины.
 $G = qL$ — вес находящегося на транспортере материала в килограммах.
 G_0 — вес движущихся частей транспортера.
 l — шаг (длина звена) тяговой цепи.
 a — расстояние между рабочими элементами транспортера (скребками, ковшами, черпаками и пр.) в метрах.
 i — емкость одного рабочего элемента транспортера или количество перемещаемого им материала за один раз в литрах.
 ψ — коэффициент наполнения рабочего элемента перемещаемым материалом.
 w_0 — коэффициент сопротивления (тяги) на транспортере, отнесенный к Головному валу.
 w — тот же коэффициент, отнесенный к приводному валу.
 η — 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 элемента в килограммах.
 $\sigma_{сж}, \sigma_p, K_{сж}, K_p$ — действительное напряжение сжатия, растяжения и изгиба; допустимое напряжение на сжатие, растяжение и изгиб.
 J — момент инерции кгм · сек².
 D — диаметр шкивов, колес, катков, роликов и пр.
 d — диаметр цапф валов и осей.
 δ — диаметр цапф цепей.
 α — угол обхвата на барабанах и шкивах.
 β — угол наклона к горизонту.

Б. К главе V (пневматическое транспортирование)

- v_1 — скорость движения воздуха по трубопроводу в м/сек.
 v_2 — скорость движения материала по трубопроводу в м/сек.
 v_3 — относительная скорость между воздухом и телом.

- v_s — скорость парения (колебательная скорость) м/сек.
 Q_m — весовое количество материала, перемещаемого в единицу времени.
 Q_l — весовое количество воздуха, продуваемого через трубопровод в единицу времени.
 $\mu = \frac{Q_m}{Q_l}$ — коэффициент смеси.
 V_l — объемное количество воздуха, проходящего через данное сечение трубопровода в единицу времени.
 D, d — диаметр трубопровода в метрах и миллиметрах.
 D_k, d_k — диаметр шарового тела в метрах и миллиметрах.
 F_r — площадь поперечного сечения трубопровода в свету в кв. миллиметрах.
 L — длина трубопровода в метрах.
 L' — длина рассматриваемого участка трубопровода в метрах.
 L_b — эквивалентная длина закругления в метрах.
 H — высота подъема на участке в метрах.
 γ — удельный вес воздуха при данном давлении и температуре в кг/м^3 .
 G — вес наибольшего куска транспортируемого материала.
 D_k, a' — размеры кусков транспортируемого материала.
 ξ — коэффициент местных сопротивлений.
 p — давление воздуха в рассматриваемой точке в кг/м^2 (абс.).
 Δp_{re} — падение давления на рассматриваемом участке в кг/м^2 вследствие сопротивления при продувании чистого воздуха.
 Δp_m — тоже при транспортировании материала.
 h — скоростной напор в кг/м^2 .
 H_p — разность давлений в начале и в конце участка в кг/м^2 .
 λ — коэффициент сопротивления движению.
 w — коэффициент сопротивления (тяги), определенный по расходу мощности.
 N' — удельное потребление энергии.
 m — масса движущегося тела.
 K — движущая сила струи в кг.
 ψ — коэффициент, характеризующий сопротивление воздуха при движении в нем твердого тела.

Остальные условные обозначения указываются в тексте.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящей IV и заключительной части «Конвейерных установок» рассматриваются агрегаты для механического перемещения без тягового гибкого элемента — шнеки, транспортные трубы и роликовые транспортеры (качающиеся конвейеры были рассмотрены во II части), а также установки для перемещения «в среде» — гидравлические и пневматические системы транспортирования.

По примеру предыдущих книг, и здесь о каждом из типов устройств приводятся сведения по конструкции, расчету и применению в промышленности. Примеры установок взяты главным образом из машиностроительной, металлургической, химической и горной промышленности, оборудования силовых станций, перегрузочных пунктов и строительных работ, применительно к перемещению таких индустриальных грузов, как уголь, руда, известняк, цемент, песок, калий, болванки, продукты проката и пр.

Довольно много места в книге уделено теории работы транспортных устройств, а именно вращающихся транспортных труб, рольгангов и пневмотранспорта.

Напротив, подробной теории действия шнеков и гидравлических транспортных систем не приводится. Вместо точных формул для расчета шнеков, в которые затем приходится подставлять мало определенные и изменяющиеся коэффициенты, здесь дается расчет шнеков по укрупненным практическим показателям, полученным опытом в зависимости от свойств перемещаемых материалов.

Что же касается гидравлического транспортирования, теория которого представляет к тому же весьма специальную область, то в литературе отсутствуют не только законченные методы расчета, но и, за отдельными исключениями, экспериментально проверенные расчетные коэффициенты. Следует констатировать, что этим видом транспорта у нас занимались пока недостаточно.

К сожалению, это в значительной мере относится и к другой, представляющей крупнейший интерес для нашей промышленности, области — пневматическому транспорту, для расчета которого мы тоже не располагаем ни твердой теорией, ни достаточно полным комплексом экспериментальных исследований.

Учитывая однако значение пневматического транспорта, мы уделили ему в книге наибольшее место и поместили как рассмотрение конструкций установок, так и ряд теоретических выводов, которые, полагаем, все же на данном этапе могут оказаться полезными для уяснения сущности процесса пневмотранспорта и для его расчета и проектирования. При изложении этих разделов мы базировались главным образом на исследованиях иностранных авторов — Wagner'a, Gasterstädt'a, Trefftz'a, Deuschl'я, Blaess'a и др.

В связи с организацией в самое последнее время первой у нас пневмолaborатории при Научно-исследовательском институте Гинстальмост и усилением теоретических работ в этой области нашими авторами (проф. Стахович, проф. Смухин, проф. Каменев, работники научно-исследовательских институтов ЦАГИ и Гинстальмост) мы можем рассчитывать на получение вскоре ряда собственных опытных данных и расчетных методов, необходимых для дальнейшего развития пневмотранспорта.

В других разделах книги, в которых рассматриваются такие механические агрегаты, как транспортные трубы, гравитационные и приводные, в частности —

реверсивные, рольганги, дается теория действия этих устройств и основанные на ней расчеты, которые иллюстрируются конкретными примерами.

При рассмотрении конструкций транспортных устройств и комплексных установок мы приводим немало примеров из опыта иностранных фирм, однако основной материал — типовые конструкции и нормы — взят из работ наших заводов и проектных организаций.

Как и при проработке II и III частей «Конвейерных установок», к составлению некоторых разделов настоящей книги были привлечены сотрудники автора по научно-исследовательской или преподавательской работе: глава I, «Шнеки» — инж. В. И. Пономарев, Гинстальмост; глава IV, «Гидравлическое транспортирование» — асс. В. Г. Заболотский, МГИ; глава V, «Пневматическое транспортирование» — доц. А. М. Пеньков, ДМИ.

Кроме того теорию отделителей в пневматическом транспорте (глава V, § 3, п. 3 б) разработали инженеры И. С. Сегаль и Б. Ф. Турицын (Гинстальмост) и теорию движения материала в гладкой трубе (глава II, § 5) асс. В. М. Осецкий, МГИ. При составлении этого последнего раздела ряд полезных замечаний был сделан профессорами МГИ Л. Б. Левенсоном и И. М. Воронковым, за что им приношу благодарность.

А. О. Спиваковский

Москва,
апрель 1935 г.

ГЛАВА I

ШНЕКИ

§ 1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И СОСТАВНЫЕ ЧАСТИ

Винтовые транспортеры или шнеки¹ применяются для транспортирования зерновых, пылевидных, молотых и мелкокусковых материалов.

Материал насыпается в неподвижный, очерченный обычно в нижней части по окружности жолоб, в котором укреплен продольный вал с насаженной на нем винтовой поверхностью, входящей в жолоб с некоторым зазором. При вращении винта материал продвигается (проталкивается) скольжением вдоль жолоба, подобно тому как движется вдоль винта удерживаемая от вращения гайка. Силой, удерживающей материал от вращения вместе с винтом, служит сила веса материала, а также сила трения его о стенки жолоба. Таким образом кинематический принцип действия винтового транспортера тот же, что и кинематической пары винта и гайки, а по способу перемещения — проталкивание скольжением по неподвижным проводникам (жолобу) — шнеки действуют подобно скребковым транспортерам.

Шнек состоит в основном из следующих частей (фиг. 1): 1 — жолоб, 2 — винт, 3 — подвесные подшипники, 4 — концевые стойки, 5 — упорный подшипник, 6 — опоры для жолоба, 7 — загрузочные патрубки, 8 — разгрузочные патрубки и 9 — привод.

Обычное направление перемещения материала с помощью шнека — по горизонтали, но применяются шнеки и для перемещения на подъем. Угол наклона шнека при перемещении сыпучих материалов на практике не превосходит 20° , во всяком случае он не должен быть больше угла трения материала о жолоб, так как, вследствие большого обратного просыпания, производительность шнека сильно уменьшается и после определенного предела обращается в нуль.

На специальных типах быстро вращающихся шнеков (см. ниже) при работе по сухим мелкозернистым материалам, а также материалам, состоящим из кусков, близких по форме к шару, достигаются значительно большие углы наклона — 60 и даже 90° .

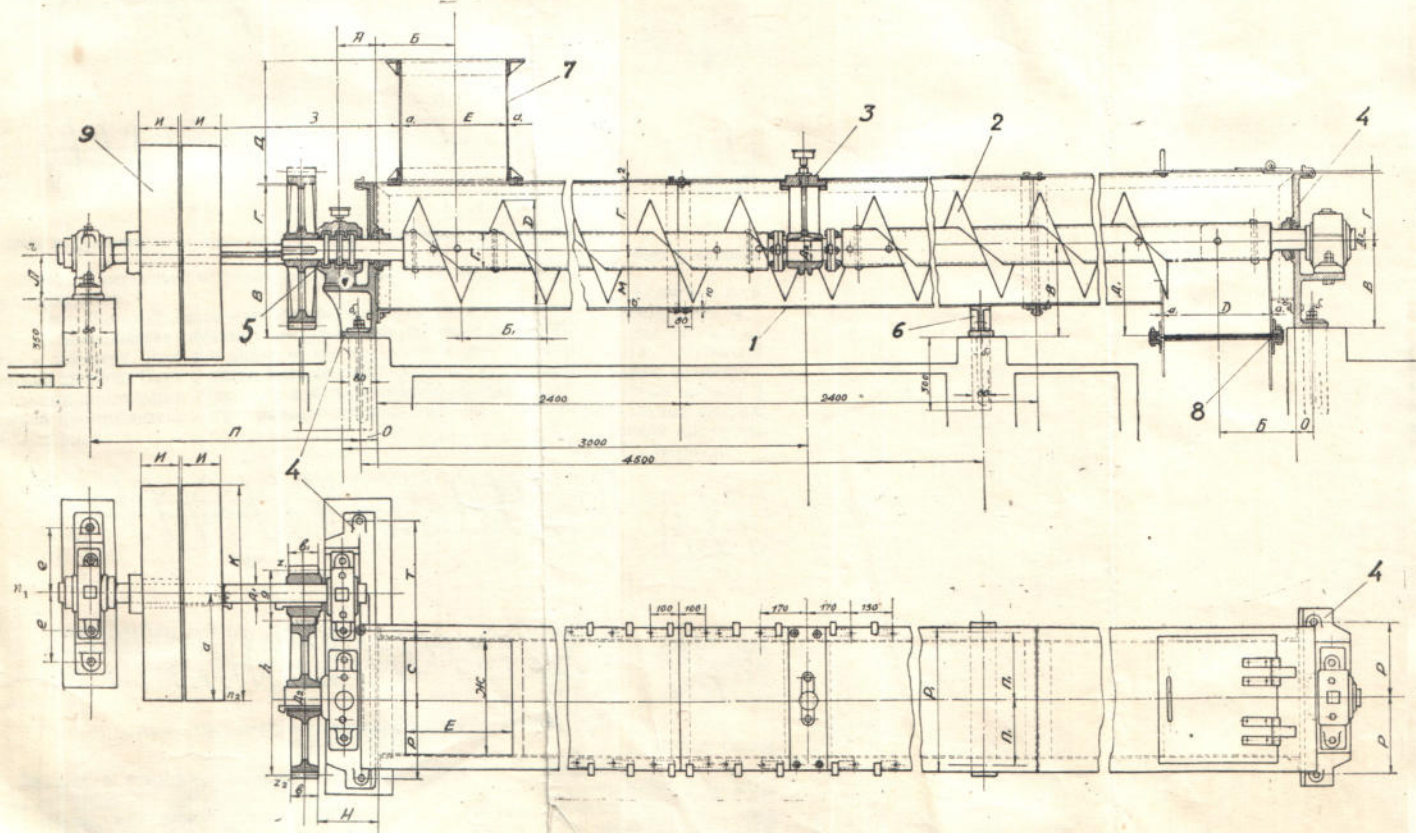
2. КЛАССИФИКАЦИЯ

По назначению и роду выполняемой работы шнеки можно разделить на: 1) собственно транспортирующие, 2) месильные, 3) питатели и 4) специальные типы, как то: просеивающие, сушильные и др., работа которых связана с теми или иными технологическими процессами.

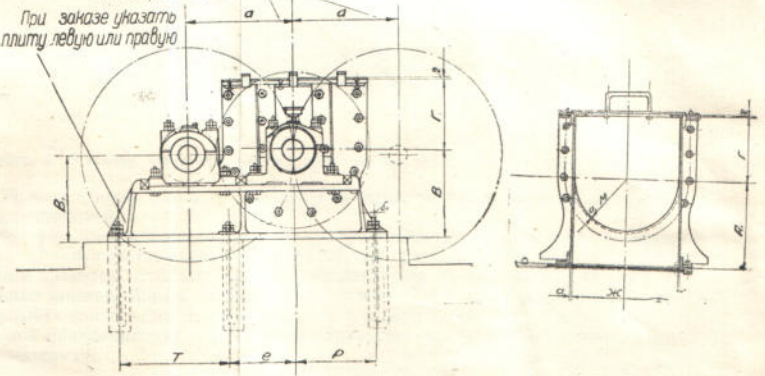
Наиболее характерным признаком конструктивного подразделения шнеков является форма винта, который изготавливается: 1) сплошным, 2) спиральным (ленточным), 3) лопастным и 4) фасонным.

Применение той или иной формы винта зависит от назначения шнека и рода транспортируемого материала. Так, при транспортировании сухого мелкозернистого или порошкообразного материала, не обладающего способностью сле-

¹ Screw conveyors, Worm or Archimedean screw conveyors (англ.), Schneckен; Schneckенfördereг, Transportschneckен (нем.), vis transporteuse (фр.).

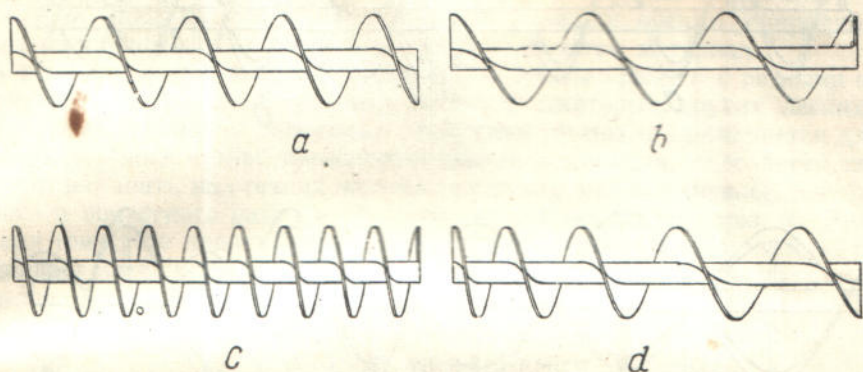


Исполнение привода может
быть справа и слева
При заказе указать
плиту левую или правую



Фиг. 1. Общий вид винтового транспортера (завод им. Шевченко).

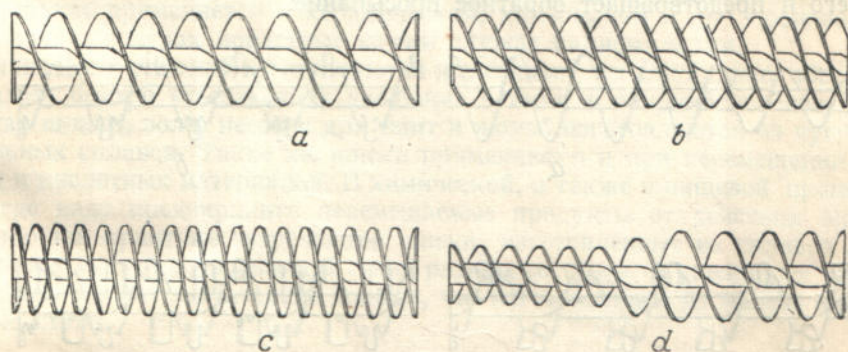
живаться, целесообразно применить сплошной винт, при транспортировании кускового или липкого материала — спиральный винт и при материалах, обладающих способностью слеживаться или спрессовываться, — лопастный или фасонный винт. Нормально в шнеках применяются одноходовые винты и гораздо реже — двух- и трехходовые. Последние ставят, например, в шнеках-питателях для более равномерной подачи материала, а также в шнеках, подвергающихся сильному изнашиванию.



Фиг. 2. Основные типы одноходового винта со сплошной винтовой поверхностью.

Приведем несколько встречающихся на практике типов винтов с их краткой характеристикой.¹

На фиг. 2, *a* изображена наиболее распространенная конструкция сплошного винта. В большинстве случаев в американской практике шаг винта принимается равным диаметру. Этот тип винта применяется для горизонтальных и слабо наклонных шнеков. Винт с шагом больше диаметра (фиг. 2, *b*) применяется в вертикальных спиральных мешалках для полужидкого материала или для шнеков высокой производительности, транспортирующих весьма легкоподвижной сыпучий материал.



Фиг. 3. Основные типы двух- и трехходовых винтов со сплошной винтовой поверхностью.

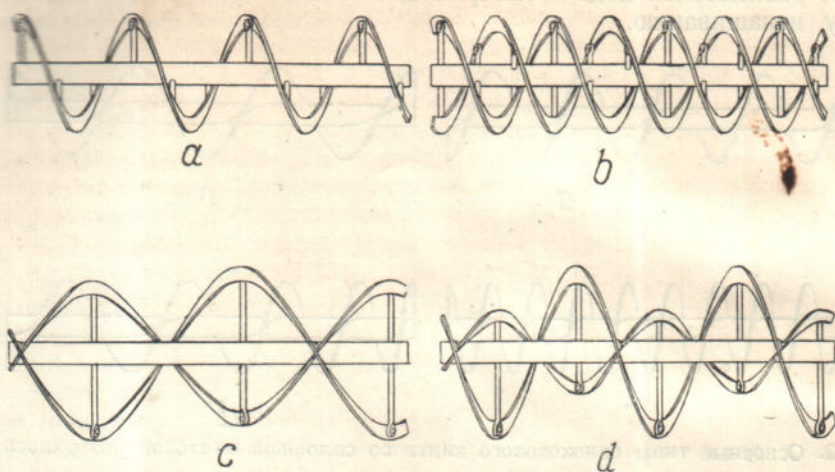
На фиг. 2, *c* представлен винт с коротким шагом, примерно вдвое меньшим диаметра винта. Он применяется для наклонных и вертикальных шнеков, а также в питателях, работающих с небольшой скоростью движения. Специальные типы шнеков, служащие для охлаждения или сушки материала, тоже часто оборудуются этим типом винта.

Винт с переменным шагом (фиг. 2, *d*), увеличивающимся по направлению движения материала, автоматически предохраняется от перегрузки, так как витки с коротким шагом, расположенные у загрузочного конца шнека, «дрессе-

¹ Подробнее эти конструкции рассмотрены ниже.

лируют течение материала, и коэффициент наполнения такого шнека постепенно понижается от загрузочного к разгрузочному концу.

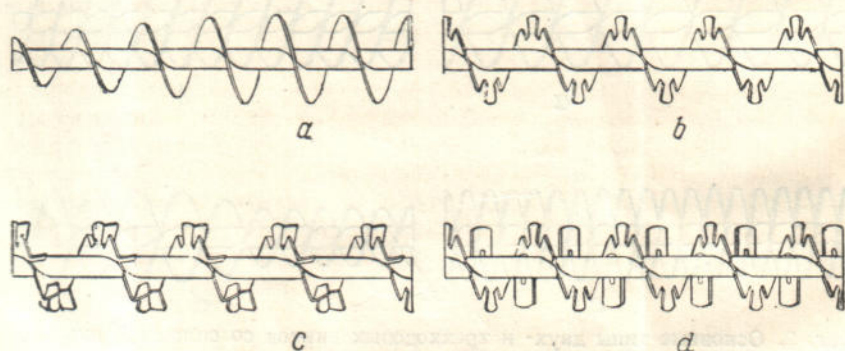
Двухходовой винт, представленный на фиг. 3, *a*, обеспечивает более плавное течение и разгрузку материала, а также несколько большую производительность при транспортировании некоторых материалов.



Фиг. 4. Основные типы спиральных (ленточных) винтов.

На фиг. 3, *b* изображен трехходовой винт с шагом, равным диаметру. Он имеет те же достоинства, что и двухходовой винт, но материал выгружается здесь равномернее. Применяется трехходовой винт главным образом в специальных питателях для очень текучих насыпных материалов.

Шнек с двухходовым винтом и коротким шагом (фиг. 3, *c*) применяется для получения плавного и медленного транспортирования. Он устанавливается в питателях при подаче очень текучего материала, причем точно регулирует приток его и предотвращает обратное просыпание.



Фиг. 5. Специальные типы винтов.

Винт с переменным диаметром и постоянным стандартным шагом изображен на фигуре 3, *d*. При перемещении материала по направлению от меньшего к большему диаметру действие его аналогично винту с возрастающим шагом. Кроме того на таком шнеке меньше происходит деградация хрупких, подверженных крошению материалов.

На фигуре 5, *a* показан одноходовой винт переменного (возрастающего) диаметра.

На фиг. 4, *a* изображен нормальный спиральный (ленточный) винт. Он применяется для транспортирования влажных и липких материалов или же в тех

случаях, когда требуется зазор между витками и валом (например для промывки, осушки, вентилирования или очистки материала). Двухходовой спиральный винт представлен на той же фигуре (поз. *b*). Он имеет перед одноходовым винтом те же преимущества, что и при сплошном винте.

На фиг. 4, *c* и *d* изображены спиральные винты с двумя спиралями, направленными в противоположные стороны. Этот тип винта применяется в мешалках. Для того чтобы материал перемешиваясь имел все же поступательное движение вдоль жолоба, спирали делаются неодинакового диаметра, а иногда также неодинаковой ширины. Чем меньше разница между обеими спиралями, тем медленнее продвигается и энергичнее перемешивается материал.

На фиг. 5, *b*, *c* и *d* изображены фасонные винты. Винт *b* с резными краями применяется для транспортирования зерна и некоторых других легких материалов. Фасонный винт с загнутыми лопастями по поз. *c* применяется для смешивания материала и при транспортировании материала, способного спрессовываться и налипать на стенках жолоба (например мел в порошок). Комбинация фасонного и лопастного винта изображена на той же фигуре, поз. *d*. Этот винт благодаря тому, что лопасти направлены под обратным углом к виткам, хорошо перемешивает материал. Применяется этот тип винта большей частью для легких материалов.

3. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Применение шнеков ограничивается обычно сравнительно небольшой длиной и производительностью. Наиболее часто встречаются длины шнеков в 10—30 м, в редких случаях длина доходит до 60 м.

Производительность на шнеках нормальных размеров колеблется от 2 до 125—150 м³ в час, диаметр винта принимается в пределах от 140—150 до 600 (900) мм.

Наибольшее распространение шнеки имеют в цементном производстве, в оборудовании углеподачи котельных, работающих на мелком и пылевидном топливе, в химической, сахарной, мукомольной, стекольной и прочих областях промышленности. Шнеки специального назначения, кроме транспортирования, выполняют некоторые технологические процессы. Так, например, лопастной шнек или «мешалка» применяется в керамическом, химическом и др. производствах. На кирпичных заводах лопастные шнеки служат глиномялками.

✓Обычно винт и жолоб изготавливаются железными, но для сильно абразивных материалов, быстро «съедающих» входящие с ними в соприкосновение детали, таких как шлаки, зола, песок и др., винт и жолоб изготавливаются из чугуна или специальных сплавов. Такие же шнеки применяются и при перемещении разъедающих и кислотных материалов. В химической, а также в пищевой промышленности, где надо предохранить перемещаемые продукты от действия окислы, в заграничной практике встречаются шнеки, изготовленные из сплавов алюминия, бронзы, меди и нержавеющей стали разных составов. В указанных условиях такие шнеки служат значительно дольше, чем изготовленные из железа или углеродистой стали.

4. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

К главным достоинствам шнеков надо отнести:

1. Компактность конструкции и удобство расположения, например либо заподлицо с полом, либо подвешенными под перекрытием, либо на опорных козлах и пр.

2. Дешевизна и конструктивная простота вследствие отсутствия, как в транспортных устройствах с тяговым гибким элементом цепей, блоков, проводников, натяжных устройств и пр.

3. Полностью закрытая конструкция, что существенно при транспортировании материалов, представляющих продукты тонкого помола, остропахнувших, горячих и выделяющих газы или пары.

4. Простота ухода, «грубость» конструкции, допускающая менее тщательное наблюдение, чем на большинстве других типов устройств. Следует, впрочем, отметить, что на практике это свойство шнеков приводит нередко к отрицательным результатам — полному лишению их ухода и текущего ремонта, вследствие чего, например, подшипники совершенно срабатываются и вал в них может подвергнуться заклиниванию и поломке.

5. Удобство промежуточной загрузки и разгрузки.

Из недостатков шнеков нужно отметить:

1. Высокий расход энергии, обусловливаемый интенсивным перемешиванием материала и затягиванием и размалыванием его в зазоре между гранью винта и жолобом; коэффициент сопротивления на шнеках выше, чем на всех других типах устройств для механического перемещения, составляя в среднем около 5—6 (подробнее см. ниже).

2. Крошение и истирание перемещаемых материалов, отчего ценность некоторых из них уменьшается.

3. Необходимость обеспечения весьма равномерного питания во избежание застопоривания материала.

4. Неполадки, возникающие при перемещении липких, спекающихся, спрессовывающихся в комки материалов, состоящие главным образом в «забивании» шнека и застопоривании хода материала.

В случае липкого, схватывающегося материала нередко наблюдаются случаи, когда под действием вращающегося винта он налипает столь плотным слоем на стенки жолоба, что вызывает выгибание вала и заклинивание его в подшипниках, а нередко даже и поломки винта или вала. Такое налипание слоя материала и спрессовывание его в твердую корку наблюдается, например в шнеках, работающих в пылеподготовительном отделении котельных. При высокой температуре угля или угольной пыли заключающаяся в них влага конденсируется на стенках жолоба и винта и служит цементирующей средой.

В мукомольной промышленности наблюдаются остановки и поломки шнеков, транспортирующих зерно и продукты его переработки, благодаря попаданию посторонних примесей, твердых частиц, наматыванию на вал и винт обрывков шпагата и пр. Во всех таких случаях шнек нуждается в периодическом (примерно два раза в месяц) осмотре и очистке.

Влияние зазора между внешней гранью винта и внутренней стенкой жолоба является одним из существенных факторов бесперебойной работы шнека.

Если материал сыпучий и очень мелкий, то застревание его между винтом и жолобом не происходит, поэтому величина зазора большого значения не имеет. Напротив, в случае кусковатого материала величина зазора весьма существенна. Как правило, зазор должен быть в этом случае меньше крупности частиц. Для уменьшения заедания кусков иногда на коротких шнеках практикуется эксцентричная установка винта по отношению к оси жолоба таким образом, чтобы по направлению движения материала зазор постепенно увеличивался.

Вообще же, с точки зрения условий перемещения материала, зазор между винтом и жолобом является не только не нужным, но даже вредным. Необходимость зазора обусловливается главным образом производственными причинами, так как изготовление и сборка шнека с незначительным зазором представляет технологические трудности и удорожает все устройство, особенно в случае большой длины шнека. Между тем малая стоимость шнека — одно из его существенных достоинств. Первоначальные размеры зазора принимаются обычно от 3 до 12 мм, однако с течением времени зазор не остается постоянным, так как вследствие износа винта и отчасти жолоба он возрастает. Известен например случай, когда на одной установке, транспортирующей мелкий уголь, ¹ диаметр винта в течение двух лет работы уменьшился вследствие истирания на 100 мм.

К существенным факторам понижения сопротивления и расхода энергии на шнеке, а также уменьшения опасности заклинивания материала надо отнести еще надлежащую обработку и состояние рабочих поверхностей жолоба и винта.

¹ На Каширской ГЭС.

В случае очень гладких поверхностей с малым коэффициентом трения общее сопротивление движению на шнеке заметно уменьшается. Вообще же шнек представляет достаточно надежное устройство только при работе по материалам, обладающим определенными механическими свойствами.

Наиболее благоприятным для этого считается сыпучий и мелкозернистый материал, неспособный спрессовываться в плотную массу.

Молотый, мучнистый материал хорошо транспортируется шнеком только в том случае, если он включает не слишком высокий процент влаги и не образует на стенках плотной корки.

Кусковой материал тоже может перемещаться шнеком, при условии, что крупность кусков по отношению к размерам винта не выходит за некоторые установленные практикой пределы, указанные в § 3 (Расчет шнека).

Еще одной причиной неполадок в работе шнека, а именно образования в нем «пробок», может явиться перегрузка его материалом. В этом отношении шнек невыгодно отличается, например, от резиновой ленты, которая безболезненно допускает довольно значительную временную перегрузку. Вот почему шнеки, как упоминалось, требуют весьма равномерного питания.

§ 2. СОСТАВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

1. ЖОЛОБ

Жолоб является основной опорной частью шнека. К нему крепятся подвесные подшипники, несущие в свою очередь вал. Для удобства перевозки и монтажа жолоб составляется из отдельных секций длиной от 2 до 4 м, соединяемых между собой на фланцах. Обычно жолобы изготавливаются из железа, толщина которого колеблется на разных установках от 1 до 10 мм и назначается главным образом из условия жесткости жолоба в зависимости от диаметра шнека (таблица 1).

Таблица 1

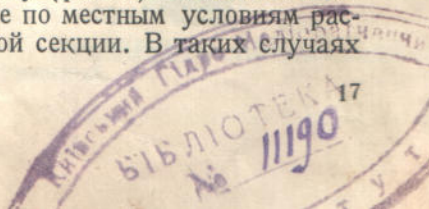
Толщина железного жолоба в зависимости от диаметра шнека

Диаметр шнека D (мм)		200	250	300	350	400	500	600
Толщина железа (мм)	ATG	2	2	3	3	4	5	6
	б. Стром- строй	3	—	4	—	4	6	6
	Weller	2—5	2—5	3—6	3—6,5	3—6,5	3—6,5	3—6,5

При назначении толщины железа жолоба следует кроме того сообразоваться с родом перемещаемого материала, а именно его абразивностью. В случае мягких неистирающих материалов, например отруби, мука и пр., возможны небольшие отступления в сторону уменьшения толщины железа, напротив, в случае сильно истирающих материалов, например зола, шлаки, кварцевый песок, толщину железа следует брать повышенной, в пределах 5—10 мм.

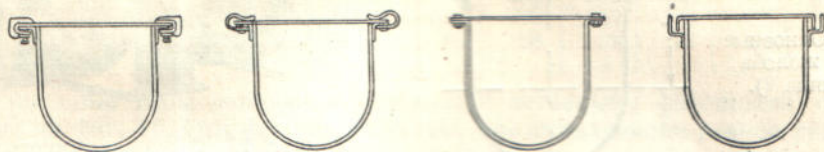
Для увеличения жесткости жолоба, удобства укрепления крышки и подвесных подшипников, продольные края жолоба окантовываются приваренными или приклепанными к ним уголками (фиг. 6). В легких шнеках малого диаметра вместо приварки уголков можно ограничиться отгибанием краев жолоба, что тоже увеличивает его жесткость.

Соединительные фланцы секций изготавливаются из изогнутых угольников, либо отливкой из чугуна. В последнем случае фланцы нередко отливаются заодно с опорными лапами для крепления к фундаменту (фиг. 7). Недостаток последней конструкции заключается в том, что удобное по местным условиям расстояние между опорами может не совпадать с длиной секции. В таких случаях



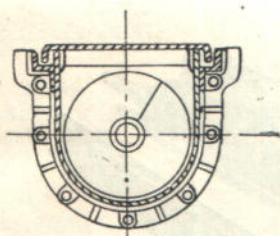
рациональнее применять самостоятельные стойки для жолоба, устанавливаемые по месту (фиг. 8).

На большинстве шнеков, в целях безопасности, предохранения от пыления и пр. жолоб закрывается крышками, которые для плотности крепятся к нему

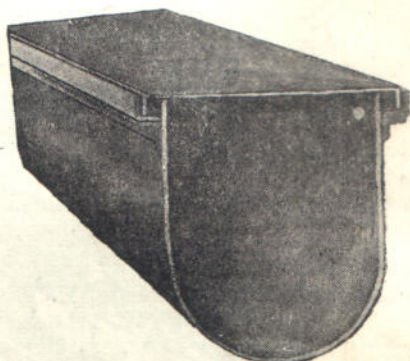


Фиг. 9. Типы крепления крышки к жолобу шнека (Link-Belt).

струбцинками или болтами либо укладываются отогнутыми вниз краями в продольные пазы у жолоба (фиг. 9). Последняя конструкция, показанная отдельно на фиг. 10, имеет преимущества в тех случаях, когда крышки приходится часто снимать. Плотность такого присоединения крышки, особенно если пазы заполняются мелким или порошкообразным материалом, практически бывает обычно вполне достаточна.



Фиг. 10. Шнек с незакрепленной крышкой (Weller).



Основные размеры жолоба в зависимости от диаметра шнека приведены на фиг. 11 и в таблице 2.

Таблица 2

Основные размеры железного жолоба фиг. 11 по данным Palmer-Bee

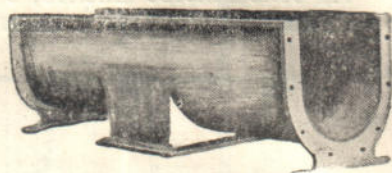
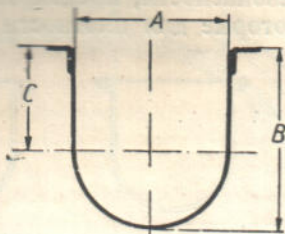
Диаметр шнека D (мм)	76	102	127	152	178	203	229	254	305	356	406	457	508	559	610
A (мм)	102	127	152	178	203	229	254	279	330	381	432	483	533	584	635
C (мм)	57	76	89	105	102	127	146	165	216	235	264	267	305	330	356
B (мм)	108	140	165	194	203	241	273	305	381	425	479	508	571	622	673
Угловое железо	30×30×3		30×30×5			35×35×5		40×40×6		50×50×5		50×50×6		60×60×6	

В отдельных случаях, когда перемещаются сильно абразивные или кислотные материалы, а также если требуется по роду перемещаемого материала иметь строго цилиндрическую поверхность жолоба с минимальным зазором между ним и винтом, применяются чугунные жолобы. Их недостаток — большой вес и высокая стоимость, достоинства — возможность отливать секции заодно с фланцами, крепительными лапами и выгрузочным патрубком (фиг. 12). Длина отдельных чугунных секций, по американским данным, 0,7—2 м, толщина стенок 10—12 мм.

Конструкция составного жолоба, состоящего из двух швеллеров и привернутого к ним болтами полуцилиндрического чугунного днища, видна на фиг. 13. Удобство этой конструкции заключается в том, что жолоб можно снять и прочистить, причем нет необходимости вынимать шнек, а следовательно каждый раз заново регулировать положение подвесных подшипников.

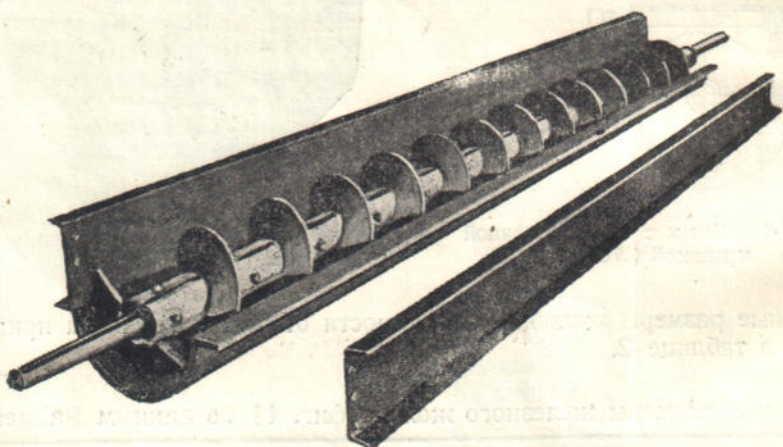
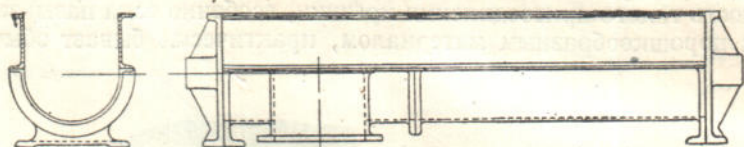
Довольно редко применяются также и деревянные жолобы (фиг. 14). Внутренняя поверхность их выкладывается железными листами для уменьшения

Фиг. 11. Основные размеры жолоба (к таблице 2).



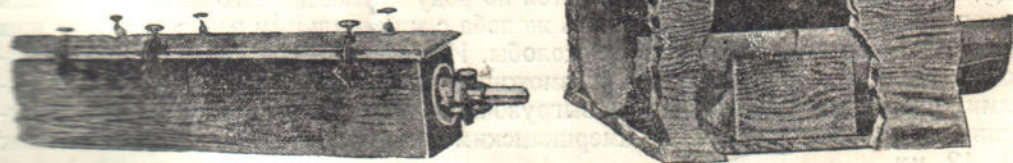
Фиг. 12. Секция чугунного жолоба.

трения материала. Достоинство деревянного жолоба состоит в экономии металла, однако только этим, пожалуй, и исчерпываются его преимущества, так как в изготовлении он сложнее и подчас дороже, а эксплуатационные его качества ниже.



Фиг. 13. Конструкция разборного жолоба (Link-Belt).

Особенно не рекомендуется применять деревянные жолобы в условиях переменной влажности и температуры, а также при наличии пожарной опасности. В некоторых специальных случаях, например на отдаленных золоторазработках, оказывается однако рациональным применять деревянные жолобы, которые



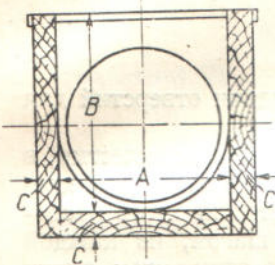
Фиг. 14. Деревянный жолоб.

часто выполняются довольно примитивно из местных пород дерева, но все же работают удовлетворительно. Размеры деревянного жолоба представлены на фиг. 15 и в таблице 3.

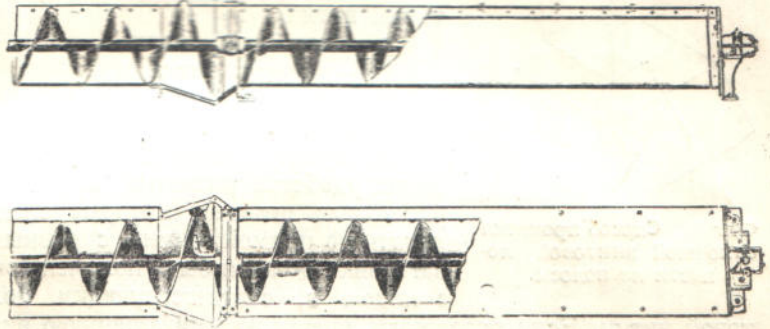
Основные размеры деревянного жолоба по фиг. 15 (Palmer-Bee)

Диаметр шнека D (мм)	102	127	152	203	229	254	305	356	406	457
A (мм)	127	152	178	129	254	279	330	381	432	483
B (мм)	152	165	203	254	292	317	394	438	495	508
C (мм)	22	25	25	38	38	38	51	51	51	51

Специальные типы жолобов с короткими вставными фасонными секциями показаны на фиг. 16. Эти фасонные секции, представляющие резкое радиальное уширение жолоба, а затем более постепенное сужение его до нормы, устанавливаются непосредственно впереди промежуточного подшипника и служат для предупреждения заstopоривания материала.



Фиг. 15. Основные размеры деревянного жолоба (к таблице 3).

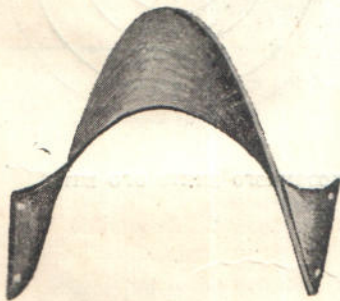


Фиг. 16. Жолоб шнека с фасонными вставками (Lieder).

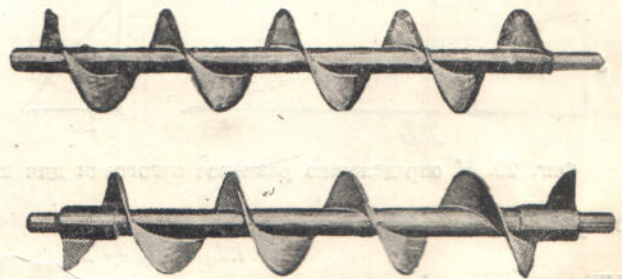
Материал ссыпается под действием силы тяжести в уширенный жолоб, а затем из него фасонным, очерченным по контуру жолоба шнеком проталкивается дальше.

2. ВИНТ И ВАЛ

Из трех основных типов винтов — со сплошной, ленточной и лопастной винтовой поверхностью — первый имеет наибольшее применение. Он дает минимальное обратное пересыпание или «пробуксовывание» материала и поэтому при одинаковых размерах имеет наивысшую производительность.



Фиг. 17. Виток, выштампованный из железной заготовки.



Фиг. 18. Сварной и клепаный винт.

Для образования винтовой поверхности из железных листов предварительно вырезают заготовки в виде шайб с круговым отверстием для вала, которым затем придают винтовую форму на специальных штампах.

В зависимости от толщины железа штамповку производят в холодном или горячем состоянии. Полученные таким способом витки (фиг. 17) соединяются между собой склепыванием или свариванием и образуют непрерывную винтовую поверхность. Из двух этих способов соединения витков второй получил

в последнее время значительно большее распространение вследствие его простоты, дешевизны, меньшего количества отходов (см. ниже) и отсутствия выступающих частей, образуемых швом внахлестку или косынкой (фиг. 18).

Другой способ образования винтовой поверхности, применяемый как на сплошных шнеках, так и в особенности на ленточных винтах — прокатка винта из полосы на конических валках, установленных с возрастанием зазора между ними к центру (фиг. 19). При этом полоса у одного края прокатывается тоньше, чем у другого и значит получает большее удлинение, вследствие чего, выходя из валков, она автоматически завивается по винтовой поверхности.

Рассмотрим теперь, какая форма должна быть придана заготовке, из которой штампуются виток. Обозначим через

D и d — диаметр винта и вала (или внутренний диаметр витка),

U и u — длину наружной и внутренней винтовой грани витка,

D_0 и d_0 — наружный и внутренний диаметр заготовки витка,

s — ход (шаг) винта,

b — ширина витка и

β — центральный угол между рядами отверстий для заклепок на заготовке (фиг. 20).

В случае клепаных винтов со швом внахлестку, в целях удобства разметки на валу отверстий для крепительных штырей, которые следует для этого располагать по прямой линии с равным шагом, из каждой заготовки должен быть получен точно один виток винта с ходом s , соответствующим полному обороту винтовой нитки. Если развернуть внешнюю и внутреннюю винтовую линию одного полного витка, то она представляет, как известно, гипотенузу прямоугольного треугольника, катеты которого s и соответственно πD и πd (фиг. 20), так что

$$U = \sqrt{s^2 + (\pi D)^2}, \quad (1)$$

$$u = \sqrt{s^2 + (\pi d)^2}. \quad (1')$$

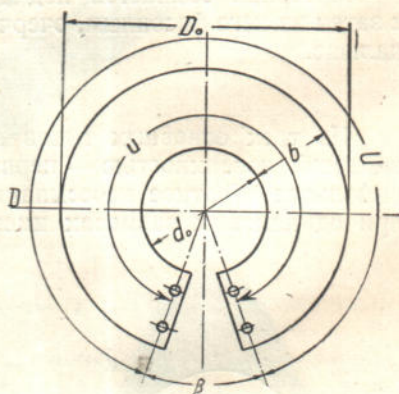
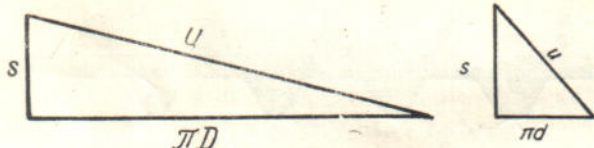
Как видно из той же фигуры справа

$$\frac{U}{u} = \frac{D_0}{d_0} = k, \quad (2)$$

или

$$D_0 = kd_0$$

$$2b = D_0 - d_0 \cong D - d, \quad (3)$$



Фиг. 20. К определению размеров заготовки для штампованного винтового витка.

откуда

$$kd_0 = d_0 + 2b$$

или

$$d_0 = \frac{2b}{k-1} = \frac{D-d}{k-1}. \quad (4)$$

Определяя значения U и u из уравнений (1) и (1'), k — из уравнения (2), находим d_0 и D_0 из уравнений (4) и (3).

Угол вырезки β находится из соотношения

$$\frac{U}{\pi D_0} = \frac{u}{\pi d_0} = k', \quad (5)$$

$$\beta^\circ = 360(1-k'). \quad (6)$$

Понятно, что вырезку сектора из кольца заготовки под углом β надо производить не по оси дыр, а отступив на некоторую ширину сообразно с диаметром заклепок.

Рассмотрим численный пример: если требуется определить размеры заготовки винта для шнека диаметра $D = 250$ мм, с шагом винта $s = 200$ мм и диаметром вала $d = 60$ мм, то

$$2b = D - d = 250 - 60 = 190 \text{ мм}$$

(уравнения 2, 1, 1')
$$k = \frac{U}{u} = \frac{\sqrt{s^2 + (\pi D)^2}}{\sqrt{s^2 + (\pi d)^2}} = \frac{\sqrt{200^2 + (\pi \cdot 250)^2}}{\sqrt{200^2 + (\pi \cdot 60)^2}} = 2,95,$$

(уравнение 4)
$$d_0 = \frac{190}{2,95 - 1} \cong 98 \text{ мм},$$

(уравнение 3)
$$D_0 = 98 + 190 = 288 \text{ мм},$$

(уравнение 5)
$$k' = \frac{\sqrt{200^2 + (\pi \cdot 250)^2}}{\pi \cdot 288} = 0,893,$$

(уравнение 6)
$$\beta = 360 (1 - 0,893) = 38,5^\circ.$$

Если изготовление винтовой поверхности производится не склепкой, а сваркой, то требование, чтобы из каждой заготовки получался точно один полный виток, отпадает, поэтому секторный вырез не требуется, а следовательно количество отходов уменьшается.

На фиг. 21 вверху показан способ соединения отдельных витков склепкой. Косынка заклепочного шва сделана заодно со стержнем сквозного болта, пропущенного сквозь вал. На той же фигуре внизу видны заготовка в первоначальном виде и свернутая в виток и соединенная швом с соседним витком.

Толщина витков, как и толщина стенок жолоба, возрастает с увеличением диаметра винта и кроме того выбирается сообразуясь со степенью абразивности перемещаемого материала. Нормальные значения толщины витков приведены в таблице 4.

Таблица 4

Зависимость толщины витков от диаметра шнека

Диаметр шнека (мм)		200	250	300	350	400	500	600
Толщина витков (мм)	АТГ	3	3	4	4	5	6	8
	б. Стромстрой	4	—	5	—	5	7	7

Размеры нормального винта со сплошной поверхностью показаны на фиг. 22 и приведены в таблице 5. В связи с тем, что винтовая поверхность получена здесь прокаткой, лопасть имеет у вала большую толщину, чем на периферии.

Для образования радиального зазора между стенкой жолоба и винтом, диаметр последнего назначается меньше внутреннего диаметра жолоба. В случае железного жолоба и винта, принимая во внимание обычные неточности в изготовлении того и другого, зазор делается от 5 до 15 мм. Только при чугунном жолобе и чугунном обточенном винте зазор может быть меньше.

Американские фирмы для типовых шнеков всех диаметров указывают зазор 12,7 мм ($1/2''$).

Основные размеры сплошных винтов по фиг. 22
(Link-Belt)

Диаметр шлица В	Вес собранный винта	Вес одного витков	Диам. шей- ки вала	Номиналь- ный внут- ренний диа- метр трубча- того вала	Наруж- ный диа- метр трубча- того вала	Расстоя- ние меж- ду под- весн. под- шипн.	Толщина витков		Ширина подвесного подшип- ника	Максималь- ный крутящий момент
							у вала	у наруж- ного края		
мм	кг/пог.м	кг/пог.м	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	кг/см
101,6	4,5	1,4	25,4	31,7	41,3	2440	3,2	1,6	38,1	1081
101,6	6,0	2,4	25,4	31,7	41,3	2440	4,8	2,4	38,1	1081
152,4	7,5	2,1	38,1	44,4	53,1	3050	3,2	1,6	50,8	4232
152,4	9,0	4,2	38,1	44,4	53,1	3050	6,3	3,2	50,8	4232
152,4	10,5	6,3	38,1	44,4	53,1	3050	9,5	4,8	50,8	4232
228,6	9,8	4,7	38,1	50,8	60,3	3050	4,8	2,4	50,8	8740
228,6	12,0	4,5	50,8	63,5	73	3050	4,8	2,4	50,8	8740
228,6	14,2	9,8	38,1	50,8	60,3	3050	9,5	4,8	50,8	4232
228,6	16,5	9,0	50,8	63,5	73	3050	9,5	4,8	50,4	8740
228,6	21,0	12,8	50,8	63,5	73	3050	12,7	6,3	50,8	8740
254,0	11,2	7,2	38,1	50,8	60,3	3050	4,8	2,4	50,8	4232
254,0	19,5	11,4	50,8	63,5	73	3050	9,5	4,8	50,8	8740
304,8	16,5	8,4	50,8	63,5	73	3660	6,3	3,2	50,8	8740
304,8	19,5	8,0	61,9	76,2	88,9	3660	6,3	3,2	76,2	10660
304,8	22,5	12,8	50,8	63,5	60,3	3660	9,5	4,8	50,8	8740
304,8	25,5	12,0	61,9	76,2	88,0	3660	9,5	4,8	76,2	10660
304,8	28,5	15,0	76,2	88,9	101,6	3660	12,7	6,3	76,2	18860
304,8	37,5	24,0	76,2	88,9	101,6	3660	19	9,5	76,2	18860
355,6	21,0	10,5	61,9	76,2	88,9	3660	6,3	3,2	76,2	10660
355,6	33,0	16,5	76,2	88,9	101,6	3660	11,1	5,6	76,2	18860
406,4	28,5	15,0	76,2	88,9	101,6	3660	7,1	4,0	76,2	18860
406,4	40,5	22,5	76,2	101,6	114	3660	12,7	6,3	76,2	18860
406,4	60,0	33,0	76,2	101,6	114	3660	19	9,5	76,2	18860

Вал винта делается сплошным или трубчатым. Преимущество трубчатого вала — меньший вес (примерно на 50% при той же прочности) и возможность благодаря этому установки промежуточных подшипников на несколько большем расстоянии при сохранении той же стрелы прогиба, а также более простой способ соединения отдельных секций. Недостаток трубчатого вала — больший диаметр (для газовой трубы — примерно в полтора раза), вследствие чего немного уменьшается полезная площадь сечения шнека. Кроме того, в случае трубчатых валов длина секции делается по расстоянию между подвесными подшипниками и на каждом из них, чтобы образовать шейку, требуется применить соединение секций, тогда как в случае сплошных валов длина секции может быть сделана равной двум пролетам между подвесными подшипниками, а следовательно количество соединений уменьшается вдвое.

Нормальная длина секций, равная расстоянию между подшипниками, составляет 2,5—3,7 м, сплошные валы прокатываются длиной 6—8 м.

Износ винта происходит не по всей длине одинаково. Наибольшему износу подвергаются концы витков у подвесных подшипников, так как режим равномерного движения материала в этих местах нарушается. Особенно сильно скажется износ на переднем (по направлению хода материала) витке каждой секции, врезающемся и ввинчивающемся при каждом обороте в толщу материала, скользящего под подвесным подшипником.

Для ускорения режущей грани переднего витка, интенсивно изнашивающейся при перемещении абразивного материала и даже подвергающейся поломкам, если материал обладает склонностью спрессовываться в желобе в плотную массу, винт в этом месте усиливается навариванием слоя металла или укреплением на болтах коротким секторным отрезком из твердой, например марганцевой стали, как показано на фиг. 23.

Подобно тому как при перемещении кислотных и сильно абразивных материалов находят применение чугунные жолобы, так в этих случаях применяют и чугунные винты. Конструктивно они выполняются весьма различно. На фиг. 24 представлен чугунный винт, отлитый заодно целой секцией, отдельные секции соединяются между собой подобно трубчатым валам с помощью стальных цапф (см. ниже).

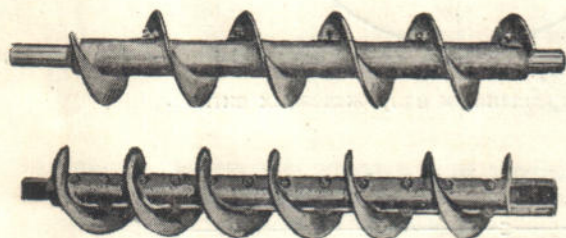


Фиг. 24. Чугунный винт с отлитыми заодно секциями.

Чаще чугунные витки отливаются каждый отдельно и насаживаются на вал, соединяясь друг с другом выступами (фиг. 25, вверху). От вращения относительно вала их удерживают нажимные болты. Достоинство этой системы — в удобстве смены износившихся или сломавшихся витков. Другое весьма надежное закрепление винтов от вращения, на квадратном валу, приведено на фиг. 25 внизу.

За последнее время усилилось изготовление шнеков из специальных кислотоупорных и выдерживающих высокую температуру сплавов. К ним относятся сплавы алюминия, бронзы, никелевого серебра, так называемого «монель-металла». Кроме того применяются нержавеющие стали разных составов — хромовая, хромо-никелевая, высокоуглеродистая, а также стали, подвергнутые специальной термической обработке.

Понятно, что ввиду высокой стоимости такие шнеки могут находить применение только в особых случаях, когда железные или чугунные шнеки не пригодны по условиям работы, на-



Фиг. 25. Чугунный винт, составленный из отдельных витков.

пример при перемещении некоторых материалов химической или пищевой промышленности или когда они слишком быстро изнашиваются при перемещении сильно абразивных материалов. В последнем случае иногда применяют стальные винты, подвергаемые закалке или наружной цементации. Толщина цементированного слоя указывается фирмами 0,8 — 1,6 мм. Наконец

следует упомянуть способ увеличения сопротивления шнеков абразии, применяемый в Америке, путем наваривания слоя особо твердых сплавов, например «стеллита»;

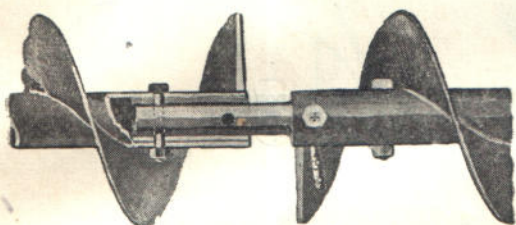
3: СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ШЕЙКИ ВАЛА И МУФТЫ

Соединение между собой отдельных секций вала осуществляется в сплошных валах с помощью муфт и в полых — с помощью муфт или вставных шеек. Основные требования, предъявляемые к соединению, заключаются, помимо конструктивной простоты, в малых габаритных размерах соединительного приспособления, особенно в диаметре и в удобстве сборки и разборки. В этом отношении соединение полых валов с помощью вставной шейки представляет известные преимущества. Соединительная шейка служит одновременно опорой вала в промежуточном подшипнике.

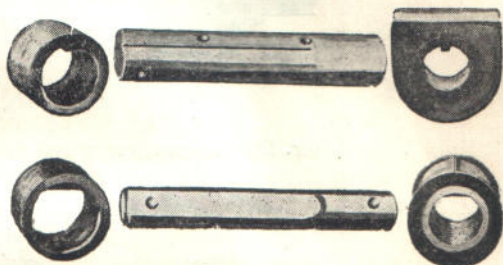
Такое соединение показано на фиг. 26. Удовлетворяя в полной мере условию компактности, это соединение не лишено однако недостатка в отношении удобства разборки вала. Если требуется вынуть какую-либо одну из средних секций вала, то для этого приходится настолько сдвинуть вдоль оси винт по всей его длине по ту или другую сторону разбираемой секции, чтобы шейка

вышла полностью из трубы. Этого можно избежать, если задвинуть шейку глубже внутрь трубы, для чего труба должна иметь обработанную гладкую внутреннюю поверхность. Вместо соответственной обработки внутри трубы в нее вставляется втулка (фиг. 26), служащая одновременно для усиления концов трубы.

В случае перемещения абразивного материала шейка, вращающаяся в подшипниках, довольно быстро изнашивается и требует замены. Для предохранения от износа шейки на нее иногда надевают укрепляемую на лыске или шпонке сменную втулку (фиг. 27). Недостаток этой конструкции составляет, впрочем, увеличение размера подвешного подшипника.



Фиг. 26. Соединение секций трубчатого вала с помощью шейки (Link-Belt).

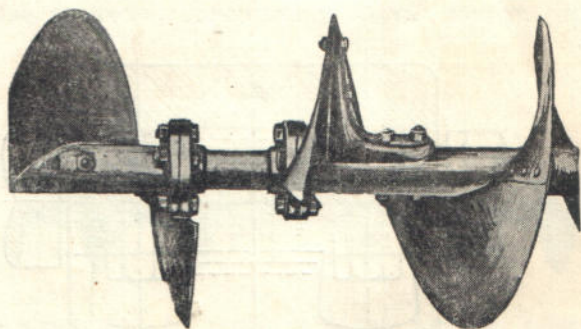


Фиг. 27. Сменные втулки, надеваемые на шейку.

Весьма удобна для разборки и сборки секций, но конструктивно сложнее предыдущей, система соединения с помощью дисковых муфт, показанная на фиг. 28.

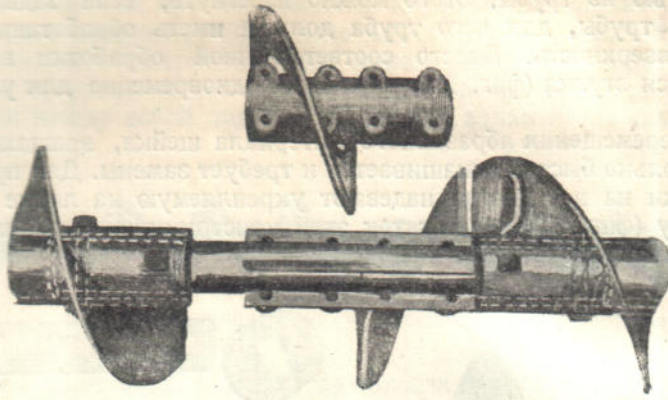
В концы труб каждой секции вставляются цапфы с фланцами, укрепленные в трубе сквозными болтами. Шейка подвешного подшипника тоже имеет фланцы, которыми она и крепится с обеих сторон к фланцам цапф. Чтобы вынуть секцию вала, в этом случае нужно снять не больше чем два подшипника.

Фиг. 28. Соединение секций полого вала с помощью дисковых муфт (Lieder).



В одной из последних конструкций фирмы Link-Belt для соединения полых валов применена система продольновертных муфт, изображенная в разобранном виде на фиг. 29. Муфта состоит из двух половин, скрепленных вместе восьмью болтами. С наружной стороны каждой половины муфты, во избежание скопления под нею материала, прилиты части винтовой поверхности. Для предупреждения осевого сдвига валов при восприятии растягивающего усилия болты немного врезаются в тело вала.

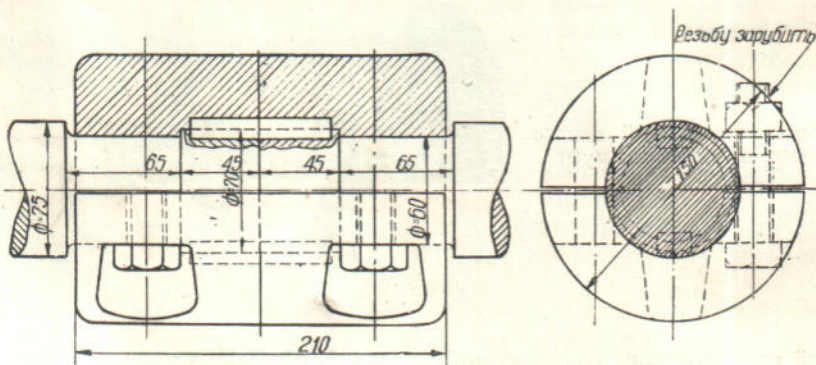
Как дисковые, так и продольновертные муфты применяются для соединения сплошных валов. Пример соединения дисковой муфты на валу ленточного шнека дан на фиг. 30. При наличии центрирующего выступа на одной из половин муфты, входящего в соответственную круговую выточку второй половины, создается необходимость при снятии одной секции сдвигать вал на величину выступа. Чтобы избежать снятия подшипников, вал должен иметь в них некоторый осевой ход или «люфт».



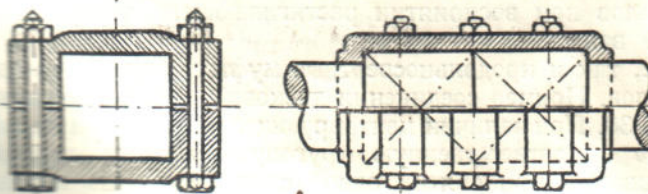
Фиг. 29. Соединение секций полого вала с помощью продольно-свертной муфты (Link-Belt).



Фиг. 30. Соединение секций сплошного вала ленточного винта с помощью дисковой муфты (Link-Belt).

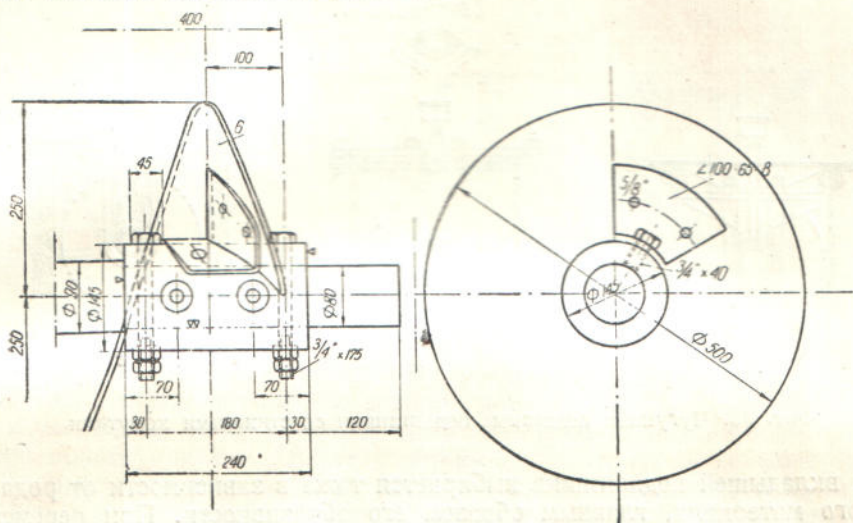


Фиг. 31. Продольно-свертная муфта на шпонках для соединения сплошных валов (Союзтранстехпром).



Фиг. 32. Продольно-свертная муфта для соединения сплошных валов с концами квадратного сечения.

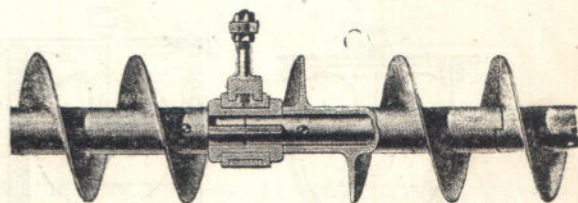
Соединение сплошного вала с помощью продольновертных муфт видно на фиг. 31 и 32. В первом случае чугунная, свертная из двух половин муфта соединяет обе половины вала с помощью двух шпонок. Для передачи осевого усилия в валах делаются кольцевые выточки, охватываемые плотно телом муфты. Во втором случае муфта стягивает осаженные и откованные на квадрат концы вала, благодаря чему предупреждается как взаимное поворачивание, так и продольное сдвигание концов вала относительно муфты. Недосток этого соединения— довольно сложные поковочные работы.



Фиг. 33. Цилиндрическая неразъемная муфта для соединения сплошных валов.

Соединение с помощью неразъемной цилиндрической муфты и четырех сквозных болтов видно на фиг. 33. Недосток его — в худших условиях разборки и сборки. Для избежания разрыва винтовой поверхности часть лопасти крепится на муфте.

Фиг. 34. Соединение [с] помощью муфты, служащей одновременно и шейкой вала (Simplex).



На фиг. 34 представлена конструкция соединения валов внутри подвешенного подшипника. Компактная, насаженная на шпонках соединительная муфта служит здесь цапфой вала, вкладыш подшипника состоит из двух половин. Недосток этой конструкции — увеличенный диаметр шейки и невозможность передать осевое усилие.

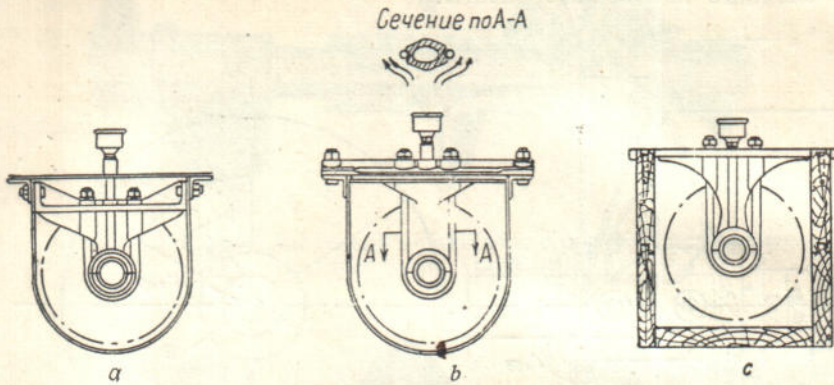
4. ПОДВЕСНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Промежуточные подшипники, поддерживающие вал по длине его, подвешиваются сверху к жолобу или крышке и поэтому носят название «подвесных». Основные требования, предъявляемые к таким подшипникам: 1) достаточная прочность и жесткость для восприятия как веса шнека, так и усилий, возникающих в нем при работе, и 2) возможно малые габаритные размеры для уменьшения сопротивления продвижению материала.

Количество применяемых типов подшипников весьма велико. При выборе той или иной конструкции соображаются главным образом со следующими

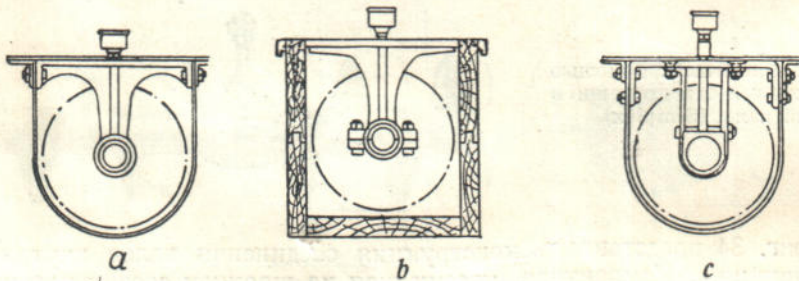
двумя факторами: 1) род перемещаемого материала, его насыпной вес, абразивность, влажность, вязкость, кусковатость; 2) тип жолоба, в котором крепится подшипник.

Кроме того имеют значение и некоторые другие факторы, например температура перемещаемого материала. При высокой температуре применяются специальные типы подшипников, конструкция которых не препятствует продольному расширению вала.



Фиг. 35. Чугунные подвесные подшипники со стяжными хомутами.

Тип вкладышей подшипника выбирается тоже в зависимости от рода перемещаемого материала, главным образом его абразивности. При перемещении пищевых продуктов или некоторых других материалов, которые грязнятся и портятся от соприкосновения с маслом или другим видом смазки, устанавливают вкладыши, работающие вовсе без смазки, например из специальных антифрикционных сплавов или из дерева (бакаут), пропитанного маслом. Длина вкладыша, в целях уменьшения разрыва винтовой поверхности на шнеке, принимается пониженной по сравнению с обычными нормами; нормально ее назначают равной диаметру шейки вала или даже меньше.

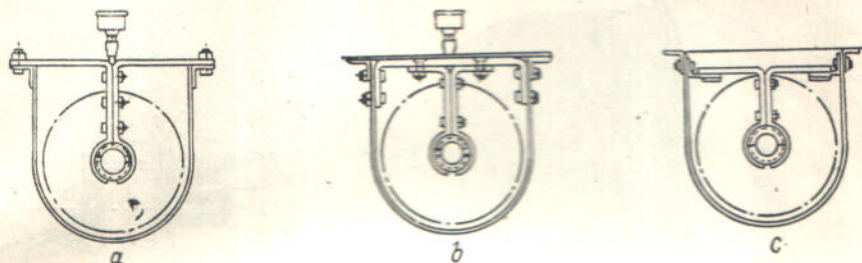


Фиг. 36. Чугунные и железные подшипники, глухие и свертные.

Один из распространенных при легких и средних условиях работы типов литых чугунных подшипников показан на фиг. 35. Съемная крышка подшипника удерживается с помощью хомута из железной скобы, концы которой имеют винтовую нарезку и притягиваются гайками к крышке жолоба. Смазка подводится от расположенной сверху штауферной масленки по трубке. В конструкциях *b* и *c* крышка больше приподнята над центром жолоба, чем в *a*, и подшипник занимает меньше места по сечению шнека, благодаря чему и сопротивление движению материала у подшипников, при высоком коэффициенте заполнения, меньше.

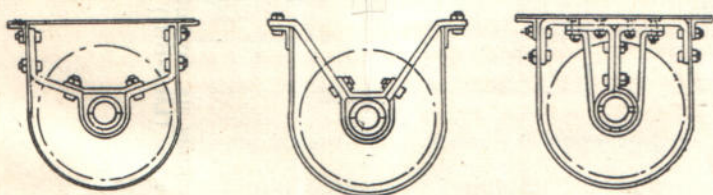
Три типа подшипников для разных условий работы видны на фиг. 36. Подшипник типа *a* применяется только для особо легкой работы, сделан неразъемным, отлит из чугуна и крепится болтами на боковых стенках жолоба. Подшип-

ник типа *b* тоже чугунный, сделан свертным из двух половин. Недостаток такого крепления крышки подшипника — возможность, в случае отвинчивания болтов и гаек, попадания их в материал и причинения аварии на шнеке. Наибольшей прочностью и жесткостью отличается железный разъемный подшипник (фиг. 36, *c*), укрепленный четырьмя болтами на боковых стенках жолоба. Такие подшипники, снабженные вкладышами из белого металла, применяются при работе по тяжелым или сильно абразивным материалам, например по цементу. При работе по углю устанавливаются бабитовые вкладыши.

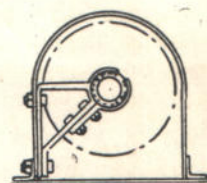


Фиг. 37. Железные разборные подшипники.

Конструкция разъемных подшипников, с корпусом, откованным из полосового железа и вкладышами из белого металла, даны на фиг. 37. Эти подшипники, различающиеся между собой способом крепления к жолобу, отличаются весьма компактной конструкцией и занимают минимальное место по сечению шнека. На фиг. 38 видны усиленные, более жесткие типы подшипников из полосового железа. Первые два из них дают возможность вынуть верхнюю секцию винта без разборки и снятия всего подшипника, что представляет значительное удобство при последующей сборке шнека.



Фиг. 38. Железные разборные подшипники усиленного типа.

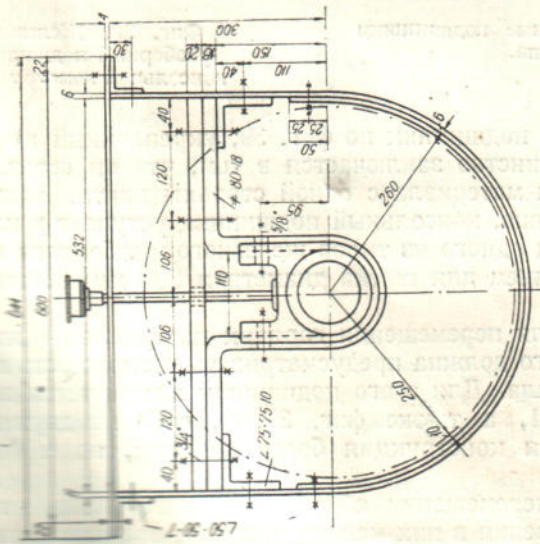


Фиг. 39. Железный разборный подшипник консольной конструкции.

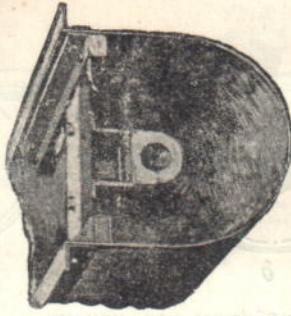
Этим же свойством обладает и подшипник по фиг. 39, укрепленный на жолобе консольно. Другое его достоинство заключается в том, что он оставляет совершенно свободный проход для материала с одной стороны винта. Однако, благодаря одностороннему креплению, консольный подшипник уступает в жесткости предыдущим типам. Размеры одного из типов железного разборного подшипника с двусторонним укреплением для шнека диаметром 500 мм видны на фиг. 40.

Если шнек предназначается для перемещения горячих материалов и имеет большую длину, то конструкция его должна предусматривать возможность продольного свободного удлинения вала. Для этого подшипник монтируется либо на скользящей поперечине (фиг. 41, а также фиг. 37, *c*), либо на двухшарнирной подвеске (фиг. 42). Вторая конструкция более надежна, но и более сложна.

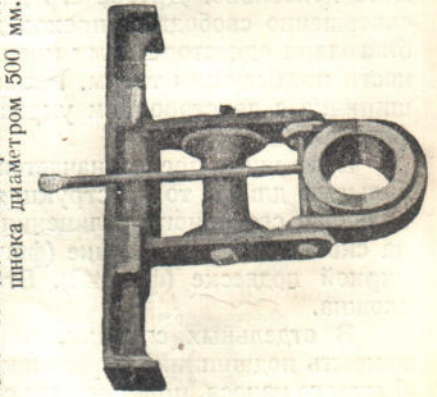
В отдельных случаях, при перемещении абразивных материалов, чтобы закрыть подшипники от проникновения в них мелких частиц и предохранить от быстрого износа, применяются специальные конструкции. Одна из них для шнека со сплошным валом видна на фиг. 43. Уплотнение здесь создают две расположенные по обе стороны от цапф соединительные муфты, охватывающие



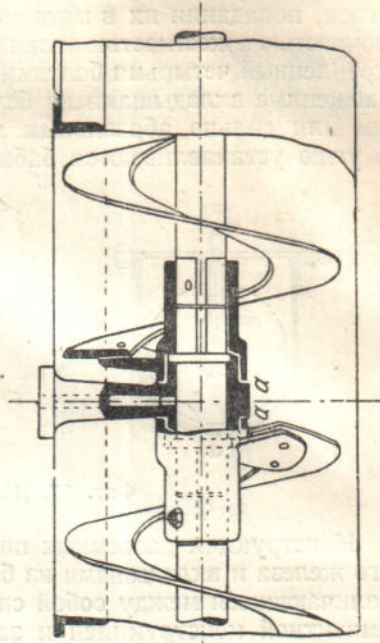
Фиг. 40. Железный разъемный подшипник для шнека диаметром 500 мм.



Фиг. 41. Подшипник на скользящей защите поперечине.

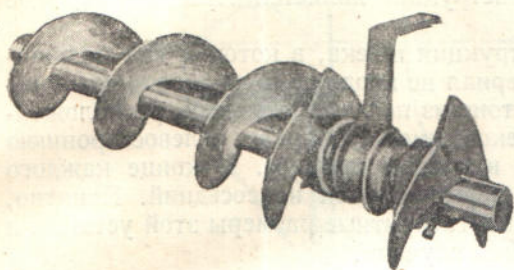


Фиг. 42. Подшипник на двухшарнирной подвеске (Link-Belt).

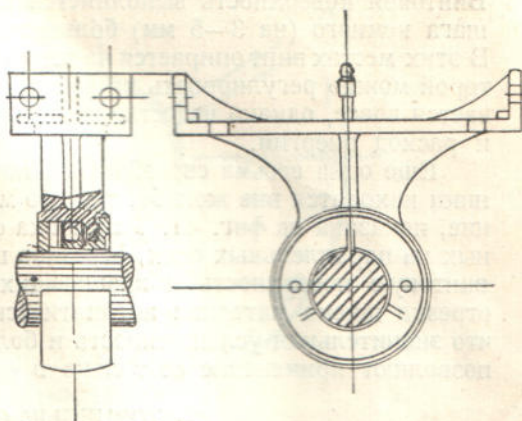


Фиг. 43. Подвесной подшипник закрытого типа.

подшипники. Концы винта крепятся на муфтах, благодаря чему разрыв винтовой поверхности получается уже, чем длина вкладыша. Недосток подшипника этого типа — его конструктивная сложность и затруднительность демонтажа.

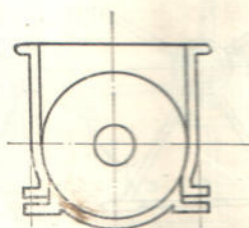
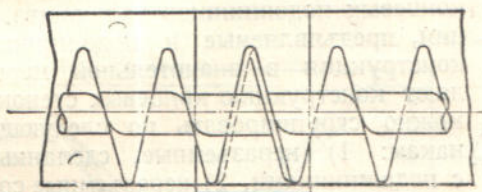


Фиг. 44. Подвесной закрытый подшипник и винт с пропеллерными лопастями (Link-Belt).



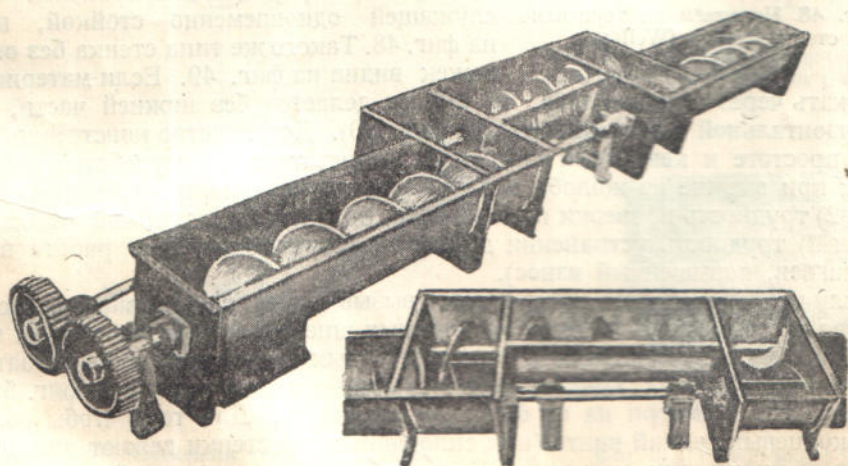
Фиг. 45. Подвесной шариковый подшипник (Weller).

Аналогичного вида подшипник с уплотнением виден на фиг. 44. На соединительных муфтах с обеих сторон укреплены по две винтовые лопасти пропеллерного типа, интенсивно продвигающие материал у подшипника.



Фиг. 46. Конструкция шнека без промежуточных подшипников.

Конструкция шарикового подшипника закрытого типа, имеющего малые габаритные размеры, видна на фиг. 45. В связи с тем, что уменьшение трения



Фиг. 47. Ступенчатый шнек с подшипниками вне шнека (Link-Belt).

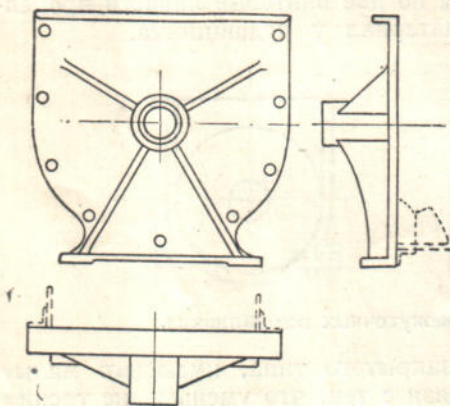
в подшипниках большого значения для общего уменьшения сопротивления на шнеках не имеет, а стоимость шариковых подшипников выше обычных, они на шнеках распространения не получили.

Помимо усовершенствования конструкции промежуточных подшипников, делаются попытки обойтись вовсе без них. Таков, например, тип шнека на фиг. 46, применяемый иногда в сахарной промышленности для перемещения свеклы. Винтовая поверхность выполняется в отдельных местах на протяжении одного шага немного (на 3—5 мм) большего диаметра, чем по всей остальной длине. В этих местах винт опирается на вставную чугунную часть жолоба, положение которой можно регулировать по высоте. Таким образом винтовая линия не прерывается вовсе, однако недостатком этой конструкции является повышенный износ и расход энергии.

Еще одна весьма своеобразная конструкция шнека, в котором все подшипники находятся вне жолоба, так что материал не входит с ними в соприкосновение, показана на фиг. 47. Установка состоит из последовательных, расположенных на параллельных осях, отрезков шнеков, имеющих право- и левостороннюю винтовую поверхность и вращающихся в разные стороны. В конце каждого отрезка шнека материал автоматически перегружается на соседний. Понятно, что значительная усложненность и большие габаритные размеры этой установки позволяют применение ее только в особых случаях.

5. ТОРЦЕВЫЕ СТЕНКИ И СТОЙКИ

С торца с той и другой стороны жолоб закрывается двумя стенками, вместе с верхними крышками создающими замкнутое пространство, в котором вращается шнек. Часто эти стенки соединяются с концевыми стойками, на которые опирается жолоб. Кроме того торцевые стенки или опорные конструкции служат для поддерживания концевых подшипников вала винта. Требования, предъявляемые к подшипникам, и их конструкция в значительной мере определяют конструкцию концевых стенок, которые можно сгруппировать по следующим признакам: 1) неразъемные, сделанные заодно с подшипниками, 2) неразъемные со вставными подшипниками, 3) разъемные, собранные из двух половин, и 4) снабженные самостоятельными, отдельно установленными подшипниками.

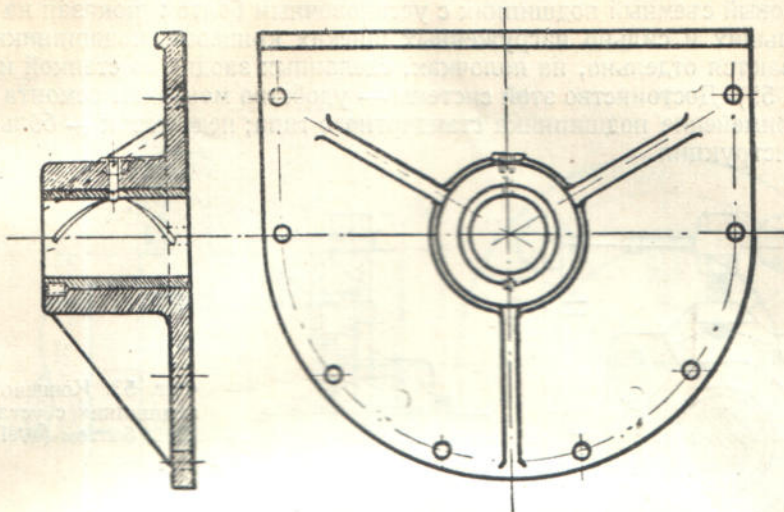


Фиг. 48. Неразъемная торцевая стенка-стойка (Weller).

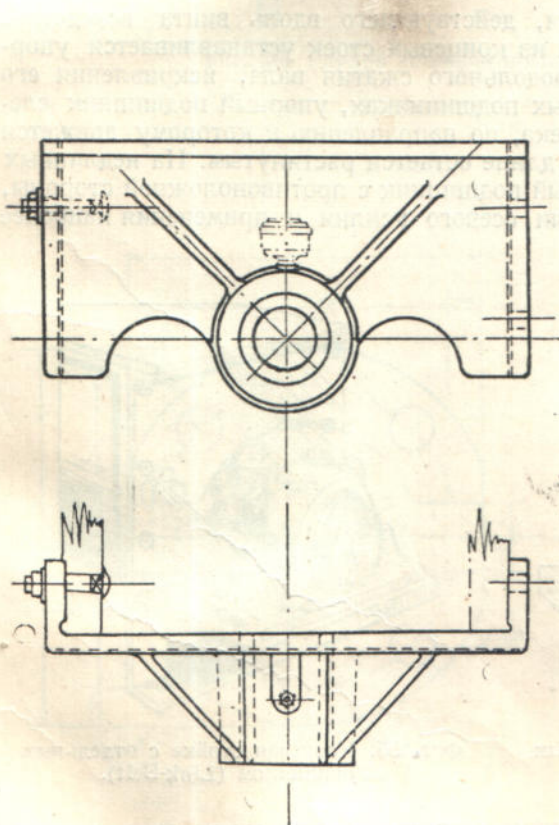
Пример чугунной неразъемной стенки, служащей одновременно стойкой, показан на фиг. 48. Такого же типа стенка без опорных ножек видна на фиг. 49. Если материал надо

разгружать через торец жолоба, то стенка делается без нижней части, только до горизонтальной оси подшипника (фиг. 50). Достоинство конструкций этого типа в простоте и невысокой стоимости; недостаток: 1) неудобство разборки, так как при выемке из жолоба вала с неразъемной цапфой необходимо снимать стенку, 2) трудность проверки правильного положения вкладыша относительно цапфы и 3) трудность устранения дефектов, встречающихся в работе подшипника (нагрев, повышенный износ).

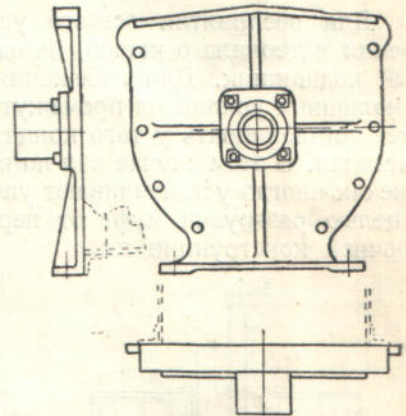
В случае перемещения материалов, вызывающих интенсивный износ и расстройство частей шнека, а также на длинных шнеках, в которых точный монтаж винта относительно концевых и промежуточных подшипников более затруднителен, чем на коротких, конструкция со съёмным подшипником по фиг. 51 имеет преимущества, несмотря на ее большую стоимость. Для того чтобы облегчить снятие концевых секций винта (при сплошном вале), стенки делают иногда свертными из двух половин, как видно на фиг. 52. Достоинства этой системы, кроме удобства сборки и разборки, — в возможности пришабровки вкладыша подшипника к цапфе и проверки правильности их пригонки, в удобстве наблюдения, ухода и ликвидации неполадок. Как видно на той же фигуре, подшипник снабжен сверху и снизу ~~нажимными~~ болтами, дающими возможность установить его по валу.



Фиг. 49. Неразъемная торцевая стенка (Гинстальмост).



Фиг. 50. Неполная торцевая стенка (Гинстальмост).



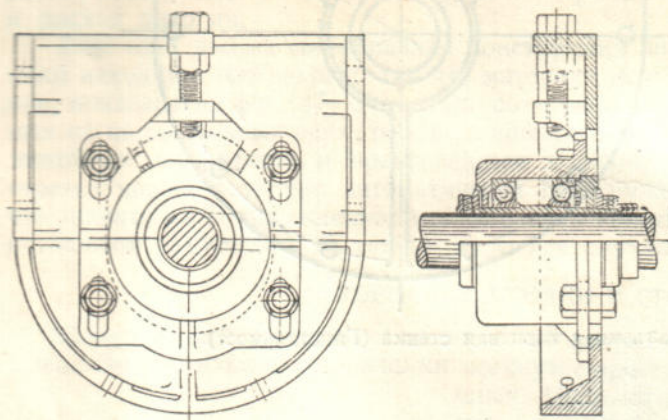
Фиг. 51. Торцевая стенка-стойка со съемным подшипником (Weller).



Фиг. 52. Разъемная торцевая стенка (Link-Belt).

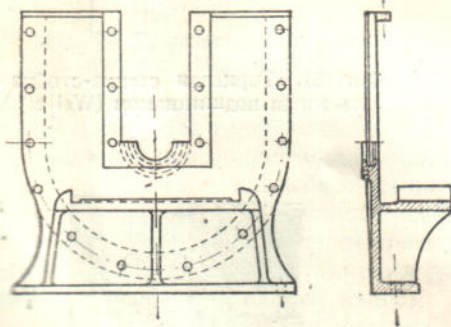
Шариковый съемный подшипник с установочным болтом показан на фиг. 53.

На больших и сильно нагруженных шнеках концевые подшипники иногда устанавливаются отдельно, на полочках, сделанных заодно со стенкой и стойкой (фиг. 54 и 55). Достоинство этой системы — удобство монтажа, ремонта и ухода, а также применение подшипника стандартного типа; недостаток — большая стоимость конструкции.

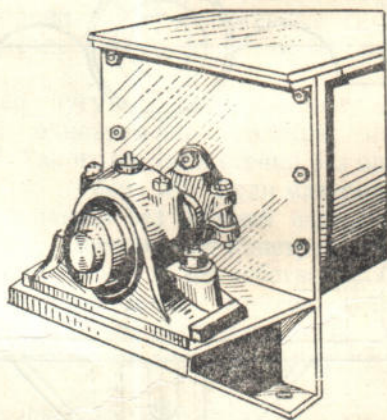


Фиг. 53. Концевой шарикоподшипник с установочным болтом (Weller).

Для восприятия осевого усилия, действующего вдоль винта вследствие трения материала о жолоб, на одной из концевых стоек устанавливается упорный подшипник. Для избежания продольного сжатия вала, искривления его и излишних усилий на промежуточных подшипниках, упорный подшипник следует устанавливать у того конца шнека, по направлению к которому движется материал. В этом случае вал по всей длине остается растянутым. На недлинных шнеках иногда устанавливают упорный подшипник с противоположной стороны, с целью разгрузки муфт от передачи осевого усилия и применения наиболее прочной конструкции их.

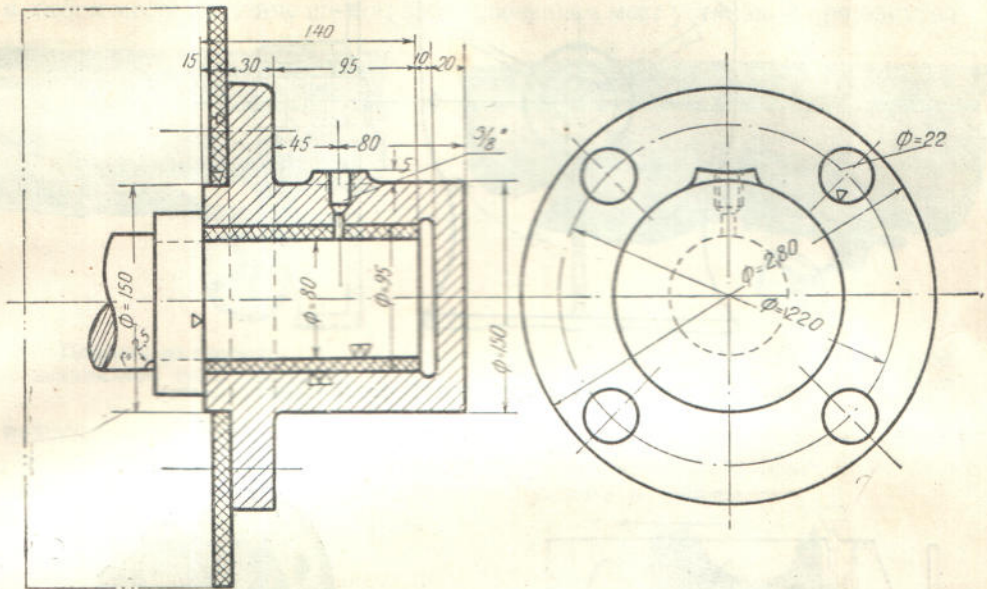


Фиг. 54. Концевая стойка с отдельным подшипником (б. Стромстрой).

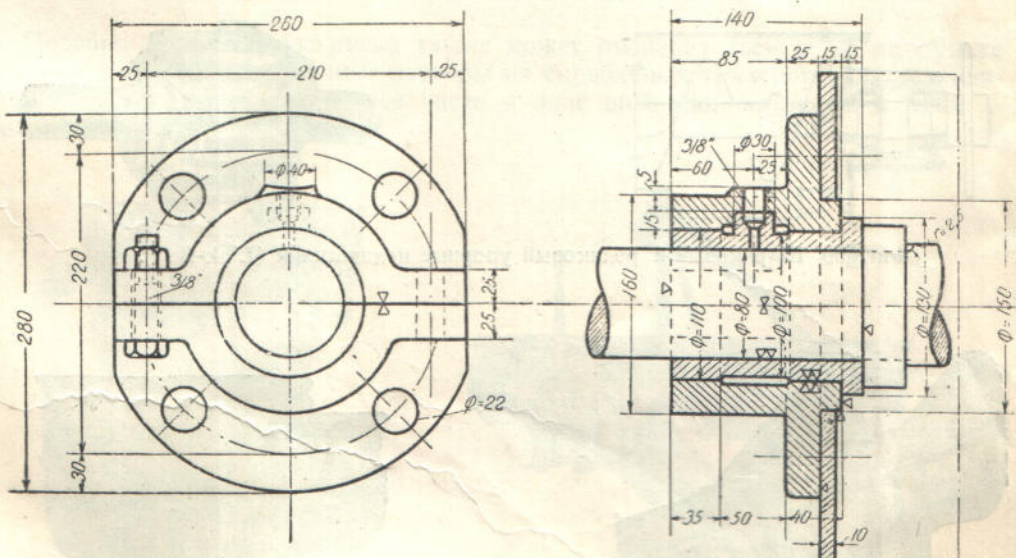


Фиг. 55. Концевая стойка с отдельным подшипником (Link-Belt).

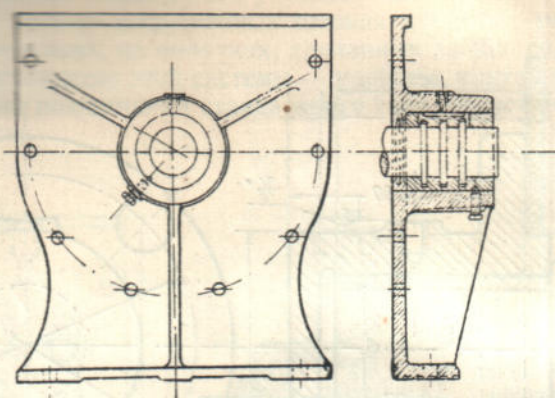
При небольшом продольном усилии достаточно установить одно упорное кольцо (фиг. 56 и 57) на шаровую пяту, на длинных и сильно нагруженных шнеках ставится гребенчатая пята, обычно не меньше чем с тремя гребнями (фиг. 58). Подшипник с шариковой пятой и роликовый подшипник на конических роликах, воспринимающий одновременно и нормальное и осевое давление, виден на фиг. 59. Такие подшипники воспринимают усилие, действующее в одну и другую сторону, следовательно пригодны для шнеков с реверсивным ходом.



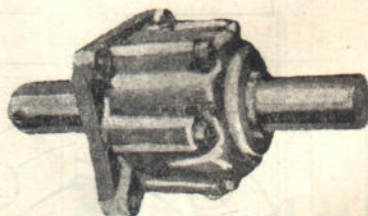
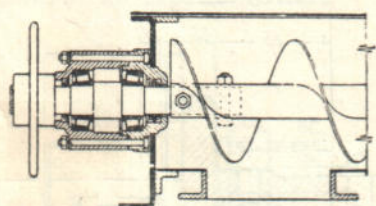
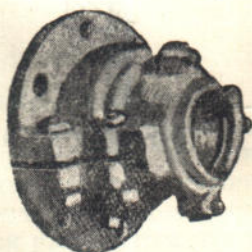
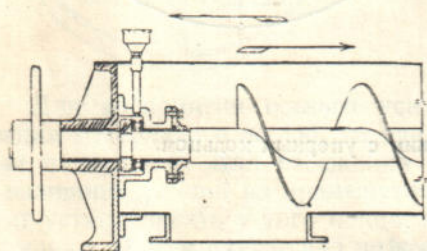
Фиг. 56. Глухой вставной подшипник с упорным кольцом.



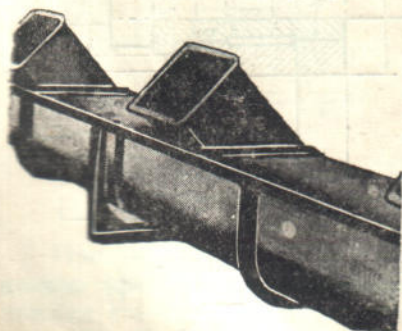
Фиг. 57. Разъемный вставной подшипник с упорным кольцом.



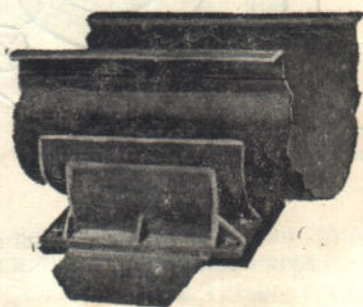
Фиг. 58. Подшипник с гребенчатой пятой (Гинстальмост).



Фиг. 59. Шариковый и роликовый упорные подшипники (Link-Belt).



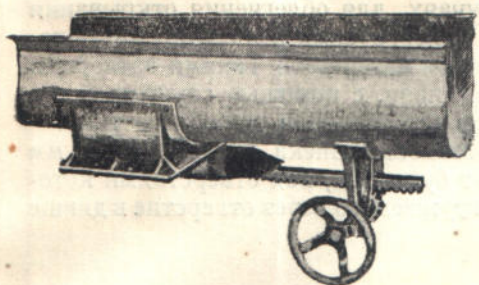
Фиг. 60. Загрузочные патрубки квадратного сечения.



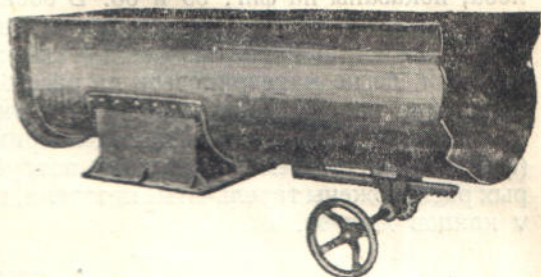
Фиг. 61. Плоская разгрузочная заслонка с поперечным ходом.

6. ЗАГРУЗОЧНЫЕ И РАЗГРУЗОЧНЫЕ ПАТРУБКИ

Загрузка шнека как в начальном пункте, так и в промежуточных производится через патрубки, укрепленные над жолобом. Патрубки могут быть укреплены в любом месте по длине шнека, за исключением мест установки промежуточ-

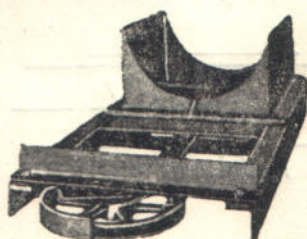
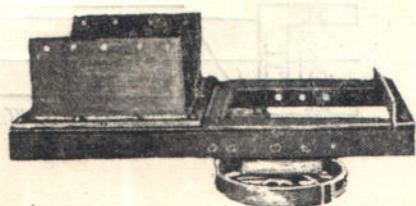


Фиг. 62. Плоская разгрузочная заслонка с механизмом зубчатой рейки.



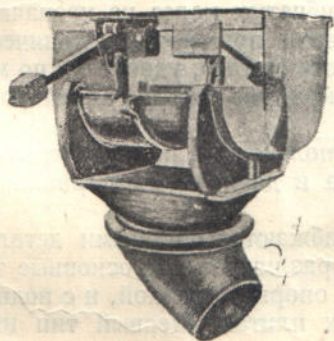
Фиг. 63. Цилиндрическая разгрузочная заслонка с механизмом зубчатой рейки.

ных подшипников, чтобы не засыпать и не загрязнять их материалом. Обычно патрубки склепываются или свариваются из железных листов (фиг. 60) и делаются квадратной, прямоугольной либо закругленной формы.

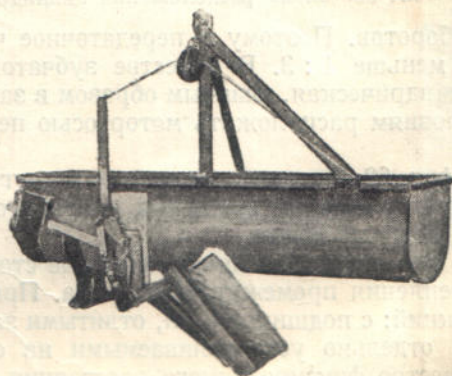


Фиг. 64. Заслонка с кривошипным механизмом (Weller).

Подобно загрузке разгрузка также может производиться в любом пункте по длине жолоба. Разгрузочные затворы на скребковых транспортерах устанавливаются двух типов — наиболее часто в виде шиберной заслонки и резе — клапанного типа.



Фиг. 65. Двухстворчатый откидной затвор (Link-Belt).



Фиг. 66. Одностворчатый откидной затвор (Weller).

Перестановка заслонки непосредственно вручную (фиг. 61) производится только на малых шнеках. Так как пазы заслонки легко забиваются материалом, то для передвижки заслонки непосредственное усилие рабочего оказывается часто недостаточным и поэтому применяется какой-либо передаточный механизм, обычно — зубчатая рейка (фиг. 62 и 63) или резе кривошипное устройство (фиг. 64).

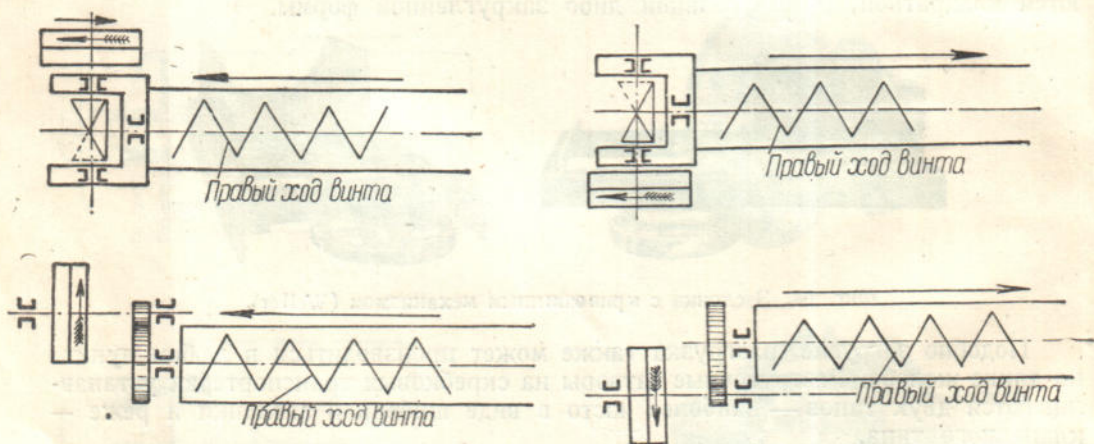
По форме заслонки делаются плоские (фиг. 61 и 62) и цилиндрические по профилю жолоба. Второй тип предпочтительнее, так как при закрытой заслонке на нем меньше сопротивление продвижению материала.

Два затвора клапанного типа — двухстворчатый с шарнирами, параллельными продольной оси жолоба, и одностворчатый, с шарниром поперек оси жолоба, показаны на фиг. 65 и 66. В обоих случаях, для облегчения открывания и закрывания, откидные части уравновешены контргрузами и в откинутом положении служат направляющими для сыпавшегося материала. Такими затворами удобно и легко маневрировать на расстоянии, снизу, с помощью спущенной цепочки или каната, но по конструкции они сложнее затворов шибера типа.

В заключение об этом приведем пример установки шнека диаметром 500 мм (фиг. 67), загружаемого через два патрубка из бункеров, под отверстиями которых расположены тарельчатые питатели, и разгружаемого через отверстие в днище у концов жолоба.

7. ПРИВОД

Если шнек приводится в движение от трансмиссионного вала, то к валу винта устанавливается обычно одна ременная передача, если от индивидуального мотора — то тоже одна ременная или чаще ременная и зубчатая передача. Большого количества передач не требуется, так как вал винта делает значительное



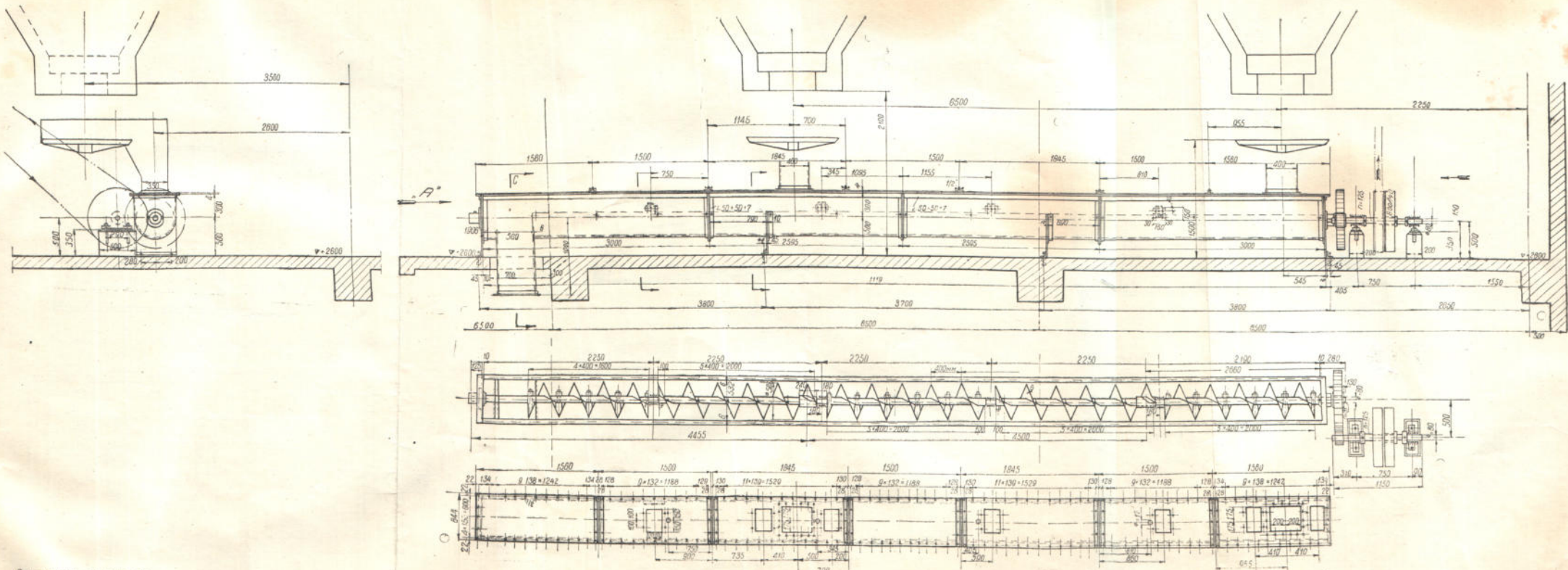
Фиг. 68. Схема расположения цилиндрической и конической передачи.

число оборотов. Поэтому и передаточное число зубчатых колес не назначается обычно меньше 1 : 3. В качестве зубчатой передачи применяется коническая или цилиндрическая, главным образом в зависимости от того, удобно ли по местным условиям расположить мотор осью перпендикулярно или параллельно оси шнека.

На фиг. 68 показаны схемы того и другого расположения, причем стрелками указаны направления вращения ременного шкива и движения материала при венте с правым ходом.

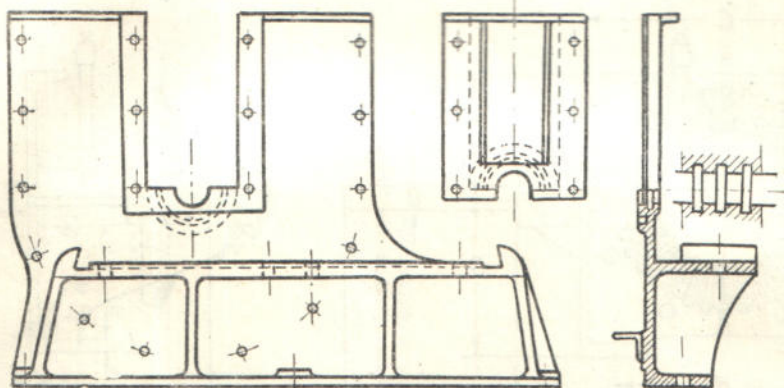
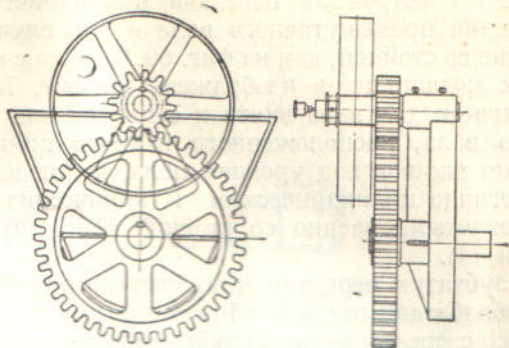
И в том и другом случае концевые стойки снабжаются опорными деталями для укрепления промежуточного вала. При этом различают два основных типа конструкций: с подшипниками, отлитыми заодно с опорной стойкой, и с подшипниками, отдельно устанавливаемыми на опорных плитах. Первый тип имеет преимущество фиксированного расстояния между осями колес и поэтому более быстрой и точной сборки передаточного механизма, второй требует более точной регулировки положения подшипников для обеспечения правильности зацепления колес, но легче разбирается и удобнее для ремонта и ухода. Кроме того достоинством его является применение стандартных типов подшипников.

По расположению промежуточного вала, в случае применения цилиндрической передачи, изготавливаются, в зависимости от местных условий, конструкции с валом сверху, и снизу или сбоку от вала винта.

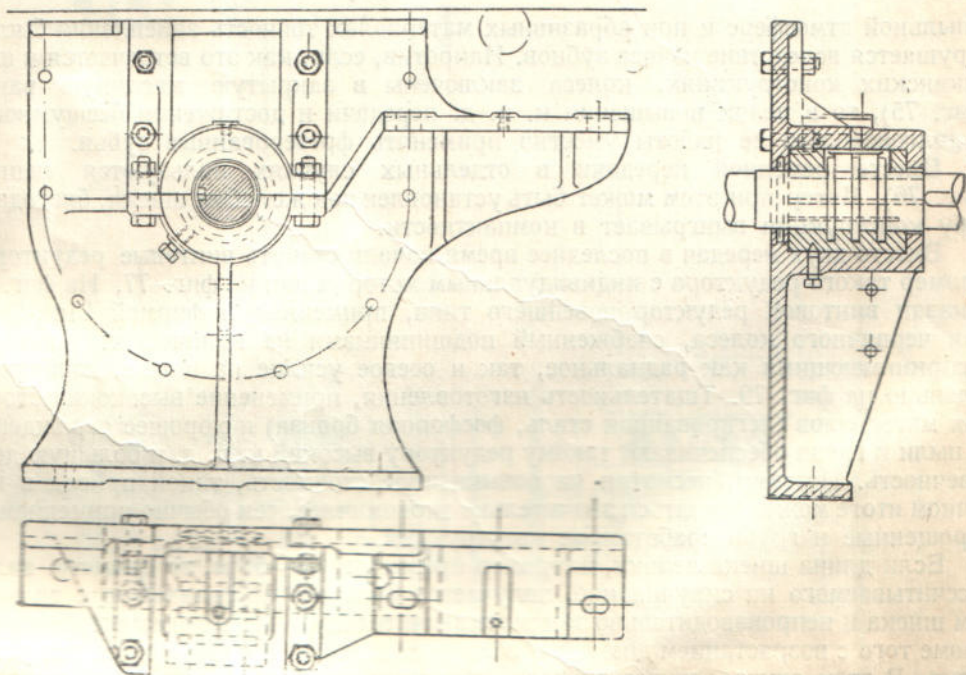


Фиг. 67. Установочный чертеж шнека с промежуточной загрузкой.

Фиг. 69. Стойка для цилиндрической передачи с подшипниками, отлитыми задно.



Фиг. 70. Стойка для цилиндрической передачи с отдельными подшипниками.

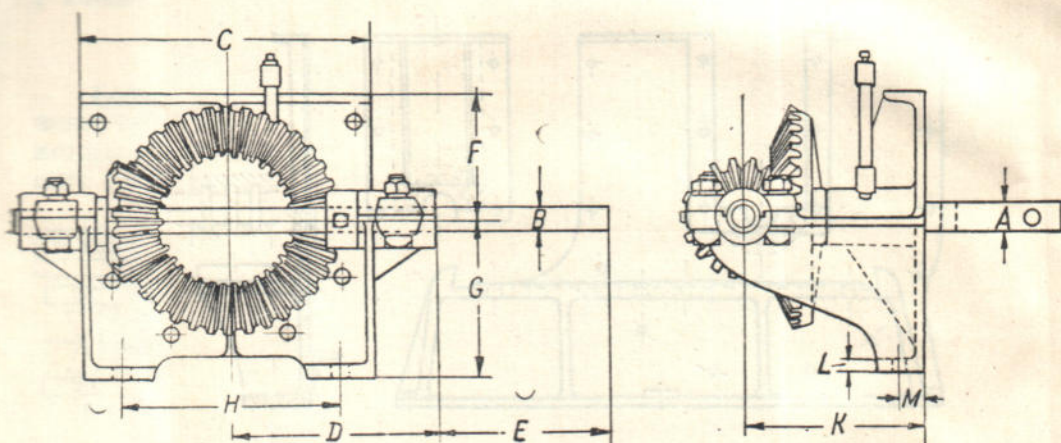


Фиг. 71. Стойка для цилиндрической передачи с одним отдельным подшипником (Гинстальмост).

Пример конструкции передачи цилиндрическими колесами, при верхнем расположении промежуточного вала и для случая, когда оба подшипника отлиты заодно со стойкой, дан на фиг. 69. Стойка с плитой для двух рядом стоящих отдельных подшипников изображена на фиг. 70. Конструкция стойки заодно с подшипником для вала винта и с плитой для отдельного подшипника промежуточного вала, расположенного немного приподнятым сбоку, для удобства размещения шкивов над уровнем пола, видна на фиг. 71.

Аналогично цилиндрическим и конические передачи делаются с подшипниками, отлитыми заодно со стойкой (фиг. 72) и с установленными отдельно (фиг. 73 и 74).

Если зубчатую передачу оставляют открытой, то обычно ставят колеса с литыми, необработанными или обработанными только наждаком зубьями. Применять колеса с фрезерованными зубьями в таких случаях нет основания, так как



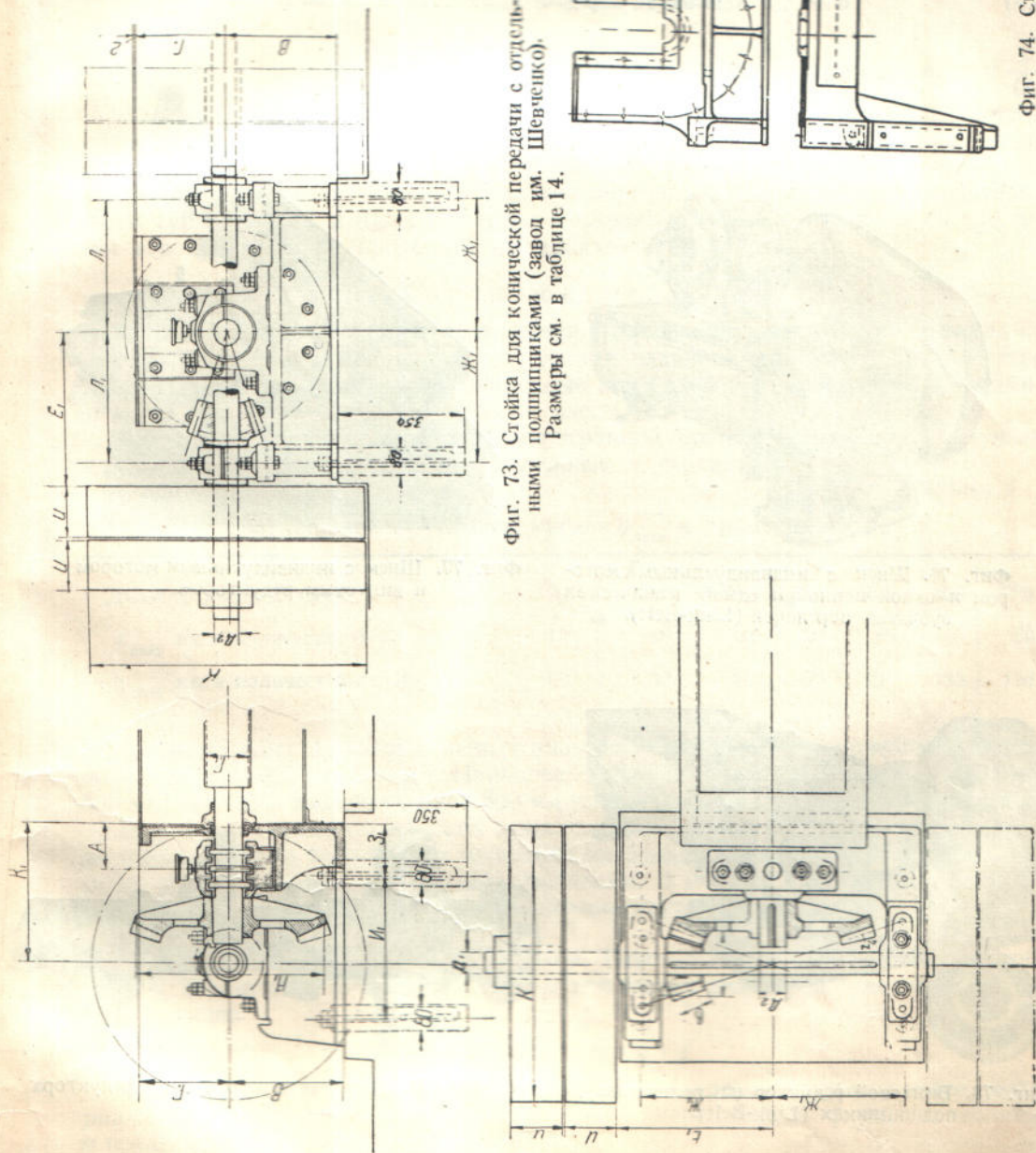
Фиг. 72. Стойки для конической передачи с подшипниками, отлитыми заодно (Link-Belt).

в пыльной атмосфере и при абразивных материалах точность зацепления быстро нарушается вследствие износа зубцов. Напротив, если, как это встречается в американских конструкциях, колеса заключены в закрытую масляную ванну (фиг. 75), то в целях повышения к. п. д. передачи и достижения бесшумности и долговечности ее работы уместно применять фрезерованные зубья.

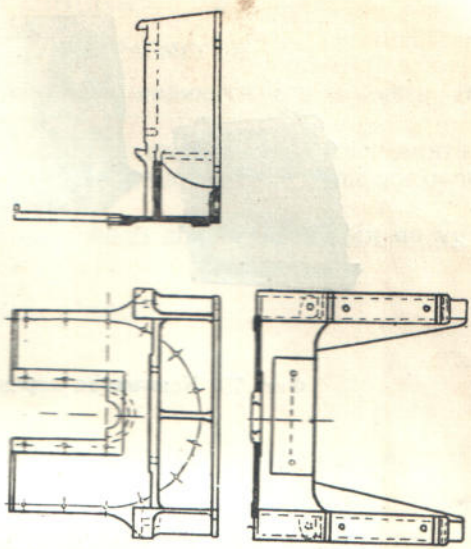
Вместо ременной передачи в отдельных случаях пользуются цепной (фиг. 76). Мотор при этом может быть установлен над жолобом шнека, благодаря чему конструкция выигрывает в компактности.

Вместо двух передач в последнее время начали ставить винтовые редукторы. Пример такого редуктора с индивидуальным мотором дан на фиг. 77. На фиг. 78 показан винтовой редуктор новейшего типа, применяемый фирмой Link-Belt. Вал червячного колеса, снабженный подшипниками на конических роликах, воспринимающими как радиальное, так и осевое усилие на шнеке, изображен отдельно на фиг. 79. Тщательность изготовления, применение высококачественных материалов (легированная сталь, фосфорная бронза) и хорошее ограждение от пыли и грязи обеспечивают такому редуктору высокий к. п. д. и большую долговечность. Поэтому, несмотря на повышенную стоимость, такой привод в конечном итоге может оказаться значительно экономичнее, чем обычно применяемые упрощенные и грубо сработанные конструкции.

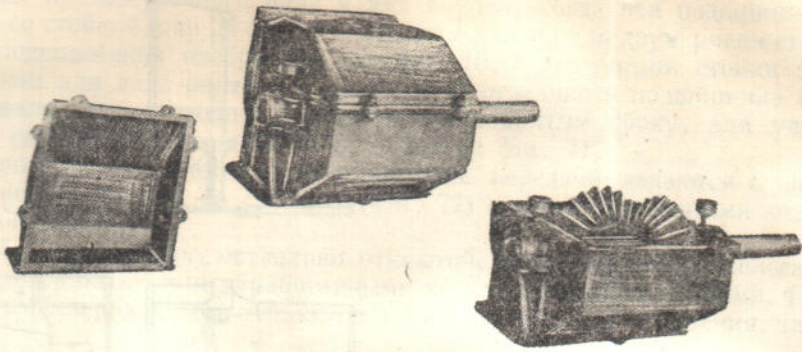
Если длина шнека велика, например превышает 40—50 м, то диаметр вала, рассчитываемого на скручивание, получается большим по сравнению с диаметром шнека и непроизводительно занимает значительную часть полезного сечения. Кроме того с возрастанием диаметра вала утяжеляется и удорожается вся установка. В этом случае считается целесообразным применять двойной привод, состоящий из двух отдельных агрегатов, каждый из которых приводит в действие половину всей длины шнека.



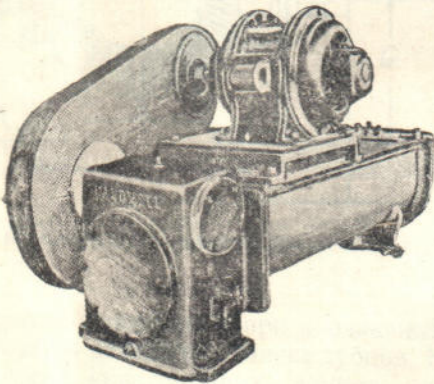
Фиг. 73. Стойка для конической передачи с отдельными подшипниками (завод им. Шевченко).
Размеры см. в таблице 14.



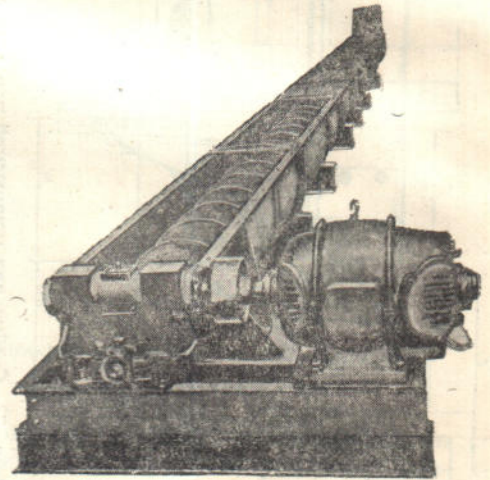
Фиг. 74. Стойка для конической передачи с отдельными подшипниками.



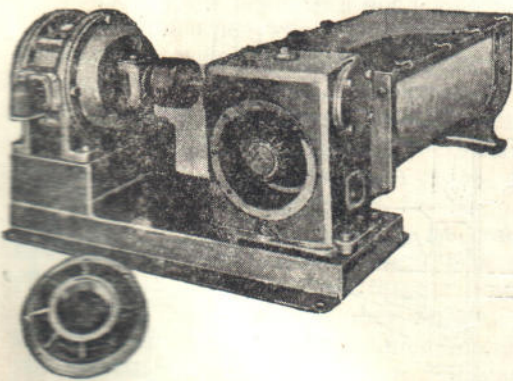
Фиг. 75. Коническая передача в закрытой масляной ванне.



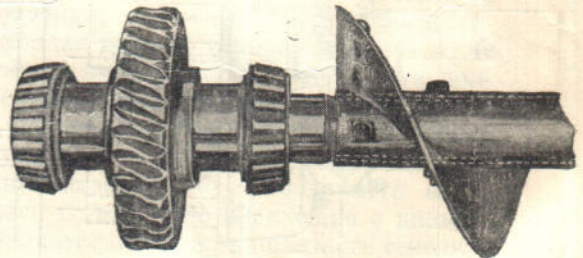
Фиг. 76. Шнек с индивидуальным мотором и одной цепной и одной конической зубчатой передачей (Link-Belt).



Фиг. 77. Шнек с индивидуальным мотором и винтовым редуктором.



Фиг. 78. Винтовой редуктор на роликовых подшипниках (Link-Belt).



Фиг. 79. Вал червячного колеса редуктора по фиг. 78.

§ 3. РАСЧЕТ ШНЕКА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРОВ

Главными или основными размерами шнека являются его диаметр D м и ход винта s м.

Производительность шнека кроме того зависит от числа оборотов винта — n об/мин. и коэффициента наполнения перемещаемым материалом площади проекции поперечного сечения винта — ϕ .

Объемная и весовая часовая производительность шнека находится по уравнениям:

$$V = 60 \frac{\pi D^3}{4} n \phi \text{ м}^3/\text{час}, \quad (7)$$

$$Q = 60 \frac{\pi D^3}{4} n \phi \gamma \text{ т/час}. \quad (8)$$

Из этих уравнений, зная насыпной вес материала γ и назначив n , ϕ и $\frac{s}{D}$, по заданному V или Q нетрудно определить диаметр винта D . Однако диаметр винта определяется не только потребной производительностью, но и крупностью зерен или частиц перемещаемого материала a' . Поэтому в случае пылевидных и зерновых продуктов значение D можно определять только по производительности (уравнения 7 и 8), а в случае кусковых — находить D из соотношения его с a' и затем проверять по производительности.

а) Соотношение $a_{max}' : D$

При выборе указанного соотношения различают два рода материала — однородный или сортированный, с кусками заданной крупности в количестве около 80% от всей массы и неоднородный или рядовой с наибольшими кусками, не превышающими 10—15% от всей массы.

Сообразуясь с указаниями из иностранной практики, для обоих случаев можно принять соотношения, приведенные в таблице 6.

Таблица 6

Соотношение крупности кусков a_{max}' и диаметра винта

Диаметр винта D (мм)	150	200	250	300	400	500	600
a_{max}' мм в количестве 80%	15	18	22	25	35	45	50
a_{max}' мм в количестве до 15%	40	50	65	75	100	125	150

Диаметр шнеков, изготавливаемых иностранными фирмами, колеблется в пределах от 76 мм (3") до 900 мм. Наиболее ходовыми являются диаметры от 200 до 500 мм. Шнеки диаметром свыше 600 мм применяются редко, так как при таких размерах они теряют свое весьма существенное положительное качество — компактность. Кроме того расход мощности на больших шнеках непомерно возрастает, отчего они становятся неэкономичными. В нормах для размеров шнеков, разработанных Научно-исследовательским институтом «Гинстальмост» (б. НИИПТ), приняты пределы 150—600 мм.

Нормальный ряд диаметров шнеков Гинстальмоста, приведенный в таблице 6, составлен с интервалами 50 мм для малых диаметров шнеков и 100 мм для больших.

б) Шаг винта

Шаг винта определяется диаметром шнека и родом перемещаемого материала. Значения шага винта, по данным американских фирм, колеблются в пределах

$$s = (1,3 - 0,5) D.$$

Верхний предел относится к малым шнекам и транспортированию легкоподвижных материалов и нижний предел принимается для больших диаметров и транспортирования кусковых, тяжелых материалов. К относительному уменьшению s в последнем случае побуждает то обстоятельство, что чем меньше угол подъема винтовой поверхности, тем спокойнее и легче происходит продольное перемещение материала.

Средние значения, указываемые американскими фирмами, дают соотношение

$$s = D$$

и германскими

$$s = (0,8 - 0,7) D.$$

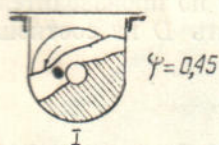
В нормах Гинсталмоста, как видно из таблицы 7, принято

$$s = (1,0 - 0,75) D. \quad (9)$$

Соотношение диаметра и шага винта

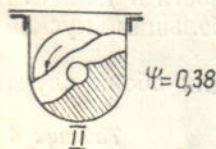
Таблица 7

Диаметр винта D (мм)	150	200	250	300	400	500	600
Шаг винта s (мм)	150	200	200	250	300	375	450
Отношение $s : D$	1,0	1,0	0,8	0,834	0,75	0,75	0,75

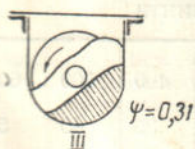


в) Коэффициент наполнения

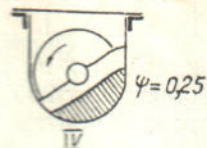
Коэффициент наполнения ψ принимается в зависимости от: 1) рода перемещаемого материала, 2) диаметра винта, 3) угла наклона винтовой поверхности и 4) угла наклона шнека.



При большом коэффициенте наполнения возрастает опасность закупорки шнека, поэтому с понижением свойства сыпучести и удобоподвижности материала коэффициент наполнения следует уменьшать. Точно так же его понижают в случае абразивных материалов, в целях уменьшения действия износа. В шнеках большего диаметра перемещаются обычно крупнокусковые материалы, поэтому для них ψ принимается уменьшенным. На шнеках с малым углом подъема винтовой поверхности витки располагаются ближе один к другому и материал перемещается спокойнее, поэтому значения ψ можно повышать. На наклонных шнеках с движением груза вверх продольная сила тяжести препятствует продвижению материала и поэтому ψ следует понижать.

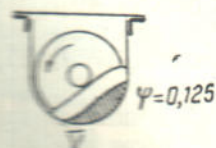


Для горизонтальных шнеков при среднем шаге винта



$$\psi = \frac{1}{4} - \frac{1}{3}$$

соответственно для больших и малых шнеков.



Американские фирмы указывают следующие пределы значений ψ для шнеков разного диаметра в зависимости от характера материала:

1) для легких материалов, например зерна, $\psi = 0,25 - 0,48$,

2) для тяжелых неабразивных материалов, например угля, $\psi = 0,32 - 0,47$,

3) для тяжелых абразивных материалов, например цемента, песка, золы, $\psi = 0,24 - 0,30$.

Фирма Link-Belt еще больше детализирует значения ψ в зависимости от рода материала, подразделенного по механическим свойствам на пять групп. Эти

Фиг. 51. Расположение материала при различных системах наполнения шнека.

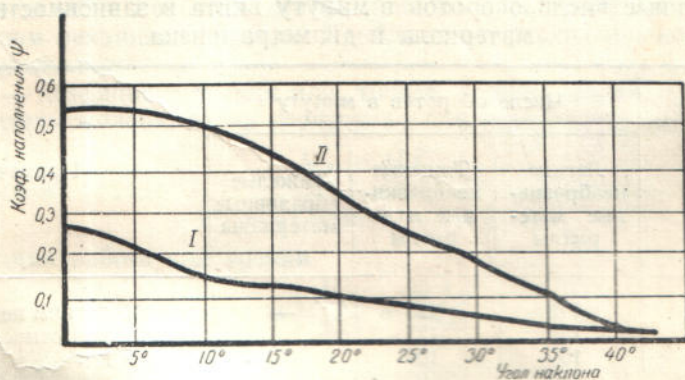
данные приведены в таблице 8. Картина примерного расположения материала для пяти значений ψ показана на фиг. 80.

Таблица 8

Коэффициент наполнения ψ в зависимости от рода материала

Группа	Коэффициент наполнения ψ	Характеристика транспортируемого материала
I	0,45	Легкий, мелкий, сыпучий и неабразивный материал с насыпным весом 0,48—0,64 т/м ³ , как то: угольная пыль, мука, порошкообразная известь и пр.
II	0,38	Среднего веса, неабразивный мелкозернистый материал, перемешанный с пылью. Насыпной вес 0,64—0,80 т/м ³ , как то: зерно, различные семена, древесные опилки и пр.
III	0,31	Неабразивный или полуабразивный зернистый или мелкокусковый материал, перемешанный с пылью. Насыпной вес 0,64—1,20 т/м ³ ; например: мелкий уголь, сахар, крупная соль и пр.
IV	0,25	Полуабразивный и абразивный материал, мучнистый и мелкокусковый, перемешанный с пылью. Насыпной вес 0,80—1,60 т/м ³ ; например: цемент, гипс, кусковая известь, глинистый сланец и т. п.
V	0,125	Очень абразивный, кусковый или вязкий материал, который должен транспортироваться небольшим слоем с целью устранения соприкосновения материала с подвесными подшипниками, как то: зола, кокс и летучая пыль.

Существенное влияние на величину ψ оказывает угол наклона шнека. Это влияние сказывается незначительно для углов наклона примерно до 10°, становится заметным при 15° и резко обозначается для больших углов. Особенно сильное понижение значения ψ получается для углов наклона, равных или превышающих угол трения материала о жолоб, так как при этих углах происходит пересыпание материала вниз через верх витков винта.



Фиг. 81. Диаграмма изменения коэффициента наполнения шнека при наличии (I) и отсутствии (II) промежуточных подшипников.

Интересные опыты для определения ψ на наклонном шнеке были произведены на Донецком содовом заводе.¹ Опыты производились на полнотенном

¹ «Химстрой», 1933, № 2 (43), А. Метельский и И. Ластовцев, О наклонных шнеках.

шнеке диаметром 200 мм с шагом 150 мм, работавшем по кальцинированной соде с насыпным весом $0,5 \text{ т/м}^3$, имеющей коэффициент трения по желобу $0,727 = \text{tg } 36^\circ$.

Вычисленные на основании данных опыта значения коэффициента наполнения ϕ , при вращении винта с $n = 60$ об/мин. показаны на диаграмме (фиг. 81). На диаграмме нанесены две кривые: I при наличии промежуточных подшипников и II — при отсутствии их. Тормозящее действие промежуточных подшипников ясно видно из диаграммы: при одних и тех же углах наклона ϕ для второго случая получается значительно выше, чем для первого.

В обоих случаях ϕ уменьшается с увеличением угла наклона и при углах наклона близких к углу трения обращается в нуль.

г) Число оборотов винта

Для увеличения производительности шнека данного диаметра или, что то же, достижения заданной производительности на шнеке возможно малого диаметра, число оборотов следует назначать возможно большим. К ограничению числа оборотов побуждают — стремление обеспечить спокойный ход материала, уменьшить его крошение, а также и износ шнека. Поэтому для тяжелых и абразивных материалов число оборотов шнека принимается меньше, чем для легких и неабразивных.

Другим существенным фактором при назначении числа оборотов является диаметр шнека. Для того чтобы значения абсолютной окружной скорости на шнеке не превышали известных пределов, с увеличением диаметра шнека число оборотов уменьшается. Характерно, что германские и американские фирмы дают значительно отличающиеся пределы числа оборотов n :

по германским данным $n = 20 - 120$ об/мин.,
по американским данным $n = 40 - 220$ об/мин.

При этом германские фирмы указывают одинаковые числа оборотов для материалов разных групп и дают значения n только в функции от диаметра, а американские в зависимости от диаметра и рода материала, а именно:

- 1) для легких материалов $n = 80 - 220$ об/мин.,
- 2) для тяжелых неабразивных материалов $n = 50 - 125$ об/мин.,
- 3) для тяжелых абразивных $n = 40 - 100$ об/мин.

Link-Belt для этих трех групп материалов, в зависимости от диаметра шнека, приводит данные, помещенные в таблице 9.

Таблица 9

Максимальные числа оборотов в минуту винта в зависимости от рода материала и диаметра шнека

Диаметр шнека (мм)	Число оборотов в минуту			Примечание
	Легкие неабразивные материалы	Тяжелые неабразивные материалы	Тяжелые абразивные материалы	
76	175	125	—	К легким неабразивным материалам относятся: зерно, семя и др.
102	175	125	—	
152	150	100	60	
229	125	100	60	
254	125	100	60	
305	110	85	50	К тяжелым неабразивным материалам: уголь и др.
356	110	85	50	
406	110	85	50	
457	90	75	45	К тяжелым абразивным материалам: цемент, песок, зола и др.
508	90	75	45	
610	80	60	40	
762	80	60	40	

На основании данных предыдущей таблицы число оборотов винта для всякого его диаметра D м можно с приближением найти из следующих уравнений:

1) для легкого неабразивного материала

$$n_{max} = \frac{60}{\sqrt{D}} \text{ об/мин.}, \quad (9')$$

2) для тяжелого неабразивного материала

$$n_{max} = \frac{45}{\sqrt{D}} \text{ об/мин.}, \quad (9'')$$

3) для тяжелого абразивного материала

$$n_{max} = \frac{30}{\sqrt{D}} \text{ об/мин.} \quad (9''')$$

При больших числах оборотов, вследствие трения материала о винт, часть материала захватывается винтом и перебрасывается им сверху, вследствие чего производительность шнека снижается, а расход мощности и крошение материала возрастает. Поэтому материал с меньшим коэффициентом трения и винты с меньшим углом подъема винтовой поверхности допускают относительное повышение числа оборотов.

В таблице 10 даны основные параметры шнеков по нормам Гинсталмоста, рекомендуемые числа оборотов и коэффициент наполнения, а также вычисленные по уравнениям (7) и (8) значения объемной и весовой производительности. Кроме того в таблице указан расход мощности, приходящийся на длину шнека в 10 м.

2. РАСХОД МОЩНОСТИ

При передвижении материала на винтовом транспортере работа затрачивается на преодоление следующих сопротивлений:

- 1) трение материала о жолоб,
- 2) трение материала о винт,
- 3) трение в поддерживающих подшипниках,
- 4) трение в упорном подшипнике,
- 5) сопротивление, обусловленное скоплением материала под подвесными подшипниками,
- 6) сопротивление вследствие перемешивания и крошения (перемалывания) материала при его перемещении.

При определении мощности мотора должны быть кроме того учтены потери в передаточном механизме привода. Приблизленно расход мощности может быть найден из следующего.

Если f_1 — коэффициент трения или, точнее, сопротивления при продвижении материала вдоль жолоба, то на горизонтальном шнеке сила сопротивления

$$W_1 = qL f_1 \quad (10)$$

и на наклонном

$$W_1 = qL (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot f_1). \quad (10')$$

Соответственная работа сил трения

$$N_1 = \frac{W_1 v}{75} = \frac{qL f_1 v}{75}. \quad (11)$$

Если f_2 — коэффициент трения материала о витки шнека и ρ — средний радиус этой силы, то соответственный момент сил трения

$$M_2 = W_1 \rho f_2 \quad (12)$$

и соответственная мощность

$$N_2 = \frac{M_2 \omega}{75} = W_1 \rho f_2 \frac{\pi n}{30 \cdot 75}. \quad (13)$$

№ п/п	Характеристика материала	Наименование параметров	Диаметр					
			150			200		
			Шаг					
			150			200		
1	Зола: $\gamma=0,48$ т/м ³ , угол естеств. откоса в покое 40°, в движении 30°	Коэффициент наполнения ψ	—	0,25	—	—	0,25	—
		Шкала чисел оборотов в минуту n	70	90	100	60	80	100
		Производительность V м ³ /час.	2,8	3,6	4	5,6	7,5	9,5
		» Q т/час.	1,4	1,7	2	2,7	3,6	4,5
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,7
2	Зерно: $\gamma=0,75$ т/м ³ , угол естеств. откоса в покое 40°, в движении 30°	Шкала чисел оборотов в минуту n	160	180	200	140	160	180
		Коэффициент наполнения ψ	—	0,4	—	—	0,4	—
		Производительность V м ³ /час.	10	11,5	13	21	24	27
		» Q т/час.	7,5	8,6	10	16	18	20
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,4	0,4	0,5	0,8	1,2	1,3
3	Известь в порошке $\gamma=0,8$ т/м ³	Коэффициент наполнения ψ	—	0,3	—	—	0,3	—
		Шкала чисел оборотов в минуту n	80	100	120	70	90	100
		Производительность V м ³ /час.	3,8	4,8	5,8	8	10	11,5
		» Q т/час.	3	4	4,6	6,5	8	9
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,28	0,35	0,4	0,6	0,8	0,85
4	Уголь (орешек): $\gamma=0,85$ т/м ³ , угол естеств. откоса в покое 40°, в движении 30°	Коэффициент наполнения ψ	—	0,3	—	—	0,3	—
		Шкала чисел оборотов в минуту n	80	90	100	70	80	100
		Производительность V м ³ /час.	3,8	4,3	4,8	8	9	11,5
		» Q т/час.	3,2	3,6	4	6,8	7,6	9,8
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,3	0,35	0,37	0,6	0,7	0,9
5	Боксит дробленый: $\gamma=1,28$ т/м ³	Коэффициент наполнения ψ	—	0,25	—	—	0,25	—
		Шкала чисел оборотов в минуту n	70	90	120	60	80	100
		Производительность V м ³ /час.	2,8	3,6	5	5,6	7,6	9,5
		» Q т/час.	3,6	4,8	6,5	7,2	9,5	12
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,5	0,7	1,0	1,3	1,4	1,8
6	Цемент (порландский): $\gamma=1,3$ т/м ³ , угол естеств. откоса в покое 45°, в движении 30°	Коэффициент наполнения ψ	—	0,3	—	—	0,3	—
		Шкала чисел оборотов в минуту n	80	100	120	60	80	100
		Производительность V м ³ /час.	3,8	4,8	5,8	7	9	11
		» Q т/час.	5	6,2	7,5	9	12	14
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,75	0,9	1,0	1,3	1,6	2
7	Формовочная земля: $\gamma=1,5$ т/м ³ , угол естеств. откоса в покое 45°, в движении 30°	Коэффициент наполнения ψ	—	0,25	—	—	0,25	—
		Шкала чисел оборотов в минуту n	70	80	100	50	80	100
		Производительность V м ³ /час.	2,8	3,2	4	4,5	7,5	9,5
		» Q т/час.	4,2	4,8	6	6,8	11,0	14
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,5	0,6	0,8	1,0	1,6	2,0
8	Мелкий песок: $\gamma=1,8$ т/м ³ , угол естеств. откоса в покое 40°, в движении 30°	Коэффициент наполнения ψ	—	0,25	—	—	0,25	—
		Шкала чисел оборотов в минуту n	70	90	100	60	80	100
		Производительность V м ³ /час.	2,8	3,6	4	5,6	7,5	9,5
		» Q т/час.	5	6,5	7	10	13,5	17
		Затрачиваемая мощность N л. с.	0,7	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5

Примечание: Мощность, указанная в таблице, составлена для

Таблица 10

нические показатели шнека

т р ш не ка (мм)

250

300

400

500

600

в и н т а (мм)

200

250

300

375

450

—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—
50	70	90	50	70	90	40	60	80	40	50	60	—	40	50
7,5	10	13	13	19	24	23	34	45	44	55	67	—	76	95
3,6	4,8	6,2	6,2	9	11,5	11	16	22	20	26	32	—	36	45
0,5	0,7	0,9	0,9	1,3	1,7	1,6	2,5	3,0	3	4	5	—	5	7
120	140	160	100	120	140	100	120	140	90	100	120	80	90	100
—	0,4	—	—	0,4	—	—	0,4	—	—	0,4	—	—	0,4	—
28	33	38	42	51	59	90	108	126	159	176	210	244	274	302
21	25	29	31	38	44	67	81	95	120	132	157	189	206	226
1	1,2	1,4	1,5	1,8	2,2	3	4	4,5	5	6	7	9	10	11
—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—
60	80	100	60	80	90	50	60	70	—	50	60	—	40	50
10,5	14	18	19	25	29	34	40	47	—	66	80	—	92	115
8,5	11	14	15	20	23	27	33	37	—	53	64	—	74	92
0,8	1,0	1,3	1,4	1,8	2	2,5	3	3,5	—	5	6	—	6,5	8
—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—
60	70	100	60	70	90	50	60	70	—	50	60	—	40	50
10,5	12	18	19	22	29	34	40	47	—	66	80	—	92	115
9	10	15	16	20	25	29	34	40	—	56	68	—	78	98
0,8	0,9	1,4	1,5	1,8	2,3	2,7	3,0	3,7	—	5,0	6,0	—	7	9
—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—
60	80	100	50	70	90	50	60	80	—	40	50	—	40	50
9	12	15	13	19	21	28	34	45	—	44	55	—	76	96
11,5	15	19	17	24	30	36	44	58	—	56	70	—	97	123
1,7	2,2	2,8	2,6	3,5	4,5	5	6,5	9	—	8	10	—	14	18
—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—	—	0,3	—
60	80	100	50	70	90	50	60	80	40	50	60	—	40	50
10,5	14	18	16	22	29	34	40	55	53	66	80	—	92	115
13	18	23	21	29	38	44	52	72	69	86	104	—	120	150
2	3	3,5	3	4	5,5	6,5	8	11	10	13	15	—	17,5	22
—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—
50	70	90	50	80	90	40	60	80	40	50	60	—	40	50
7,5	10	13	13	21	24	23	34	45	44	55	67	—	76	95
10	15	20	20	31	36	30	50	67	66	80	100	—	115	140
1,5	2	3	3	4,5	5,5	5	7,9	10	10	10	18	—	17	20
—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—	—	0,25	—
50	70	90	50	70	90	40	60	80	40	50	60	—	40	50
7,5	10	13	13	20	24	23	34	45	44	55	67	—	76	95
13,5	18	23	23	36	43	41	61	81	79	99	120	—	137	170
2	2,5	3,5	3,5	5	6	6	9	12	12	14	18	—	20	25

длины шнека $L = 10$ м.

Давление на подшипники находится как геометрическая сумма веса винта и вала и поперечной составляющей силы трения на винте. Давление на упорный подшипник равно W_1 . Зная диаметры цапф и гребенчатой пяты, нетрудно найти соответствующие составляющие N_3 и N_4 .

Значительно сложнее нахождение пятой и шестой из названных составляющих мощности, для определения которых теоретическим путем не имеется достаточных данных. Учет этих величин введением поправочных коэффициентов не дает желаемой степени точности, так как, если расход мощности на проталкивание материала у промежуточных подшипников составляет иногда всего 2—3% от общего расхода энергии, то потеря на перемешивание и перемалывание материала составляет от него от 20 до 50%, так что ошибка в подсчетах при принятии того или иного поправочного коэффициента может быть чувствительной.

Поэтому в практике расчетов расходуемой мощности на винтовых транспортерах предпочитают пользоваться готовыми эмпирическими данными, дающими значения полного коэффициента сопротивления в зависимости от рода перемещаемого материала.

Средние значения коэффициента сопротивления, указываемые рядом американских фирм (Chain-Belt, Jeffrey, Link-Belt, Palmer-Bee, Spront Waldorn, Weller), таковы:

для зерна	$w_0 = 1,3$
» угля	$w_0 = 2,5$
» цемента	$w_0 = 2,5$
» золы	$w_0 = 4,0$
» песка	$w_0 = 4,0$

Имея значение w_0 , находим мощность на валу винта горизонтального шнека:

$$N_0 = \frac{QLw_0}{270} \quad (14)$$

Германская фирма Gröppel дает для одного и того же материала, угля, разные величины коэффициента сопротивления, в зависимости от диаметра шнека, причем значения коэффициента сопротивления убывают с возрастанием диаметра, а следовательно производительности. Это видно из таблицы 11, в которой указаны численные величины коэффициентов x и z в уравнении мощности двигателя.

$$N = Lx + z \text{ л. с.}, \quad (15)$$

причем z представляет величину добавочной мощности для шнеков короче 10 м. Из сравнения с американскими данными нетрудно видеть, что Gröppel рекомендует принимать мощность двигателя с запасом. Значения мощности, исчисленные сообразуясь с американскими данными, были приведены в таблице 10, в которой даны характеристики типов шнеков по нормам Гинсталмоста.

Таблица 11

Характеристика шнеков для угля (Gröppel)

Диаметр шнека (мм)	Диаметр вала (мм)	Шаг винта (мм)	Число об. мин. винта	Производ. Q (т/час)	Мощность x (л. с./пог. м)	Доп. мощность z (л. с.)	Коэффициент сопротивления w	Примечание
200	65	180	65	5,9	0,25	0,3	11,0	Коэффициент наполнения шнека принят $\psi = \frac{1}{3} - \frac{1}{3,5}$
250	70	200	55	8,7	0,30	0,4	9,3	
300	75	240	48	13,0	0,45	0,5	9,3	
400	80—90	320	36	23,2	0,60	0,6	7,0	
500	90—100	400	30	37,7	0,90	0,7	6,5	
600	100	450	25	51,0	1,20	0,8	6,3	
700	110	500	21	58,0	1,35	0,8	6,3	
800	120	600	18	78,0	1,60	0,8	5,5	

В новом справочнике каталога фирмы Link-Belt (каталог № 600) приводится уточненная формула для подсчета расхода мощности на шнеке в зависимости от рода материала и числа оборотов винта в минуту.

$$N = 1 + \frac{ALn}{305\,000} + \frac{QLw_1}{270} \text{ л. с.} \quad (16)$$

Значения w_1 в зависимости от рода перемещаемого материала приведены в таблице 12, в которой кроме того указан рекомендуемый тип вкладышей для промежуточных подшипников. В таблице 13 даны значения коэффициента A в зависимости от диаметра шнека и рода подшипников. Таким образом в итоге формула дает зависимость расхода мощности от четырех величин: рода перемещаемого материала, типа вкладышей подшипников, диаметра винта и числа его оборотов.

Таблица 12

Значения коэффициента w_1 в уравнении (16)

Род перемещаемого материала	Насыпной вес перемещаемого материала γ т/м ³	Рекомендуемый тип вкладыша	Коэффициент сопротивления w_1	Примечание	
Боксит дробленый сухой	1,20—1,35	<i>D</i>	1,8	<i>B</i> —вкладыш бабитовый, шейка вала из холоднопрокатанной стали; могут применяться также и бронзовые вкладыши. Смазка в том и другом случае густая.	
Бура	0,80—0,86	<i>B</i>	0,7		
Графит в порошке	0,45	<i>B</i>	0,4		
Гипс обожженный	0,88—0,96	<i>D</i>	1,2		
Доломит	1,35—1,45	<i>D</i>	2,0		
Древесная масса, влажная до 4%	1,0	<i>C</i>	0,9		
Древесная масса, влажная 6—15%	0,96—1,00	<i>C</i>	1,2		
Древесные опилки	0,22	<i>B</i>	0,7		
Зола сухая	0,55—0,65	<i>D</i>	4,0		
» влажная	0,70—0,80	<i>D</i>	5,0		
Известь дробленая негашеная	0,96	<i>B</i>	0,6		<i>C</i> —вкладыши из твердого клена или бакаута, пропит. маслом или парафином, шейки из холоднопрокатной стали.
Известь гидрированная	0,55—0,70	<i>B</i>	0,8		
Известь в кусках	0,90	<i>B</i>	1,3		
Известняк в порошке	1,20—1,35	<i>D</i>	1,6		
Известняк мелкий	1,35—1,45	<i>D</i>	2,0		
Костяная мука	0,90—0,96	<i>D</i>	1,7		
Мел в порошке	1,12—1,20	<i>D</i>	1,4		
Мел дробленый	1,36—1,44	<i>D</i>	1,9		
Мука пшеничная	0,56—0,64	<i>B</i>	0,6		
Овес	0,42	<i>B</i>	0,4		
Отруби	0,26	<i>B</i>	0,4	<i>D</i> —вкладыши из белого металла или стеллита, шейки стальные, закаленные; применяются также стальные закаленные вкладыши и шейки из марганцевой стали.	
Песок формовочный	1,44—1,60	<i>D</i>	2,0		
Песок речной сухой	1,44—1,60	<i>D</i>	2,0		
Руда цинковая	1,0 —1,3	<i>D</i>	1,7		
Соль крупная	0,72—0,82	<i>B</i>	1,2		
Соль сухая мелкая	1,1 —1,3	<i>B</i>	1,0		
Сланец дробленый	1,35—1,45	<i>D</i>	2,0		
Стружка древесная	0,24	<i>B</i>	1,0		
Уголь древесный	0,3 —0,45	<i>B</i>	1,4		
Уголь мелкий	0,65—0,72	<i>B</i>	0,9		
Угольная пыль	0,51—0,56	<i>B</i>	0,6		
Фосфат гранулированный	1,45	<i>D</i>	1,6		
Цемент порландский	1,20—1,36	<i>D</i>	1,4		
Шлаки котельные	0,5 —0,7	<i>D</i>	3,5		

При пользовании этой формулой, которая может быть наиболее рекомендована, как вновь уточненная, исчисленный по ней расход мощности следует повышать на 15—25% при не вполне тщательно изготовленном шнеке.

Значения коэффициента А в уравнении (16)

Диаметр шнека (мм)	Тип вкладыша подвешного подшипника		
	Бакаутовое дерево, бабит или бронза	Самосмазывающиеся бронзовые подшип- ники	Белый металл или стеллит
76	15	24	36
102	21	33	51
152	33	54	78
229	54	96	132
254	66	114	162
305	96	171	246
355	135	255	345
406	186	336	480
457	240	414	585
508	285	510	705
610	390	690	945
762	549	976	1320

На наклонных шнеках, с движением материала вверх, расход мощности растет довольно быстро с возрастанием после известного предела угла наклона. Как показали упоминавшиеся опыты с перемещением кальцинированной соды, при углах наклона от 10 до 20°, увеличение расхода мощности составляло приблизительно 15—30% по отношению к расходу мощности на горизонтальном шнеке. Это объясняется главным образом возрастающим пересыпанием материала назад через витки винта. Так, при угле наклона в 20° количество ссыпавшегося обратно материала составляет около 40% от всего перемещаемого. Учитывая это, приходится снижать коэффициент наполнения ψ , а следовательно увеличивать размер шнека. Поэтому предельным экономическим углом наклона при перемещении ряда материалов считают 15—20°.

В заключение в качестве справочного материала при расчете шнеков в таблице 14 приведены основные размеры шнека, показанного на фиг. 1 и привода к нему, показанного на фиг. 73.

§4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТИПЫ ШНЕКОВ

К специальным типам шнеков относятся ленточные или спиральные, лопастные и фасонные. Кроме того в этом же разделе рассмотрим вертикальные шнеки и шнеки для перемещения штучных грузов или «твинвейеры».

1. СПИРАЛЬНЫЕ ШНЕКИ

Спиральные шнеки, конструкция которых приводилась уже на фиг. 4, 30 и 43, имеют вместо полнотенного винта ленточную спираль, обычно прокатываемую из полосового железа.

Ленточные винты наиболее рационально применять для работы по кусковым и вязким материалам. В первом случае уменьшается, по сравнению с полнотенными шнеками, заклинивание кусков материала, во втором — уменьшается налипание материала на винтовую поверхность и на вал, особенно в месте их сопряжения. Спиральный шнек меньше крошит материал, чем полнотенный, так как толкающее усилие передается от него непосредственно только на небольшую часть материала, а остальная масса передвигается трением о прилегающий к спирали слой.

В местах скопления материала у подвешных подшипников часть материала легко пересыпается через край спирали и поэтому тоже меньше измельчается.

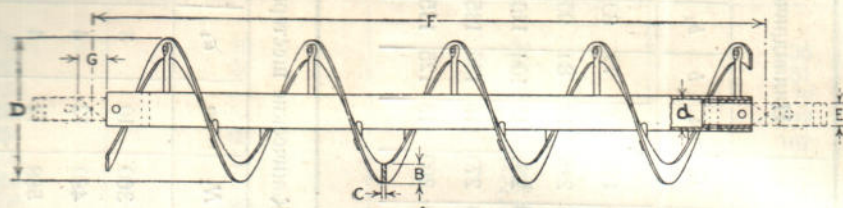
Однако обратное пересыпание материала влечет уменьшение производительности шнека. По некоторым данным, для мелких сыпучих материалов оно

Размеры (в мм) шнеков завода им. Шевченко по фиг. 1 и 73

Диаметр шнеков	Шкивы										Число оборотов		Цилиндрические шестерни															
	А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	n_1	n_2	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	Е	м	б	b_1	h	g	z_1	z_2
200	100	200	210	150	250	200	220	460	100	600	220	110	135	110	170	53	797	225	190	310	195	8	70	80	384	192	24	48
300	115	250	250	200	350	300	330	490	100	700	225	90	150	165	195	63	852	255	200	350	215	10	80	90	450	180	18	45
400	130	300	325	250	450	400	430	580	150	800	210	70	165	215	220	63	1017	295	230	400	250	12	100	110	576	192	16	48
500	145	375	375	325	675	500	540	815	250	1000	150	60	185	270	245	68	1462	335	275	400	270	15	125	135	600	240	16	40
600	160	450	425	375	676	600	650	830	250	1200	125	50	205	325	270	68	1487	365	305	570	290	15	125	135	630	240	16	42

Диаметр шнеков	Конические шестерни																						
	P_1	a	A_1	B_1	B_1	Γ_1	D_1	D_2	E_1	$Ж_1$	$З_1$	$И_1$	K_1	L_1	z_3	z_4	M_1	N_1	m	a_1	δ_1	P_1	
200	306	288	175	160	200	75	50	55	300	255	120	335	325	252,5	18	36	180	360	10	3	40/4	5,8	150
300	438	315	260	240	240	114	60	70	380	323	135	375	361	323	16	40	192	480	12	4	50/7	3/4	200
400	538	384	340	320	310	140	70	80	440	380	148	415	398	373,5	14	42	196	588	14	4	50/7	3/4	250
500	672	420	410	400	360	152	80	90	500	420	210	456	486	419,5	14	35	252	630	18	6	60/8	7/8	300
600	782	435	510	480	405	165	90	100	512	420	200	508	511	427	14	35	252	630	18	6	60,8	7,8	335

составляет около 20% от производительности полнотенного винта. Имеются указания¹, что если пересыпание на полнотенном винте составляет 10—15%, то на спиральном оно равно 15—30%, т. е. на 5—15% больше. Эти цифры можно считать действительными только для сыпучих материалов. Для кусковых, при больших размерах кусков, при отсутствии просыпания, производительность спирального и полнотенного шнеков одинакова. То же наблюдается и в случае некоторых вязких материалов, перемещающихся сплошной струей.



Фиг. 82. Нормальная конструкция спирального винта.

Наиболее употребительный тип спирального шнека виден на фиг. 82; размеры его приведены в таблице 15.

Таблица 15

Основные размеры (в мм) спиральных винтов по фиг. 82 (Link-Belt)

Диаметр вала	Ширина спирали	Толщина наружного ребра спирали	Номинальный внутренний диаметр трубчатого вала	Диаметр шейки вала	Вес 1 пог. м винта (кг)	Вес 1 пог. м витков (кг)	Расстояние между подвесными подшипниками	Ширина подвесного подшипника	Максимальный крутящий момент (кг·см)
D	B	C	d	E			F	G	
152,4	25,4	3,2	44,5	38,1	9,0	3,0	3050	50,8	4232
228,6	38,1	6,3	50,8	38,1	15,0	7,5	3050	50,8	4232
254	38,1	6,3	50,8	38,1	16,5	9,0	3050	50,8	4232
304,8	50,8	6,3	63,5	50,8	22,5	9,0	3660	50,8	8740
304,8	63,5	9,5	63,5	50,8	27,0	15,0	3660	50,8	8740
304,8	63,5	9,5	76,2	61,9	30,0	15,0	3660	76,2	10660
355,6	50,8	6,3	76,2	61,9	28,5	10,5	3660	76,2	10660
355,6	50,8	9,5	76,2	61,9	30,0	12,0	3660	76,2	10660
355,6	63,5	9,5	76,2	61,9	33,0	15,0	3660	76,2	10660
355,6	63,5	9,5	88,9	76,2	36,0	15,0	3660	76,2	18860
406,4	63,5	6,3	88,9	76,2	34,5	12,0	3660	76,2	18860
406,4	63,5	9,5	88,9	76,2	31,5	16,5	3660	76,2	18860
457,2	63,5	9,5	88,9	76,2	42,0	18,0	3660	76,2	18860
457,2	76,2	9,5	88,9	76,2	45,0	19,5	3660	76,2	18860
457,2	76,2	9,5	101,6	76,2	48,0	19,5	3660	76,2	18860
507,1	63,5	9,5	101,6	87,3	48,0	16,5	3660	101,6	29390
507,1	76,2	9,5	101,6	87,3	51,0	21,0	3660	101,6	29390
609,6	63,5	9,5	101,6	87,3	52,5	18,0	3660	101,6	29390
609,6	76,2	9,5	101,6	87,3	55,5	22,5	3660	101,6	29390

В некоторых случаях, с целью уменьшения сопротивления вращению винта вследствие попадания частиц материала в зазор между винтом и жолобом, винты изготавливаются с острой наружной гранью. Такие винты применяют при перемещении очень твердых, а также клейких, легко налипающих на стенки жолоба материалов.

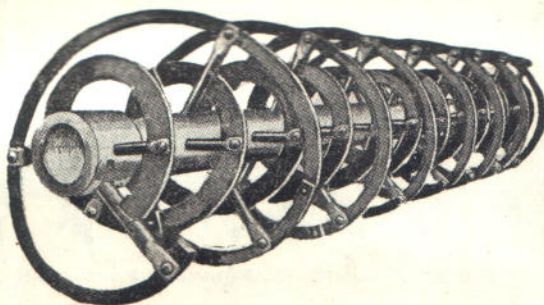
Укрепление спирали на валу производится с помощью штырей, обычно пропускаемых сквозь вал и затягиваемых болтами, либо укрепляемых хомутами, охватывающими вал. Последний, более сложный, способ применяется в тех случаях, когда нежелательно ослаблять вал отверстиями.

¹ «Mechanical World and Engineering Record», 4 сентября 1931, № 2331.

Конструкция шнека со спиралью, укрепленной на отрезках угольников, видна на фиг. 83. Полки угольников служат одновременно лопастями, способствующими перемещению и продвижению материала. Еще одна конструкция спирального винта с двумя спиральями, из которых одна правооборотная, а другая левооборотная, представлена на фиг. 84. На таком шнеке достигается интенсивное перемешивание материала, (ср. с фиг. 4, *c* и *d*).



Фиг. 83. Спиральный винт с лопастями.

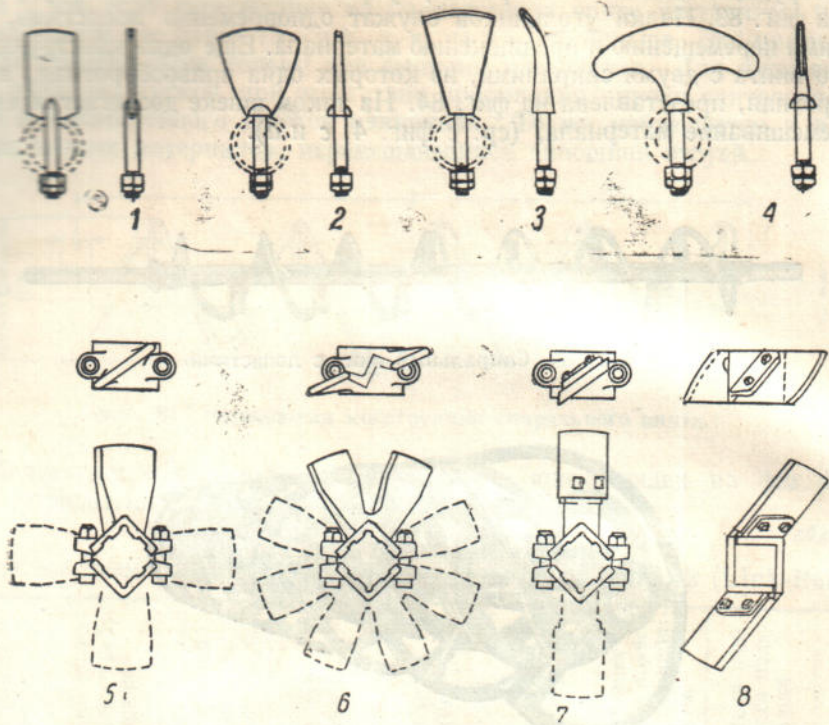


Фиг. 84. Винт с двумя спиральями (Weller).

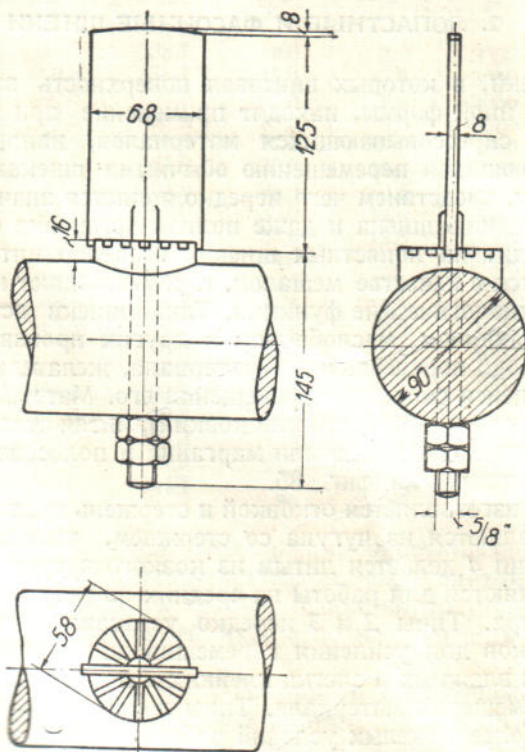
2. ЛОПАСТНЫЕ И ФАСОННЫЕ ШНЕКИ

Лопастные шнеки, в которых винтовая поверхность заменена отдельными лопастями той или иной формы, находят применение при перемещении сильно слипающихся или спрессовывающихся материалов, например глина, сырой уголь, плохо поддающихся перемещению обычными шнеками ввиду налипания их на жолоб и винт, следствием чего нередко является значительное увеличение сопротивления вращению шнека и даже полная остановка его. Перемешивание материала происходит на лопастных шнеках особенно интенсивно, вследствие чего они применяются в качестве мешалок, т. е. выполняют не только транспортные, но и чисто технологические функции. Такие шнеки встречаются в кирпичном, стекольном, сахарном, масложитном и других производствах. Форма лопастей зависит от рода перемещаемого материала, желательной степени перемешивания и требующейся скорости перемещения его. Материалом для изготовления лопастей служит чугун (простой или ковкий), литая сталь с низким или средним содержанием углерода, хрома или марганца и полосовая сталь. Несколько типов лопастей показаны на фиг. 85.

Тип лопастей 1 изготавливается отковкой и стержень приваривается к лопасти, типы 2 и 3 изготавливаются из чугуна со стержнем, влитым в лопасти или отливкой из стали, тип 4 делается литым из ковкого чугуна или стали. Все эти четыре типа применяются для работы на средних по весу материалах на шнеках небольшого диаметра. Типы 2 и 3 нередко устанавливаются между витками обыкновенных шнеков для усиления перемешивания материала; тип 3 служит для перемешивания влажных и слегка клейких материалов, тип 5 дает наибольшую скорость перемещения материала. Типы лопастей 5—8 на той же фигуре, применяемые для более тяжелых условий работы, снабжены хомутами, стягиваемыми на валу квадратного сечения болтами, так что укрепление их не вызывает ослабления вала отверстиями. Тип 5 представляет одинарную, тип 6 — двойную лопасть из литой стали. Типы 6 и 7 применяются при работе по особо



Фиг. 85. Типы лопастей для месильного шнека (Link-Belt).



Фиг. 86. Конструкция лопасти, переставляемой под разными углами к оси вала.

абразивным материалам и снабжены съемными лопастями, изготовленными из специальной, хорошо сопротивляющейся износу стали.

Если на шнеке требуется менять степень интенсивности перемешивания материала, которая при прочих равных условиях зависит от угла наклона лопасти, то применяется специальная конструкция укрепления съемной и переставной лопасти. Она крепится в прорезе притягиваемой к валу болтом лопасти шайбы, как показано на фиг. 86.



Фиг. 87. Лопастной винт с трубчатым валом (Weller).

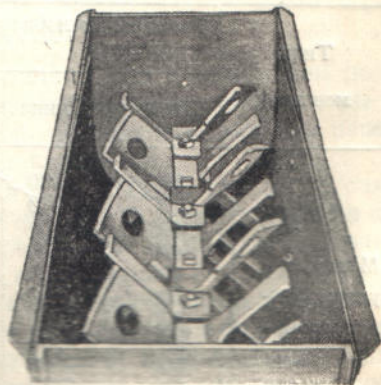
Два типа лопастных винтов — с широкими стальными, укрепленными на сквозных шкворнях лопастями и с чугунными лопастями, отлитыми отдельными секциями вместе со втулками и насаженными на квадратный вал, видны на фиг. 87 и 88.



Фиг. 88. Винт с чугунными секционными лопастями (Link-Belt).

Для усиления перемешивания лопасти делаются иногда с круглыми, как на фиг. 89, или с прямоугольными отверстиями. В последнем случае лопасть принимает вид рамки, сквозь которую при вращении ее пересыпается материал.

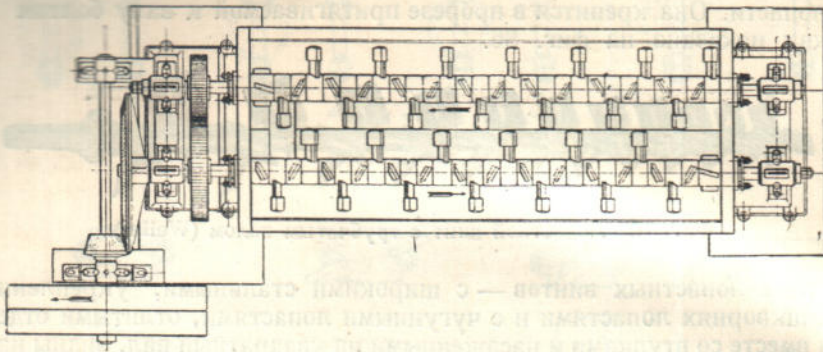
Для достижения особо тщательного перемешивания материала существуют типы мешалки с двумя винтами, так называемые лонгвошеры (фиг. 90). Лопастные винты вращаются в различном направлении и с различной угловой скоростью, что достигается установкой шестерен с неодинаковым числом зубьев на каждом валу. Благодаря вращению винтов в различные стороны, материал получает движение в одну и другую сторону, обеспечивающее любое качество смешивания. Материал из лонгвошера можно выгружать периодически, в то время как в мешалке с одним винтом необходима непрерывная разгрузка. Лонгвошеры применяются для изготовления шамотных смесей, для смешивания масс, идущих на изготовление искусственного камня, для приготовления формовочной земли в литейных, для изготовления тигельных масс, для смешивания различных сортов глины и т. п. Они применяются также и в строительном деле наряду с мешалками для приготовления бетонных и известковых растворов. Лопастные винты располагаются друг от друга или на расстоянии, равном диаметру винта, или же сдвигаются ближе до такой степени, что лопасти одного вала входят в промежуток между лопастями другого. Для полужидких масс этим достигается еще лучшее перемешивание.



Фиг. 89. Винт мешалки с лопастями, имеющими отверстия.

Жолоб для месительных шнеков нередко делается значительно большего сечения, чем для обыкновенных, и засыпка в них материала производится более

полная. Такого типа мешалки показаны на фиг. 91. Передача вращения на вал, для уменьшения момента скручивания его, производится с двух сторон. Разгрузка жолоба выполняется через задвижку в днище, передвигаемую от маховичка.



Фиг. 90. Мешалка с двумя лопастными винтами («лонгвошер»).

Диаметр лопастных шнеков, по данным иностранных фирм, принимается в пределах от 150 до 800 мм, на мешалках в большинстве случаев от 400 до 800 мм. Шаг винтовой линии, в зависимости от диаметра вала, берется от $0,5D$ до $1,2D$, наиболее часто в мешалках — $1,0D$. На одном шаге располагают четыре лопасти под углом 90° одна к другой. Число оборотов лопастного шнека назначается от 20 до 60 в минуту.

Производительность и расход мощности на лопастном шнеке зависят от ряда факторов, главным образом от рода материала, формы и угла наклона лопастей. Эти элементы не поддаются расчету, как на обыкновенных шнеках. В качестве ориентировочных данных приведем значения потребляемой мощности на мешалках, по данным фирмы К. Handle Söhne, Maschinenfabrik (таблица 16).

Таблица 16

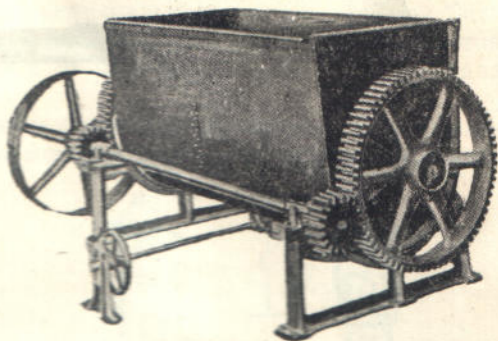
Характеристика месительных шнеков
(К. Handle Söhne, Maschinenfabrik)

Типы мешалок	Размеры жолоба (мм)		Диаметр шкива (мм)	Число оборотов шкива в минуту ¹	Производительность (т/час)	Потребная мощность (л. с.)	Приблизит. вес мешалки (кг)
	Диаметр	Длина					
Месильно-увлажняющий аппарат с одним винтом	300	2000	800	100	10	4—6	810
	300	2500	800	100	10	5—7	850
	400	2500	800	100	14	6—8	1200
	400	3000	800	100	14	7—9	1280
	400	3500	800	100	14	8—10	1350
	500	3000	1000	100	18	9—11	1490
	500	3500	1000	100	18	10—12	1580
	500	4000	1000	100	18	11—13	1660
	600	3000	1000	100	20	13—15	2100
	600	3500	1000	100	20	14—16	2200
	600	4000	1000	100	20	15—17	2300
	700	3000	1000	100	25	16—18	2500
	700	3500	1000	100	25	17—19	2700
700	4000	1000	100	25	18—20	2900	
Мешалка с двумя винтами	850	300	1000	100	18	—	2900
	850	400	1000	100	18	—	3200

¹ Передаточное число к валу винта около 4—5.

В некоторых случаях, при работе мешалок по абразивным материалам, если лопасти сделаны не из специальной стали, наблюдается полный износ их в течение нескольких суток.¹ Вместе с тем лопастной винт является довольно надежной машиной при работе по таким материалам, которые вызывают застопоривание или даже аварии на других видах транспортных устройств.²

Фасонные винты представляют собой как бы переходную ступень между обыкновенными и лопастными. На них достигается более интенсивное перемешивание, чем на обыкновенных винтах, и менее интенсивное, чем на лопастных. Кроме того они применяются, как упоминалось, при перемещении слеживающихся и налипающих на стойках жолоба материалах, так как благодаря неровностям краев винта материал остается все время во взрыхленном состоянии и легче отделяется от стенок при налипании. Некоторые виды фасонных винтов были уже приведены на фиг. 5. На фиг. 92, 93 и 94 даны фотографии таких



Фиг. 91. Внешний вид мешалки (Weller).



Фиг. 92. Комбинированный винт — полностенный с лопастями (Weller).

винтов. Винт по фиг. 92 сделан полностенным и имеет добавочные разрыхляющие лопасти, винты по фиг. 93 имеют вырезные отогнутые или вовсе срезанные края, винты по фиг. 94 — вырезные края и добавочные лопасти либо приклепанные у периферии угольнички. Во всех случаях фасонные винты при одинаковых размерах дают большую производительность, чем лопастные.

3. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ШНЕКИ

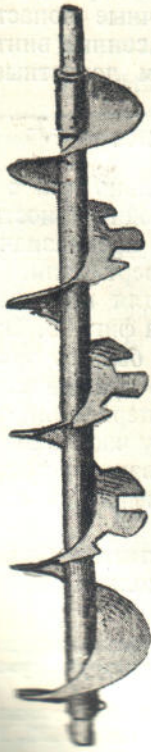
Обычно ось шнеков располагается горизонтально или с небольшим подъемом. С возрастанием угла наклона шнека производительность его, как мы видели, резко падает. Однако имеются типы шнеков, предназначенных для перемещения под большим углом наклона и даже по вертикали.

Такой наклонный шнек, предназначенный для подъема свеклы на сахарном заводе и заменяющий элеватор, представлен на фиг. 95. Загружаемый в приемную воронку материал попадает на поверхность *быстро* вращающегося винта, в первый момент захватывается ею и приходит во вращение. Возникающая при этом центробежная сила отбрасывает материал к периферии винта и прижимает его к стенкам кожуха. Трение, возникающее между частицами материала и стенкой кожуха, заставляет материал сразу же отставать от вращательного движения винта, а следовательно, подобно гайке, перемещаться вдоль его оси поступательно.

На наклонном шнеке прижимающая сила является суммой, составляющей силы веса и центробежной. Поэтому материал скользит вдоль нижней стенки

¹ По наблюдениям Гинсталя на Люберецком силикатном заводе, на месильном шнеке с железными лопатками, перемещавшем песок, лопатки при круглосусточной работе износились почти полностью в 5 дней.

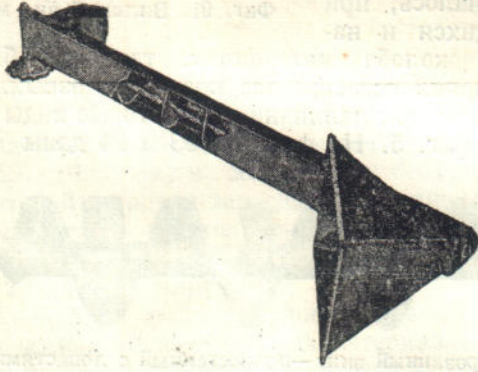
² О соответственных опытах на бурых углях разной степени влажности, произведенных на Криворожской районной электростанции, см. «Тепло и сила», 1932, № 3, стр. 27.



Фиг. 93. Фасонные винты с вырезными краями.



Фиг. 94. Фасонные винты с лопастями и наклепанными угольничками.



Фиг. 95. Наклонный шнек на свеклосахарном заводе (Weller).

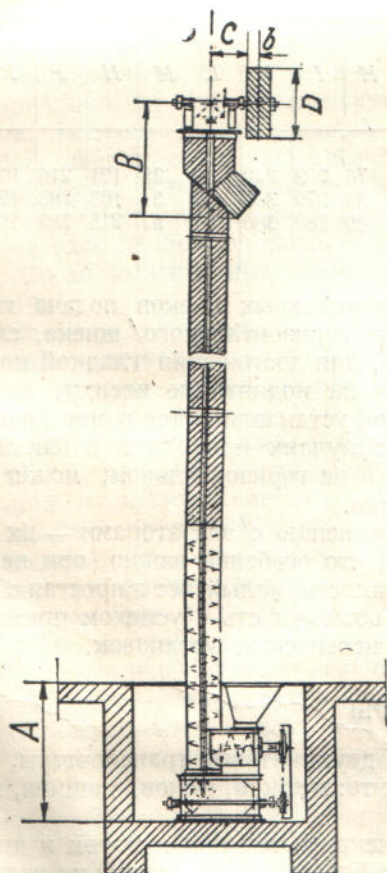


Фиг. 96. Общий вид вертикального шнека (Link-Belt).

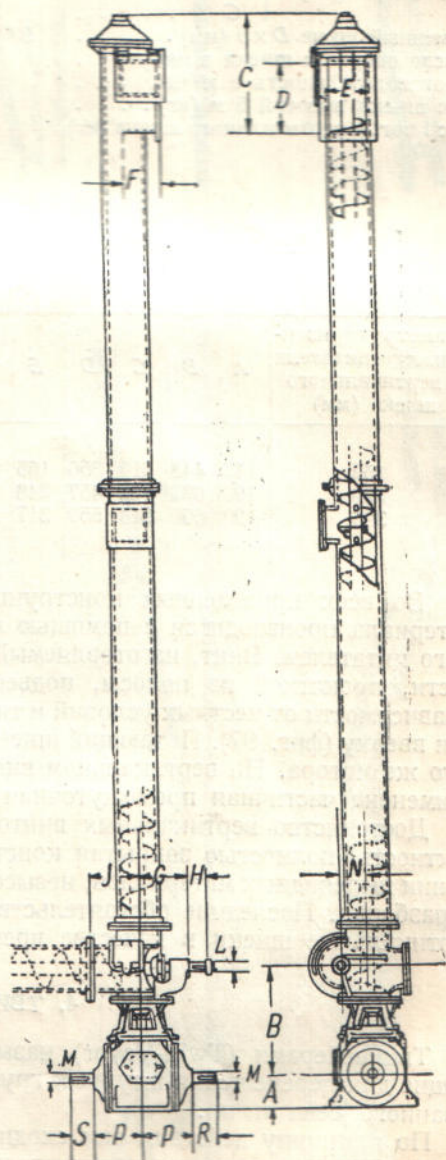
кожуха, и верхняя стенка, как на шнеке по фиг. 95, может быть сделана плоской. На вертикальных шнеках (фиг. 96) кожух должен иметь цилиндрическую форму.

Из рассмотрения принципа действия вертикального шнека следует, что для создания достаточной центробежной силы он должен иметь число оборотов не ниже определенного предела, зависящего от рода перемещаемого материала и диаметра шнека.

За последнее время вертикальные шнеки с успехом применяются за границей для работы не только по таким грузам, которые состоят из отдельных, имеющих близкую к шаровой форму, предметов, как сахарная свекла, но и для подъема насыпных, главным образом зерновых, измельченных и пылевидных материалов, как хлопковое семя, хлебные злаки, цемент, гидрированная известь, безводная зола и др. При этом производительность шнека по таким материалам достигает, по данным фирмы Link-Belt, 50—60 т/час, с высотой подъема 15 м.



Фиг. 97. Установка вертикального шнека с верхним приводом (Lieder).



Фиг. 98. Установка вертикального шнека с нижним приводом (Link-Belt).

На типовых конструкциях высота подъема указывается обычно в пределах 5—10 м, диаметр шнека по германским данным 250—500 мм, по американским 152—305 мм.

Характеристика шнека германской фирмы Lieder, по фиг. 97, приведена в таблице 17 и американской фирмы Link-Belt, по фиг. 98, в таблице 18.

Характеристика вертикальных шнеков по фиг. 97
(Lieder)

Диаметр шнека (мм)	250	300	350	400	500	
Размеры (мм) {	A	1150	1200	1250	1300	1400
	B	1000	1050	1100	1150	1250
	C	270	320	380	450	550
Ременный шкив $D \times b$ (мм)	500 × 100	600 × 100	600 × 125	700 × 125	700 × 125	
Число оборотов шнека в минуту	120	110	100	90	80	
Производительность в м ³ /час	9	13	20	26	45	
Вес шнека высотой 5 м (кг)	710	820	1050	1220	1500	
Вес 1 пог. м вертикального шнека (кг)	56	64	80	89	107	

Таблица 18

Основные размеры вертикальных шнеков по фиг. 98
(Link-Belt)

Диаметр горизонтального питателя и вертикального шнека (мм)	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N	P	R	S
	152	143	448	610	356	165	165	216	76	203	229	38	38	121	216	102
229	190	622	762	457	248	216	283	89	279	305	51	51	165	283	127	127
305	190	660	914	559	317	248	330	89	380	380	51	51	215	283	152	127

[Во всех приведенных конструкциях вертикальных шнеков подача к ним материала производится с помощью короткого горизонтального шнека, служащего питателем. Винт, изготовляемый обычно, для достижения гладкой поверхности, прокаткой из полосы, подвешивается на подпятнике сверху, привод, в зависимости от местных условий и типа шнека, устанавливается внизу (фиг. 96) или сверху (фиг. 97). Питающий шнек в обоих случаях приводится в действие от того же мотора. На вертикальном винте, как и на горизонтальном, может быть применена частичная промежуточная разгрузка.

Достоинство вертикальных винтов по сравнению с элеваторами — их компактность, полностью закрытая конструкция, что особенно важно при перемещении пылевидных материалов, невысокая стоимость, малый вес и простая сборка и разборка. Последние обстоятельства дают возможность с успехом применять вертикальные шнеки в качестве временных переносных установок.

4. ТВИНВЕЙЕРЫ

Твинвейерами (Twin-Veyor) называются двухвинтовые транспортеры, служащие для перемещения штучных грузов, как то: мешков, тюков, ящиков, пресованного сена и пр.

По принципу действия они сходны со шнеками, так как и в том и другом случае груз перемещается поступательно, подобно гайке, относительно вращающегося винта. В твинвейерах грузы лежат на двух имеющих право- и левооборотную нитку, вращающихся в разные стороны, винтах, так что передающиеся на них от винта поперечные усилия взаимно компенсируются, а продольное заставляет грузы перемещаться вдоль винтов.

На фиг. 99 представлен общий вид твинвейера. В основном он состоит из привода, показанного отдельно на фиг. 100, соединительных труб, вращающихся в подшипниках, укрепленных на стойках заодно с рамой привода, и винтов, опи-

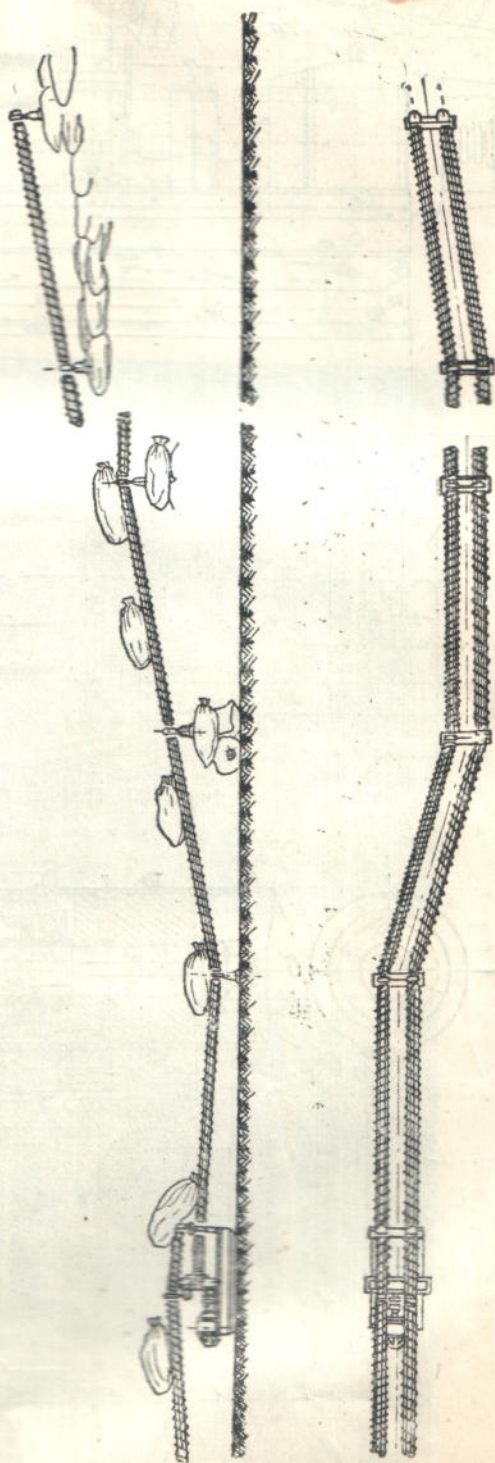
рающихся на промежуточные и концевые стойки. Винты выполняются из стальных труб (диаметр около 100 мм), на которых крепится обычно сваркой круглая, полукруглая, а иногда и квадратная проволока, навитая на трубе по спирали. Весь конвейер, имеющий в данном случае длину до 30 м, делается секционным, собираемым из переносных стоек с подшипниками и винтов, имеющих в длину около 2,5 м. Винты могут устанавливаться под некоторым (до 15°) углом один к другому, для чего они соединяются с помощью шарниров Гука. Для упрощения и удешевления соединения имеются предложения замены шарнира Гука отрезком толстого проволочного каната.

К подшипникам, установленным в местах соединения винтов, предъявляется то же требование, что и к промежуточным подшипникам шнеков, — наибольшая компактность в продольном направлении, во избежание заstopоривания на них перемещаемых грузов. Поэтому самый подшипник, обычно шариковый, монтируется внутри трубы, а вне трубы на стыке остается только узкое кольцо, составляющее одно целое с опорным стержнем. Такая конструкция видна на фиг. 101.¹

Сборка и разборка такого соединения производится довольно быстро и просто. Левая секция крепится к муфте, насаженной на вилке шарнира, двумя шурупами, а правая надевается на муфту второй вилки шарнира и предохраняется от соскальзывания пружиной с зубом.

Опорные стержни вставляются в отверстия промежуточных и концевых стоек (фиг. 102). Для установки винтов на разном взаимном расстоянии, в зависимости от величины и формы перемещаемых грузов, стойки имеют по несколько (на фиг. 102 — по три) отверстия с каждой стороны.

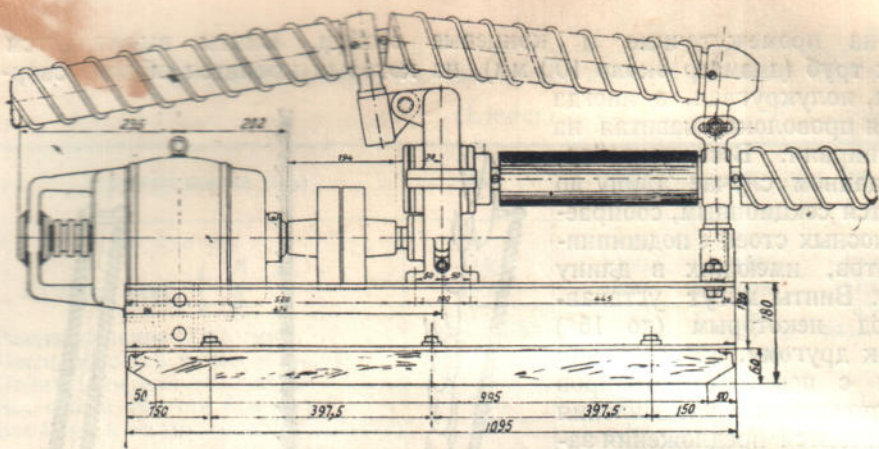
Начало применения твинвейеров относится всего к 1930 г.² За этот короткий промежуток их существования им уделено в промышленности и на транспорте не мало внимания. Применение их довольно многообразно. Несколько примеров установки твинвейера показано на фиг. 103—106.



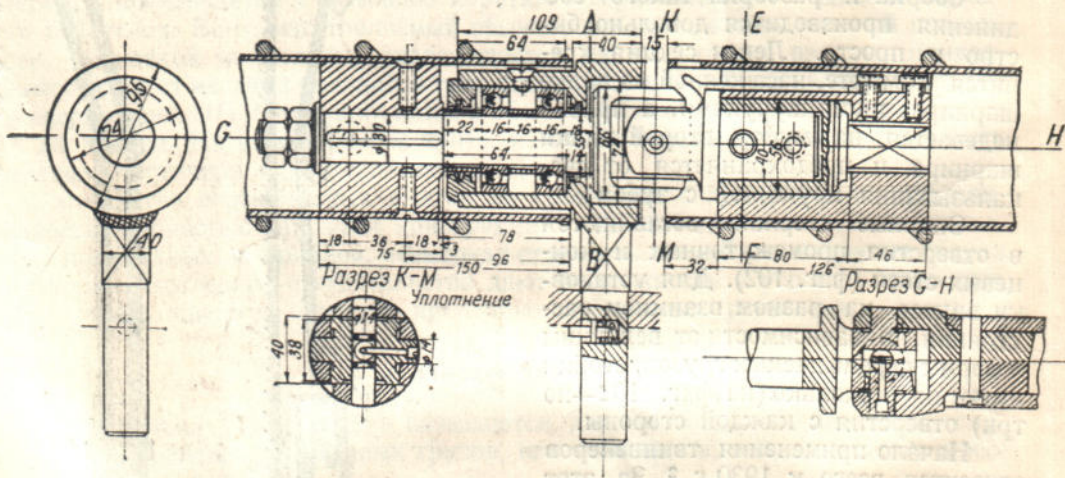
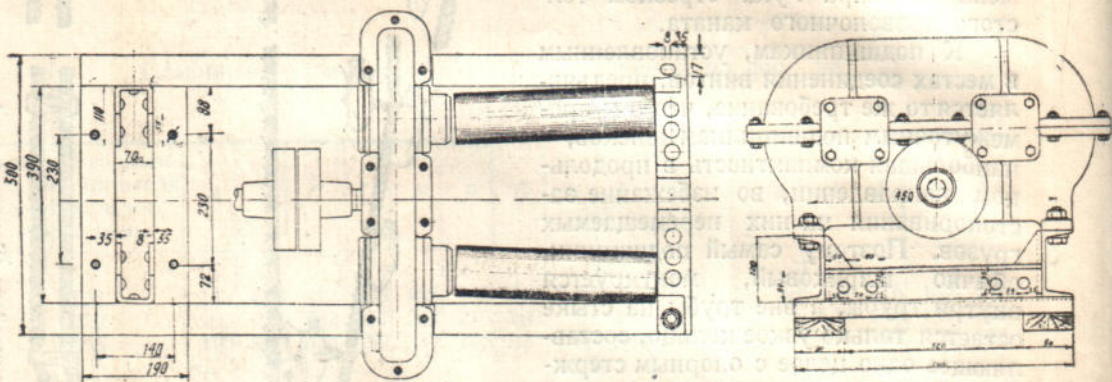
Фиг. 99. Общий вид твинвейера (Гинстальмост).

¹ Разработана в системе Гинстальмоста инж. Б. Ф. Александровым.

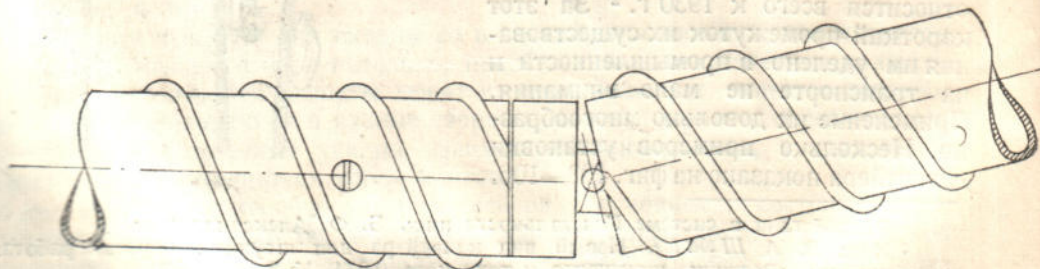
² Инж. В. А. Шабанов. Новый вид конвейера для штучных грузов, работающий двумя винтами, «Вестник инженеров и техников», 1934, № 8, стр. 371.

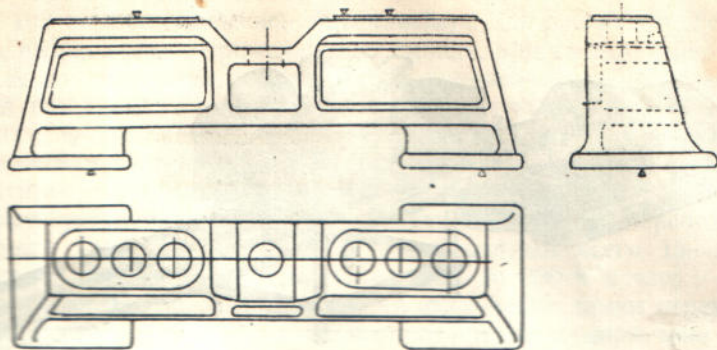


Фиг. 100. Привод гвинвейера (Гинстальмост).

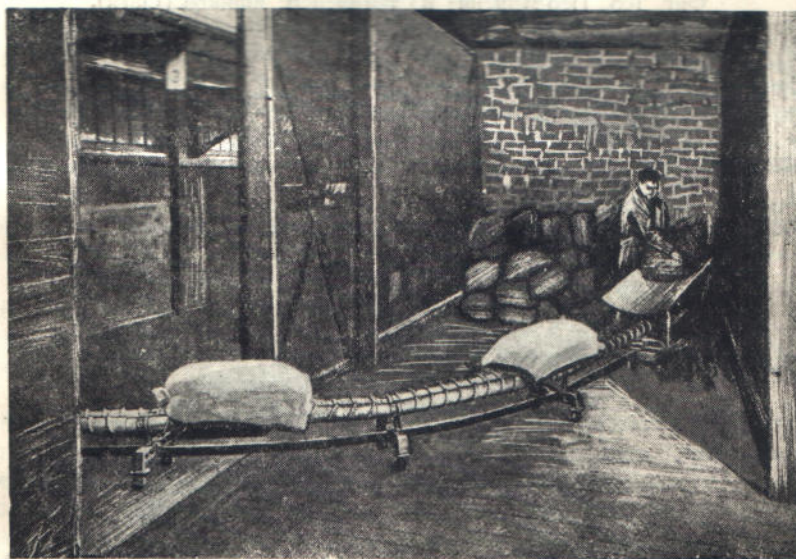


Фиг. 101. Конструкция соединения винтов (Гинстальмост).

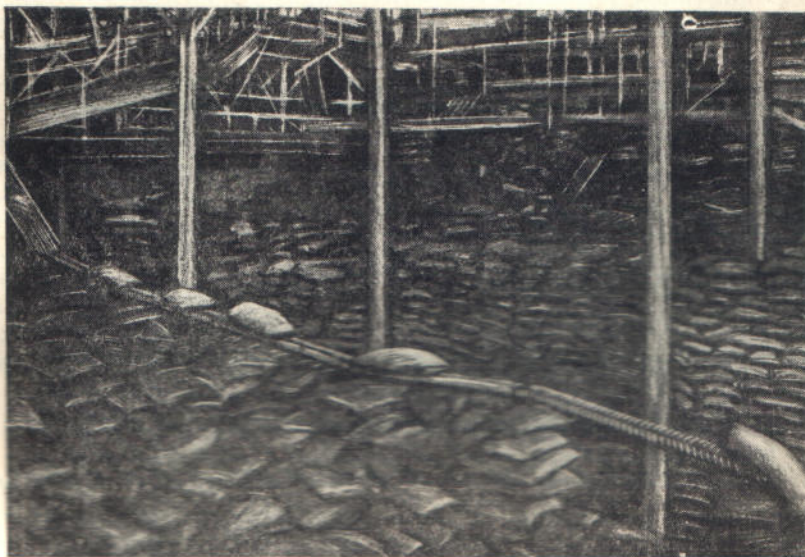




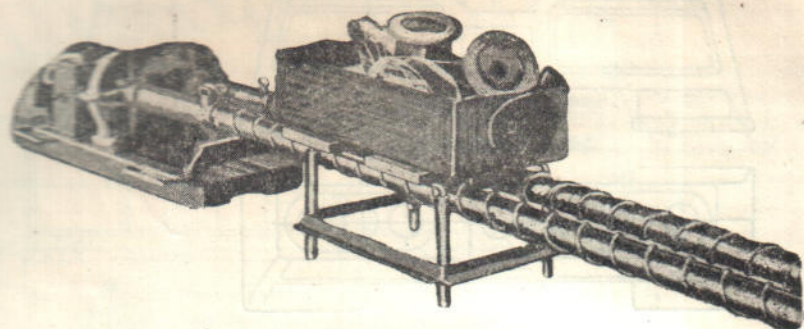
Фиг. 102. Промежуточные поддерживающие стойки (Гинстальмост).



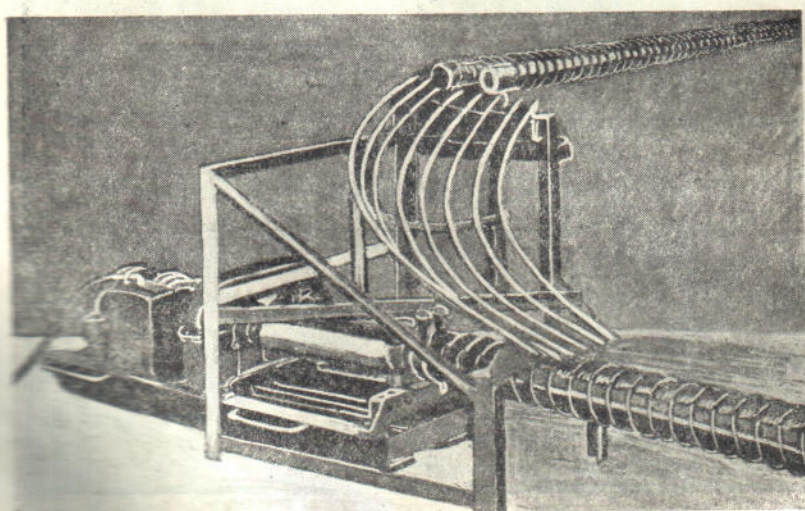
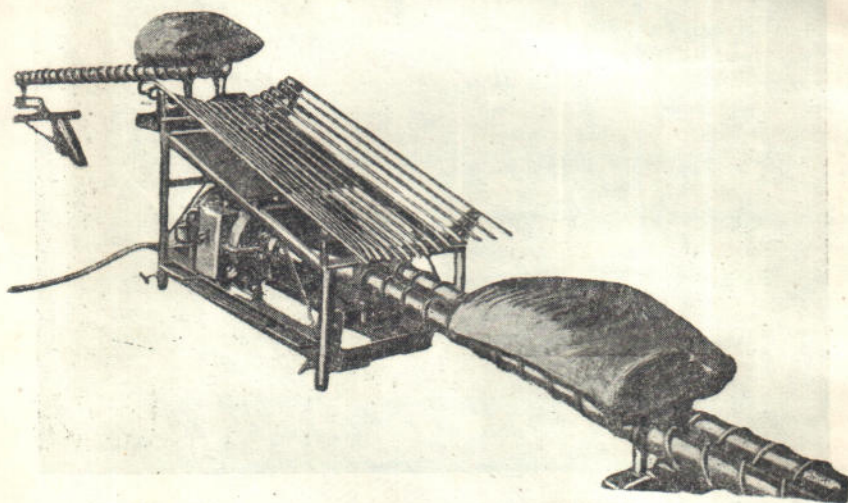
Фиг. 103. Установка твинвейера для разгрузки вагонов (Clark).



Фиг. 104. Применение твинвейера на складе (Clark).



Фиг. 105. Перемещение на твинвейере ящиков (Clark).



Фиг. 106. Примеры перегрузки с одного твинвейера на другой (Clark).

На фиг. 103 видно использование твинвейера для разгрузки железнодорожных вагонов, на фиг. 104 — применение на складе, причем твинвейер настилается на уложенных ранее мешках, на фиг. 105 — твинвейер переносит мелкие грузы в ящиках на подставках, имеющих снизу винтовую поверхность, на фиг. 106 показаны два случая промежуточной (автоматической) перегрузки мешков.

К достоинствам твинвейера надо отнести:

1) портативность, компактность, малый вес и удобство сборки-разборки, благодаря чему установка твинвейера требует небольшого персонала и весьма незначительного времени — по литературным данным всего 15—20 мин.

2) высокая производительность, доходящая до 200 т в час;

3) гибкость конструкции, допускающая отклонение линии перемещения как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскости, благодаря чему даже в трудных местных условиях сводятся до минимума операции по подноске грузов мускульной силой;

4) удобство наращивания и уменьшения длины;

5) простота реверсирования хода.

Среди недостатков твинвейера, отмечавшихся первоначально, при появлении первых образцов, указывалось, что вследствие трения грузов о винты возможно быстрое истирание тары, в особенности мешков. Однако проведенные в Америке испытания показали, что заметный износ мешков начинается только после прохождения ими весьма длинного пути по твинвейерам, порядка нескольких километров.

Все же при кратковременном испытании первого советского твинвейера¹ выяснилось, что мешки отстают от хода винтовой нитки как по всей длине секций, так и в особенности в местах их соединения. Поэтому некоторый износ неизбежен. Был также зарегистрирован случай, когда ткань мешка была захвачена в зазор между кольцом опорного стержня и винтом и повреждена, что впрочем можно отчасти отнести за счет несовершенства изготовления опытного образца.

Скорость движения мешков отчасти зависит от плотности их набивки, рода материала, а также состояния поверхностей. Наблюдались случаи, когда одни мешки перемещались значительно быстрее, чем другие.

К числу неполадок нужно еще отнести сбрасывание мешков по пути в случаях, когда они не совсем симметрично были уложены на винты. В общем нужно полагать, что этот с принципиальной стороны весьма интересный новый вид транспортера найдет в будущем некоторое применение на складских и перегрузочных работах, хотя во многих случаях с ним успешно будут конкурировать другие виды переносных транспортных средств, например передвижные ленточные транспортеры.

В заключение приведем характеристику твинвейеров, выпускаемых американской фирмой Clark Trutractor Company:

1) производительность 80—100 т, или 900—1800 мешков в час;

2) скорость перемещения — 0,46 м/сек;

3) длина нормальной секции — около 2,5 м;

4) расстояние между осями параллельных винтов от 150 до 300 мм;

5) длина твинвейера при мощности мотора в 5 л. с. около 15 м;

6) вес приводной станции — 217 кг, вес секции — 52 кг, вес всего твинвейера около 530 кг;

7) габаритная ширина — 610 мм, высота — 250 мм;

8) высота и длина приводной станции 480 × 1470 мм.

§ 5. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ ШНЕКОВ

Из установок с применением шнеков рассмотрим:

1) вагонопогрузочные машины и передвижные погрузочные и распределительные устройства;

¹ «Вестник инженеров и техников», 1934, № 8, стр. 375.

- 2) питатели;
- 3) обогатительные агрегаты;
- 4) стационарные распределительные устройства по бункерам и силосам.

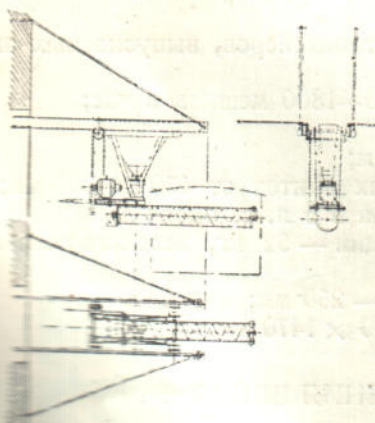
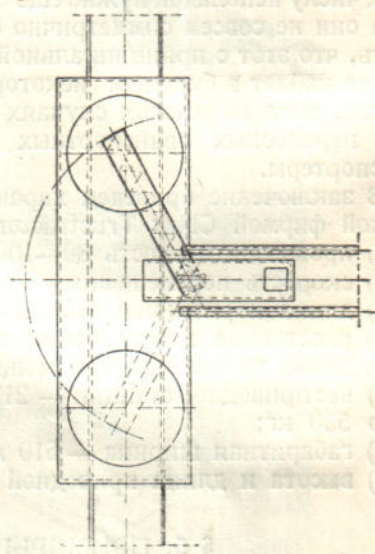
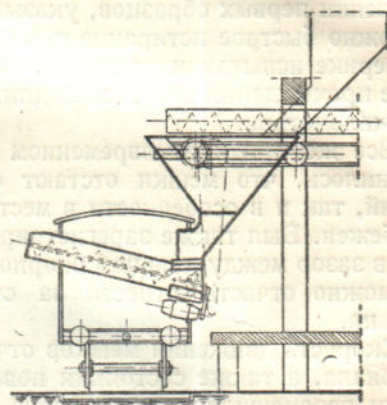
1. ВАГОНОПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ И ПЕРЕДВИЖНЫЕ ПОГРУЗОЧНЫЕ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Шнековые вагонопогрузочные машины применяются главным образом для загрузки в закрытые вагоны всякого рода химикалий, перевозимых по железным дорогам без тары. К таким грузам относятся, например калий, апатитовая мука и пр.

Схема применяемой в калиевой промышленности вагонопогрузочной машины представлена на фиг. 107.

Машина состоит из вращающегося в закрытом жлобе шнека длиной около 4 м, смонтированного вместе с приводным механизмом на шариковом поворотном круге. Корпус машины подвешен на тележке, передвигающейся по нижним полкам двух консольных швеллеров. Тележка несет воронку, загружаемую сверху из бункера материалом. При погрузке тележка подкатывается так, что шнек входит внутрь вагона и загружает поочередно сначала одно, а потом другое крыло его. Мощность мотора составляет 7,5 л. с., машина грузит 15-тонный вагон в 12—13 мин., причем обслуживается одним человеком.

Несколько иная конструкция вагонопогрузочной машины видна на фиг. 108. Здесь шнек расположен наклонно и приводной механизм с мотором установлены под ним. Движение тележки, как и в предыдущем случае, производится от руки с помощью тяговой цепи. Загрузка воронки из бункера производится тоже шнеком. На фиг. 109 показан общий вид загрузочной машины французской фирмы Simplex.



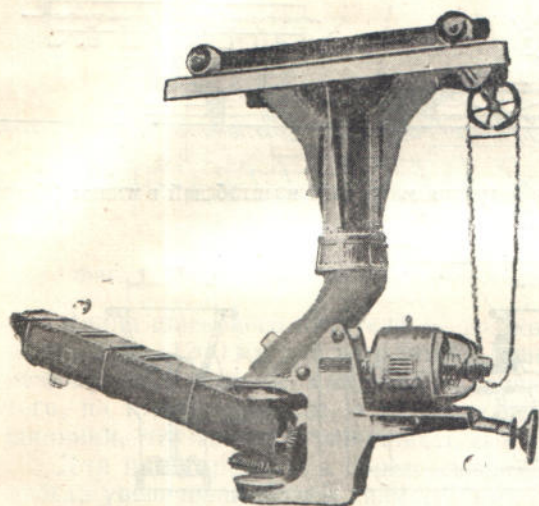
Фиг. 107. Шнековая вагонопогрузочная машина (Burgdort, Altona).

Фиг. 108. Шнековая вагонопогрузочная машина (Kerner).

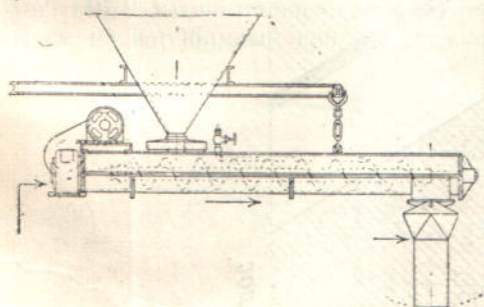
Конструкция подвешенного поворотного загрузочного конвейера, служащего для подачи материала из центральной воронки бункера в ряд расположенных по кольцу отверстий, видна на фиг. 110. Жолоб шнека с одной стороны укреплен

на поворотном круге, а с другой подвешен к одноосной тележке, перекатывающейся при повороте шнека по круговому рельсу — двутавровой балке. Шарнирная спускная труба на разгрузочном конце шнека дает возможность разгружать материал по кольцевой площадке.

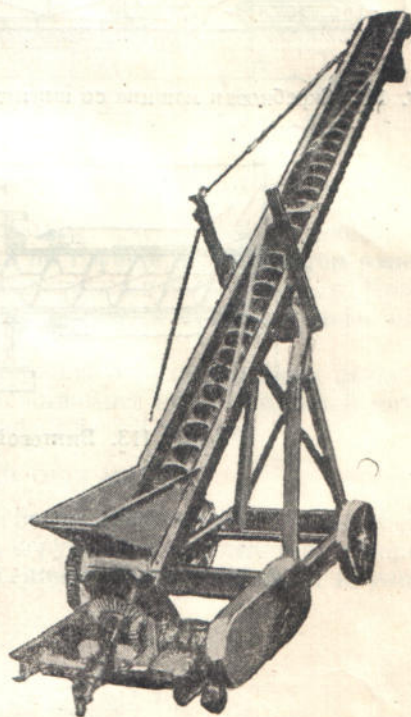
В некоторых случаях на штабельных складах насыпных материалов, на стройках и пр. может быть применена вместо передвижного элеватора или ленточной погрузочной машины — шнековая, по типу, показанному на фиг. 111. Как следует из предыдущего, область применения таких машин ограничивается определенными группами транспортируемых материалов.



Фиг. 109. Шнековая вагонопогрузочная машина (Simplex).



Фиг. 110. Поворотный погрузочный шнек (Link-Belt).



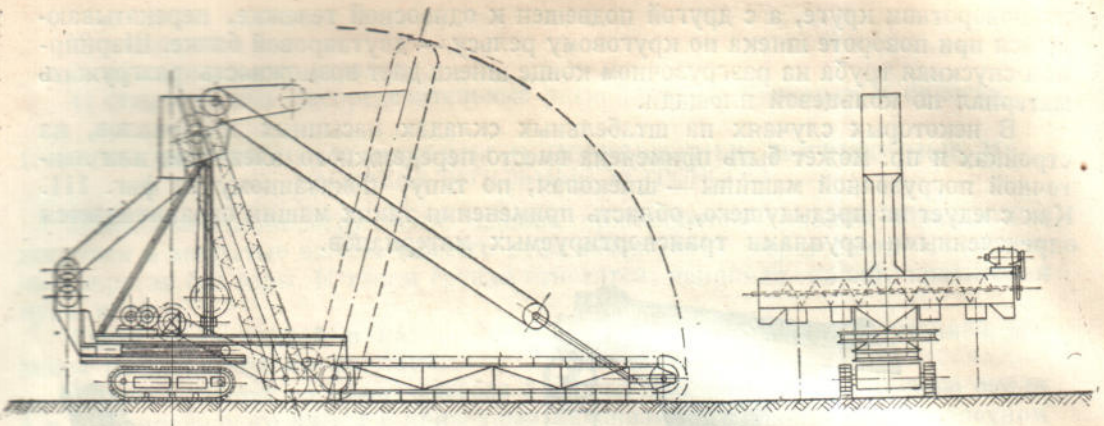
Фиг. 111. Передвижная шнековая погрузочная машина (Lieder).

Пример применения шнека, как составной части машины, служащей для погрузки материала из штабелей в мешки, виден на фиг. 112. Лежащий в штабеле, подверженный спеканию, материал отдирается скребками монтированного на шарнирной консоли транспортера, подается к основанию черпакового элеватора, которым поднимается и затем стружается по трубе на распределительный шнек с правой и левой винтовой поверхностью. Под шнеком через шесть спускных рукавов производится погрузка материала в мешки.

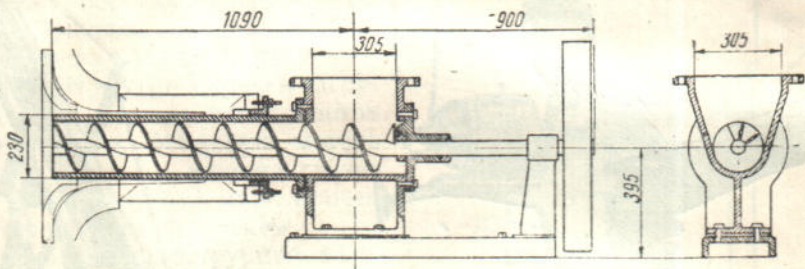
2. ПИТАТЕЛИ¹

Винтовые питатели удовлетворительно работают по мелкокусковым, зернистым и пылевидным неспекающимся материалам. При этом они обеспечивают весьма равномерную подачу. Питатель монтируется под отверстием бункера

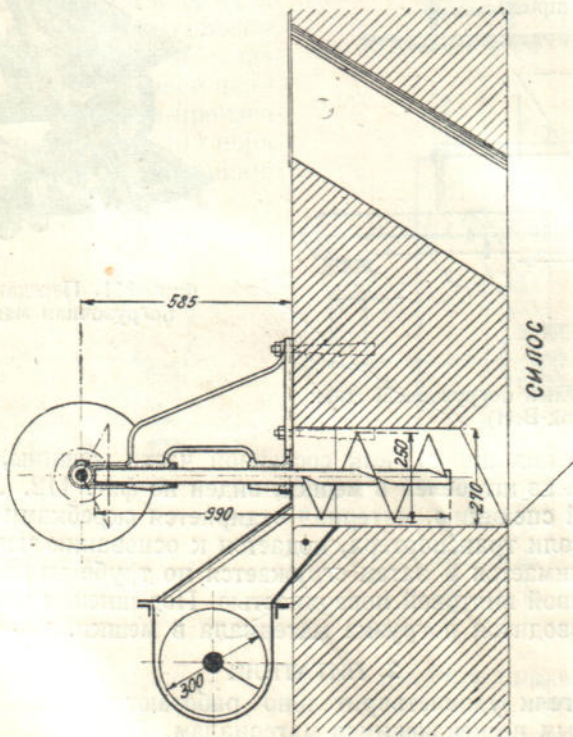
¹ См. часть I, 2-ое издание (1935), стр. 178.



Фиг. 112. Скребок-машина со шнеком для погрузки материала из штабелей в мешки (Кернер).

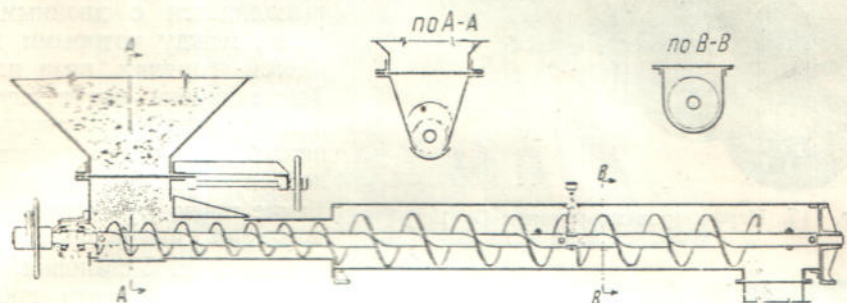


Фиг. 113. Винтовой питатель под бункером (Weller).



Фиг. 114. Винтовой питатель в боковой стенке силоса (б. Nagel & Каэмп.).

(фиг. 113) или сбоку от него, так что материал забирается шнеком с торца (фиг. 114). Шнек-питатель устанавливается не в жолобе, а в цилиндрической трубе для того, чтобы предупредить пересыпание материала, так как шнек работает с коэффициентом наполнения равным единице. Если дальнейшее перемещение материала производится также с помощью шнека (фиг. 115), то диаметр его увеличивается для того, чтобы дальше шнек мог работать с нормальным коэффициентом наполнения (около 0,4).



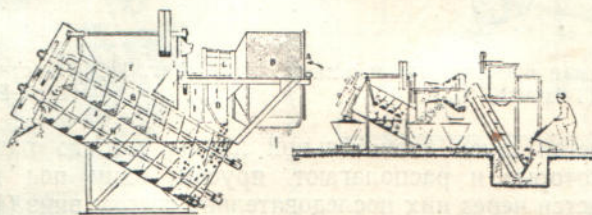
Фиг. 115. Сочетание винтового питателя и транспортерного шнека (Link-Belt).

Длина шнекового питателя не должна превышать некоторой величины порядка 1000—1200 мм для того, чтобы, двигаясь по трубе с коэффициентом наполнения равным единице, материал не успел спрессоваться и заstopиться. Кроме того, по той же причине, в питателе не устанавливаются промежуточные подшипники, что также ограничивает его длину.

Для предупреждения спрессовывания материала в питателе шнек делается иногда увеличивающегося диаметра или с возрастающим шагом винтовой нитки по направлению движения материала (см. фиг. 2, *d*, 3, *d* и 5, *c*).

3. ШНЕКИ В МАШИНАХ ДЛЯ ОБОГАЩЕНИЯ

Пример применения шнеков в небольшой углеобогащительной установке виден на фиг. 116.¹ Уголь подвозится в вагонетках, сгружается на элеватор, которым подается на барабанный грохот. Мелочь, отсеянная барабаном *B*, и крупные



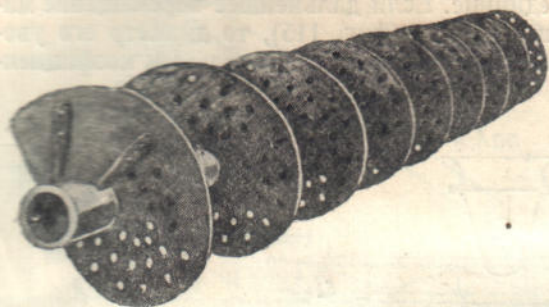
Фиг. 116. Обезвоживающие шнеки на углеобогащительной установке.

куски, попадающие на лоток *E*, грузятся в вагонетки, уголь средней крупности, просеянный сквозь решетку *C*, проходит процесс мокрого обогащения, причем чистый уголь и порода поднимаются двумя наклонными обезвоживающими шнеками, соответственно *G* и *H*. Оба шнека и барабанный грохот приводятся в действие от одного трансмиссионного вала. Шнеки в таких случаях делаются перфорированными, как видно на фиг. 117.

Вследствие интенсивного перемешивания, создаваемого шнеками, их часто применяют в промывочных машинах (фиг. 118). Два наклонных шнека, устанавливаемых, ввиду небольшой длины, без промежуточных подшипников, имеют правую и левую винтовую нитку и вращаются в разные стороны. Вода в промывочный резервуар подводится по продольной трубке. Нижние подшипники винтов имеют сальниковые уплотнения.

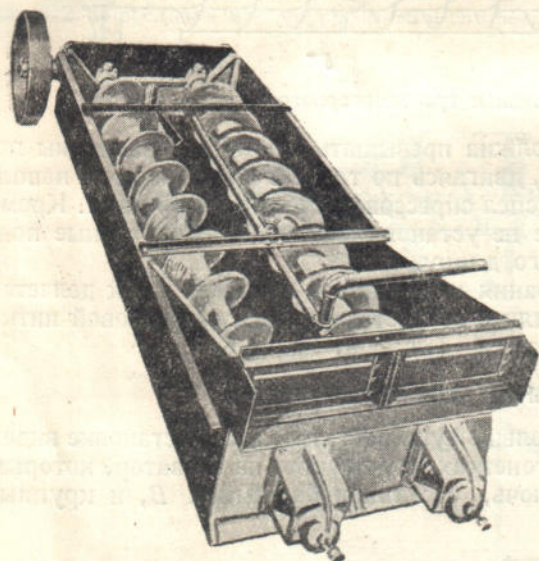
¹ Mechanical Handling, январь 1931, стр. 11.

В просеивающих шнеках (фиг. 119) жолоб делается из перфорированного железа. Отсев относится вторым шнеком меньшего диаметра, расположенным под первым. Для улучшения действия отсеивания часто верхний шнек делается лопастным.

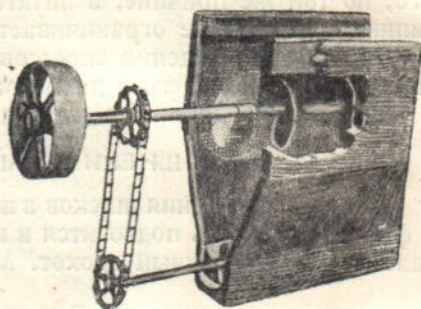


Фиг. 117. Перфорированный шнек (Weller).

В шнеках, служащих для просушивания материала, жолоб выполняется с двойными стенками, между которыми пропускается горячая вода или пар. Такие шнеки могут служить и для охлаждения горячего материала, если через рубашку жолоба пропускать холодную воду. Такие шнеки применяются в химической и пищевой промышленности. Установка, состоящая из барабанного грохота и шнека, служащего для охлаждения и перемещения аммониево-сульфатной соли, видна на фиг. 120. Если для достижения должной степени просушивания или



Фиг. 118. Шнековая промывочная машина (Telsmith).



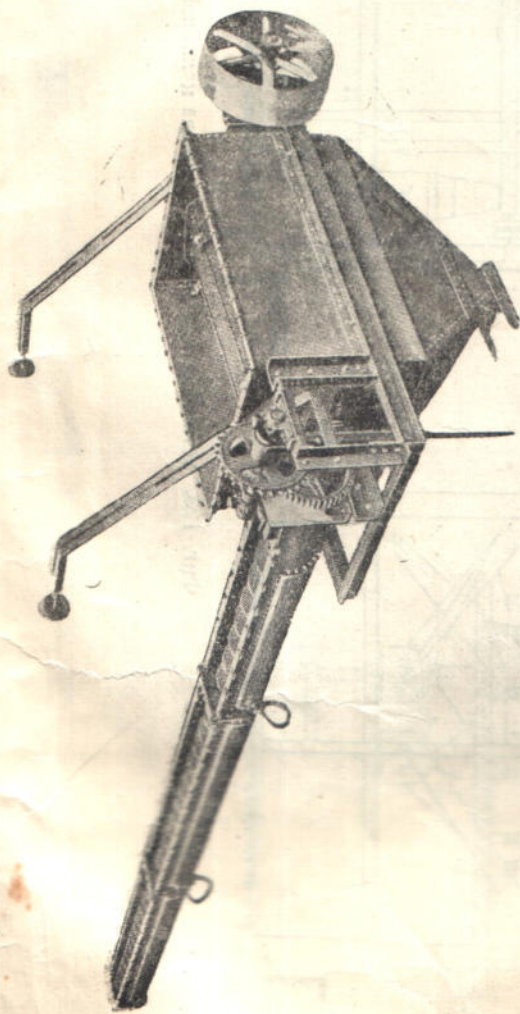
Фиг. 119. Просеивающий шнек (Link-Belt).

охлаждения требуется шнек значительной длины, то его разделяют на несколько секций которые и располагают ярусом одну под другой, причем материал пропускается через них последовательно сверху вниз (фиг. 121). Установка с просушивающим лопастным шнеком для древесных опилок видна на фиг. 122. Опилки из бункера *a* барабанным питателем подаются в закрытый жолоб шнека *c*, рубашка которого наполнена маслом, подогреваемым горелками *d*

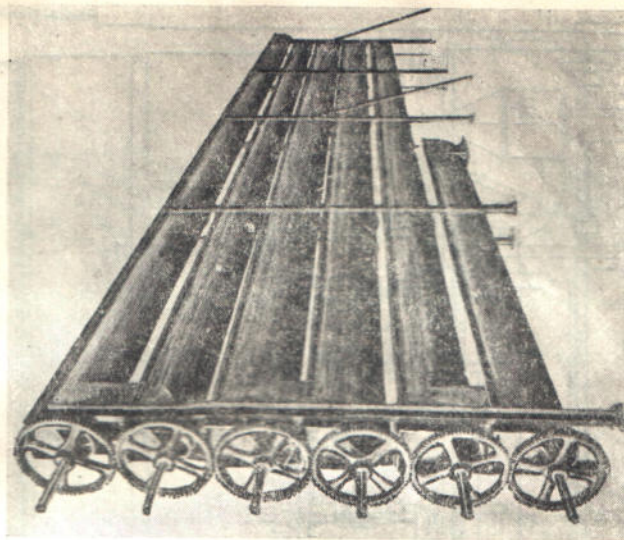
§ 4: ШНЕКИ ДЛЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МАТЕРИАЛА ПО БУНКЕРАМ

Благодаря удобству промежуточной разгрузки шнеки охотно применяют для распределения материала по бункерам и силосам и для подачи к рабочим агрегатам, расположенным в одном продольном ряду.

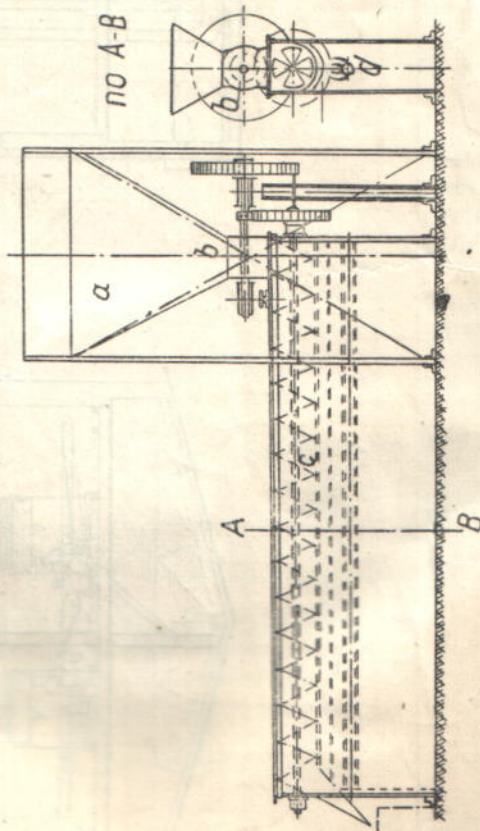
Пример установки производительностью около 20 т/час для просеивания и поfalls каменной соли, оборудованной полностью шнеками (и элеватором для подъема) показан на фиг. 123. Шнеками соль распределяется на расположенные двумя группами плоские просеивающие аппараты *b*, рассеивающие соль по крупности на три класса, из которых каждый отводится своим шнеком. Крупный класс транспортируется шнеком к мельнице *c*, от которой поднимается элеватором *e* на распределительный шнек, мелкий — к погрузочным воронкам *d*.



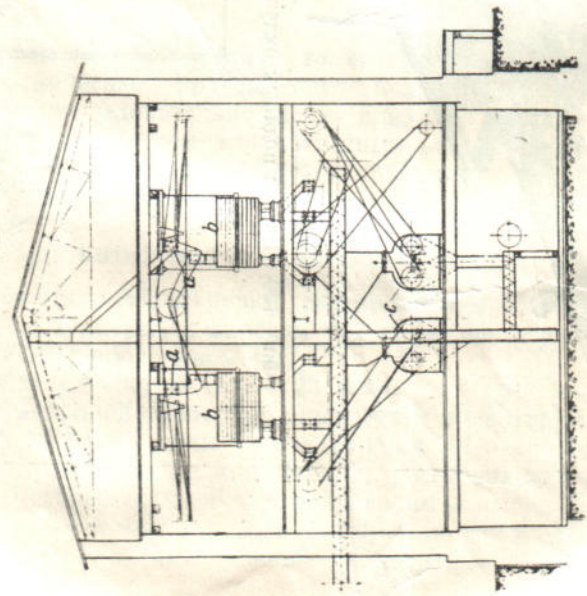
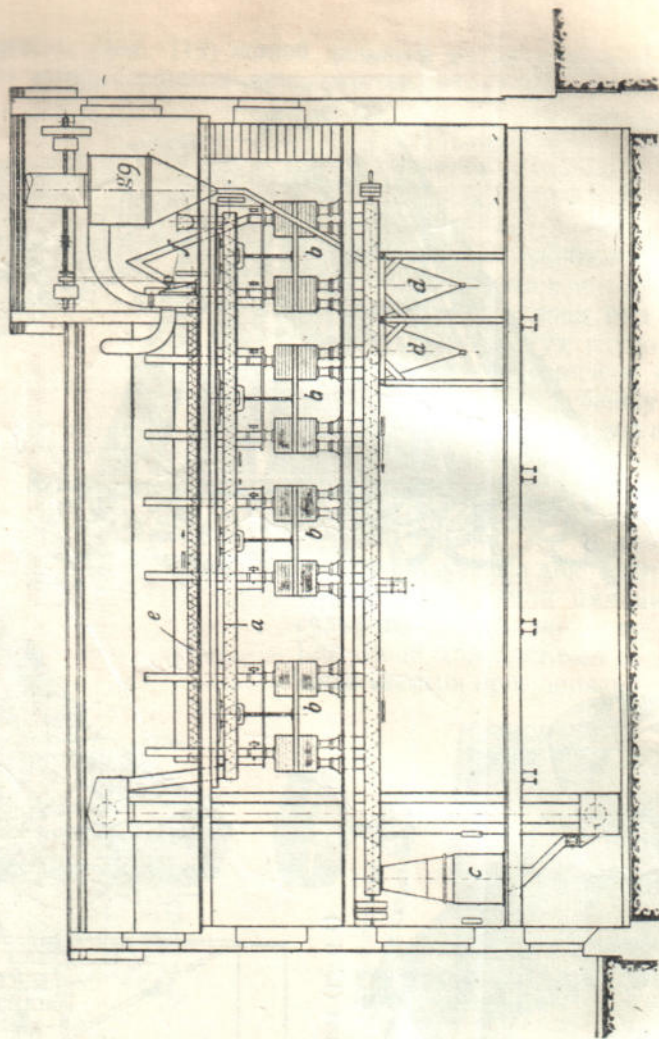
Фиг. 120. Шнек с водяным охлаждением (Liefer).



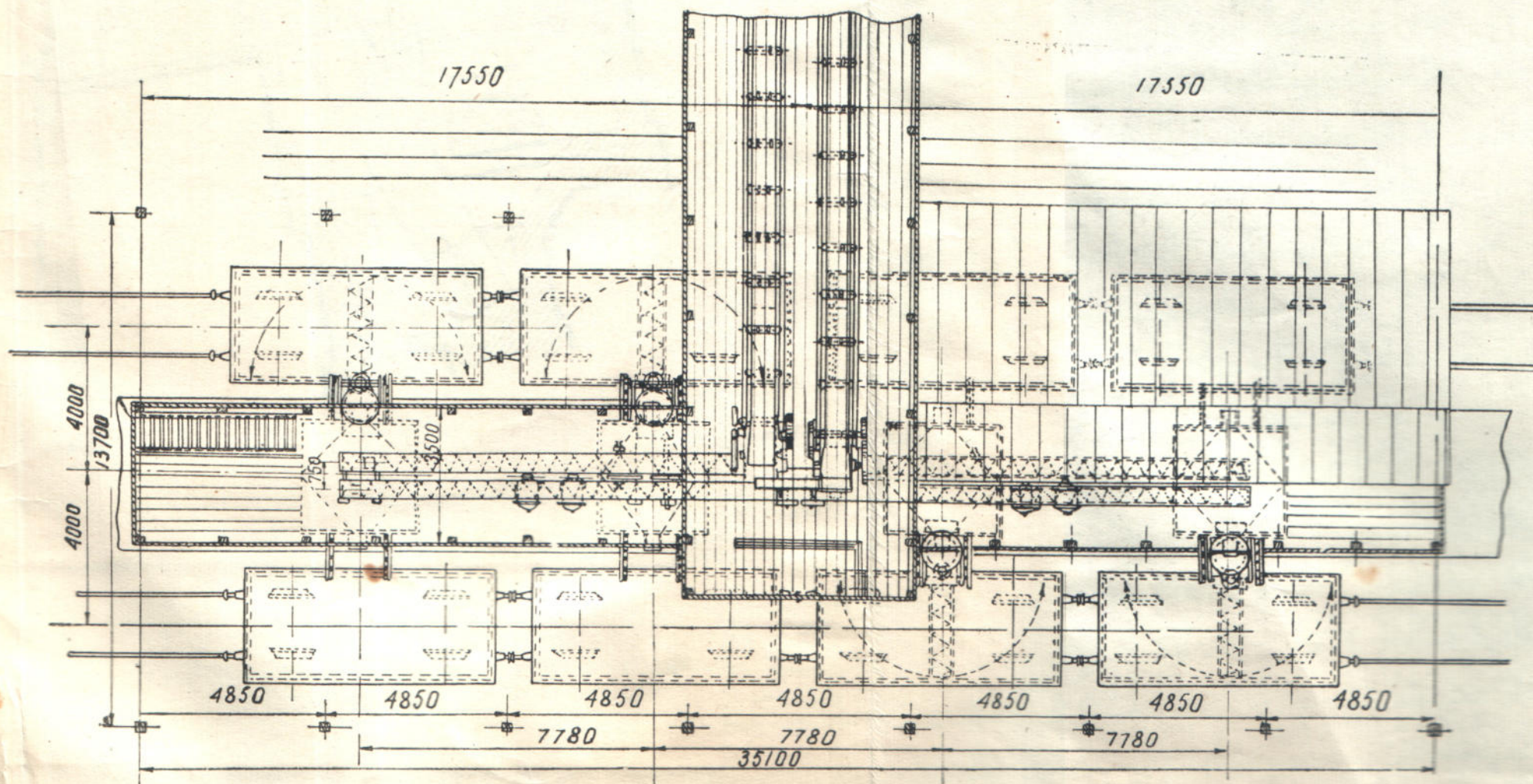
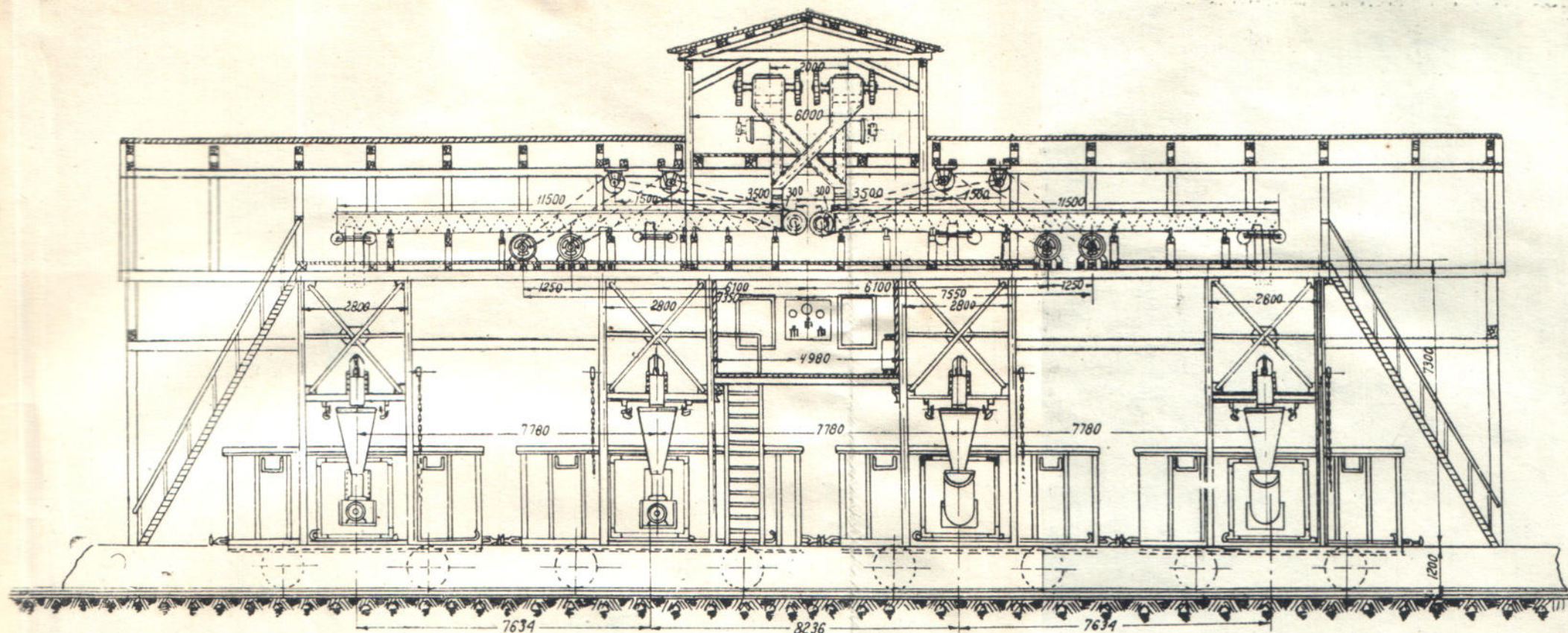
Фиг. 121. Просушивающий многоярусный шнек (Weller).



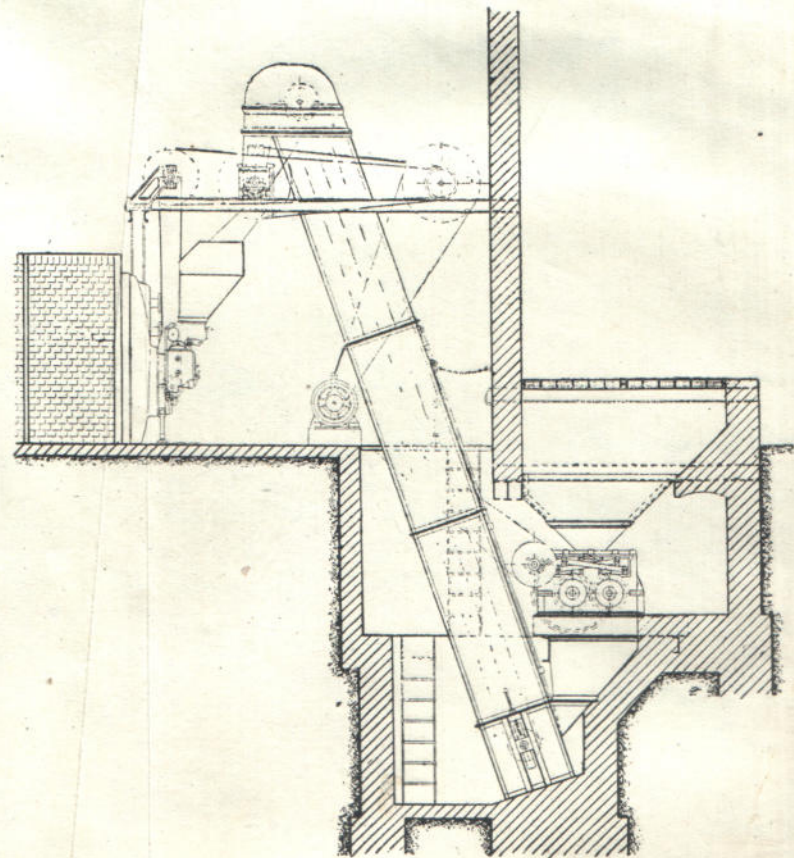
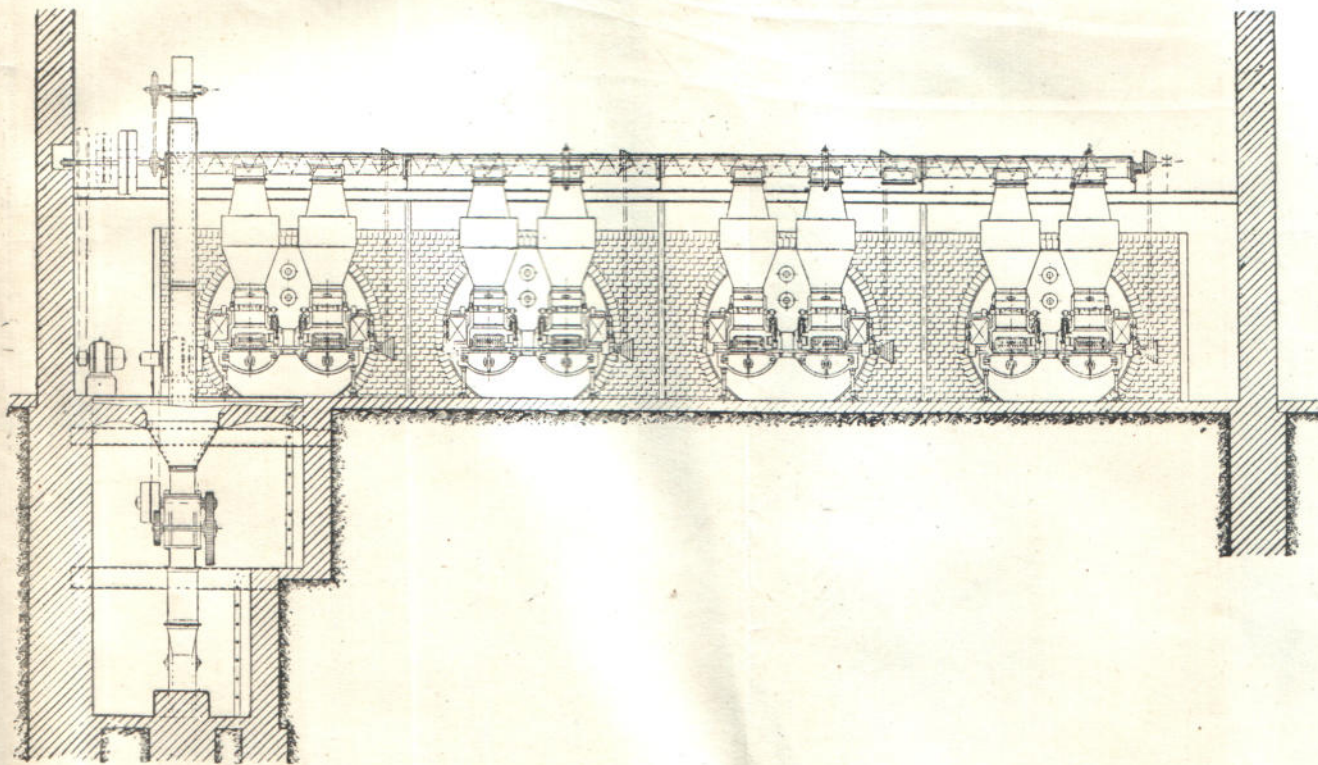
Фиг. 122. Установка для просушивания древесных опилок.



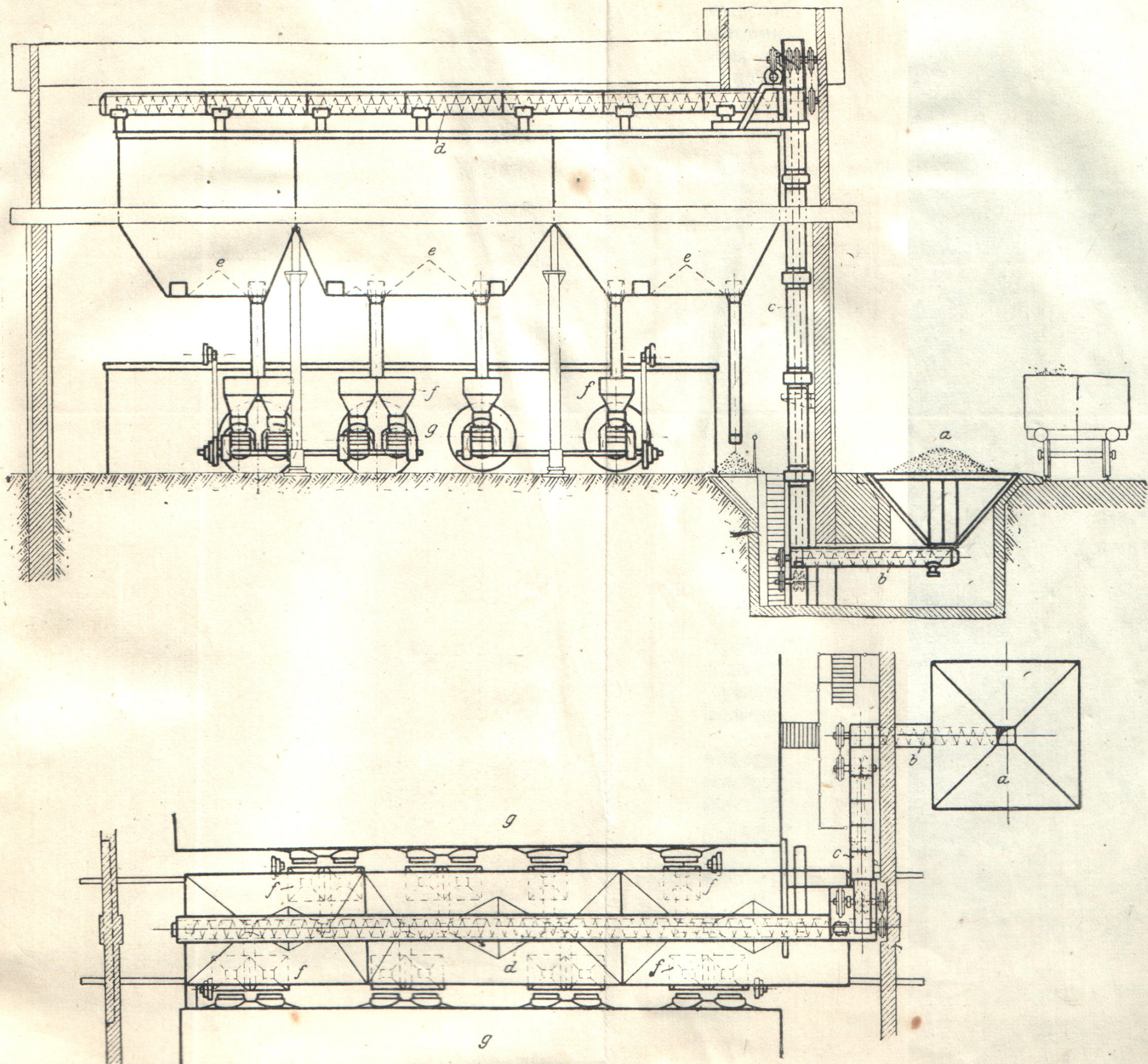
Фиг. 123. Установка для расера и помода калиной соли (Ampe-Giesecke).



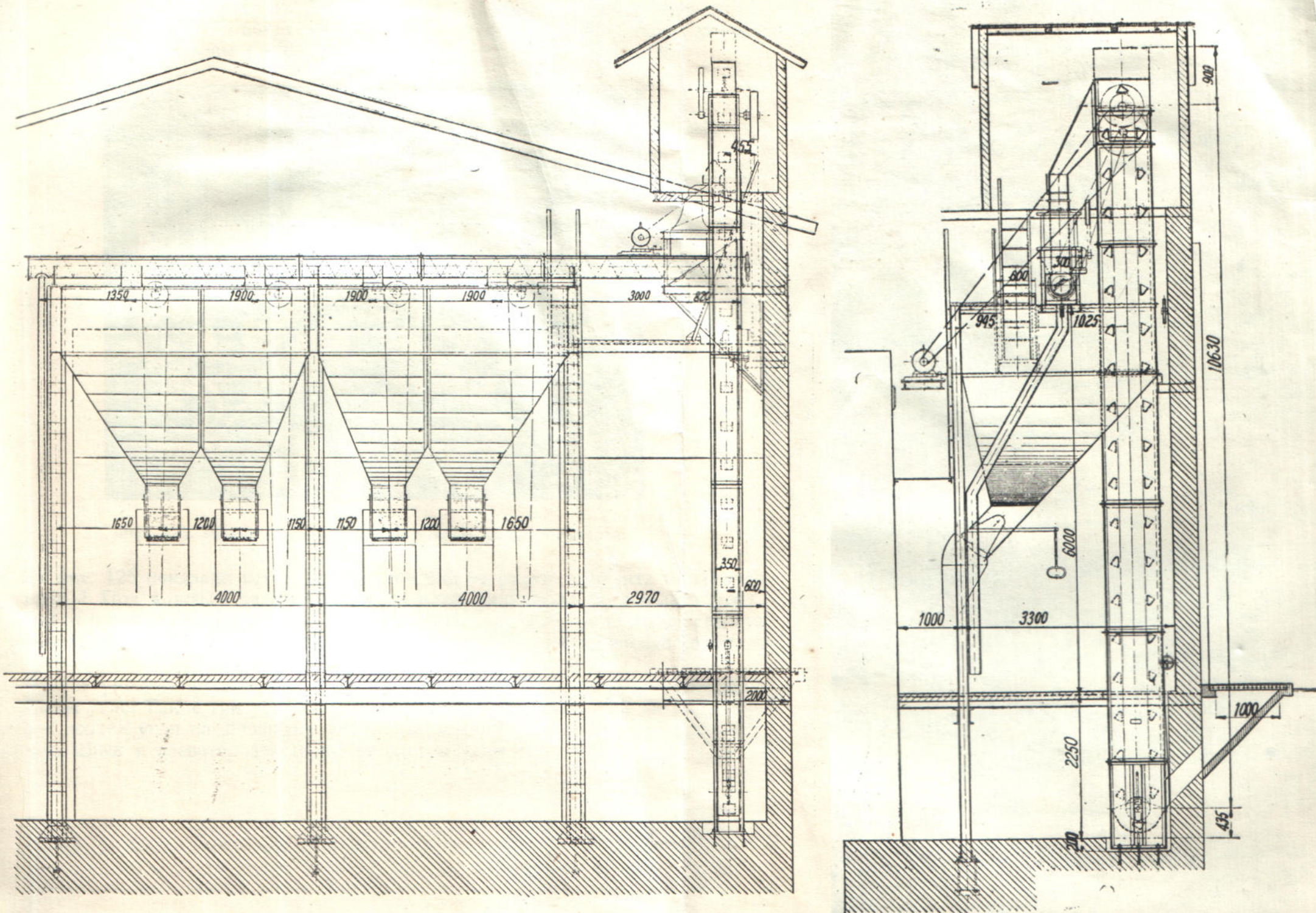
Фиг. 124. Проект оборудования погрузочных бункеров апатитовой обогатительной фабрики (Механобпроект).



Фиг. 126. Распределительный шнек над бункерами котельной (Торф).

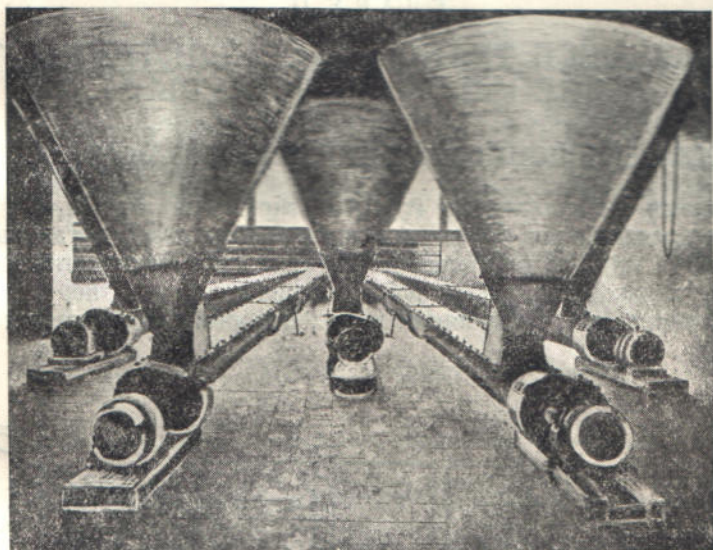


Фиг. 127. Распределительный шнек над бункерами котельной (Stotz).



Для отсасывания соляной пыли предусмотрена специальная эксгаустерная установка $e-f-g$; собранная в ресивере g пыль по рукаву спускается в погрузочный бункер.

Применение шнеков в погрузочном отделении обогатительной апатитовой фабрики видно на фиг. 124. Продукт подается двумя наклонными шнеками, сгружается на оба или один из двух продольных шнеков, распределяющих материал по бункерам. Для погрузки из бункеров в ж.-д. вагоны служат шнековые погрузочные машины по типу показанных на фигурах 107—109.



Фиг. 125. Шнеки для отгрузки материала из под бункеров.

На фиг. 125 показана установка шнеков для отгрузки продукта из группы бункеров.¹ Под каждым отверстием установлен полностью закрытый и действующий от индивидуального привода шнек. Такая система транспортных средств не загромождает помещения под бункерами и обеспечивает совершенно беспыльную работу.

Вполне уместно применение шнеков в некрupных котельных, работающих на мелком угле. Такие три установки видны на фигурах 126—128. Во всех трех случаях подъем угля на площадку над бункерами выполняется ковшевым элеватором. Шнек и элеватор действуют от одного привода.

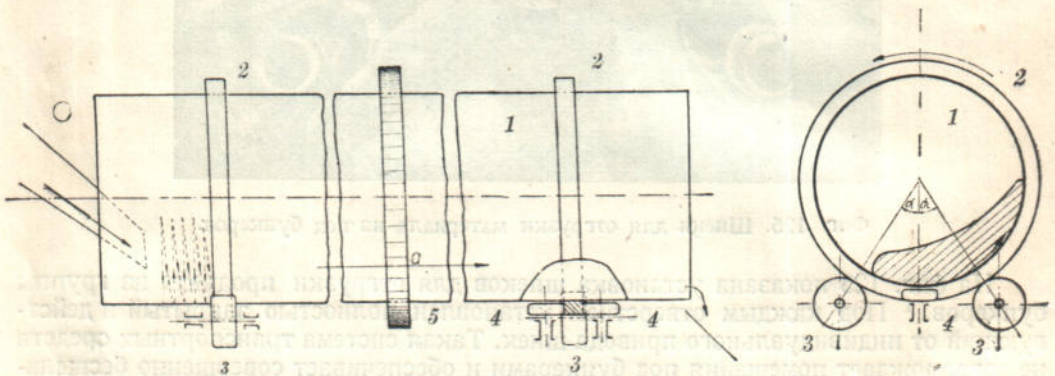
¹ «Technische Blätter», 1931, № 27, стр. 498

ГЛАВА II

ВРАЩАЮЩИЕСЯ ТРАНСПОРТЕРНЫЕ ТРУБЫ (ТУБУЛЯРНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ)¹

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вращающиеся транспортерные (транспортирующие) трубы или тубулярные транспортеры представляют собою тип транспортирующей установки, сочетающей почти всегда процесс перемещения с каким-либо технологическим процессом — сушки, охлаждения, увлажнения, смешивания или перемешивания, обжига, агломерирования, грануляции и пр., которому подвергается перемещаемый материал.



Фиг. 129. Схема транспортерной трубы с гладкой внутренней поверхностью и движения материала по ней:

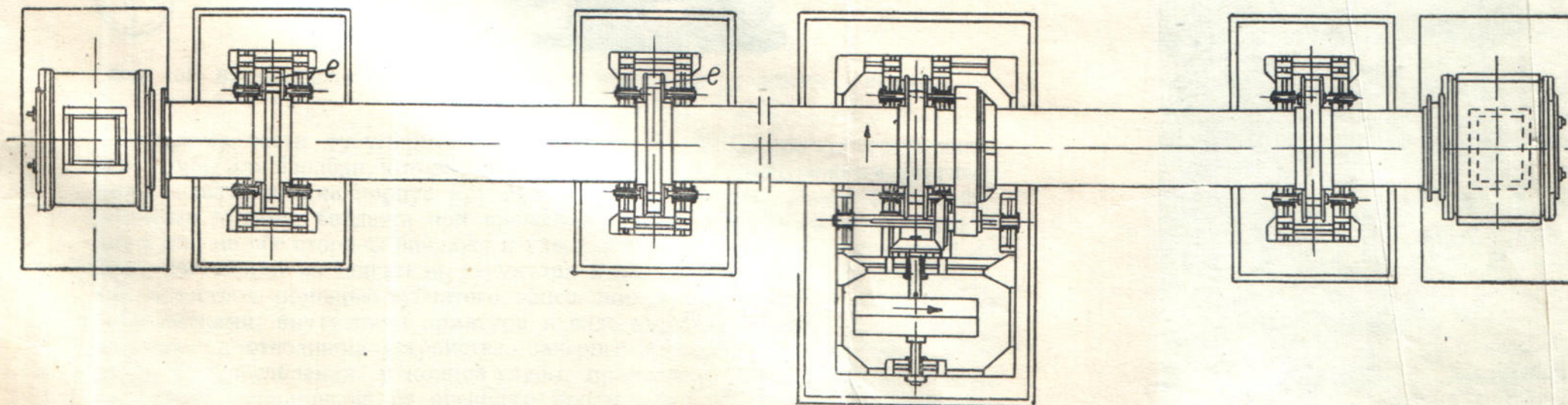
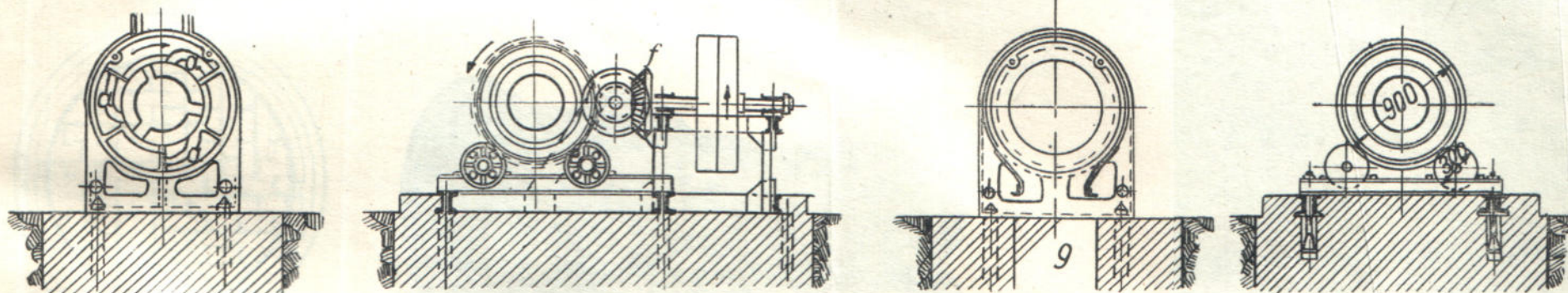
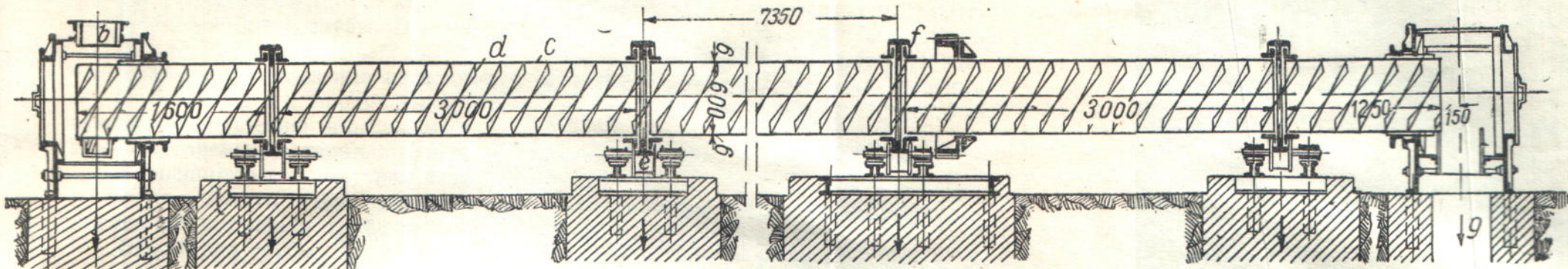
1 — барабан, 2 — бандаж, 3 — опорные ролики, 4 — упорные ролики, 5 — зубчатый венец.

Такие транспортеры применяются на металлургических, химических, цементных и сахарных заводах, в промышленности, перерабатывающей минералы, на рудниках и обогатительных фабриках, в сельском хозяйстве и пищевой промышленности.

Объектами перемещения в них могут быть всякого рода пылевидные материалы (угольная пыль, фосфоритная мука, цемент, гашеная известь, кальцинированная сода и пр.), смешанные, зернистые и кусковые материалы, как то: каменный и бурый уголь, руда, кокс, гравий, торф, шлаки, известь, формовочная земля и пр.

Принцип действия вращающейся транспортирующей трубы заключается в том, что вводимый в нее с одного конца материал, постепенно пересыпаясь во время ее вращения, получает вместе с тем поступательное движение вдоль оси трубы. Для этого барабаны с гладкой цилиндрической поверхностью внутри устанавливаются под некоторым углом к горизонту с наклоном в сторону доставки либо к цилиндрической поверхности барабанов изнутри крепится непрерывная винтовая лента или отдельные, расположенные по винтовой линии, лопасти, направляющие движение материала при вращении трубы.

¹ Tubular Conveyors, Rotary cylinder conveyors (англ.), Förderröhre (нем.).



Фиг. 130. Транспортерная труба (фирмы Stotz) с винтовой поверхностью внутри:

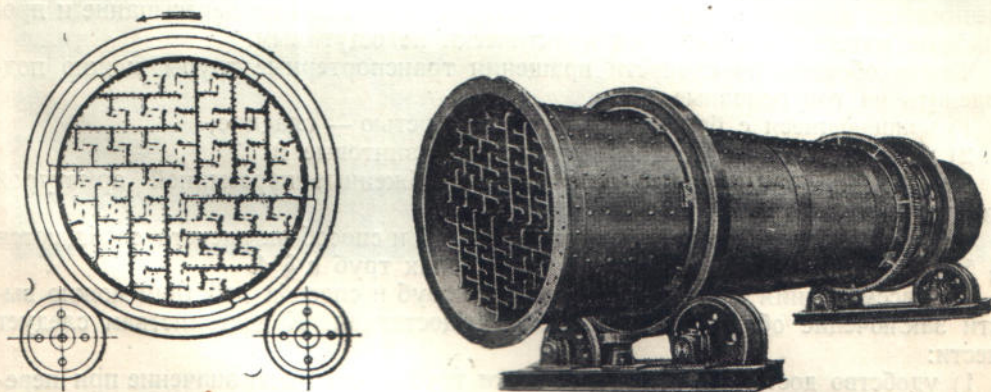
a — зачерпывающие лопасти, *b* — подводная труба, *c* — корпус трубы, *d* — трехходовая винтовая поверхность, *e* — роликовые опоры, *f* — привод, *g* — отводящая труба.

Таким образом принцип, в силу которого происходит движение материала, может быть назван гравитационным: поднятый на некоторую высоту трением о стенки трубы материал, сыпаясь под действием силы тяжести, получает перемещение в направлении продольной оси трубы (стрелка *a* на фиг. 129).

Кроме двух названных типов трубы — с гладкой и с винтовой поверхностью — существует еще третий тип с пересыпным устройством: внутри гладкой трубы крепятся продольные полочки, по которым пересыпается перемещаемый материал при вращении трубы. В некоторых конструкциях полость трубы делится на несколько изолированных продольных отделений (секционные трубы). Назначение полочек — усиление пересыпания материала и степени соприкосновения его со стенками и с продуваемым сквозь трубу воздухом или газом, способствующим выполнению определенной технологической операции — осушения, отвода выделяемых материалом газов, отвода тепла и пр.

Транспортеры с винтовой лентой устанавливаются обычно горизонтально, но могут работать и под небольшим углом вверх, два другие вида требуют постоянной установки трубы под наклоном по направлению доставки.

Общий вид трубы с гладкой внутренней поверхностью показан на фиг. 129, с винтовой лентой — на фиг. 130 и с пересыпным аппаратом — на фиг. 131.



Фиг. 131. Вращающийся сушильный барабан с пересыпным устройством (Imperial).

Составные части тубулярного транспортера в общем случае следующие: корпус трубы или барабан, который делается обычно круглого, реже квадратного сечения; охватывающие корпус круглые стальные бандажы; роликовые опоры, по которым катятся бандажы при вращении трубы; упорные ролики, сидящие по одну или по обе стороны бандажы и удерживающие трубу от осевых сдвигов; привод, состоящий из двигателя, редуктора и передачи вращения на барабан — наиболее часто с помощью зубчатого зацепления, реже — цепью или фрикционными катками; внутренняя арматура в виде винтовой ленты или полочек; подводящие и отводящие устройства, зачерпывающие приспособления, уплотняющие приспособления у концов трубы, применяемые, если полость трубы должна быть изолирована от внешнего пространства; подпорные устройства, устанавливаемые в некоторых случаях в конце трубы и служащие для увеличения слоя материала и удлинения периода прохождения его по трубе; смотровые люки (лазы).

Диаметр транспортерных труб с винтовой поверхностью принимается обычно от 200 до 1000—1200 мм. Верхний предел обеспечивает столь высокие производительности, что в больших размерах практически не возникает надобности. Длина транспортерных труб в одном агрегате достигает 100—110 м. Можно считать, что длина в 100 м близка к предельной при одном приводе. Число оборотов трубы колеблется, в зависимости от диаметра, от 14—15 до 45 в минуту, возрастая с уменьшением диаметра трубы (об этом см. ниже).

Сушильные барабаны изготавливаются значительно большего диаметра, достигающего 3,4 м (применение еще большего диаметра затруднительно по

габаритным условиям перевозки готовых секций барабана), меньшей длины, обычно около 10 диаметров, и вращаются со значительно меньшей угловой скоростью, делая примерно один оборот в минуту или немного больше.

Скорость вращения трубы является одним из существенных факторов продольного перемещения материала и определяет самый характер этого перемещения.

При вращении гладкой трубы с большой скоростью материал под действием центробежной силы прижимается к стенке трубы и трением поднимается на относительно большую высоту, а затем, отрываясь, либо полностью совершает свободное падение, либо частично скатывается по нижележащему слою материала, а частично сбрасывается вниз свободно.

В винтовой трубе, вращающейся со средней угловой скоростью, материал пересыпается по винтовым канавкам. Число оборотов в этом случае выбирается таким, чтобы могли быть достигнуты наибольший коэффициент наполнения трубы и наименьший расход энергии при заданной производительности.

В сушильных, обжигательных, агломерационных и пр. барабанах, в которых для завершения технологического процесса необходимо, чтобы материал оставался внутри барабана некоторое определенное время, скорость вращения принимается минимальная и влияние центробежной силы на пересыпание и продвижение материала становится практически не ощутимым.

Таким образом по скорости вращения транспортерные трубы можно подразделить на три основных типа:

- 1) вращающиеся с большой угловой скоростью — гладкие,
- 2) вращающиеся со средней скоростью — винтовые и
- 3) вращающиеся с малой скоростью, снабженные пересыпной арматурой или гладкие.

Теория действия быстро вращающихся труб и способ их расчета сообщаются в § 5, а расчетные данные о двух других типах труб в § 4.

Из рассмотрения типов транспортерных труб и способа действия можно вывести заключение об их достоинствах и недостатках. К достоинствам следует отнести:

1) удобство достижения герметичности трубы, что имеет значение при перемещении горячих, разъедающих, остропахнущих и выделяющих газы материалов, а также таких материалов, которые должны быть защищены от загрязнения;

2) отсутствие условий перемещения, способствующих слипанию материала, уплотнению и сжатию его в комки, как это имеет, например, место на шнеках или отчасти на скребковых транспортерах;

3) достижение интенсивного перемешивания и удобство сочетания перемещения с некоторыми названными выше технологическими процессами;

4) высокая надежность действия как вследствие простоты механизма, так и в силу отсутствия опасности застопоривания материала в трубе;

5) удобство достижения как очень медленного движения материала и низких производительностей, так и довольно высоких производительностей, достигающих сотен куб. метров в час (в винтовых трубах);

6) возможность достижения довольно значительных длин в одном агрегате.

К недостаткам транспортерных труб надо отнести:

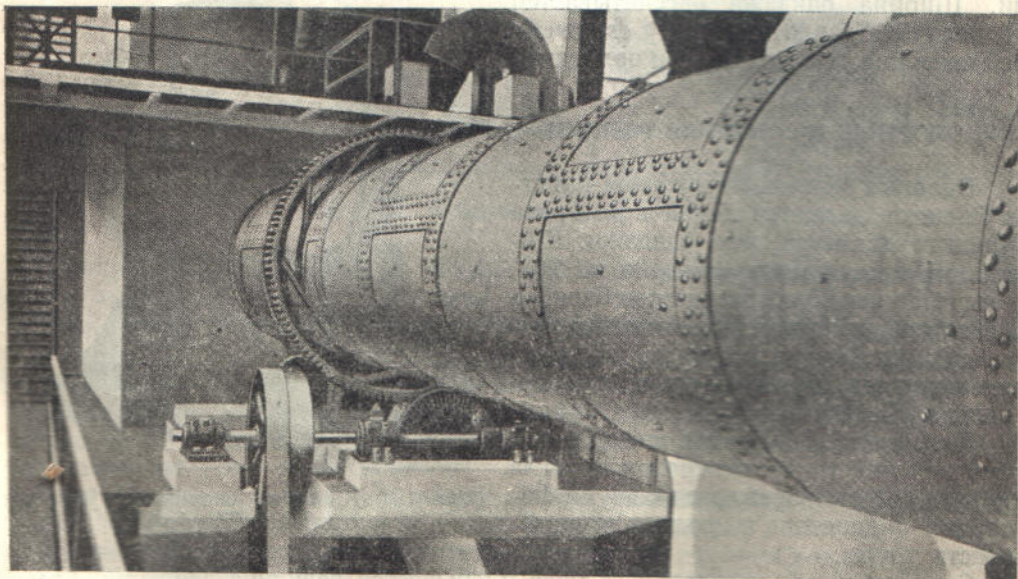
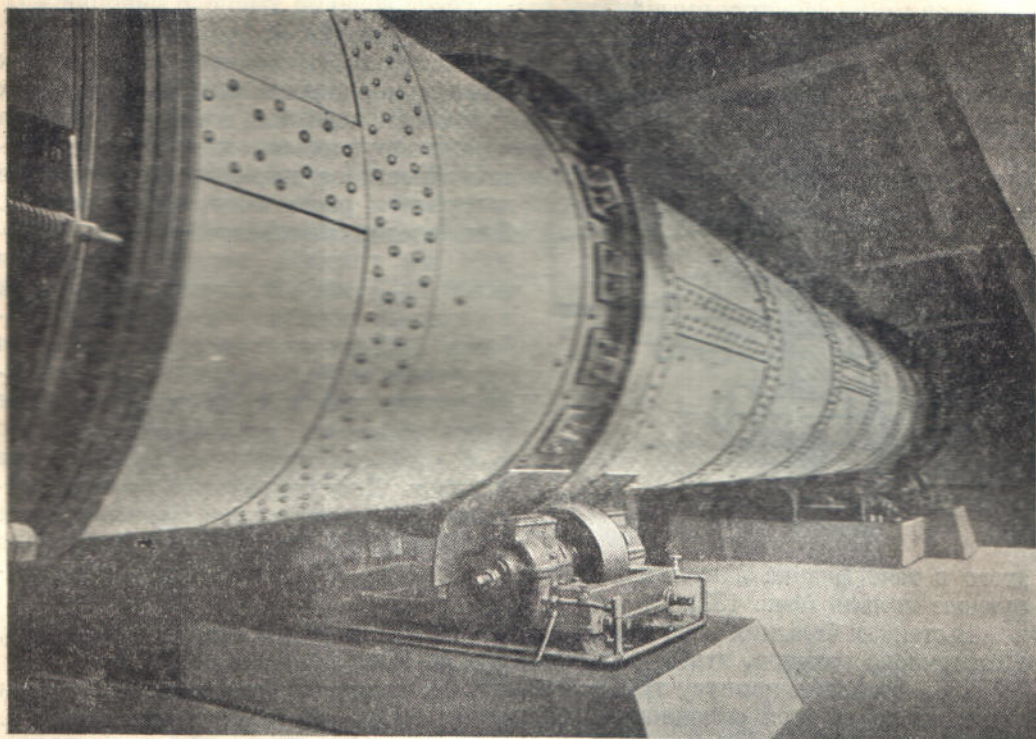
1) сравнительно большие габаритные размеры в высоту и большой собственный вес;

2) возможность перемещения только под небольшим наклоном вверх (с помощью винтовых труб); обычно, как указывалось, трубы располагаются горизонтально или с незначительным наклоном вниз;

3) расход мощности высок, на винтовых трубах он только немного ниже, чем на шнеках;

4) возможность повреждения материала, деградирующего при крошении (например кокса), происходящего вследствие интенсивного пересыпания;

5) хотя промежуточные загрузка и разгрузка трубы возможны и иногда применяются, но достигается это более сложным способом, чем на ряде других типов транспортерных устройств, в частности — на шнеках.

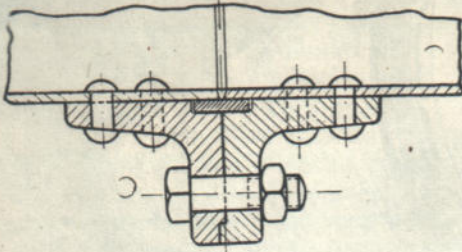


Фиг. 132. Внешний вид клепаного вращающегося барабана (Миаг).

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ

1. БАРАБАН

Корпус барабана или трубы склепывается или сваривается из железных листов (фиг. 132). В некоторых случаях в сушильных и агломерационных установках барабаны изнутри покрываются слоем меди или алюминия, иногда барабаны футеруются теплоизолирующими и жароупорными материалами. Толщина железных листов принимается в зависимости от диаметра барабана, его



Фиг. 133. Соединение секций на центрирующем кольце.

нагрузки и расстояния между опорами. Для средних диаметров трубы 800—1000 мм толщина листов принимается около 6—7 мм. В случае абразивных и влажных материалов делаются надбавки 1—2 мм на износ и коррозию. На барабанах наибольших диаметров толщина листов достигает 20 мм. Отдельные секции барабана, длиной обычно около 6—8 м, соединяются между собой на фланцах. Для сохранения прямолинейности оси имеет большое значение точное центрирование отдельных [секций. Для

этого в теле фланца делается заточка, в которую при сборке входит центрирующее кольцо (фиг. 133).

В стенках больших труб иногда устраиваются люки для осмотра и ремонта, достаточного размера, чтобы через них можно было пролезть.

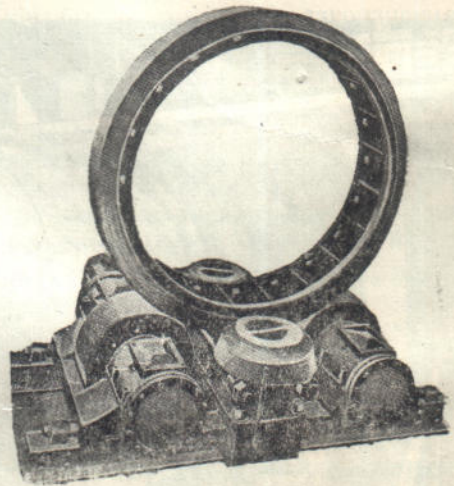
Для придания корпусу трубы большей прочности на опорах, на нее в этом месте наклепывается сплошная кольцевая накладка из более толстых листов. На накладке крепится на заклепках опорное кольцо, на которое насаживается в горячем состоянии бандаж. Вместо кольца на барабанах большого диаметра для поддержки бандажа крепится на болтах ряд отдельных литых опорных подушек с боковыми закраинами, удерживающими бандаж от продольного сдвига (фиг. 132, вверху). Во избежание развальцовки и увеличения диаметра бандажа его следует изготовлять из твердой стали. Ширина бандажа рассчитывается по величине давления между его внешней поверхностью и опорными роликами.

2. ОПОРНЫЕ И УПОРНЫЕ РОЛИКИ

Опорные ролики, по которым катятся бандажи, делаются обычно в 3—4 раза меньшего диаметра, чем бандажи. Ширина их принимается примерно на 20% больше ширины бандажей. Если барабан подвержен действию переменных температур, то ширину роликов, учитывая изменения его длины, следует еще несколько увеличить.

При выборе расстояния между роликами или, что то же, центрального угла 2α (фиг. 129) сообразуются с двумя факторами — давлением на ролики и устойчивостью трубы.

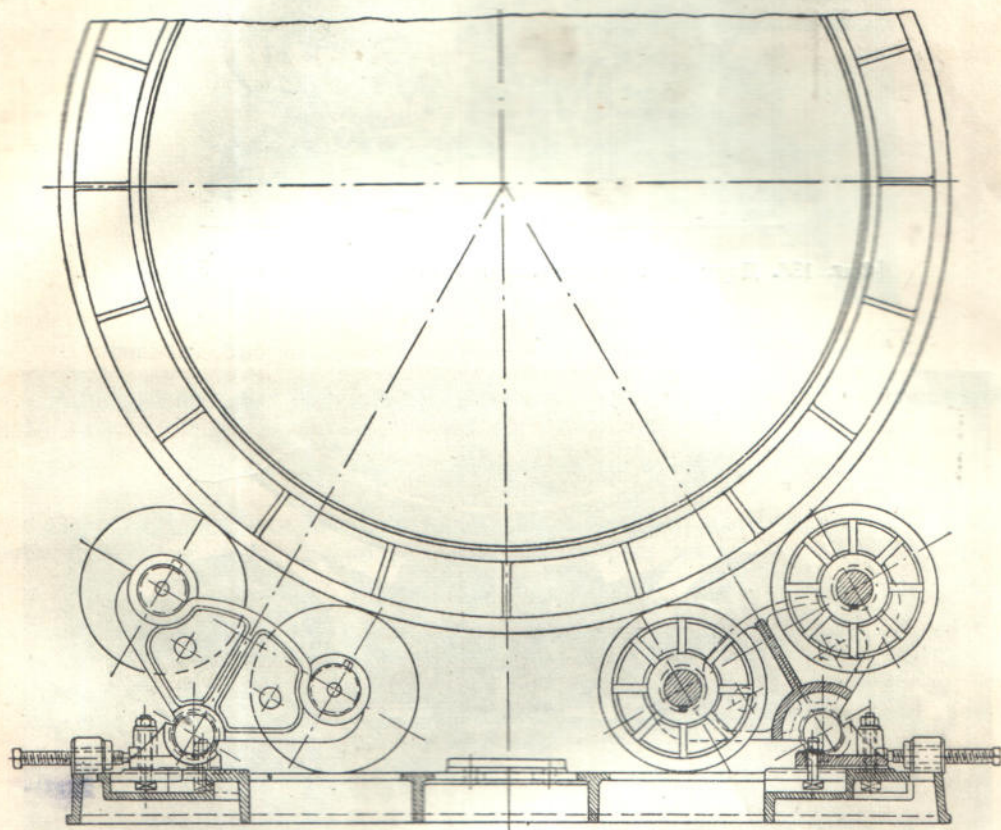
С уменьшением центрального угла уменьшается величина давления, благодаря чему облегчаются опорные конструкции, а также сокращается расход мощности на трение в подшипниках, однако вся система проигрывает в устойчивости. Поэтому для быстро вращающихся барабанов центральный угол следует назначать несколько больше, чем для медленно вращающихся. Обычный угол $2\alpha = 60^\circ$.



Фиг. 134. Комплект опорных и упорных роликов (Traylor).

Конструкция плиты с опорными и упорными роликами показана на фиг. 134. Подшипники опорных роликов снабжаются нажимными установочными винтами. Тип подшипников, вследствие тяжелой непрерывной работы, имеет особенно существенное значение, поэтому обычно применяются подшипники с принудительной смазкой и невысоким удельным давлением на цапфах.

При больших тяжелых барабанах ставятся иногда по два ролика, подшипники которых установлены на шарнирных коромыслах (фиг. 135), однако некоторые фирмы (например Kennedy), основываясь на своем опыте, считают более рациональным увеличивать размеры и усиливать конструкцию двухроликовой опоры, чем переходить на четырехроликовую.



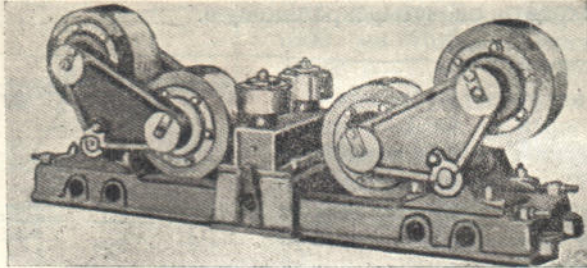
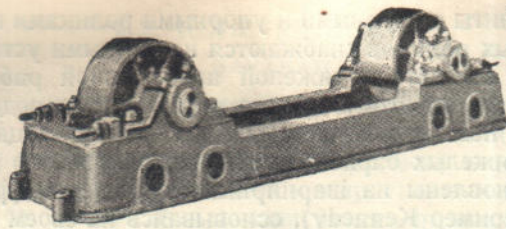
Фиг. 135. Четырехроликовая опора.

В случае четырехроликовой опоры, для достижения компактности подшипников, их иногда делают роликовыми (фиг. 136, снизу).

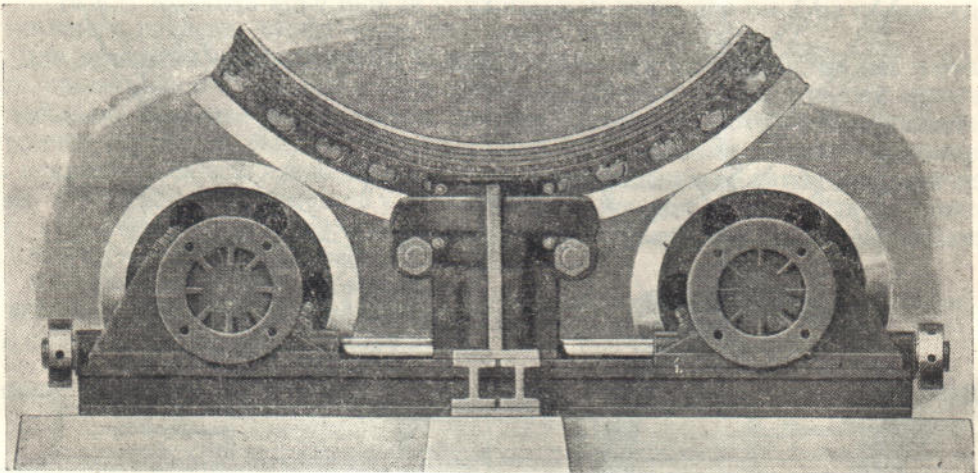
Весьма совершенный способ закрепления подшипников, облегчающий монтаж и обеспечивающий равномерность распределения на них нагрузки, показан на фиг. 137 и 138. Подшипники установлены на плите на салазках и стягиваются двумя мощными болтами, воспринимающими силы распора. Благодаря этому система получается самоустанавливающейся. На тот и другой ролик передается одинаковое давление от банджака.

Как показано на фиг. 138, между обоими подшипниками ролика делается иногда литая ванна, в которую ролик опущен примерно наполовину. Погружение роликов в ванну способствует охлаждению их, необходимому иногда вследствие нагрева роликов при вращении.

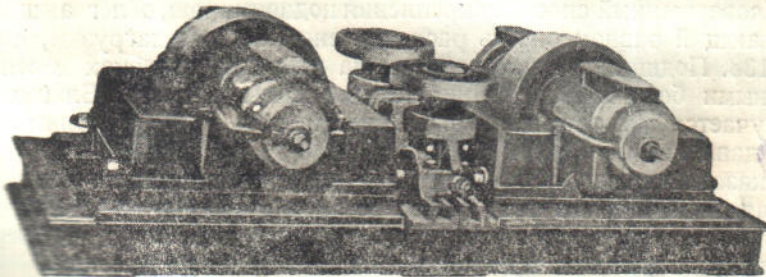
Упорные ролики, служащие для восприятия осевого давления на наклонных трубах и удерживающие от продольного сдвига также и горизонтальные трубы, несут значительно меньшую нагрузку и поэтому делаются более легкой конструкции. Они монтируются на консольных осях. Для регулирования



Фиг. 136. Двух- и четырехроликовая]опора (Bartlett and Snow).

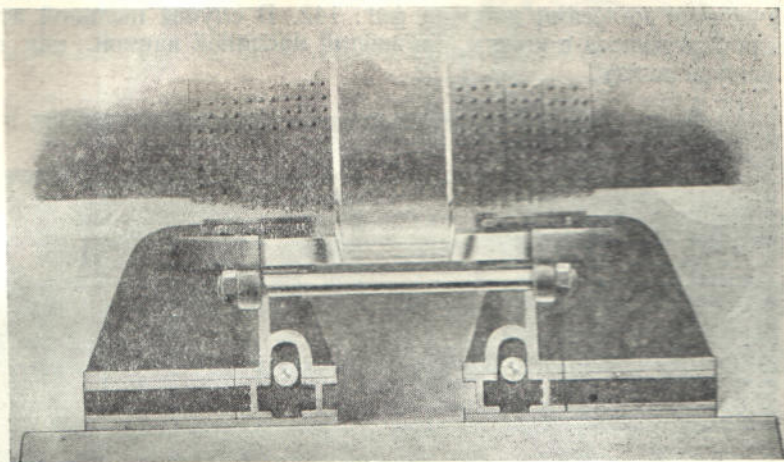


Фиг. 137. Опорные ролики со стяжными болтами (Kennedy).



Фиг. 138. Опорные ролики со стяжными болтами (Miag).

положения они также снабжаются установочными болтами, а иногда оси их крепятся в эксцентричных обоймах, так что поворотом обоймы достигается перестановка ролика. В некоторых конструкциях бандажи и ролики делаются с коническими скосами, как видно на фиг. 139.

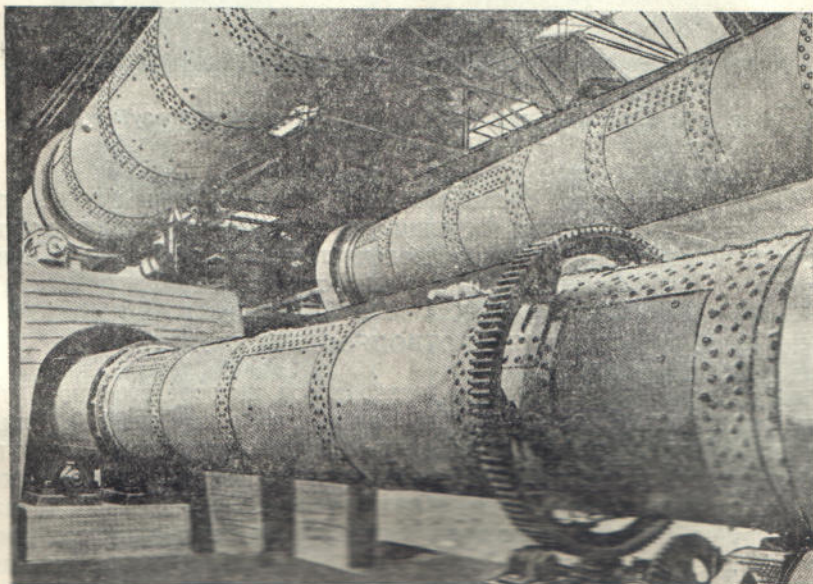


Фиг. 139. Упорные конические ролики со стяжными болтами (Kennedy).

Рамы для опорных роликов изготовляются клепкой или сваркой из профильного железа, чаще же литыми из чугуна или стали.

3. ПРИВОД

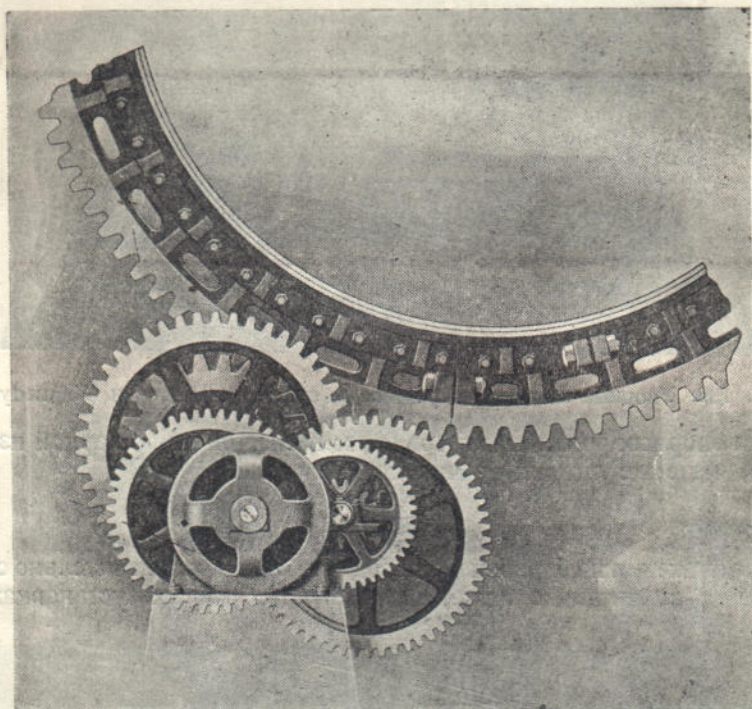
Передача движения на барабан производится почти исключительно с помощью зубчатых колес, значительно реже, на некоторых малых установках, цепью,



Фиг. 140. Укрепление приводного зубчатого кольца на стяжных накладках (Miag).

охватывающей венцы цепного колеса, насаженный на барабан. Зубчатый венец укрепляется на барабане на косых, слегка пружинящих спицах (фиг. 132). Иногда спицами служат приклепываемые к корпусу трубы косые консольные накладки, придающие соединению некоторую эластичность (фиг. 140).

В качестве передаточного механизма служат ременная передача, зубчатые конические и цилиндрические колеса, а также винтовая передача. Пример передачи ремнем, конической и цилиндрической парой колес показан на фиг. 132. Весьма компактное расположение четырехступенчатой передачи зубчатыми колесами видно на фиг. 141. Расположение двухступенчатой передачи коническими и цилиндрическими колесами дано на фиг. 142. В случае пыльной атмосферы полезно заключать колеса в кожух, служащий масляной ванной, как показано на той же фигуре внизу.



Фиг. 141. Приводной механизм из четырехступенчатой зубчатой передачи (Kennedy).

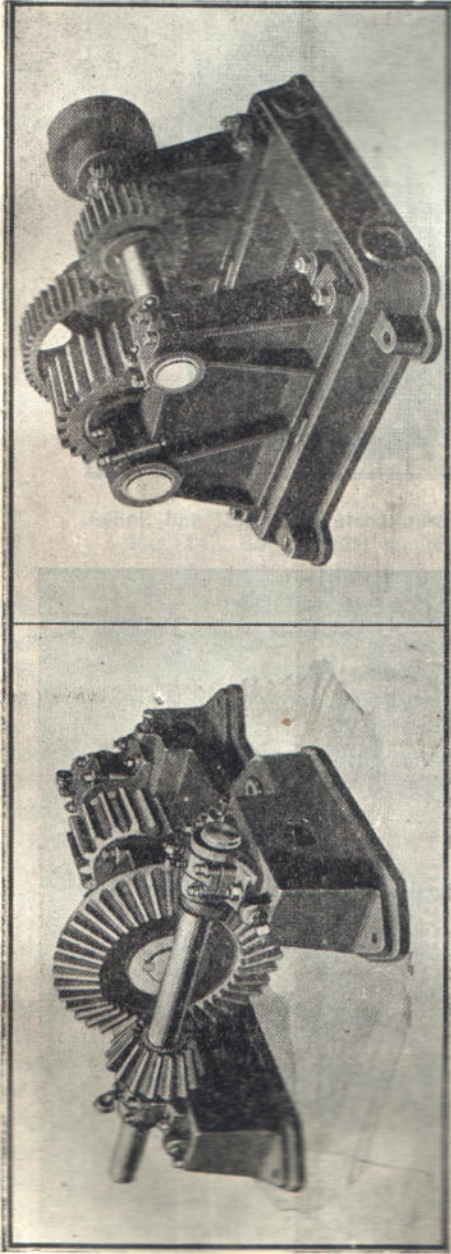
Обычно привод стараются располагать по середине длины трубы. Это имеет особенно существенное значение на длинных и тяжелых установках, так как скручивающий момент при этом распределяется поровну на обе половины и кроме того установка выигрывает в плавности хода.

ПОДВОДЯЩИЕ И ОТВОДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА

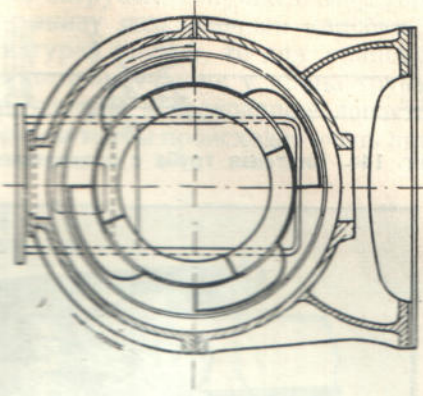
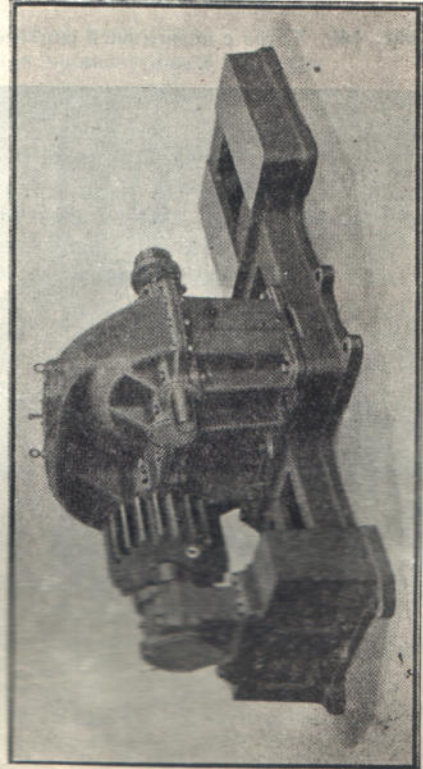
Загрузка трубы с торца может производиться непосредственно с подводящего лотка, входящего в полость трубы, как показано на фиг. 129, или засыпкой материала в загрузочную коробку, охватывающую загрузочный конец трубы. В последнем случае внешняя поверхность части трубы, входящей в коробку, снабжается мелкой винтовой лентой, подгребающей при вращении материал к отверстию трубы, и зачерпывающими ковшами, укрепленными над прорезами в стенке трубы. Такими ковшами снабжена труба на фиг. 130. Еще одна конструкция загрузочной коробки и трубы с ковшами видна на фиг. 143.¹

Один из типов загрузочного и разгрузочного приспособления, облегчающий устройство уплотнения по обе стороны трубы в тех случаях, когда это требуется, виден на фиг. 144. Материал подводится и отводится с помощью шнеков, причем

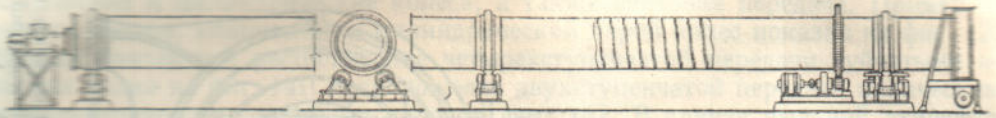
¹ А. Д. Ластовский и А. Д. Метельский, Вращающиеся транспортные трубы, «Химстрой» 1932, № 8-9.



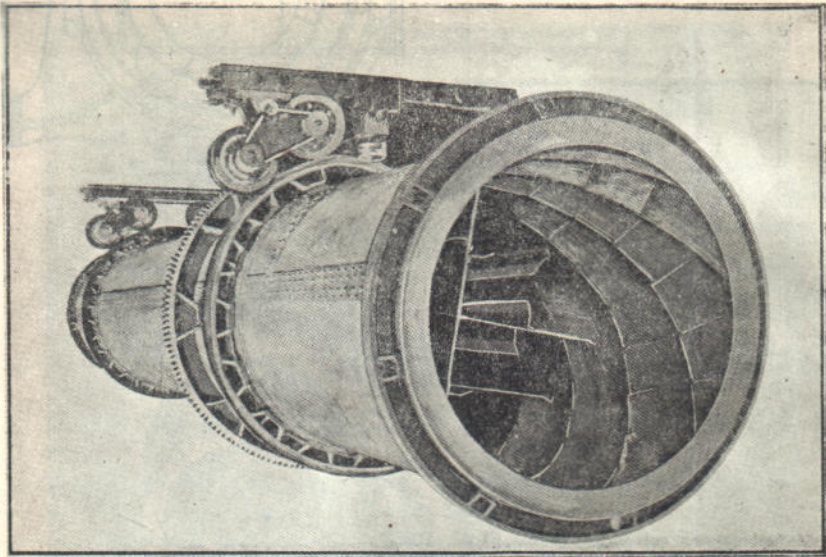
Фиг. 142. Приводные механизмы с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами (Bartlett and Snow).



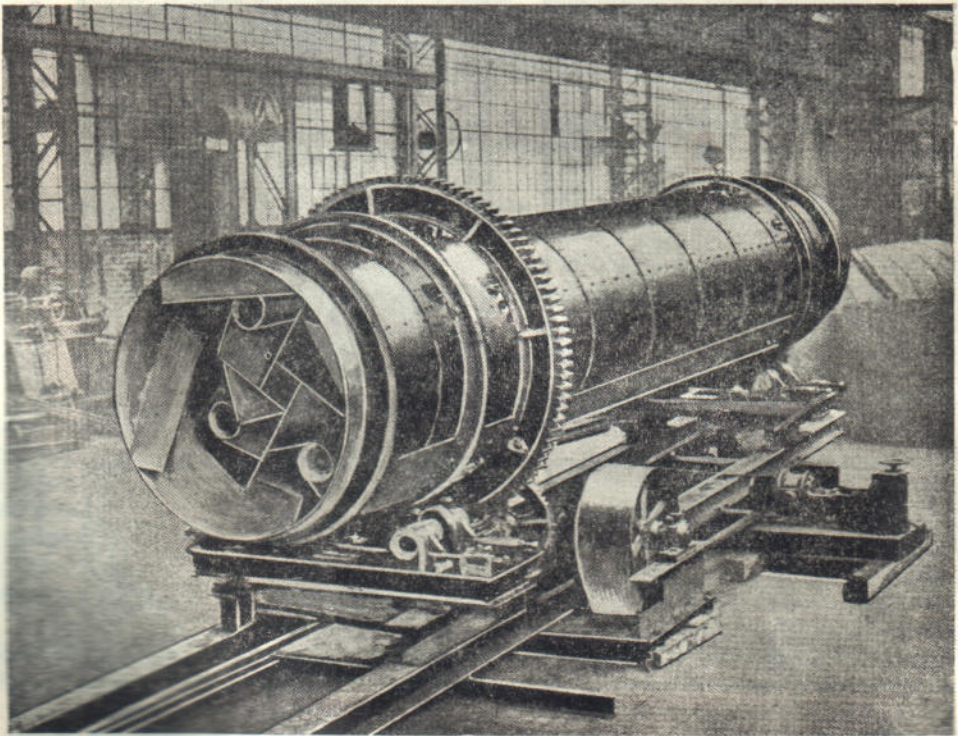
Фиг. 143. Загрузочная коробка и труба с зачерпывающими ковшами.



Фиг. 144. Винтовая труба с подводящим и отводящим шнеками (Link-Belt).



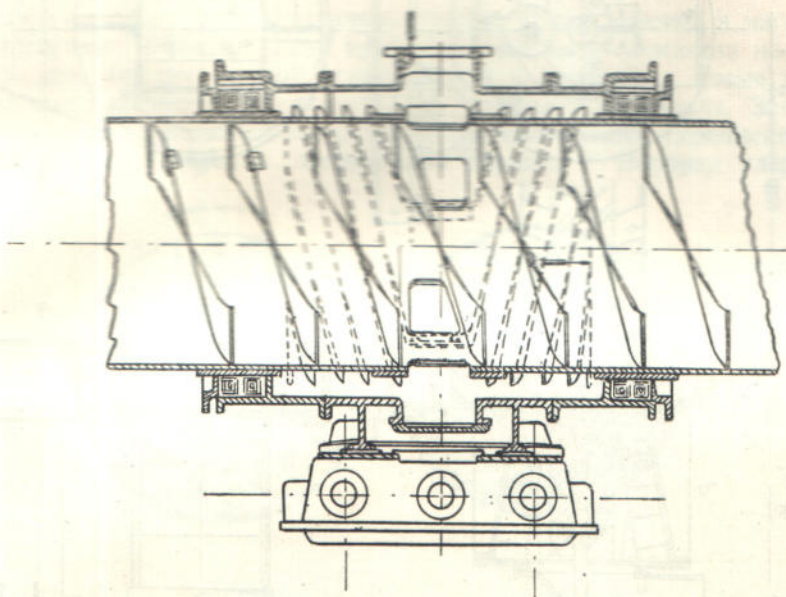
Фиг. 145. Труба с подводящей винтовой поверхностью (Bartlett and Snow).



Фиг. 146. Труба с зачерпывающими и подводящими лопастями (Bomag).

подводящий шнек загружает его в короткий патрубок, сопряженный с торцевой крышкой трубы, а отводящий установлен внизу разгрузочной коробки.

Если трубы снабжаются полочной арматурой внутри, то для равномерного питания и распределения материала на некотором участке у конца трубы крепятся отрезки винтовой ленты или зачерпывающие и подводящие лопасти, как показано на фиг. 145 и 146. Концевая разгрузка трубы происходит очень просто — пересыпанием материала через край.



Фиг. 147. Загрузочная коробка для промежуточной загрузки.

В некоторых случаях, например в конструкциях сушильных барабанов, для увеличения коэффициента наполнения барабана и вместе с тем времени пребывания материала в барабане, у выходного конца его устраиваются так называемые подпорные приспособления. Такие приспособления имеют вид кольца, которое укрепляется изнутри у грани трубы (фиг. 153), дроссельного диска или специального типа жалюзи.¹ Включением отводящего шнека (фиг. 144) также можно регулировать величину подпора в трубе.

Транспортерные трубы допускают также промежуточную загрузку и разгрузку, однако эти устройства вносят в конструкцию трубы некоторое усложнение.

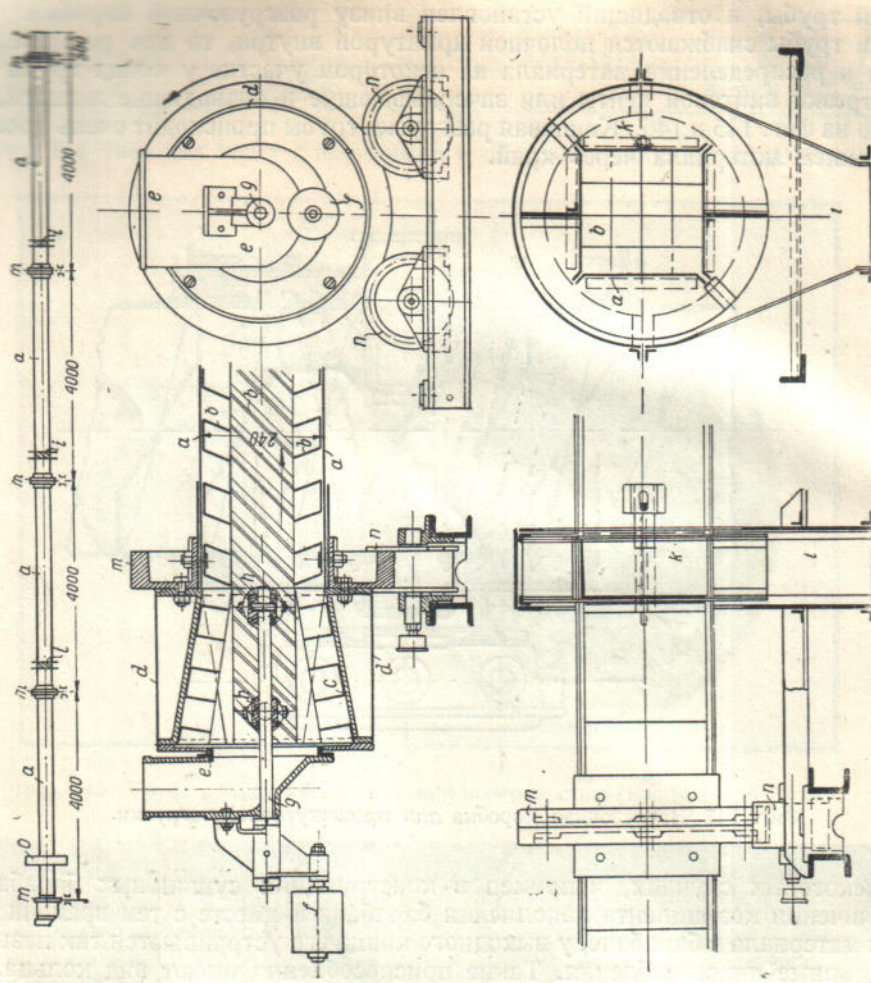
В случае промежуточной загрузки материал засыпается в загрузочную коробку, конструкция которой видна на фиг. 147. Труба, как указывалось, снабжается подгребающими наружными шнеками и зачерпывающими ковшами. С обеих сторон коробки устанавливаются сальниковые уплотнители.

Для промежуточной разгрузки трубы в стенке ее достаточно сделать 2—4 отверстия с выдвигаемыми задвижками. Однако, промежуточный разгрузочный пункт требуется обычно включать и выключать на ходу. Для этой цели фирма Stotz предлагает конструкцию, показанную на фиг. 148.

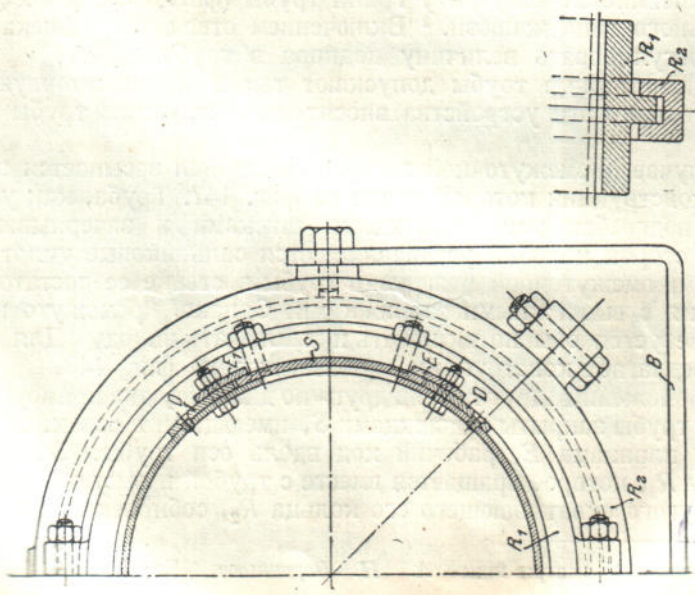
Расположенные друг против друга по диаметру два прямоугольных отверстия в стенке трубы закрыты задвижками S , имеющими в пазухах, образуемых приболченными планками E , рабочий ход вдоль оси трубы. Задвижки приболчены к кольцу R_1 , которое вращается вместе с трубой и выступающей обоймой входит в паз другого охватывающего его кольца R_2 , собираемого из двух половин. На

¹ Подробнее смотри инж. А. П. Ворошилов, [Барабанный сушильный аппарат, 1934, стр. 11.

См. также «Вестник Демаг», май 1934, стр. А 19.



Фиг. 149. Труба квадратного сечения с промежуточной разгрузкой в нескольких пунктах (Stuess).



Фиг. 148. Приспособление для промежуточной разгрузки (Stotz).

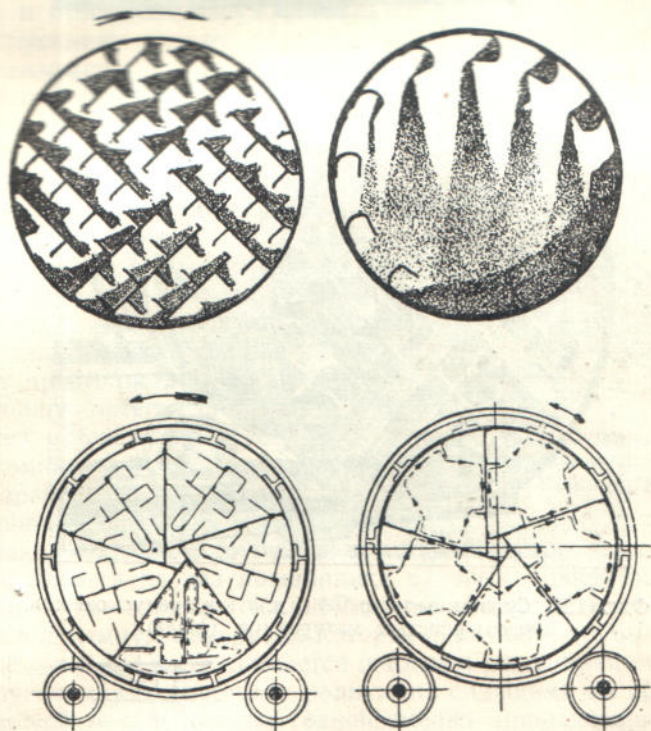
цапфах этого кольца укреплен бугель B , с помощью которого и производится открывание и закрывание отверстий.

Для смазки скользящих поверхностей колец R_1 и R_2 во втором кольце крепится масленка Штауфера. Трение обоих колец при вращении трубы составляет один из недостатков этой конструкции.

§ 3. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ

1. Кроме круглых труб применяются также более простые в изготовлении трубы *квадратного сечения*. Такая труба системы Suess показана на фиг. 149.

На среднем участке каждой стенки трубы a укреплены косые планки b , создающие направляющие поверхности для движения материала. Загрузочный конец трубы имеет конический раструб c , в который входит укрепленная на оси g , сидящей в подшипниках h , загрузочная воронка e . Воронка удерживается



Фиг. 150. Типы пересыпных устройств в сушильных барабанах.

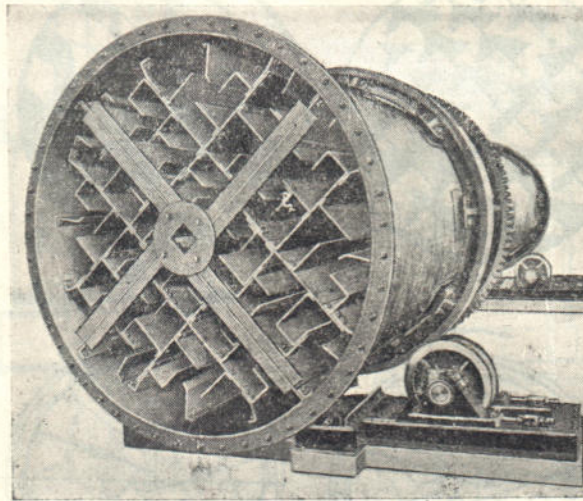
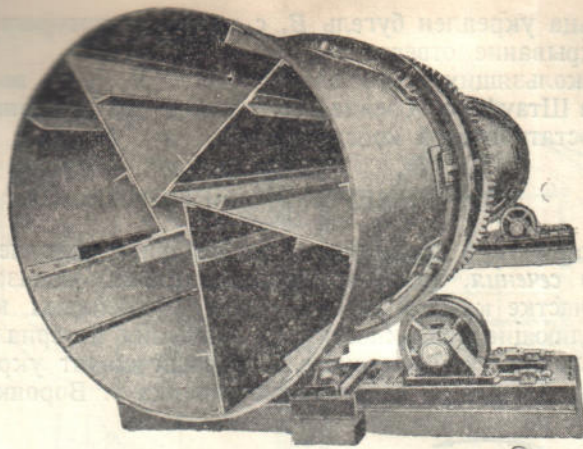
в рабочем положении грузом f . Труба в нескольких пунктах бандажами m опирается на катки n и вращается с помощью приводного ремня, охватывающего шкив o . Для промежуточной разгрузки, выполняемой в пунктах i , труба снабжается шиберной задвижкой k , передвижной в направлении оси.

Пересыпание материала в трубе квадратного сечения вследствие разрыва по углам винтовой линии получается менее плавным, чем в цилиндрической трубе, поэтому такие трубы следует применять для материалов, не боящихся измельчения, например в цементном производстве.

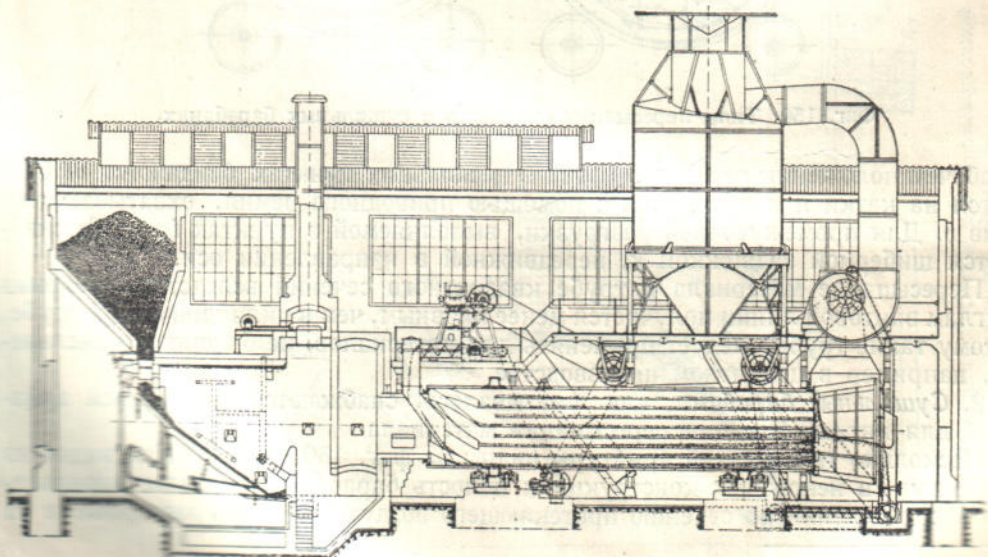
2. Сушильные барабаны, как указывалось, снабжаются внутренней арматурой для интенсификации пересыпания материала.

Несколько типов такой арматуры видны на фиг. 150¹ и 151. Как видно из этих фигур, в некоторых конструкциях полость барабана для более равномерного распределения по сечению протекающего воздуха или газа разгорожена на

¹ K. d'Huart, Die Trockung der Kohle, «Der Bergbau», 1931, № 7—8.



Фиг. 151. Сушильные барабаны для крупнокусковых и мелкозернистых материалов (Haas).



Фиг. 152. Общий вид сушильного барабана с буроугольной топкой (Demag).

несколько отделенных одна от другой продольных секций, в некоторых — полость остается неразделенной.

Из двух типов арматуры, показанных на фиг. 151, первый применяется при крупнокусковом материале и когда требуется прочищать трубу от налипшего материала, а второй — для мелкозернистых и не пристающих к стенкам материалов.

Общий вид установки сушильного барабана виден на фиг. 152. Подлежащий сушке материал (бурый уголь) подводится сверху слева винтовым питателем, попадает на лопастное загрузочное приспособление и распределяется по полочкам укрепленного внутри барабана пересыпного устройства. Установленная в конце трубы переставная перегородка является подпорным устройством, регулирующим степень наполнения барабана.

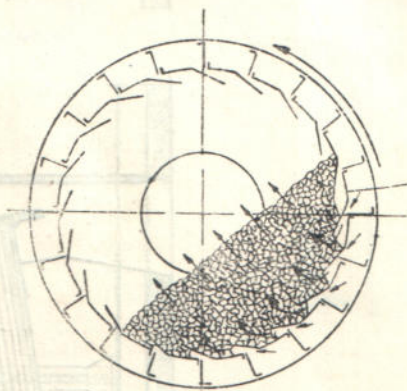
Топка сушила отапливается бурым углем. Топочные газы движутся внутри барабана в том же направлении, что и материал (прямоточная система). Из барабана они отсасываются центробежным вентилятором, проходят пылеотделитель (циклон) и отводятся наружу. Пыль из циклона по спускному рукаву подается на шнек и присаживается к осушенному материалу. В некоторых случаях, в зависимости от технологического процесса, предпочитают систему встречного движения материала и газов; если материал и газы не должны входить в непосредственное соприкосновение, то их направляют вне трубы так, чтобы они по возможно большей поверхности омывали ее снаружи. Для некоторых материалов применяется смешанная комбинированная система (фиг. 153) — газы частично омывают барабан по кольцевому пространству, частично проходят сквозь толщу материала и затем отсасываются через отверстие в трубе.

Весьма компактный тип вращающегося сушильного барабана, применяемого для каменного и бурого угля, кокса и торфа крупностью до кулака, — барабан с трубчатой арматурой внутри, показан на фиг. 154.

Барабан опирается на два подшипника с полыми цапфами, через которые вводятся и выводятся горячие газы. Материал подводится по широкой вертикальной трубе в приемную камеру, из которой попадает в трубы диаметром 102—108 мм. Осевое давление воспринимается шаровым подшипником. Передний подшипник разгружен двумя опорными роликами, сидящими на коромыслах с пружинной подвеской и служащими одновременно приводными фрикционными катками. Фирма R. Wolf-Buckau сообщает, что она строит такие сушильные барабаны диаметра 3,6 м, длиной 8 м и с поверхностью нагрева до 1820 кв. м. Наибольшее применение такие сушильные барабаны имеют в котельных установках, работающих на пылевидном топливе. Общий вид сушильной установки для угля, идущего на брикетирование, виден на фиг. 155.¹

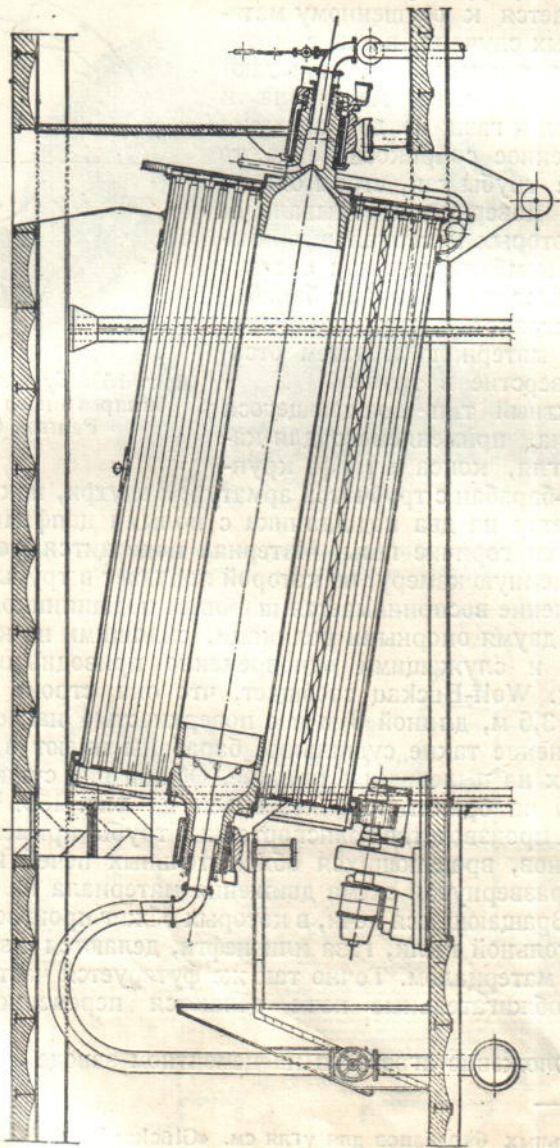
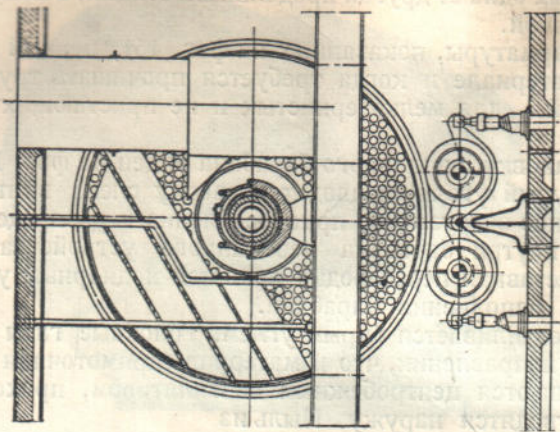
3. В цементном производстве транспортные трубы применяются в качестве сушильных барабанов, вращающихся обжигательных печей и холодильников. Последовательная развернутая схема движения материала на цементном заводе видна на фиг. 156. Вращающиеся печи, в которых обжиг производится сжиганием в полости трубы угольной пыли, газа или нефти, делаются изнутри футерованными огнеупорным материалом. Точно так же футеруется часть барабана холодильника. Часто обжигательные печи делают переменного диаметра по длине.

Взаимное расположение агрегатов на цементном заводе видно на фиг. 157.

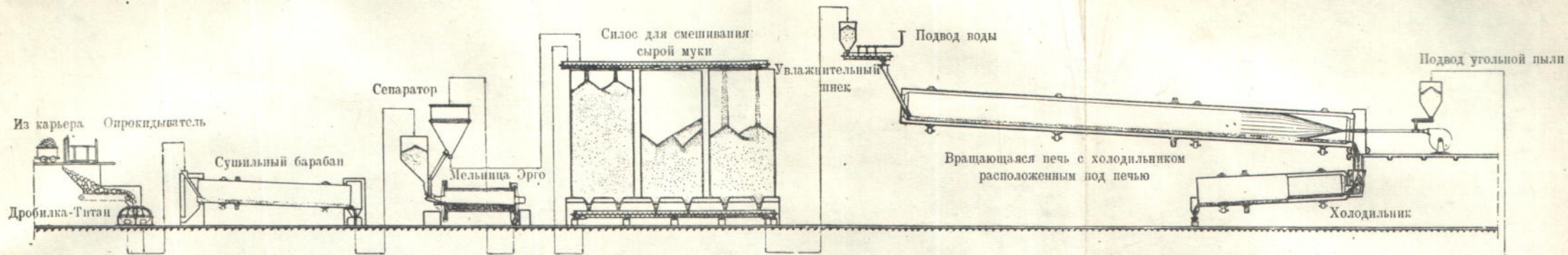


Фиг. 153. Сушильный барабан комбинированного действия системы Pehrson (Karlstadt).

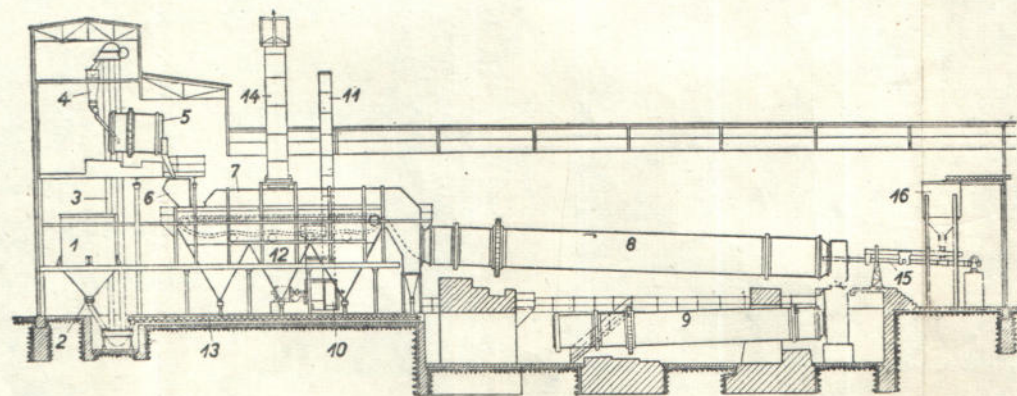
¹ Описание сушильных барабанов для угля см. «Glückauf», 1931, № 9, стр. 281; «Colliery Engineering», март 1933, стр. 93; «Der Bergbau», 1931, № 7 и 8, стр. 85 и 101.



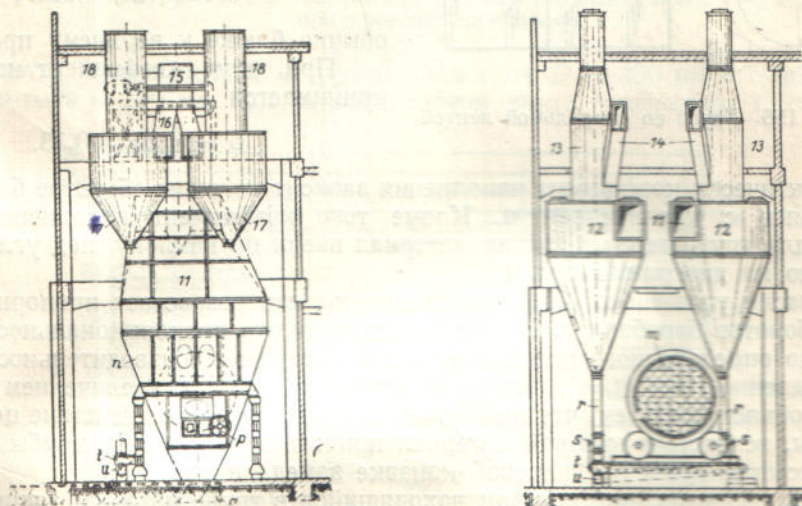
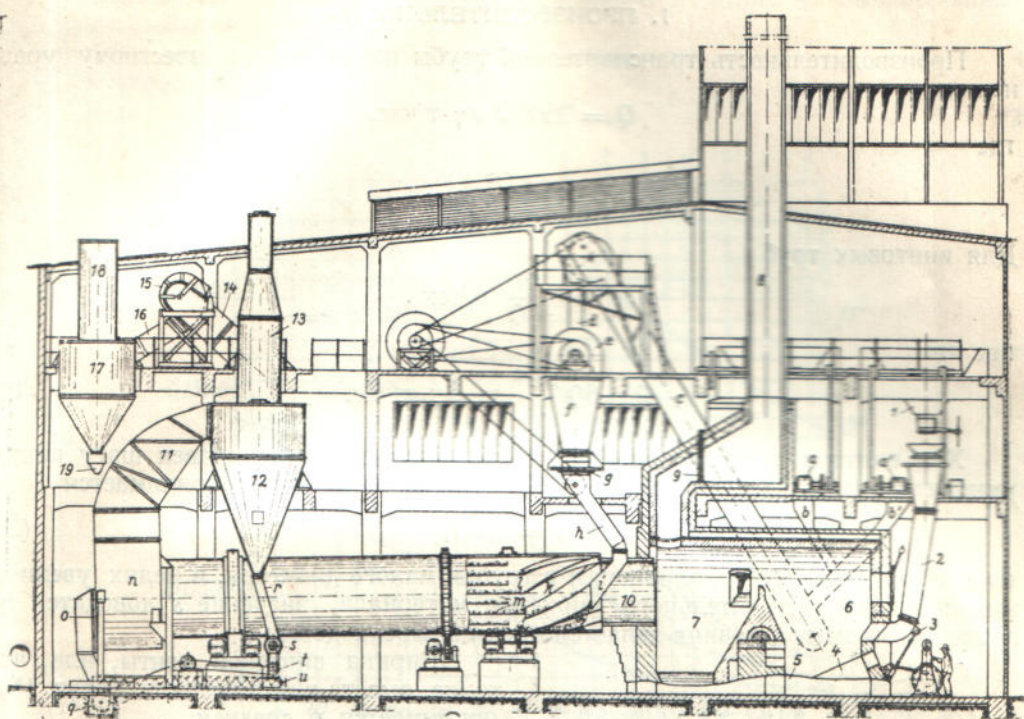
Фиг. 154. Сушильный барабан с трубчатой арматурой (R. Wolf-Vuckau).



Фиг. 156. Развернутая схема движения материала на цементном заводе.



Фиг. 157. Расположение агрегатов на цементном заводе:
 1 — приемный бункер, 2 — шнековый питатель, 3 — элеватор, 4 — воронка, 5 — грануляционный барабан,
 6 — воронка, 7 — цепная лента, 8 — вращающаяся печь, 9 — вращающееся сушило.



Фиг. 155. Общий вид сушильной установки для брикетного угля (Demag).

Числа от 1 до 19 обозначают приспособления для производства и проводки газов или испарений, буквы же от *a* до *u* — приспособления для подачи, переработки и проводки просушиваемого материала.

1—бункер для склада угля, 2—закрытый со всех сторон скат, 3—регулирующее приспособление для колосников тонки, 4—механическая колосниковая решетка, 5—зольник (установка для размельчения), 6—камера горения, 7—вторичная камера горения, 8—вспомогательная дымовая труба с запорной задвижкой 9, 10—патрубок барабана в печи, 11—соединительный трубопровод к сухому циклопу 12, 13—трубы для испарений с выхлопной трубой при взрывах, 14—всасывающий патрубок вентилятора 15, 16—напорный патрубок к мокрому циклопу 17, 18—выходная труба для испарений, 19—сточный желоб для воды, *a* и *a'*—ленточный транспортер для подвоза сырого угля, *b* и *b'*—скаты для сырого угля, *c*—элеватор, *d*—магниты для удаления железных частей, *e*—мельница с воронкой *f*, *g*—тарелочный распределитель со скатом *h*, *i*—загрузочный скат, *k*—передаточная камера, *l*—распределительная камера, *m*—перегородки сушильного барабана, *n*—выходная камера с регулятором *o* и ручным маховиком *p*, *q*—червячный транспортер для просушенного угля, *r*—трубы для пыли, *s*—шлюзы, *t* и *u*—червячные транспортеры для пыли.

§ 4. РАСЧЕТ

1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Производительность транспортной трубы находится по известному уравнению

$$Q = 3600 \Omega v \gamma \text{ т/час,}$$

где

$$\Omega = \frac{\pi D^2}{4} \psi \text{ м}^2. \quad (17)$$

Для винтовых труб

$$v = \frac{sn}{60} \text{ м/сек.}, \quad (18)$$

так что

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} sn \psi \gamma \text{ т/час.} \quad (19)$$

Ход винта s , в случае многоходовой винтовой ленты, равен шагу винта, умноженному на число заходов. Наиболее часто величина s принимается

$$s = 0,5D, \quad (20)$$

но для легкосыпучих материалов и в трубах малого диаметра, в целях увеличения скорости поступательного движения материала, значение s доводится до величины диаметра и винт делается трех-, четырехходовым.

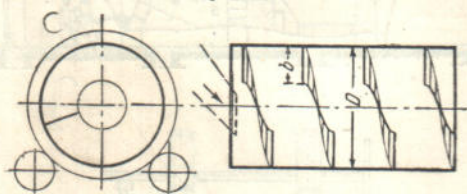
Ширина винтовой ленты, или, что то же, высота витка спирали b (фиг. 158) принимается в среднем

$$b = (0,2 - 0,3)D, \quad (21)$$

обычно ближе к верхнему пределу.

При этом коэффициент наполнения принимается

$$\psi = 0,20 - 0,33.$$



Фиг. 158. Труба со спиральной лентой.

Практически коэффициент наполнения зависит от числа оборотов барабана n , уменьшаясь с увеличением n . Кроме того коэффициент наполнения уменьшается для труб, перемещающих материал вверх по наклону под углом β , как это видно на диаграмме фиг. 159.

Согласно уравнению (19), производительность возрастает пропорционально числу оборотов барабана n . В действительности эта пропорциональность сохраняется до определенного предела n , после которого производительность возрастает медленнее, чем n , а затем даже начинает падать с увеличением n .

Это объясняется тем, что при больших n увеличивается действие центробежной силы, вследствие которой материал прижимается к стенке трубы и свободное пересыпание его по винтовой канавке замедляется.

Число оборотов, при котором находящийся в трубе материал начинает вращаться вместе с ней, так что движение материала вдоль трубы прекращается вовсе, называется критическим. Это критическое число находят из равенства для частицы, находящейся в верхней точке трубы, силы тяжести и центробежной силы, или, что то же, ускорения силы тяжести и центробежного ускорения.

$$g = \omega^2 \frac{D}{2} = \left(\frac{2 \pi n_{кр}}{60} \right)^2 \frac{D}{2},$$

$$n_{кр} = \frac{42,3}{\sqrt{D}}. \quad (22)$$

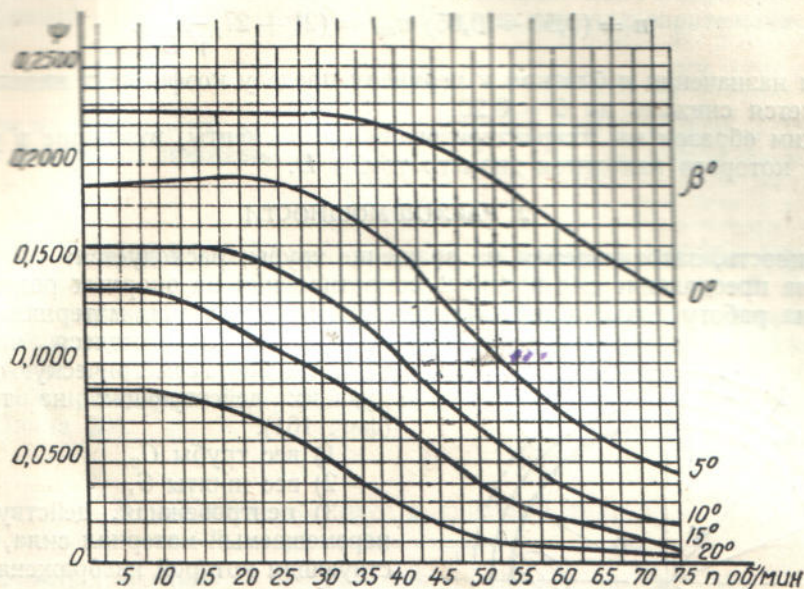
¹ Точнее и подробнее о критическом числе оборотов см. § 5, п. 4.

Для предельного практического числа оборотов Zimmer указывает наивыгоднейшее значение

$$n = 0,75 n_{\text{кр}}; \quad (23)$$

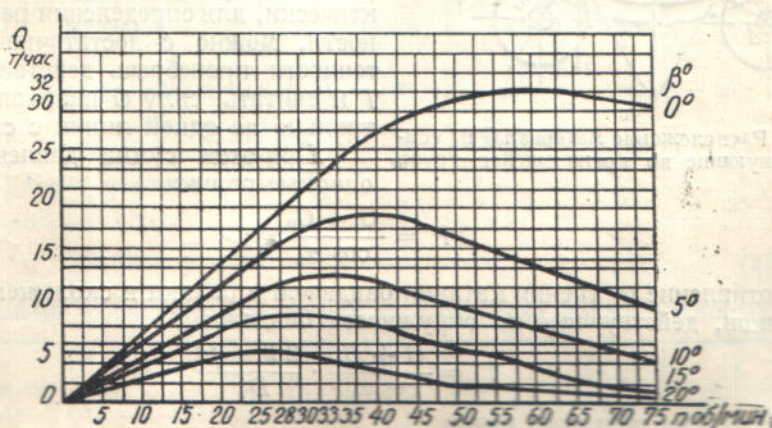
Hanffstengel дает

$$n = 0,50 n_{\text{кр}}. \quad (23')$$



Фиг. 159. Диаграмма зависимости коэффициента заполнения $\psi = f(n, \beta)$ при движении на подъем.

Опыты, произведенные с трубой диаметром $D = 200$ мм и с шагом винтовой ленты $s = 200$ мм при четырехходовом винте,¹ показали (фиг. 160), что



Фиг. 160. Диаграмма зависимости производительности $Q = f(n, \beta)$ при движении на подъем.

для горизонтальной трубы наибольшая производительность достигается для

$$n \cong 0,65 n_{\text{кр}}, \quad (23'')$$

причем оптимальное значение n падает для труб, перемещающих материал по наклону вверх с увеличением угла наклона α .

¹ А. Д. Ластовкин и А. Д. Метельский, Вращающиеся транспортные трубы, «Химстрой», 1932, № 8—9.

Оптимальное значение n возрастает с уменьшением угла наклона винтовой нитки. Оно может быть больше для легкоподвижных, удобосыпучих материалов, чем для имеющих наклонность схватываться. Принимая во внимание, что с увеличением n возрастает расход энергии и износ, можно рекомендовать принимать действительное число оборотов

$$n = (0,50 \div 0,65) n_{кр} = (21 + 27) \frac{1}{\sqrt{D}}. \quad (24)$$

При назначении n близком к верхнему пределу коэффициент наполнения рекомендуется снижать до $\psi = 0,20$.

Таким образом мы охарактеризовали все элементы, входящие в уравнение (19), из которого находится диаметр трубы D .

2. РАСХОД МОЩНОСТИ

Мощность, затрачиваемая на вращение трубы, расходуется:

- 1) на преодоление сил вредного сопротивления на опорных роликах и
- ✓ 2) на работу подъема пересыпающегося внутри трубы материала (шихты).

Силы, передающиеся на ролики, представляют геометрическую сумму следующих действующих на трубу сил (фиг. 161):

- ✓ 1) вес трубы G_0 ,
- ✓ 2) вес шихты G ,
- 3) центробежная, действующая на перемещаемый материал сила, равнодействующая которой изображена как вектор C ,
- 4) окружная сила на приводной шестерне T .

Нетрудно видеть, что под действием этих сил давление на левые и правые ролики получается неодинаковым. Практически, для определения расхода мощности, можно с достаточной степенью точности пренебречь действием сил C и T и считать силу G направленной центрально по одной линии с силой G_0 .

При этом сумма давления на все опорные ролики

$$2P = \frac{G + G_0}{\cos \alpha_0}. \quad (25)$$

Сопротивление от трения катания бандажей о ролики и скольжения на цапфах роликов, действующее по окружности бандажа

$$T' = \frac{G + G_0}{\cos \alpha_0} \cdot \frac{2k + jd}{D_p} \quad (26)$$

и по окружности зубчатого венца

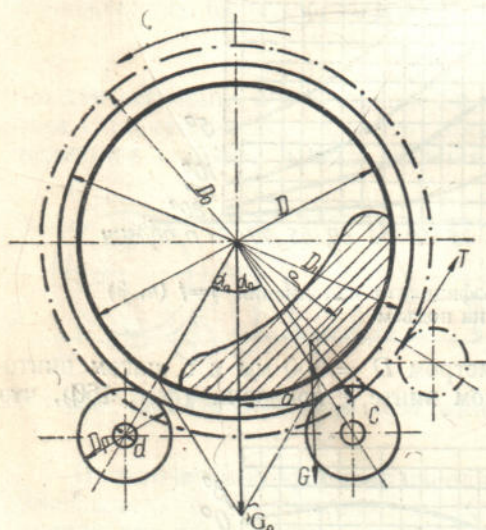
$$\{T = T' \frac{D_1}{D_0} = \frac{G + G_0}{\cos \alpha_0} \cdot \frac{2k + jd}{D_p} \cdot \frac{D_1}{D_0}. \quad (27)$$

Расход мощности, отнесенной к оси барабана

$$N_0' = \frac{TD_0 \omega}{2 \cdot 75} = \frac{G + G_0}{\cos \alpha_0} \cdot \frac{2k + jd}{D_p} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{2\pi n}{60 \cdot 75} \text{ (л. с.)}; \quad (28)$$

Определение второй составляющей расхода мощности, затрачиваемой на подъем шихты, наиболее удобно производить по моменту силы веса материала G_0 :

$$N_0'' = Ga \frac{\omega}{75} = Ga \frac{2\pi n}{60 \cdot 75}. \quad (29)$$



Фиг. 161. Расположение материала и усилия, действующие во вращающейся трубе.

Расстояние a от центра тяжести шихты до вертикального диаметра трубы может быть найдено аналитически. Оно зависит главным образом от коэффициента наполнения трубы ϕ и скорости вращения барабана n , возрастая с уменьшением ϕ и увеличением n .

Для медленно вращающихся барабанов, на которых мало сказывается действие центробежной силы, при $\phi \approx 0,25 - 0,3$, можно для предварительных расчетов считать

$$a = 0,25D. \quad (30)$$

При том же коэффициенте наполнения и числе оборотов $n = (0,50 - 0,65) n_{кр}$, значение a возрастает примерно до

$$a = 0,40D. \quad (30')$$

Вес трубы находится без особого труда путем определения веса отдельных ее элементов.

В качестве справочного материала приведем характеристики вращающихся труб с винтовой лентой — по данным Zimmer'a и Hanffstengel'я (таблица 19) и характеристики печей для обжига колчеданов, гипса, совместно углистого колчедана и гипса, применяемых в производстве серной кислоты — по данным фирмы Lurgi¹ (таблица 20).

Таблица 19

Характеристика труб с винтовой лентой.

Диаметр трубы (мм)		200	300	400	500	600
По Zimmer'у	Наивыгоднейший шаг s (мм)	75	120	160	200	240
	Наивыгоднейшее число об/мин. n	75	60	50	40	30
	Производительность V (м ³ /час)	2,8	8,5	15,5	25,0	30,0
По Hanffstengel'ю	Наивыгоднейший шаг s (мм)	100	150	200	250	300
	Наивыгоднейшее число об/мин. n	47	38	33	30	27
	Производительность V (м ³ /час)	2,5	7	14	25	40

Таблица 20

Характеристика обжигательных печей по Lurgi (на двух роликовых опорах)

Диаметр трубы D (м)	1,6	2,0	2,0	2,4	2,4	2,8	3,0
Длина трубы L (м)	17	20	24	24	28	28	35
Расстояние между опорами (м)	10	11,8	14	14	16,4	16,4	20,6
Производительность (т/сутки)	9—11	15—17	19—21	23—26	26—29	34—38	45—50
Мощность двигателя N (л. с.)	8—10	10	10—12	12—14	12—14	14—16	20—25

Производительность одного оборота такого вращающегося барабана принимается часто в минутах, равной диаметру барабана в метрах.

Характеристика еще трех установок труб с винтовой лентой, работающих по кальцевой шихте, взятая из практики, приводится в таблице 21.²

¹ Н. Сосновский. Вращающиеся печи в производстве серной кислоты, «Химстрой», № 45, стр. 2161.

² «Химстрой», 1932, № 8—9, стр. 1774.

Характеристика труб с винтовой лентой

Диаметр трубы (мм)	1000	800	1000
Длина трубы (м)	34,2	34,7	108,0
Число оборотов в минуту	14	15	20
Шаг винтовой нитки (мм)	700	800	1000
Высота витка (мм)	250	120	150
Число ходов ленты	2	4	4
Толщина кожуха (мм)	7	6	6
Толщина ленты (мм)	4	3	2
Наибольшее расстояние между опорами (м)	7,9	6,5	8,6
Наружный диаметр бандаж (мм)	1260	1090	1260
Диаметр ролика (мм)	310	310	350
Производительность V (м ³ /час)	115	83	207
Расчетный коэффициент наполнения	0,25	0,23	0,22

Пример. Транспортная труба на одном из заводов Донсода, диаметром $D = 1000$ мм и длиной $L = 21$ м, с шагом $s = 700$ мм, делая $n = 14$ об/мин., перемещает $Q = 25$ т/час кальцинированной соды ($\gamma = 0,5$ т/м³) и при этом на валу роликов потребляет $N_0 = 12,5$ л. с. Мощность холостого хода равна $N_x = 5,3$ л. с.

Определить: 1) коэффициент наполнения трубы, 2) коэффициент сопротивления, 3) расстояние от центра тяжести сечения материала до вертикального диаметра (a на фиг. 161).

1. Коэффициент наполнения трубы находится по уравнению (19).

$$\psi = \frac{4Q}{60 \cdot \pi D^2 s n \gamma} = \frac{4 \cdot 25}{60 \cdot \pi \cdot 1,0^2 \cdot 0,7 \cdot 14 \cdot 0,5} = 0,108,$$

то-есть в два-три раза ниже обычного.

2. Коэффициент сопротивления w_0 находится из

$$w_0 = \frac{270 N_0}{QL} = \frac{270 \cdot 12,5}{25 \cdot 21} = 6,5,$$

то-есть, вследствие малого ψ , выше обычного, который проф. Hanffstengel, по опыту одной из установок, считает около 4,5.

3. Для определения a найдем сначала расход мощности N_0' , затрачиваемой исключительно на подъем материала в трубе. Для этого определим величину увеличения мощности на опорных роликах при загруженной трубе, по сравнению с мощностью холостого хода.

Полагая диаметр бандаж $D_1 = 1300$ мм, диаметр роликов $D_p = 320$ мм, диаметр цапф $d = 80$ мм и считая вес барабана с внутренней арматурой, бандажками и зубчатым венцом 9 т, пользуясь уравнением (27), проверим мощность холостого хода.

$$N_x = \frac{G_0}{\cos \alpha} \cdot \frac{2k + fd}{D_p} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \frac{2\pi n}{60 \cdot 75} = \\ = \frac{9000}{\cos 30^\circ} \cdot \frac{2 \cdot 0,5 + 0,15 \cdot 80}{320} \cdot \frac{1,3}{2} \cdot \frac{2\pi \cdot 14}{60 \cdot 75} \cong 5,3 \text{ л. с.}$$

Исчисленное таким способом значение мощности точно совпадает с полученной опытным путем величиной.

Вес шикты в барабане

$$G = qL = \frac{Q}{3,6\gamma} L = \frac{Q}{3,6} \cdot \frac{sn}{60} \cdot L = \frac{25}{3,6} \cdot \frac{0,7 \cdot 14}{60} \cdot 21 = 900 \text{ кг.}$$

Следовательно расход мощности от преодоления сопротивления на опорных роликах при загруженном барабане равен

$$N_0' = N_x \frac{G + G_0}{G_0} = 5,3 \frac{9000 + 900}{9000} = 5,8 \text{ л. с.},$$

а значит расход мощности на подъем материала в трубе

$$N_0'' = N_0 - N_0' = 12,5 - 5,8 = 6,7 \text{ л. с.},$$

следовательно плечо силы веса груза (уравнение 29)

$$a = \frac{60 \cdot 75 \cdot N_0''}{2\pi n \cdot G} = \frac{60 \cdot 75 \cdot 6,7}{2 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 900} = 0,38 \text{ м}$$

или

$$a = 0,38D.$$

Критическое число оборотов барабана (уравнение 22)

$$n_{кр} = \frac{42,3}{\sqrt{D}} = \frac{42,3}{\sqrt{1,0}} = 42,3,$$

следовательно

$$\frac{n}{n_{кр}} = \frac{14}{42,3} = 0,33.$$

Получение близкого к предельному значения a при относительном небольшом числе оборотов нетрудно объяснить пониженным значением коэффициента наполнения ϕ , ибо, как указывалось, с уменьшением ϕ a при тех же оборотах возрастает.

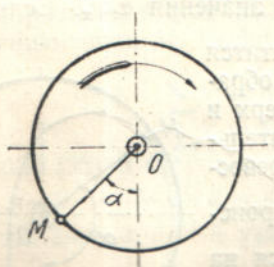
§ 5. ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ МАТЕРИАЛА В ГЛАДКОЙ ТРУБЕ

1. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ПОНЯТИЯ

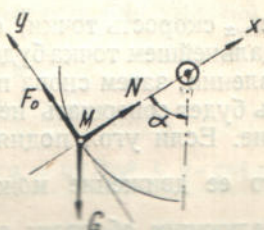
Пусть материальная точка находится на внутренней поверхности вращающегося цилиндрического барабана с горизонтальной осью. Благодаря силе трения эта точка будет увлекаться барабаном и подниматься вверх, причем угол α (фиг. 162) будет меняться в зависимости от времени, т. е.

$$\alpha = \Phi(t).$$

Если точка при своем движении не отделяется от поверхности барабана, то ее положение для каждого момента времени вполне характеризуется этим углом.



Фиг. 162. Материальная точка, находящаяся под действием силы трения внутри вращающегося барабана.



Фиг. 163. Равновесие частицы, находящейся на внутренней поверхности вращающегося цилиндра.

Траекторией точки в этом случае будет окружность, центр которой находится в точке O и радиус которой равен внутреннему радиусу барабана. Найдем максимальное значение угла α , при котором точка будет оставаться в состоянии равновесия в том случае, если барабан неподвижен.

На точку будут действовать при этом следующие силы: сила веса G , нормальная реакция поверхности барабана N и сила трения F_0 (фиг. 163).

По закону Кулона $F_0 = f_0 \cdot N$, где f_0 — коэффициент начального трения. Выбирая координатные оси, как указано на чертеже, имеем:

$$\sum X = N - G \cdot \cos \alpha = 0,$$

откуда

$$N = G \cdot \cos \alpha.$$

С другой стороны

$$\sum Y = F_0 - G \cdot \sin \alpha = 0 \text{ и } F_0 = f_0 \cdot N,$$

следовательно

$$F_0 = G \cdot \sin \alpha \text{ и } F_0 = f_0 \cdot G \cdot \cos \alpha,$$

откуда

$$G \cdot \sin \alpha = f_0 \cdot G \cdot \cos \alpha$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha = f_0, \quad (31)$$

но, как известно,

$$f_0 = \operatorname{tg} \varphi_0,$$

где φ_0 — угол начального трения.

Следовательно

$$\alpha = \varphi_0, \quad (32)$$

то-есть максимальный «угол поднятия»¹ в этом случае равен углу начального трения. Если барабан неподвижен, то точка находится в равновесии при всяком значении $\alpha < \varphi_0$.

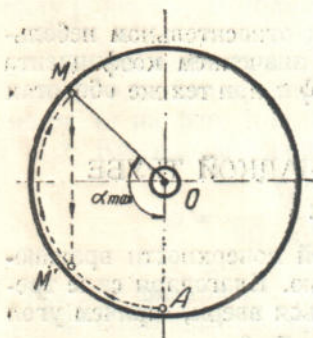
При своем вращении барабан сообщает некоторое движение материальной точке. При этом на нормальную реакцию N , а следовательно и на силу трения F будет оказывать влияние центробежная сила инерции, благодаря чему максимальный угол поднятия будет больше φ_0 . Кроме того увеличение этого угла способствует кинетическая энергия, которой обладает точка к моменту равновесия всех действующих на нее сил.

Пусть нижний конец вертикального диаметра барабана — исходное положение материальной точки, пусть начальная ее скорость равна нулю и барабан вращается по часовой стрелке, как указано на фиг. 162. Тогда угол α будет возрастать от нуля до некоторого максимального значения α_{\max} . Если $\alpha_{\max} \leq \frac{\pi}{2}$,

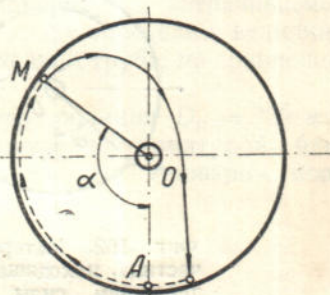
то при $\alpha = \alpha_{\max}$ скорость точки, очевидно, обратится в нуль и в дальнейшем точка будет двигаться в обратном направлении; затем снова подниматься вверх и т. д., то-есть будет совершать некоторое колебательное движение. Если угол поднятия точки превосходит $\frac{\pi}{2}$, то ее движение можно мыслить происходящим следующим образом: она поднимается на

угол $\alpha = \alpha_{\max}$, при котором скорость ее равна нулю, затем падает свободно под действием силы тяжести по вертикали MM' (фиг. 164) и движется по направлению от M' к A , пока скорость ее не обратится в нуль, а затем снова поднимается вверх.

Однако такой случай оказывается невозможным. Равно как скорость точки обратится в нуль, она отдалится от поверхности барабана и дальнейшее ее движение будет происходить по параболической кривой (фиг. 165). На конец при больших скоростях барабана



Фиг. 164. К определению движения материальной частицы при быстром вращении барабана.



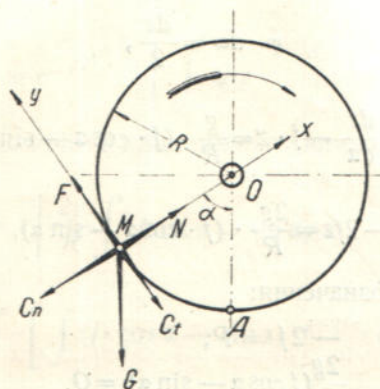
Фиг. 165. Траектория материальной частицы при больших скоростях барабана

¹ Термин заимствован из книги проф. Л. Б. Левенсона, Машины для обогащения полезных ископаемых, 1933.

мы можем наблюдать такое явление, когда точка вращается вместе с барабаном, не отрываясь от его стенок на протяжении полного оборота.

2. СОСТАВЛЕНИЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ

Составим дифференциальное уравнение движения материальной точки при вращении барабана. Для этого воспользуемся принципом Даламбера, который гласит, что при движении точки в каждый момент времени силы активные, реактивные и сила инерции взаимно уравновешиваются. Пусть масса точки, выраженная в технической системе единиц, равна m , величина земного ускорения $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ и коэффициент трения точки о поверхность барабана — f .



Фиг. 166. Силы, действующие на материальную частицу при вращении барабана.

На точку будет действовать (фиг. 166) сила тяжести $G = mg$, сила трения $F = fN$ и нормальная реакция поверхности барабана. К этим силам, согласно принципу Даламбера, добавляем тангенциальную силу инерции

$$C_t = m \cdot \frac{dv}{dt} = m \cdot R \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (33)$$

где ω — угловая скорость точки M в ее вращении вокруг O , и нормальную силу инерции

$$C_n = m \cdot \frac{v^2}{R} = m \cdot R \cdot \omega^2. \quad (34)$$

Эти силы направлены в стороны, противоположные тангенциальному и нормальному ускорению точки M . Выбирая координатные оси, как указано на чертеже, имеем:

$$\sum X = N - C_n - G \cdot \cos \alpha = 0, \quad (35)$$

$$\sum Y = F - C_t - G \cdot \sin \alpha = 0. \quad (36)$$

Из уравнений (35) и (34) имеем:

$$N = C_n + G \cdot \cos \alpha = mR\omega^2 + mg \cdot \cos \alpha = m(R\omega^2 + g \cdot \cos \alpha).$$

Подставим это значение N в уравнение (36):

$$f m(R\omega^2 + g \cdot \cos \alpha) - mR \frac{d\omega}{dt} - mg \cdot \sin \alpha = 0.$$

Сокращаем на m :

$$fR\omega^2 + fg \cdot \cos \alpha - R \frac{d\omega}{dt} - g \cdot \sin \alpha = 0$$

или

$$\frac{d\omega}{dt} - f\omega^2 = \frac{g}{R}(f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha). \quad (37)$$

С другой стороны, мы знаем, что

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt};$$

Следовательно полученному уравнению можно придать следующий вид:

$$\omega \frac{d\omega}{d\alpha} - f \cdot \omega^2 = \frac{g}{R} (f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha). \quad (38)$$

Откуда можно найти зависимость между ω и α .

Полученное уравнение типа Бернулли и в данном случае легко приводится к линейной форме при помощи подставки

$$\omega^2 = z.$$

Действительно, дифференцируя обе части этого равенства, находим:

$$\dot{\omega} \cdot d\omega = \frac{dz}{2},$$

откуда

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{dz}{d\alpha} - f \cdot z = \frac{g}{R} \cdot (f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha)$$

или

$$\frac{dz}{d\alpha} - 2fz = \frac{2g}{R} \cdot (f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha). \quad (39)$$

Введем следующие обозначения:

$$-2f = P, \quad (40)$$

$$\frac{2g}{R}(f \cos \alpha - \sin \alpha) = Q. \quad (41)$$

Тогда наше уравнение принимает вид:

$$\frac{dz}{d\alpha} + P \cdot z = Q. \quad (42)$$

Делаем подстановку

$$z = x \cdot y,$$

тогда

$$\frac{dz}{d\alpha} = x \cdot \frac{dy}{d\alpha} + y \frac{dx}{d\alpha},$$

откуда

$$x \frac{dy}{d\alpha} + y \frac{dx}{d\alpha} + P \cdot xy = Q,$$

или

$$x \frac{dy}{d\alpha} + y \left(\frac{dx}{d\alpha} + Px \right) = Q. \quad (43)$$

Подберем функцию x так, чтобы коэффициент при y обращался в нуль:

$$\frac{dx}{d\alpha} + P \cdot x = 0,$$

откуда

$$\frac{dx}{x} = -P \cdot d\alpha$$

или

$$\ln x = - \int P \cdot d\alpha$$

и окончательно

$$x = C_1 \cdot e^{-\int P \cdot d\alpha}. \quad (44)$$

Теперь уравнение (43) принимает вид:

$$x \frac{dy}{d\alpha} = Q$$

или, на основании равенства (44),

$$C_1 \cdot e^{-\int P \cdot dx} \cdot \frac{dy}{dx} = Q,$$

откуда

$$C_1 dy = Q \cdot e^{\int P \cdot dx} \cdot dx.$$

Интегрируя, имеем:

$$C_1 y = \int Q \cdot e^{\int P \cdot dx} \cdot dx + C. \quad (45)$$

Теперь находим z :

$$z = x \cdot y = e^{-\int P \cdot dx} \left[\int Q \cdot e^{\int P \cdot dx} \cdot dx + C \right]. \quad (46)$$

Воспользовавшись равенством (46) и принимая во внимание равенства (40) и (41), получаем:

$$\omega^2 = z = e^{-\int -2fdx} \cdot \left[\frac{2g}{R} \int (f \cos \alpha - \sin \alpha) \cdot e^{\int -2fdx} \cdot dx + C \right]$$

или

$$\omega^2 = \frac{2g}{R} \cdot e^{2f\alpha} \cdot \left[\int (f \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \cdot e^{-2f\alpha} \cdot d\alpha + C \right],$$

откуда

$$\omega^2 = \frac{2g}{R} \cdot e^{2f\alpha} \cdot \left[f \cdot \int e^{-2f\alpha} \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha - \int e^{-2f\alpha} \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha + C \right]. \quad (47)$$

Интегрирование получившихся выражений произведем воспользовавшись известными соотношениями:

$$\cos \alpha = \frac{1}{2} (e^{i\alpha} + e^{-i\alpha})$$

и

$$\sin \alpha = \frac{1}{2i} (e^{i\alpha} - e^{-i\alpha});$$

тогда имеем:

$$\begin{aligned} \int e^{-2f\alpha} \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha &= \frac{1}{2} \cdot \int e^{-2f\alpha} \cdot (e^{i\alpha} + e^{-i\alpha}) \cdot d\alpha = \frac{1}{2} \int (e^{(i-2f)\alpha} + e^{-(i+2f)\alpha}) \cdot d\alpha = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{1}{i-2f} \cdot e^{(i-2f)\alpha} + \frac{1}{i+2f} \cdot e^{-(i+2f)\alpha} \right] = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{i^2 - 4f^2} \cdot \left[(i+2f) e^{i\alpha} \cdot e^{-2f\alpha} - (i-2f) \cdot e^{-i\alpha} \cdot e^{-2f\alpha} \right] = \\ &= -\frac{1}{2} \cdot \frac{e^{-2f\alpha}}{1+4f^2} \cdot \left[i \cdot e^{\alpha} + 2f \cdot e^{\alpha} - i e^{-\alpha} + 2f e^{-\alpha} \right] = \\ &= \frac{e^{-2f\alpha}}{1+4f^2} \cdot \left[-i \frac{e^{\alpha} - e^{-\alpha}}{2} - 2f \frac{e^{\alpha} + e^{-\alpha}}{2} \right] = \\ &= \frac{e^{-2f\alpha}}{1+4f^2} \cdot \left[\frac{e^{\alpha} - e^{-\alpha}}{2i} - 2f \frac{e^{\alpha} + e^{-\alpha}}{2} \right] = \\ &= \frac{e^{-2f\alpha}}{1+4f^2} \cdot (\sin \alpha - 2f \cdot \cos \alpha). \quad (48) \end{aligned}$$

Аналогично получаем:

$$\begin{aligned} \int e^{-2f\alpha} \sin \alpha \cdot d\alpha &= \frac{1}{2i} \cdot \int e^{-2f\alpha} (e^{i\alpha} - e^{-i\alpha}) \cdot d\alpha = \frac{1}{2i} \cdot \int (e^{(i-2f)\alpha} - e^{-(i+2f)\alpha}) d\alpha = \\ &= \frac{1}{2i} \cdot \left[\frac{1}{i-2f} \cdot e^{(i-2f)\alpha} + \frac{1}{i+2f} \cdot e^{-(i+2f)\alpha} \right] = \\ &= \frac{1}{2i} \cdot \frac{1}{i^2 - 4f^2} \cdot \left[(i+2f) e^{i\alpha} \cdot e^{-2f\alpha} + (i-2f) e^{-i\alpha} \cdot e^{-2f\alpha} \right] = \\ &= -\frac{1}{2i} \cdot \frac{e^{-2f\alpha}}{1+4f^2} \cdot \left[i \cdot e^{i\alpha} + 2f e^{i\alpha} + i \cdot e^{-i\alpha} - 2f e^{-i\alpha} \right] = \\ &= \frac{e^{-2f\alpha}}{1+4f^2} \cdot \left[\frac{e^{i\alpha} + e^{-i\alpha}}{2} + 2f \frac{e^{i\alpha} - e^{-i\alpha}}{2i} \right] = \frac{e^{-2f\alpha}}{1+4f^2} \cdot (\cos \alpha + 2f \cdot \sin \alpha). \quad (49) \end{aligned}$$

Теперь равенство (47) принимает вид:

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot e^{2f\alpha} \cdot \left[f \cdot e^{-2f\alpha} \cdot (\sin \alpha - 2f \cdot \cos \alpha) + e^{-2f\alpha} \cdot (\cos \alpha + 2f \sin \alpha) + C \right]$$

или

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot \left[f \sin \alpha - 2f^2 \cdot \cos \alpha + 2f \sin \alpha + \cos \alpha + C e^{2f\alpha} \right]$$

и окончательно

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot \left[3f \sin \alpha + (1-2f^2) \cdot \cos \alpha + C e^{2f\alpha} \right]. \quad (50)$$

Определим произвольную постоянную C , предполагая, например, что при $\alpha = 0$ и $\omega = 0$.

Тогда имеем

$$1 - 2f^2 + C = 0,$$

откуда

$$C = -(1 - 2f^2).$$

Подставляя это значение C в равенство (50), получаем:

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot \left[3f \sin \alpha + (1-2f^2) \cdot \cos \alpha - (1-2f^2) \cdot e^{2f\alpha} \right]$$

или

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot \left[3f \cdot \sin \alpha + (1-2f^2) (\cos \alpha - e^{2f\alpha}) \right]. \quad (51)$$

3. УСЛОВИЯ, ПРИ КОТОРЫХ ПОЛУЧЕННОЕ УРАВНЕНИЕ ИМЕЕТ ПРИМЕНЕНИЕ

Очевидно, что полученное уравнение будет иметь смысл не при всяком значении ω . Если угловую скорость барабана обозначим ω_0 , то необходимым условием, при котором уравнения (50) и (51) можно применять, будет являться

$$\omega_0 > \omega, \quad (52)$$

так как существование силы трения обуславливается наличием относительной скорости точки по отношению к поверхности барабана.

Если $\omega_0 = \omega$, то сила трения будет изменяться по статическому закону, и уравнение (47) со всеми вытекающими из него уравнениями теряют смысл. В этом случае точка будет подниматься равномерно вместе с вращающимся барабаном до тех пор, пока составляющая сила веса $G \cdot \sin \alpha$, стремящаяся двигать точку вниз, не достигнет максимального значения силы трения

$$F_0 = f_0 \cdot N,$$

где f_0 — коэффициент трения в покое, а N — нормальная реакция барабана.

После этого скорость точки начнет убывать и она в своем движении будет отставать от барабана, но теперь, при наличии относительной скорости, сила трения все время будет равна

$$F = f \cdot N,$$

где f — коэффициент трения в движении, а N — поперечному нормальная реакция поверхности барабана. При этом сила трения конечно будет направлена в сторону абсолютного движения точки.

Если бы случилось каким-нибудь образом так, что $\omega_0 < \omega$, то сила трения была бы направлена в сторону, обратную движению точки, по модулю оставаясь равной $F = f \cdot N$.

Для того чтобы уравнение (51) можно было применять на протяжении всего подъема точки, пока она не отделится от поверхности барабана, необходимо, чтобы скорость барабана была больше той максимальной скорости, которую дает нам уравнение (51).

Для того чтобы найти ω_{max} , берем функцию

$$y = 3f \cdot \sin \alpha + (1 - 2f^2) \cdot (\cos \alpha - e^{2f\alpha}).$$

Находим производную от этой функции по аргументу α :

$$\frac{dy}{d\alpha} = 3f \cdot \cos \alpha + (1 - 2f^2) \cdot (-\sin \alpha - 2f \cdot e^{2f\alpha}).$$

Приравнивая эту производную нулю, получаем уравнение:

$$3f \cdot \cos \alpha - (1 - 2f^2) (\sin \alpha + 2f \cdot e^{2f\alpha}) = 0. \quad (53)$$

Полученное уравнение можно решить графически или путем подбора. Корень этого уравнения дает нам то значение α , при котором ω достигнет максимума.

Если $1 - 2f^2 > 0$, что и имеет место на практике, то нетрудно показать, что угол α , при котором ω достигает максимума, удовлетворяет следующему условию

$$\frac{\pi}{2} > \alpha > 0.$$

Действительно, при $\alpha = 0$ имеем:

$$\frac{dy}{d\alpha} = 3f - (1 - 2f^2)2f = 3f - 2f + 4f^3 = f + 4f^3 > 0,$$

а при $\alpha = \frac{\pi}{2}$

$$\frac{dy}{d\alpha} = -(1 - 2f^2) (1 + 2f e^{f\pi}) < 0$$

При дальнейшем возрастании $\alpha \frac{dy}{d\alpha}$ остается все время отрицательным,

а так как $\frac{dy}{d\alpha}$ является непрерывной функцией α , то отсюда заключаем, что корень

уравнения (53) находится между значениями $\alpha = 0$ и $\alpha = \frac{\pi}{2}$.

Беря вторую производную от y по аргументу α , получаем

$$\frac{d^2y}{d\alpha^2} = -3f \sin \alpha - (1 - 2f^2) (\cos \alpha + 4f^2 e^{2f\alpha}) < 0$$

при

$$\frac{\pi}{2} > \alpha > 0,$$

откуда видно, что корень уравнения (53) дает то значение α , при котором ω достигает максимума. Отсюда, между прочим, следует, что α имеет единственный

корень. Действительно, если бы уравнение (53) имело два корня между значениями $\alpha = 0$ и $\alpha = \frac{\pi}{2}$, то тогда, на основании теоремы Ролля, в этих пределах существовало бы такое значение α , при котором производная от $\frac{dy}{d\alpha}$, т. е. вторая производная от y по аргументу α , обращалась бы в нуль, между тем как в действительности она остается все время отрицательной при изменении α в указанных пределах.

Из полученных формул видно, что угловая скорость точки зависит лишь от коэффициента трения и радиуса барабана; на характер движения ее не влияет угловая скорость барабана, если только она удовлетворяет условию:

$$\omega_0 > \omega_{max} \quad (54)$$

и если скорость точки в наинизшем положении равна нулю. В этом случае угловая скорость точки не может быть больше ω_{max} , как бы ни была велика угловая скорость барабана. На самом же деле известно, что при больших скоростях точка в конце концов приобретает скорость барабана и даже может вращаться вместе с ним, совершенно не отделяясь от его стенок. Объясняется это тем, что угловая скорость барабана влияет на произвольную постоянную в уравнении (50). Действительно, при определении этой постоянной мы предполагали, что исходным положением точки является нижний конец вертикального диаметра барабана А (фиг. 166) и в этом положении скорость ее равна нулю. Если бы точка находилась правее А, то к моменту ее прохождения через А она уже приобрела бы некоторую скорость, которая зависела бы от скорости вращения барабана и даже могла бы быть равна этой скорости. Кроме того на движение куска руды, моделью которого является наша точка, будут влиять другие куски руды, находящиеся в барабане, что изменит картину движения.

Пусть

$$\omega_0 > \omega_{max}$$

Посмотрим, как при этом определяется максимальный угол поднятия точки. Для определения α_{max} очевидно надо в уравнении (51) положить $\omega = 0$. Тогда задача сводится к решению следующего уравнения.

$$3f \cdot \sin \alpha + (1 - 2f^2) (\cos \alpha - e^{2/\alpha}) = 0. \quad (55)$$

Решать это уравнение приходится графически или путем подбора. Один корень этого уравнения будет $\alpha = 0$. Другой корень, который и дает α_{max} , будет отличен от нуля.

Покажем, что $\alpha_{max} > \varphi$. Для этого найдем угловое ускорение ε материальной частицы, взяв от обеих частей равенства (51) производную по времени t . Тогда имеем:

$$2 \omega \frac{d\omega}{dt} = \frac{2g}{R(1+4f^2)} [3f \cos \alpha - (1-2f^2)(\sin \alpha + 2fe^{2/\alpha})] \frac{d\alpha}{dt},$$

откуда

$$\varepsilon = \frac{g}{R(1+4f^2)} [3f \cos \alpha - (1-2f^2)(\sin \alpha + 2fe^{2/\alpha})].$$

Пользуясь предыдущими обозначениями, получаем для ε следующее выражение:

$$\varepsilon = \frac{g}{R(1+4f^2)} \frac{dy}{d\alpha}.$$

Но выше мы видели, что $\frac{dy}{d\alpha}$ обращается в нуль при единственном значении α , заключающемся между 0 и $\frac{\pi}{2}$, которое соответствует ω_{max} , а в дальнейшем остается все время отрицательной. Следовательно, когда ω обращается в нуль,

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} < 0.$$

При этом, на основании равенства (37), можем написать, что при $\alpha = \alpha_{max}$

$$\frac{g}{R} (f \cos \alpha - \sin \alpha) = \frac{d\omega}{dt} - f \omega^2 < 0,$$

откуда

$$f \cos \alpha - \sin \alpha < 0$$

и следовательно

$$f \cos \alpha < \sin \alpha.$$

Если $\alpha_{max} < \frac{\pi}{2}$, то $\cos \alpha > 0$ и мы обе части этого неравенства, не меняя его знака, можем разделить на $\cos \alpha$, в результате чего получим

$$f < \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда

$$\alpha_{max} > \varphi.$$

Если же $\alpha_{max} > \frac{\pi}{2}$, то последнее неравенство остается все равно в силе, так как угол трения φ всегда меньше $\frac{\pi}{2}$, а следовательно и по-прежнему получается меньше α_{max} .
Если окажется, что

$$\alpha_{max} \leq \frac{\pi}{2},$$

то точка начнет свое движение обратно, скользя по поверхности барабана. Если же $\alpha_{max} > \frac{\pi}{2}$, то точка отделяется от поверхности барабана раньше, чем ее скорость обратится в нуль, и в дальнейшем, как отмечалось, движется по параболической кривой.

Действительно, точка отделится от поверхности барабана в тот момент, когда нормальная реакция барабана

$$N = 0.$$

Выбирая координатные оси, как указано на фиг. 167, применяя принцип Даламбера к движущейся точке, имеем:

$$\sum X - N + mg \cdot \cos \theta - m \cdot R \cdot \omega^2 = 0,$$

откуда

$$N = m R \omega^2 - mg \cdot \cos \theta = 0,$$

следовательно,

$$\omega^2 = \frac{g}{R} \cdot \cos \theta > 0, \quad (56)$$

что и показывает нам, что отрыв от поверхности барабана произойдет раньше, чем ω обратится в нуль. Угол θ называется углом отрыва. Очевидно, что

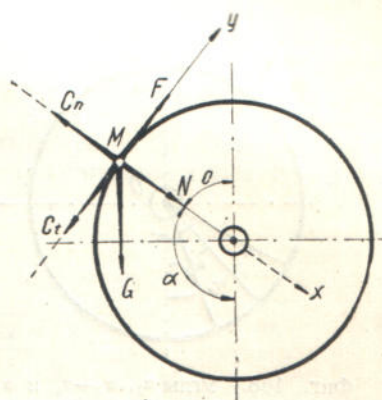
$$\cos \theta = \cos (\pi - \alpha) = -\cos \alpha. \quad (57)$$

Отрыв происходит при

$$\omega^2 = -\frac{g}{R} \cdot \cos \alpha. \quad (58)$$

Подставляя сюда вместо ω^2 ее выражение через α на основании равенства (51), имеем:

$$\frac{2g}{R(4f^2 + 1)} \cdot [3f \cdot \sin \alpha + (1 - 2f^2) \cdot (\cos \alpha - e^{2\alpha})] = -\frac{g}{R} \cdot \cos \alpha$$



Фиг. 167. Силы, действующие на частицу при угле поднятия больше $\frac{\pi}{2}$.

или

$$3f \cdot \sin \alpha + (1 - 2f^2) \cdot (\cos \alpha - e^{2\alpha}) + \frac{4f^2 + 1}{2} \cdot \cos \alpha = 0. \quad (59)$$

Из этого уравнения можно определить то значение α , а следовательно и θ , при котором точка начнет свое параболическое движение.

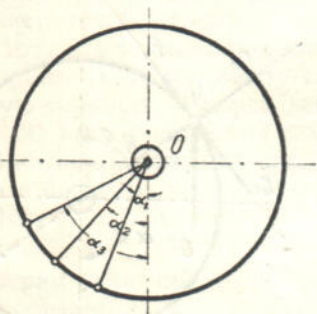
Перейдем теперь к рассмотрению случая, когда

$$\omega_0 < \omega_{max}.$$

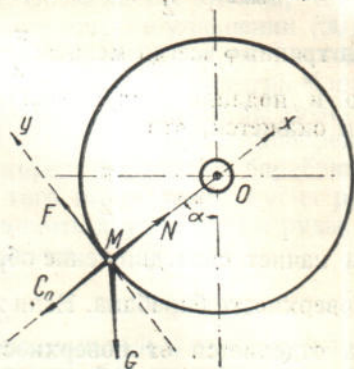
Тогда уравнение (51) будет справедливо лишь до того значения $\alpha = \alpha_1$, при котором

$$\omega = \omega_0.$$

После этого, при изменении α от α_1 до α_2 , скорость точки будет оставаться постоянной, равной скорости барабана, и сила трения будет изменяться по статическому закону, пока не достигнет своего максимального значения. В этот момент все силы, действующие на точку, будут еще находиться в состоянии равновесия.



Фиг. 168. Углы α_1 , $\alpha_2 - \alpha_1$ и $\alpha_3 - \alpha_2$, определяющие зоны ускоренного, равномерного и замедленного движения частицы.



Фиг. 169. Сила, действующая на частицу во время равномерного движения.

Наконец, при изменении α от α_2 до α_3 , скорость точки будет убывать, пока не обратится в нуль и точка не начнет двигаться в обратном направлении (ограничимся рассмотрением того случая, когда $\alpha_3 \leq \frac{\pi}{2}$). При изменении угла от α_2

до α_3 уравнение (50) вступает снова в силу, при этом произвольную постоянную C следует определять, исходя из того условия, что при

$$\alpha = \alpha_2$$

$$\omega = \omega_0.$$

Для определения α_1 , в уравнение (51) вместо ω подставляем ω_0 .

Тогда получаем следующее уравнение:

$$\omega_0^2 = \frac{2g}{R(4f^2 + 1)} \cdot [3f \cdot \sin \alpha + (1 - 2f^2)(\cos \alpha - e^{2\alpha})], \quad (60)$$

из которого и определяем то значение α , при котором угловая скорость точки достигает угловой скорости барабана. Для того чтобы определить α_2 , составляем уравнение равновесия сил, действующих на точку (фиг. 169):

$$\sum X = N - mg \cdot \cos \alpha - mR\omega^2 = 0,$$

$$\sum Y = fN - mg \cdot \sin \alpha = 0.$$

Тогда имеем:

$$N = m(g \cdot \cos \alpha + R\omega^2)$$

и

$$f(g \cos \alpha + R\omega^2) - g \cdot \sin \alpha = 0$$

или $fR\omega^2 = g \cdot \sin \alpha - fg \cos \alpha = g(\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha)$. (61)

Имея ввиду, что

$$f = \operatorname{tg} \varphi,$$

где φ — угол трения, имеем:

$$\operatorname{tg} \varphi \cdot R\omega^2 = g \cdot (\sin \alpha - \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \alpha)$$

или, умножая обе части этого равенства на $\cos \varphi$:

$$\sin \varphi \cdot R\omega^2 = g(\sin \alpha \cdot \cos \varphi - \cos \alpha \cdot \sin \varphi) = g \cdot \sin(\alpha - \varphi),$$

откуда

$$\sin(\alpha - \varphi) = \frac{R\omega^2}{g} \cdot \sin \varphi. \quad (62)$$

Из последнего уравнения определяем то значение $\alpha = \alpha_0$, при котором силы, действующие на точку, находятся в состоянии равновесия, причем в этом уравнении $\omega = \omega_0$.

Задаваясь определенным значением α и зная коэффициент трения f , на основании равенства (62) можно найти соответствующую этому углу α угловую скорость барабана:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g \cdot \sin(\alpha - \varphi)}{R \cdot \sin \varphi}}. \quad (63)$$

Откуда видно, что угловая скорость барабана обратно пропорциональна корню квадратному из его диаметра. Обозначая число оборотов барабана в минуту через n и зная, что

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

получаем:

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g \sin(\alpha - \varphi)}{R \cdot \sin \varphi}}$$

или

$$n = 30 \cdot \sqrt{\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{R \cdot \sin \varphi}}. \quad (64)$$

Если $\sin(\alpha - \varphi) = 0$, то $n = 0$ и $\alpha = \varphi$, то-есть в этом случае угол поднятия равен углу трения, что было показано выше. Мы видим таким образом, что при уменьшении числа оборотов барабана в минуту максимальный угол поднятия руды будет стремиться к углу трения, оставляя больше его, так как при $\alpha < \varphi$ $\sin(\alpha - \varphi) < 0$ и полученная формула дает для n мнимые значения.

Формула (64) дает зависимость между числом оборотов барабана в минуту и тем углом поднятия, при котором начинается скольжение частицы по поверхности барабана, но не ее остановка и движение в обратном направлении. По формуле (64) максимальное значение для n получаем при

$$\sin(\alpha - \varphi) = 1$$

$$\alpha - \varphi = \frac{\pi}{2},$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \varphi$$

и

$$n = \frac{30}{\sqrt{R \cdot \sin \varphi}}. \quad (65)$$

Если мы рассматриваем движение отдельной частицы внутри вращающегося барабана, то формула (64) теряет смысл при

$$\alpha > \frac{\pi}{2} + \varphi.$$

Действительно, при значениях α больших, чем $\frac{\pi}{2} + \varphi$, значения для n получаются меньшие, чем для угла $\frac{\pi}{2} + \varphi$, и следовательно скольжение частицы начнется раньше, чем она достигнет угла поднятия $\frac{\pi}{2} + \varphi$.

Интересно отметить, что при угле поднятия меньшем или равном α_2 не может произойти отрыва частиц от поверхности барабана. В самом деле, зависимость между углом поднятия частицы $\alpha = \alpha_2$ и угловой скоростью барабана выражается на основании равенства (61) следующим уравнением:

$$\omega^2 = \frac{g}{fR} (\sin \alpha - f \cos \alpha).$$

Пользуясь этим равенством, получаем для N следующее выражение:

$$\begin{aligned} N &= m [g \cos \alpha + \frac{g}{f} (\sin \alpha - f \cos \alpha)] = m (g \cos \alpha + \frac{g}{f} \sin \alpha - g \cos \alpha) = \\ &= \frac{mg}{f} \sin \alpha. \end{aligned}$$

Так как $\pi > \alpha_2 > 0$, то отсюда видно, что

$$N > 0$$

и следовательно частица прижимается к поверхности барабана.

Для того чтобы определить α_3 , в уравнение (50) вместо α подставляем $\alpha_2 + \lambda$.

Тогда имеем:

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot [3f (\sin \alpha_2 \cdot \cos \lambda + \cos \alpha_2 \cdot \sin \lambda) + \\ &+ (1-2f^2) \cdot (\cos \alpha_2 \cdot \cos \lambda - \sin \alpha_2 \cdot \sin \lambda) + C \cdot e^{2f \cdot \lambda}] \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot [3f \sin \alpha_2 \cdot \cos \lambda + 3f \cdot \cos \alpha_2 \cdot \sin \lambda + \\ &+ (1-2f^2) \cdot \cos \alpha_2 \cdot \cos \lambda - (1-2f^2) \sin \alpha_2 \cdot \sin \lambda + C \cdot e^{2f \cdot \lambda}] \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot [(3f \cdot \sin \alpha_2 + \cos \alpha_2 - 2f^2 \cos \alpha_2) \cdot \cos \lambda + \\ &+ (3f \cos \alpha_2 - \sin \alpha_2 + 2f^2 \sin \alpha_2) \cdot \sin \lambda + C e^{2f \lambda}]. \end{aligned} \quad (66)$$

Введем следующие обозначения:

$$\frac{2g}{R(1+4f^2)} = k, \quad (67)$$

$$3f \sin \alpha_2 + \cos \alpha_2 - 2f^2 \cos \alpha_2 = A, \quad (68)$$

$$3f \cos \alpha_2 - \sin \alpha_2 + 2f^2 \sin \alpha_2 = B. \quad (69)$$

Тогда наше уравнение принимает вид:

$$\omega^2 = k(A \cdot \cos \lambda + B \cdot \sin \lambda + C \cdot e^{2f \lambda}). \quad (70)$$

Для определения C воспользуемся тем обстоятельством, что при $\lambda = 0$

$$\omega = \omega_0.$$

Тогда имеем:

$$\omega_0^2 = k(A + C),$$

откуда

$$C = \frac{\omega_0^2}{k} - A. \quad (71)$$

Для того чтобы найти λ_{max} в уравнении (70), полагаем, что $\omega = 0$ и тогда задача сводится к решению уравнения:

$$A \cdot \cos \lambda + B \cdot \sin \lambda + C \cdot e^{2\lambda} = 0. \quad (72)$$

Численный пример.¹ Барабан делает 19,5 об/мин., радиус его $R = 0,38$ м, угол трения частицы о поверхность барабана $\varphi = 35^\circ$. Определить угловую скорость барабана, при которой уравнение (51) справедливо на протяжении всего поднятия точки; угол, при котором точка приобретает скорость барабана, если ее скорость в наимизшем положении равна нулю; максимальный угол, при котором скорость точки будет еще равна скорости барабана и угол поднятия, при котором точка начнет свое движение в обратном направлении.

Итак, нам дано: $n_0 = 19,5$ об/мин., $\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30} = 2,04 \frac{1}{\text{сек.}}$,

$R = 0,38$ м, $g = 9,81$ м/сек² и $f = \text{tg } 35^\circ = 0,7$.

Тогда уравнение (51) принимает вид:

$$\omega^2 = 17,4 \cdot [2,1 \sin \alpha + 0,02 (\cos \alpha - e^{1,4 \alpha})]. \quad (a)$$

Угол α , при котором ω достигает максимума, находим из уравнения (53):

$$2,1 \cos \alpha - 0,02 (\sin \alpha + 1,4 e^{1,4 \alpha}) = 0. \quad (b)$$

Так как коэффициент при $\sin \alpha + 1,4 e^{1,4 \alpha}$ весьма мал, то максимальная угловая скорость будет при угле α близком к $\frac{\pi}{2}$. В этом случае будем иметь весьма приближенно:

$$\omega_{max}^2 = 17,4 \cdot 2,1 = 36,54,$$

откуда

$$\omega_{max} \cong 6 \frac{1}{\text{сек}}$$

и

$$n_0 = \frac{30\omega}{\pi} = 60 \text{ об/мин.}$$

Таким образом при угловой скорости барабана, большей 60 об/мин., уравнение (a) будет справедливо на протяжении всего поднятия точки, так как в этом случае всегда будет существовать относительная скорость руды по отношению к поверхности барабана. Посмотрим, какой наибольший угол поднятия дает нам в этом случае уравнение (55), которое при условиях данной задачи принимает вид:

$$2,1 \sin \alpha + 0,02 (\cos \alpha - e^{1,4 \alpha}) = 0$$

$$105 \sin \alpha + \cos \alpha - e^{1,4 \alpha} = 0$$

$$105 \sin \alpha + \cos \alpha = e^{1,4 \alpha}. \quad (c)$$

Для решения этого уравнения составляем таблицу 22.

¹ Данные для этого примера взяты из книги проф. Л. Б. Левенсона, Машины для обогащения.

К решению уравнения (с)

α°	$\sin \alpha$	$105 \cdot \sin \alpha$	$\cos \alpha$	$105 \sin \alpha + \cos \alpha$	$\alpha_{\text{пад}}$	$1,4z$	$\lg e^{1,4z}$	$e^{1,4z}$
90°	1,000	105	0	105,000	1,575	2,205	0,957	9,06
120°	0,866	90,9	-0,530	90,400	2,094	2,932	1,273	18,75
150°	0,500	52,5	-0,866	51,634	2,600	3,640	1,580	38,10
160°	0,342	35,9	-0,940	34,960	2,800	3,920	1,700	50,20

Из этой таблицы видно, что искомый угол заключается между 150 и 160°. На самом деле угол поднятия будет меньше, так как точка оторвется от поверхности барабана раньше, чем ее угловая скорость обратится в нуль.

Теперь рассмотрим случай, когда $\omega_0 = 2,04 \text{ сек}^{-1}$. Определим угол, при котором скорость частицы станет равна скорости барабана. Для этого воспользуемся уравнением (а), которое при $\omega = \omega_0 = 2,04 \text{ сек}^{-1}$ принимает вид:

$$4,16 = 17,4 \cdot [2,1 \sin \alpha + 0,02 (\cos \alpha - e^{1,4z})]$$

или

$$416 = 34,8 (105 \sin \alpha + \cos \alpha - e^{1,4z}),$$

или

$$11,95 = 105 \sin \alpha + \cos \alpha - e^{1,4z},$$

или

$$105 \sin \alpha + \cos \alpha = 11,95 + e^{1,4z}. \quad (d)$$

Для решения этого уравнения составляем таблицу 23.

Таблица 23

К решению уравнения (d)

α°	$\sin \alpha$	$105 \sin \alpha$	$\cos \alpha$	$105 \sin \alpha + \cos \alpha$	$\alpha_{\text{пад}}$	$1,4z$	$\lg e^{1,4z}$	$e^{1,4z}$	$e^{1,4z} + 11,95$
0°	0,000	0,000	1,000	1,000	0,000	0,000	0,000	1,000	12,950
1°	0,018	1,890	1,000	2,890	0,018	0,025	0,011	1,036	12,896
2°	0,035	3,675	0,999	4,674	0,035	0,049	0,021	1,050	13,000
3°	0,052	5,460	0,999	6,459	0,052	0,073	0,037	1,090	13,040
4°	0,070	7,350	0,999	8,349	0,070	0,098	0,043	1,104	13,054
5°	0,087	9,135	0,996	10,131	0,087	0,122	0,053	1,130	13,080
6°	0,105	11,025	0,945	11,970	0,105	0,147	0,064	1,159	13,109
7°	0,122	13,810	0,993	14,803	0,122	0,171	0,074	1,186	13,136
8°	0,139	14,595	0,990	15,585	0,140	0,196	0,085	1,217	13,167
9°	0,156	16,380	0,988	17,368	0,157	0,220	0,106	1,277	13,227
10°	0,174	18,270	0,985	19,255	0,175	0,245	0,117	1,310	13,260

Из этой таблицы видно, что искомый угол заключается между 6 и 7°. Уточняя решение, получаем:

$$\alpha_1 = 6^\circ 31'.$$

Теперь найдем угол, при котором снова начинается скольжение частицы по поверхности барабана; для этого воспользуемся уравнением (62):

$$\sin(\alpha + \varphi) = \frac{R\omega^2}{g} \cdot \sin \varphi = \frac{0,38 \cdot 2,04^2}{9,81} \cdot 0,57 = 0,087,$$

откуда

$$\alpha - \varphi = 5^\circ$$

и окончательно

$$\alpha_2 = \varphi + 5^\circ = 35^\circ + 5^\circ = 40^\circ.$$

Для того чтобы определить угол λ , на который точка поднимается выше угла α_2 , обратимся к уравнению (72), вычислив предварительно значения коэффици-

циентов A , B и C , входящих в это уравнение:

$$A = 3f \sin \alpha_2 + \cos \alpha_2 - 2f^2 \cdot \cos \alpha_2 = 1,365,$$

$$B = 3f \cdot \cos \alpha_2 - \sin \alpha_2 + 2f^2 \sin \alpha_2 = 1,596,$$

$$C = \frac{\omega_0^2}{k} - A = \frac{4,16}{17,4} - 1,365 = -1,125.$$

Таким образом уравнение (72) принимает вид:

$$1,365 \cos \lambda + 1,596 \sin \lambda - 1,125 e^{4\lambda} = 0.$$

Решая это уравнение аналогично предыдущим путем подбора, получаем, что

$$\lambda \cong 22^\circ.$$

Следовательно полный угол поднятия точки

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \lambda = 40^\circ + 22^\circ = 62^\circ.^1$$

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОГО ЧИСЛА ОБОРОТОВ БАРАБАНА

Определим ту наименьшую угловую скорость барабана, при которой изолированная материальная точка, находящаяся на внутренней его поверхности, будет вращаться вместе с ним, не отрываясь от его стенок на протяжении полного оборота. Эту угловую скорость назовем критической, а соответствующее ей число оборотов барабана в минуту — критическим.

Будем считать, что в точке A частица обладает угловой скоростью барабана. Тогда дальнейшее ее движение, как мы видели из предыдущего, будет равномерным вращением вокруг оси барабана с угловой скоростью барабана до тех пор, пока равнодействующая касательных составляющих сил, действующих на точку, не окажется направленной в сторону, обратную вращению барабана. Угол, соответствующий этому моменту, определяется по уравнениям (61) — (64). После этого точка начнет в своем движении отставать от барабана и ее движение будет замедленным.

Для того чтобы частица не отделилась при своем движении от поверхности барабана, ее угловая скорость должна быть такова, чтобы в наивысшей точке B траектории (фиг. 170) нормальная реакция поверхности барабана была или направлена вниз или, по крайней мере, равна нулю, то-есть силы, действующие на точку, должны удовлетворять следующему условию:

$$G - C_n = 0,$$

откуда

$$mR\omega^2 = mg$$

или

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{R}} \quad (73)$$

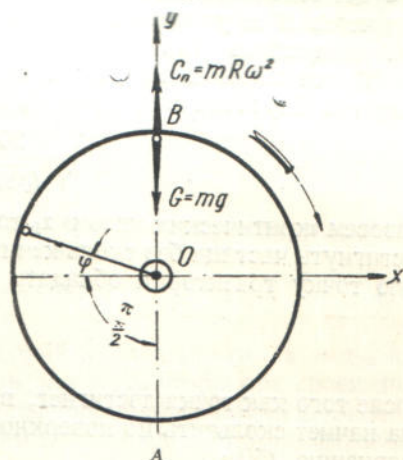
Для того чтобы частица в положении B обладала этой угловой скоростью, угловая скорость барабана ω_0 должна удовлетворять условию

$$\omega_0 > \sqrt{\frac{g}{R}}$$

или число оборотов барабана в минуту n_0 должно быть больше

$$\frac{30}{\pi} \cdot \omega = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R}} = 30 \sqrt{\frac{g}{R \cdot \pi^2}} = \frac{30}{\sqrt{R}},$$

¹ Практически этот угол часто получается меньше, так как трение скольжения частично переходит в трение качения.



Фиг. 170. Движение частицы при угловой скорости барабана, большей или равной критической.

$$n_0 > \frac{30}{\sqrt{R}},$$

так как благодаря наличию скольжения скорость частицы в положении B будет меньше скорости барабана и следовательно будет недостаточна для ее удержания у поверхности барабана, если только скорость барабана будет не больше

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{R}}.$$

С другой стороны, если число оборотов барабана в минуту

$$n_0 \geq \frac{30}{\sqrt{R \sin \varphi}}, \quad (65)$$

то будет исключено всякое скольжение частицы по поверхности барабана и следовательно она будет вращаться вместе с барабаном, не только не отделяясь от его стенок, но даже не скользя по ним. Однако совершенно ясно, что наличие скольжения, вообще говоря, не исключает того, что точка при своем движении не будет отделяться от поверхности барабана, если только к моменту ее прохождения через B ее угловая скорость будет не меньше угловой скорости, определяемой равенством (73).

Таким образом мы можем сделать предположение, что критическое число оборотов барабана в минуту n_k заключается между следующими пределами:

$$\frac{30}{\sqrt{R \sin \varphi}} > n_k > \frac{30}{\sqrt{R}} \quad (74)$$

Назовем «критическим углом» α_k тот наименьший угол поднятия, которого должна достигнуть частица без скольжения, чтобы к моменту прохождения через наивысшую точку траектории обладать угловой скоростью

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{R}}.$$

После того как точка достигнет, вращаясь вместе с барабаном, угла поднятия α_k , она начнет скользить по поверхности барабана и ее движение будет подчиняться уравнению (50):

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot [3f \cdot \sin \alpha + (1-2f^2) \cdot \cos \alpha + C \cdot e^{2\alpha}]. \quad (75)$$

Произвольная постоянная C в этом уравнении определяется из тех соображений, что при $\alpha = \pi$ угловая скорость частицы должна удовлетворять условию:

$$\omega^2 = \frac{g}{R}.$$

Отсюда получим:

$$\frac{g}{R} = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot [(1-2f^2)(-1) + C e^{2/\pi}]$$

или

$$1 + 4f^2 = -2 + 4f^2 + 2C e^{2/\pi},$$

откуда

$$2 \cdot C \cdot e^{2/\pi} = 3$$

и

$$C = \frac{3}{2} \cdot e^{-2/\pi}.$$

Таким образом закон изменения угловой скорости при поставленном условии принимает вид:

$$\omega^2 = \frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot \left[3f \cdot \sin \alpha + (1-2f^2) \cdot \cos \alpha + \frac{3}{2} e^{2(\alpha-\pi)} \right]. \quad (76)$$

С другой стороны, в тот момент, когда точка начинает свое замедленное движение, ее угловая скорость, равная угловой скорости барабана, определяется по формуле (61), которой можно придать следующий вид:

$$[\omega^2 = \frac{g}{fR} (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha), \quad (77)$$

где α — угол поднятия, при котором все силы, действующие на точку, еще находятся в равновесии и который в данном случае должен быть равен критическому углу α_k . Для того чтобы найти этот угол, приравняем между собой правые части равенств (76) и (77). Тогда получаем:

$$\frac{2g}{R(1+4f^2)} \cdot \left[3f \cdot \sin \alpha + (1-2f^2) \cdot \cos \alpha + \frac{3}{2} \cdot e^{2f(\alpha-\pi)} \right] = \frac{g}{fR} (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha)$$

или

$$\frac{2}{1+4f^2} \cdot \left[3f \cdot \sin \alpha + (1-2f^2) \cdot \cos \alpha + \frac{3}{2} \cdot e^{2f(\alpha-\pi)} \right] = \frac{1}{f} (\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha),$$

откуда

$$6f \sin \alpha + 2(1-2f^2) \cos \alpha + 3e^{2f(\alpha-\pi)} = \frac{1+4f^2}{f} \cdot \sin \alpha - (1+4f^2) \cdot \cos \alpha,$$

откуда

$$3e^{2f(\alpha-\pi)} = \frac{1+4f^2}{f} \cdot \sin \alpha - 6f \sin \alpha - (1+4f^2) \cos \alpha - 2(1-2f^2) \cos \alpha,$$

откуда окончательно получаем:

$$e^{2f(\alpha-\pi)} = \frac{1-2f^2}{3f} \cdot \sin \alpha - \cos \alpha. \quad (78)$$

Решая это уравнение, находим тот наименьший угол поднятия $\alpha = \alpha_k$, которого должна достигнуть точка без скольжения для того, чтобы при своем движении не отделяться от поверхности барабана в течение полного цикла движения. Тогда критическое число оборотов барабана в минуту определяется по формуле:

$$n_{kp} = 30 \cdot \sqrt{\frac{\sin(\alpha_k - \varphi)}{R \cdot \sin \varphi}}. \quad (79)$$

Пусть, например $f = 0,3$, тогда $\varphi = 16^\circ 40'$ или в радианах $\varphi_{рад} = 0,29$.

$$\frac{1-2f^2}{3f} = 0,91,$$

$$2f \cdot \lg e = 0,6 \cdot 0,434 = 0,26.$$

Для определения α_k составляем таблицу 24.

Таблица 24

К определению значений α_k

α°	$\alpha_{рад}$	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$	$\frac{1-2f^2}{3f} \cdot \sin \alpha$	$\frac{1-2f^2}{3f} \cdot \sin \alpha - \cos \alpha$	$\alpha - \pi$	$2f \cdot \lg e \cdot (\alpha - \pi)$	$e^{2f(\alpha-\pi)}$
45°	0,79	0,71	0,71	0,65	-0,60	-2,35	1,389	0,245
65°	1,13	0,91	0,42	0,83	0,31	-2,01	1,477	0,300
70°	1,22	0,94	0,34	0,86	0,52	-1,92	1,501	0,317

Из этой таблицы видим, что для $f = 0,3$

$$\alpha_k = 65^\circ.$$

Отсюда находим по формуле (72) критическое число оборотов барабана в минуту:

$$n_k = 30 \sqrt{\frac{\sin(65^\circ - 17^\circ)}{R \cdot \sin 17^\circ}} = 30 \sqrt{\frac{\sin 48^\circ}{R \cdot \sin 17^\circ}} = 30 \sqrt{\frac{0,669}{R \cdot 0,292}} = \frac{30 \cdot 1,53}{\sqrt{R}} \approx \frac{46}{\sqrt{R}}$$

Если бы мы определяли число оборотов барабана в минуту по формуле (65), то получили бы следующий результат:

$$n_0 = \frac{30}{\sqrt{R \cdot \sin \varphi}} = \frac{30}{\sqrt{R \cdot 0,292}} = \frac{55,5}{\sqrt{R}},$$

который в 1,2 раза больше критического числа оборотов.

Приводим таблицу приближенных значений критических углов поднятия и критических чисел оборотов барабана в минуту для различных коэффициентов трения, вычисленных по нашим формулам.

Таблица 25

Значения n_k для различных коэффициентов трения

f	φ	α_k	n_k
0,3	16°40'	65°	$\frac{46}{\sqrt{R}}$
0,35	19°20'	65°30'	$\frac{44}{\sqrt{R}}$
0,4	21°50'	70°	$\frac{42}{\sqrt{R}}$

5. ДВИЖЕНИЕ МАТЕРИАЛЬНОЙ ЧАСТИЦЫ ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ БАРАБАНАХ С ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ОСЬЮ

Перейдем к рассмотрению того случая, когда угол поднятия частицы больше $\frac{\pi}{2}$. Мы видели, что материальная частица отделяется от поверхности барабана раньше, чем ее скорость обратится в нуль.

Выбирая начало координат, как указано на фиг. 171, в том месте траектории, где произойдет отрыв частицы от поверхности барабана, и обозначая θ угол отрыва и v_0 — скорость частицы в момент отрыва, получаем следующие кинематические уравнения дальнейшего движения частицы:

$$\left. \begin{aligned} x &= v_0 \cdot \cos \theta \cdot t, \\ y &= v_0 \cdot \sin \theta - \frac{g \cdot t^2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (80)$$

Исключая отсюда параметр t , получаем уравнение траектории в обычном виде:

$$y = x \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{g x^2}{2 v_0^2 \cdot \cos^2 \theta}. \quad (81)$$

Наибольшая высота поднятия над осью ox определится по формуле:

$$h = \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \theta}{2g}. \quad (82)$$

Абсцисса точки пересечения траектории частицы с осью ox :

$$l = \frac{v_0^2 \cdot \sin 2\theta}{2g}. \quad (83)$$

Для того чтобы найти координаты точки p пересечения траектории частицы с окружностью барабана, необходимо совместно решить уравнение параболы (81) и уравнение окружности

$$(x - R \cdot \sin \theta)^2 + (y + R \cdot \cos \theta)^2 = R^2,$$

которому можно придать следующий вид:

$$x^2 + y^2 - 2Rx \cdot \sin \theta + 2R \cdot y \cdot \cos \theta = 0. \quad (84)$$

На основании равенства (56) имеем:

$$\omega^2 = \frac{g}{R} \cdot \cos \theta,$$

откуда

$$v_0^2 = gR \cdot \cos \theta \quad (85)$$

и уравнение параболы принимает вид:

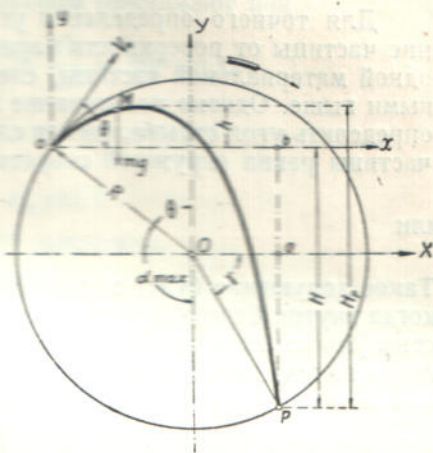
$$y = x \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{x^2}{2R \cdot \cos^3 \theta}. \quad (86)$$

Подставляя отсюда y в уравнение окружности, имеем

$$x^2 + x^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \theta - \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \theta}{2R \cdot \cos^3 \theta} \cdot x^3 +$$

$$+ \frac{1}{4R^2 \cos^6 \theta} \cdot x^4 - 2R \sin \theta \cdot x +$$

$$+ 2R \cdot \cos \theta \operatorname{tg} \theta \cdot x - \frac{2R \cdot \cos \theta}{2R \cos^3 \theta} \cdot x^2 = 0.$$



Фиг. 171. Параболическое движение материальной частицы внутри вращающегося барабана.

Отсюда, производя элементарные упрощения и приведение подобных членов, получаем следующее уравнение:

$$\frac{x^4}{4R \cdot \cos^2 \theta} - \sin \theta \cdot x^3 = 0. \quad (87)$$

Откуда, отбрасывая нулевые решения, имеем:

$$x_p = 4R \cdot \sin \theta \cdot \cos^2 \theta \quad (88)$$

и для y_p :

$$y_p = 4R \sin \theta \cdot \cos^2 \theta \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{16R \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos^4 \theta}{2R \cdot \cos^3 \theta} = -4R \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \theta. \quad (89)$$

Отсюда для H получаем выражение:

$$H = -y_p = 4R \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \theta. \quad (90)$$

С другой стороны,

$$h = \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \theta}{2g} = \frac{gR \cos \theta \cdot \sin^2 \theta}{2g} = 0,5R \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \theta.$$

И полная высота падения частицы определится по формуле:

$$H_p = h + H = 4,5R \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \theta. \quad (91)$$

Определим теперь угол γ , который образует радиус-вектор точки p с направлением Ox . Очевидно, что

$$H = R \cdot \sin \gamma + R \cdot \cos \theta$$

или

$$4R \sin^2 \theta \cdot \cos \theta = R \sin \gamma + R \cdot \cos \theta,$$

откуда

$$\sin \gamma = 4 \sin^2 \theta \cdot \cos \theta - \cos \theta = 3 \cos \theta - 4 \cos^3 \theta = -\cos 3\theta$$

или

$$\sin \gamma = -\sin\left(\frac{\pi}{2} - 3\theta\right) = \sin\left(3\theta - \frac{\pi}{2}\right).$$

Откуда

$$\gamma = 3\theta - \frac{\pi}{2}. \quad (92)$$

Для точного определения угла поднятия, при котором происходит отделение частицы от поверхности барабана, а следовательно и угла отрыва в случае одной материальной частицы, следовало бы пользоваться формулами, выведенными выше. Однако пользование этими формулами затруднительно и мы можем определить угол отрыва, сделав следующее допущение: в момент отрыва скорость частицы равна окружной скорости барабана, т. е.

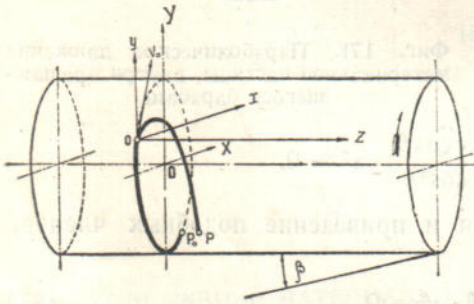
$$v_0 = v_{\sigma}$$

или

$$\omega_0 = \omega_{\sigma}.$$

Такое допущение будет хорошо соответствовать действительности в том случае, когда внутри барабана находится не одна материальная частица, а некоторая их совокупность, так что при вращении барабана нижние частицы производят давление на верхние, благодаря чему скольжение этих частиц уменьшается. Обозначая n число оборотов барабана в минуту, имеем:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$



и

$$\cos \theta = \frac{v_0^2}{gR} = \frac{\pi^2 n^2 R^2}{gR \cdot 900} = \frac{\pi^2 n^2 R}{900 g} \quad (93)$$

или приблизительно

$$\cos \theta \cong \frac{R \cdot n^2}{900}.$$

Фиг. 172. Движение материальной частицы во вращающемся барабане с наклонной осью.

Определим время кругового и параболического движения частиц. Определим дугу pmo , на протяжении которой частица совершает круговое движение. Имеем:

$$\widehat{pmo} = 2\pi - \theta - \frac{\pi}{2} - \gamma = 2\pi - \theta - \frac{\pi}{2} - 3\theta + \frac{\pi}{2} = 2\pi - 4\theta.$$

Отсюда находим время, затрачиваемое на круговую часть пути:

$$t_k = \frac{2\pi - 4\theta}{\omega}. \quad (94)$$

Время, затрачиваемое на параболическую часть пути, находим по формулам (80) и (88):

$$t_p = \frac{x_p}{v_0 \cos \theta} = \frac{4R \cdot \sin \theta \cdot \cos^2 \theta}{R \omega \cdot \cos \theta} = \frac{2 \sin 2\theta}{\omega}. \quad (95)$$

Время полного цикла движения точки

$$t = t_k + t_p = \frac{2}{\omega} \cdot (\pi - 2\theta + \sin 2\theta). \quad (96)$$

6. ДВИЖЕНИЕ МАТЕРИАЛЬНОЙ ЧАСТИЦЫ ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ БАРАБАНЕ С НАКЛОННОЙ ОСЬЮ

Рассмотрим движение материальной частицы во вращающемся барабане в том случае, когда ось его наклонена под углом β к горизонту и угол поднятия частицы $> \frac{\pi}{2}$ (Фиг. 172).

Выбирая попрежнему начало координат в том месте траектории, где происходит отрыв частицы от поверхности барабана и направляя координатные оси, как указано на чертеже, находим проекции силы тяжести, под влиянием которой происходит дальнейшее движение частицы на эти оси:

$$X=0; \quad Y=-mg \cdot \cos \beta; \quad Z=mg \cdot \sin \beta.$$

Откуда дифференциальные уравнения движения частицы принимают вид

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = 0, \quad m \frac{d^2y}{dt^2} = -mg \cdot \cos \beta \quad \text{и} \quad m \frac{d^2z}{dt^2} = mg \cdot \sin \beta.$$

Наличные данные следующие:

$$x_0 = y_0 = z_0 = 0,$$

$$v_{x0} = v_0 \cdot \cos \theta, \quad v_{y0} = v_0 \cdot \sin \theta, \quad v_{z0} = 0.$$

Интегрируя, получаем кинематические уравнения движения:

$$\left. \begin{aligned} x &= v_0 \cdot \cos \theta \cdot t, \\ y &= v_0 \cdot \sin \theta \cdot t - \frac{g \sin \beta \cdot t^2}{2}, \\ z &= \frac{g \cdot \sin \beta}{2} \cdot t^2. \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

Исключая параметр t из первых двух уравнений, получаем следующую зависимость между абсциссой и ординатой точки:

$$y = x \cdot \operatorname{tg} \theta - \frac{g \cdot \cos \beta \cdot x^2}{2v_0^2 \cdot \cos^2 \theta}. \quad (98)$$

v_0 найдем из того условия, что в момент отрыва нормальная реакция барабана равна нулю. При этом перемещением точки вдоль оси барабана до момента отрыва будем пренебрегать. Проектируя все силы, действующие на точку в момент отрыва на нормаль к поверхности барабана, имеем:

$$\frac{mv_0^2}{R} = mg \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta,$$

откуда

$$v_0^2 = Rg \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta. \quad (99)$$

Подставляя это значение v_0 в уравнение (98), имеем:

$$y = x \operatorname{tg} \theta - \frac{x^2}{2R \cdot \cos^3 \theta},$$

т. е. получаем уравнение (86). Решая это уравнение совместно с уравнением поверхности барабана, получаем абсциссу и ординату точки падения нашей частицы:

$$x_p = 4R \sin \theta \cdot \cos^2 \theta, \quad (100)$$

$$y_p = -4R \sin^2 \theta \cdot \cos \theta. \quad (101)$$

Время, в течение которого происходит параболическое движение частицы, находим по формулам (97):

$$t_p = \frac{x_p}{v_0 \cdot \cos \theta} = \frac{4R \cdot \sin \theta \cdot \cos^2 \theta}{\sqrt{Rg \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta} \cdot \cos \theta} = \frac{4R \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta}{\sqrt{Rg \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta}}. \quad (102)$$

Перемещение за это время вдоль оси z будет равно:

$$z_p = \frac{g \cdot \sin \beta}{2} \cdot t_p^2 = \frac{g \cdot \sin \beta}{2} \cdot \frac{16R^2 \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \theta}{R \cdot g \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta} = 8R \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \theta. \quad (103)$$

Последнее выражение удобно представить в ином виде.

На основании уравнения (99) имеем:

$$R^2 \omega^2 = gR \cos \beta \cdot \cos \theta,$$

где ω — угловая скорость частицы. Обозначая n число оборотов барабана в минуту и полагая, что в момент отрыва угловая скорость частицы равна угловой скорости барабана, можем написать:

$$R^2 \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} = gR \cos \beta \cdot \cos \theta,$$

отсюда

$$R = a \cdot \cos \theta, \quad (104)$$

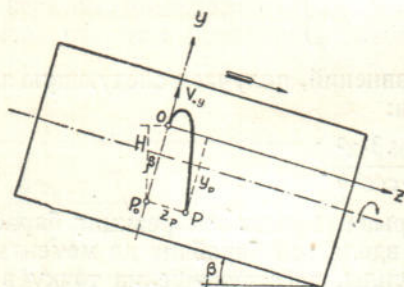
где

$$a = \frac{900 g}{\pi^2 \cdot n^2} \cdot \cos \beta \cong \frac{900}{n^2} \cdot \cos \beta. \quad (105)$$

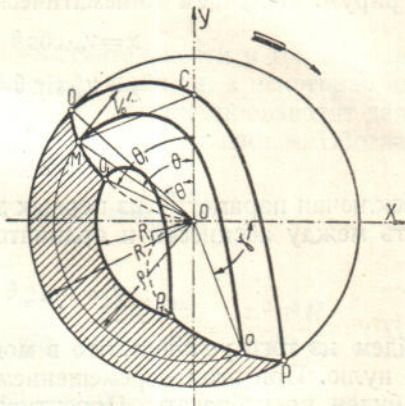
На основании этого получаем:

$$z_p = 8R \operatorname{tg} \beta \left(1 - \frac{R^2}{a^2} \right) \cdot \frac{R}{a} = 8 \operatorname{tg} \beta \left(1 - \frac{R^2}{a^2} \right) \cdot \frac{R^2}{a}. \quad (106)$$

Таким образом, если материальная частица находится внутри вращающегося барабана, ось которого наклонна под углом β к горизонту, то она, начиная свое



Фиг. 173. К определению высоты поднятия частицы во вращающемся барабане, наклонном под углом β к горизонту.



Фиг. 174. Движение слоя материала во вращающемся барабане.

движение из положения p_0 , вращается затем вместе с барабаном до того момента, пока нормальное давление на поверхность барабана не станет равно нулю. В этот момент, определяемый углом поднятия θ , частица отделяется от поверхности барабана и начинает свое параболическое движение, за время которого перемещается вдоль оси барабана на расстоянии z_p , определяемое уравнением (106), и затем падает в точку p . После этого начинается повторение предыдущего цикла. Высота H , на которую поднимается частица над точкой падения, определяется следующим образом. Из фиг. 173 видно, что

$$H = -y_p \cdot \cos \beta$$

или

$$\begin{aligned} H &= 4R \sin^2 \theta \cdot \cos \theta \cdot \cos \beta = 4R \left(1 - \frac{R^2}{a^2} \right) \frac{R}{a} \cdot \cos \beta = \\ &= 4 \left(1 - \frac{R^2}{a^2} \right) \frac{R^2}{a} \cdot \cos \beta. \end{aligned} \quad (107)$$

7. ДВИЖЕНИЕ СЛОЯ МАТЕРИАЛА ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ БАРАБАНА С ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ОСЬЮ

Теперь перейдем к рассмотрению того случая, когда барабан с горизонтальной осью загружен некоторым количеством сыпучего материала, причем угловая скорость его такова, что внутри барабана наблюдается параболическое движение частиц.

Возьмем частицу материала на расстоянии ρ от центра барабана (фиг. 174). Можно допустить, что движение этой частицы будет таково же, как рассмотрен-

ное нами выше движение изолированной материальной точки, находящейся на внутренней поверхности вращающегося барабана. Положим, что все частицы, пока они описывают круговую часть траектории, не обладают относительным движением и что следовательно угловая скорость всех частиц равна угловой скорости барабана. Тогда угол отрыва θ для каждой частицы, которая находится на расстоянии ρ от центра барабана, определится на основании формулы (93):

$$\cos \theta = \frac{\pi^2 n^2 \rho}{900 g}$$

Это равенство можно переписать так:

$$\rho = \frac{900 g}{\pi^2 n^2} \cdot \cos \theta$$

или

$$\rho = a \cdot \cos \theta,$$

где

$$a = \frac{900 g}{\pi^2 n^2} \approx \frac{900}{n^2}.$$

Если рассматривать ρ и θ как переменные величины, то полученное уравнение представляет собой уравнение окружности в полярной системе координат, причем полярной осью, как видно из чертежа, является ось OY и полюсом точка O . a — является диаметром этой окружности и центр ее лежит на оси OY на расстоянии $\frac{a}{2}$ от точки O . В этом можно убедиться, если перейти от полярной системы координат к декартовым, приняв за оси последних прямые OX и OY и применяя формулы перехода:

$$X = -\rho \cdot \sin \theta,$$

$$Y = \rho \cdot \cos \theta,$$

$$\rho^2 = X^2 + Y^2.$$

Действительно,

$$\rho = a \frac{Y}{\rho}$$

или

$$\rho^2 = a \cdot Y,$$

откуда

$$X^2 + Y^2 = a \cdot Y$$

или

$$X^2 + Y^2 - a \cdot Y = 0$$

и окончательно

$$X^2 + \left(Y - \frac{a}{2}\right)^2 = \left(\frac{a}{2}\right)^2.$$

Таким образом геометрическое место начальных точек параболического движения частиц есть окружность с радиусом

$$r = \frac{a}{2} = \frac{450}{n^2}$$

и с центром $C \left(0; \frac{a}{2}\right)$ в системе координат XOY .

Геометрическим местом конечных точек параболического движения частиц будет кривая $r_2\rho$. Считая ось OX полярной осью, точку O полюсом и считая положительным направлением вращения радиуса-вектора вращение по часовой стрелке, получаем следующее уравнение этой кривой:

$$\rho = a \cdot \cos \left(\frac{\pi}{6} + \frac{\gamma}{3}\right). \quad (108)$$

Действительно, $\gamma = 3\theta - \frac{\pi}{2}$, отсюда $\theta = \frac{\pi}{6} + \frac{\gamma}{3}$, но, с другой стороны, $\rho = a \cdot \cos \theta$, подставляя в последнее равенство выражение θ через γ , и получаем написанное выше уравнение кривой $\rho_1 p$. Между прочим эта кривая проходит через точку O . В самом деле, при $\gamma = \pi$ $\rho = 0$, что и показывает, что точка O лежит на кривой $\rho_1 p$.

Таким образом в каждый момент времени некоторая часть материала, находящегося внутри вращающегося барабана, совершает вращательное движение вместе с барабаном, другая же часть совершает движение параболическое. Во всяком поперечном сечении барабана часть материала, вращающаяся с барабаном, ограничена окружностью, радиус которой R равен внутреннему радиусу барабана, кривой $\rho_1 p$, уравнение которой имеет вид

$$\rho = a \cdot \cos \theta$$

(за полярную ось здесь выбрана ось OY), кривой $\rho = a \cdot \cos \left(\frac{\pi}{6} + \frac{\gamma}{3} \right)$, где полярной осью является ось OX , и наконец окружность $\rho_1 p_1$ радиуса R_1 ,¹ который очевидно зависит от угловой скорости барабана, а также от коэффициента его наполнения.

В дальнейшем условимся радиус вращения и угол отрыва для частиц какого-либо промежуточного слоя всегда обозначать через ρ и θ , радиус вращения и угол отрыва для частиц крайнего внешнего слоя через R и Θ и соответственно для частиц крайнего внутреннего слоя через R_1 и Θ_1 .

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО ВНУТРЕННЕГО РАДИУСА В ОЧЕРТАНИИ СЛОЯ МАТЕРИАЛА

При слишком малом внутреннем радиусе загрузки R_1 параболические траектории частиц материала, принадлежащие к внутренним его слоям, перекрывают друг друга, благодаря чему происходит интенсивное столкновение частиц и создается беспорядочность их движения. Чтобы избежать этого, коэффициент наполнения барабана следует подбирать таким, чтобы загрузка при вращении барабана не выходила за пределы кривой OPp_1p (фиг. 175), которая определяется угловой скоростью барабана. Данное условие будет выполнено до тех пор, пока наивысшая точка кривой падения частиц не перейдет положение P , которое является той точкой кривой OPp_1p , которая наиболее удалена от вертикальной оси YY . Найдем угол отрыва Θ_1' , соответствующий этой точке.

Из чертежа имеем:

$$\xi = R_1 \cdot \sin \left(\gamma_1 - \frac{\pi}{2} \right),$$

но

$$R_1 = a \cdot \cos \Theta_1 \text{ и } \gamma_1 = 3\Theta_1 - \frac{\pi}{2},$$

следовательно,

$$\xi = a \cdot \cos \Theta_1 \cdot \sin (3\Theta_1 - \pi) = -a \cdot \cos \Theta_1 \cdot \sin 3\Theta_1$$

или

$$\xi = a (4 \sin^3 \Theta_1 \cdot \cos \Theta_1 - 3 \sin \Theta_1 \cdot \cos \Theta_1). \quad (109)$$

Далее имеем:

$$\frac{d\xi}{d\Theta_1} = a \cdot (12 \sin^2 \Theta_1 \cdot \cos \Theta_1 - 4 \sin^4 \Theta_1 - 3 \cos^2 \Theta_1 + 3 \sin^2 \Theta_1)$$

или

$$\frac{d\xi}{d\Theta_1} = a (18 \sin^2 \Theta_1 - 16 \cdot \sin^4 \Theta_1 - 3). \quad (110)$$

¹ Подробней о внутренней ограничивающей кривой при малых скоростях вращения см. в статье проф. К. Э. Рериха. Движение зерна в триерах, в журнале «Советское мукомолье и хлебопекарство», апрель 1929, стр. 191.

Находим вторую производную:

$$\frac{d^2\xi}{d\theta_1^2} = a \cdot (36 \sin \theta_1 \cos \theta_1 - 64 \sin^3 \theta_1 \cdot \cos \theta_1) = 2a \cdot \sin 2\theta_1 \cdot (9 - 16 \sin^2 \theta_1). \quad (111)$$

Приравнявая первую производную нулю, получаем следующее уравнение:

$$16 \sin^4 \theta_1 - 18 \sin^2 \theta_1 + 3 = 0, \quad (112)$$

откуда

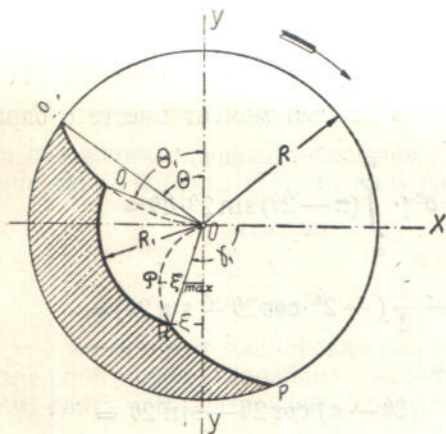
$$\sin \theta_1 = \pm \frac{1}{4} \sqrt{9 \pm \sqrt{33}}.$$

Так как θ_1 не может иметь отрицательного значения или значения больше π , то отсюда получаем два значения для $\sin \theta_1$:

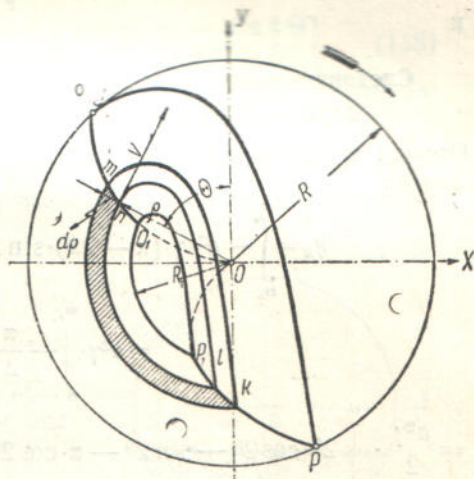
$$\sin \theta_1' = 0,96 \text{ и } \sin \theta_1'' = 0,45,$$

откуда

$$\theta_1' = 73^\circ 50' \text{ и } \theta_1'' = 26^\circ 50'.$$



Фиг. 175. Определение минимального внутреннего радиуса материала в барабане.



Фиг. 176. К определению зависимости между внутренним радиусом слоя материала в барабане и коэффициентом наполнения.

Максимальное значение для ξ получаем при $\theta_1' = 73^\circ 50'$, так как при этом значении θ_1 имеем:

$$\frac{d^2\xi}{d\theta_1^2} < 0,$$

в чем не трудно убедиться на основании равенства (111). Отсюда находим минимальный внутренний радиус загрузки, соответствующий углу отрыва θ_1' :

$$R_{1min} = \frac{900 \cos 73^\circ 50'}{n^2}$$

или

$$R_{1min} \cong \frac{250}{n^2}. \quad (113)$$

9. ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ КОЭФФИЦИЕНТОМ НАПОЛНЕНИЯ, ЧИСЛОМ ОБОРОТОВ В МИНУТУ И ВНУТРЕННИМ РАДИУСОМ СЛОЯ МАТЕРИАЛА

Выделим участок барабана длиной в 1 м, поперечное сечение которого вместе с перемещающимся в нем материалом показано на фиг. 176. Рассмотрим бесконечно тонкий слой материала, находящийся во время вращательной части движения на расстоянии r от оси барабана. Частицы этого слоя начинают параболическое движение в сечении mn со скоростью

$$v = r \cdot \omega.$$

Вес материала, проходящего через сечение mn в единицу времени, будет равен:

$$\gamma \cdot v \cdot l \cdot d\rho = \gamma \cdot \rho \omega \cdot d\rho,$$

где γ — весовая плотность.

Время, которое тратят частицы слоя $mnkl$ на круговую часть пути на основании равенства (94):

$$t_k = \frac{2\pi - 4\theta}{\omega}.$$

Обозначая вес элементарного слоя $mnkl$, вращающегося вместе с барабаном, через dq_k и помня, что длина выделенного нами участка барабана равна 1 м, получаем следующее выражение:

$$dq_k = t_k \cdot \gamma \cdot v \cdot d\rho = \frac{2\pi - 4\theta}{\omega} \cdot \gamma \cdot \rho \cdot \omega \cdot d\rho = 2(\pi - 2\theta) \cdot \gamma \cdot \rho \cdot d\rho, \quad (114)$$

но

$$\rho = a \cdot \cos \theta$$

и

$$d\rho = -a \cdot \sin \theta \cdot d\theta.$$

Следовательно

$$dq_k = -a^2 \cdot \gamma \cdot (\pi - 2\theta) \cdot 2 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta = -a^2 \cdot \gamma \cdot (\pi - 2\theta) \cdot \sin 2\theta \cdot d\theta. \quad (115)$$

Отсюда находим вес загрузки, вращающейся в данный момент вместе с барабаном:

$$\begin{aligned} q_k &= \int_{\theta_1}^{\theta_2} -a^2 \cdot \gamma \cdot (\pi - 2\theta) \cdot \sin 2\theta \cdot d\theta = a^2 \gamma \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\pi - 2\theta) \sin 2\theta \cdot d\theta = \\ &= a^2 \gamma \cdot \left[-\frac{\pi}{2} \cos 2\theta - \frac{1}{2} (-2\theta \cdot \cos 2\theta + \sin 2\theta) \right]_{\theta_1}^{\theta_2} = \\ &= \frac{a^2 \gamma}{2} \cdot \left[2\theta \cdot \cos 2\theta - \sin 2\theta - \pi \cdot \cos 2\theta \right]_{\theta_1}^{\theta_2} = \frac{a^2 \gamma}{2} \cdot \left[(2\theta_2 - \pi) \cos 2\theta_2 - \sin 2\theta_2 - \right. \\ &= \frac{a^2 \gamma}{2} \cdot \left. \left[(2\theta_1 - \pi) \cos 2\theta_1 - \sin 2\theta_1 \right] - \left[(2\theta_2 - \pi) \cos 2\theta_2 - \sin 2\theta_2 \right] \right]. \quad (116) \end{aligned}$$

На параболическую часть движения частицы рассматриваемого нами слоя затрачивают время

$$t_p = \frac{2 \sin 2\theta}{\omega}.$$

Значения величин ψ и k

θ	θ_1		73°50'		65°		60°		55°		50°		45°	
	ψ	k	ψ	k	ψ	k	ψ	k	ψ	k	ψ	k	ψ	k
0	0,73	0,28	0,68	0,42	0,65	0,50	0,59	0,57	0,53	0,64	0,47	0,71		
10°	0,72	0,28	0,64	0,43	0,63	0,51	0,58	0,58	0,52	0,65	0,45	0,72		
20°	0,66	0,30	0,61	0,45	0,56	0,53	0,50	0,61	0,44	0,68	0,36	0,76		
30°	0,65	0,32	0,59	0,49	0,53	0,58	0,47	0,66	0,39	0,74	0,30	0,82		
40°	0,58	0,36	0,50	0,55	0,43	0,65	0,34	0,74	0,24	0,84	0,13	0,93		
50°	0,53	0,39	0,44	0,60	0,36	0,70	0,25	0,81	0,16	0,91	0,00	1,00		
60°	0,48	0,43	0,37	0,66	0,27	0,78	0,15	0,89	0,00	1,00				
70°	0,42	0,48	0,28	0,74	0,16	0,88								
80°	0,34	0,56	0,16	0,85	0,00	1,00								
90°	0,25	0,66	0,00	1,00										
100°	0,12	0,81												
135°	0,00	1,00												

Тогда, обозначая dq_p вес элементарного слоя частиц, совершающих параболическое движение, имеем:

$$dq_p = t_p \cdot \gamma \cdot v \cdot d\rho = \frac{2 \sin 2\theta}{\omega} \cdot \gamma \cdot \rho \cdot \dot{\omega} d\rho = -2a^2 \cdot \gamma \cdot \sin 2\theta \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot d\theta = -a^2 \cdot \gamma \cdot \sin^2 2\theta \cdot d\theta. \quad (117)$$

Отсюда находим вес частиц, совершающих в данный момент параболическое движение:

$$q_p = \int_{\theta_1}^{\theta_2} -a^2 \cdot \gamma \cdot \sin^2 2\theta \cdot d\theta = a^2 \gamma \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 2\theta \cdot d\theta = \frac{a^2 \gamma}{2} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} (1 - \cos 4\theta) d\theta = \frac{a^2 \gamma}{2} \cdot \left[\theta - \frac{\sin 4\theta}{4} \right]_{\theta_1}^{\theta_2} = \frac{a^2 \gamma}{2} \cdot \left[(\theta_2 - \theta_1) - \frac{\sin 4\theta_2 - \sin 4\theta_1}{4} \right]. \quad (118)$$

Обозначая через q вес загрузки, приходящейся на единицу длины барабана, имеем следующее очевидное соотношение:

$$q_k + q_p = q. \quad (119)$$

Если обозначим площадь поперечного сечения всей загрузки при спокойном барабане через Ω (фиг. 177), то получаем:

$$q = \gamma \cdot \Omega,$$

но

$$\Omega = \psi \cdot \pi \cdot R^2,$$

где ψ — коэффициент наполнения барабана, а R — внутренний радиус барабана, который, как мы знаем, связан с θ следующей формулой:

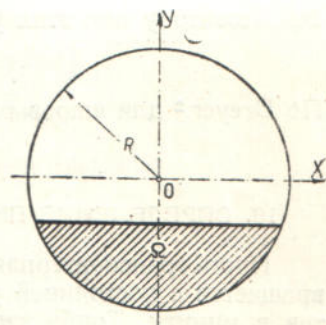
$$R = a \cdot \cos \theta.$$

Следовательно мы можем написать:

$$q = \gamma \cdot \psi \cdot \pi \cdot R^2 = \gamma \cdot \psi \cdot \pi \cdot a^2 \cdot \cos^2 \theta. \quad (120)$$

Пользуясь выведенными в настоящем параграфе равенствами (116), (118), (119) и (120), получаем

$$k = \frac{R_1}{R} = \frac{\cos \theta_1}{\cos \theta}$$



Фиг. 177. Поперечное сечение материала в неподвижном барабане.

Таблица 26

40°		30°		20°		10°		0	
ψ	k	ψ	k	ψ	k	ψ	k	ψ	k
0,39	0,77	0,24	0,52	0,15	0,35	0,04	0,99	0,03	1,0
0,37	0,78	0,22	0,53	0,12	0,35	0,00	1,00		
0,28	0,83	0,11	0,56	0,00	1,00				
0,20	0,88	0,00	1,00						
0,00	1,00								

следующее соотношение, связывающее между собой угол отрыва крайней внешней частицы загрузки, крайней внутренней и коэффициент наполнения барабана:

$$\frac{1}{2} \left[(2\theta_1 - \pi) \cos 2\theta_1 - \sin 2\theta_1 \right] - \left[(2\theta - \pi) \cos 2\theta - \sin 2\theta \right] + \left. \begin{aligned} &+ (\theta_1 - \theta) - \frac{\sin 4\theta_1 - \sin 4\theta}{4} \end{aligned} \right\} = \psi \cdot \pi \cdot \cos^2 \theta. \quad (121)$$

Так как радиус барабана и радиус загрузки вполне определяются углами отрыва θ и θ_1 , то это уравнение связывает между собой также внешний и внутренний радиусы загрузки, число оборотов барабана в минуту и коэффициент наполнения ψ . Задаваясь тремя из этих величин, мы можем определить из полученных уравнений четвертую.

Выведенная формула может иметь применение при расчетах шаровых мельниц.

Приводим таблицу значений ψ и $k = \frac{R_1}{R} = \frac{\cos \theta_1}{\cos \theta}$ для различных значений θ_1 и θ (см. на стр. 126—127).

Интересно отметить, что при невыгоднейших условиях работы шаровой мельницы $\theta_1 = 73^\circ 50'$ и $\theta = 55^\circ$.¹ Для этих значений θ_1 и θ по нашей формуле получается для коэффициента наполнения следующее значение:

$$\psi = 0,42.$$

По Левенсону при этих условиях коэффициент наполнения равен

$$\psi = 0,4.$$

По Дрейер² для шаровых мельниц тоже наилучшим является

$$\psi = 0,4.$$

10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРАНСПОРТЕРНОЙ ТРУБЫ

Пусть транспортерная труба, ось которой наклонена под углом β к горизонту, вращается с постоянной угловой скоростью вокруг этой оси и делает n оборотов в минуту. Труба загружена некоторым количеством сыпучего материала, причем коэффициент наполнения ее ψ поддерживается постоянным. Определим производительность трубы, то-есть количество материала, которое пройдет через поперечное ее сечение в единицу времени. Для этого выделим элементарный слой загрузки на расстоянии ρ от оси барабана (фиг. 176). Каждую секунду некоторое количество частиц этого слоя начинает параболическое движение; причем через данное поперечное сечение трубы пройдут те из частиц, начавших в данный момент свое параболическое движение, расстояние от которых до данного сечения в момент отрыва (начала параболического движения) не больше того расстояния z_p , которое частицы этого слоя проходят вдоль оси барабана за один цикл своего движения (фиг. 177а).

Таким образом, обозначая dQ вес частиц рассматриваемого слоя, которые в течение 1 сек. начинают параболическое движение и в дальнейшем проходят через данное поперечное сечение трубы до своего падения, будем иметь:

$$dQ = \gamma \cdot v \cdot z_p \cdot d\rho = \gamma \cdot \rho \cdot \omega \cdot 8 \operatorname{tg} \beta \cdot \left(1 - \frac{\rho^2}{a^2} \right) \cdot \frac{\rho^2}{a} \cdot d\rho, \quad (122)$$

где γ — вес 1 м³ материала, перемещающегося по трубе.

При установившемся движении можно считать, что вес материала, проходящего в единицу времени через часть поперечного сечения трубы, соответствующую данному слою, будет равен этой найденной выше величине dQ .

¹ Проф. Л. Б. Левенсон, Машины для обжигания, 1933, стр. 593—600.

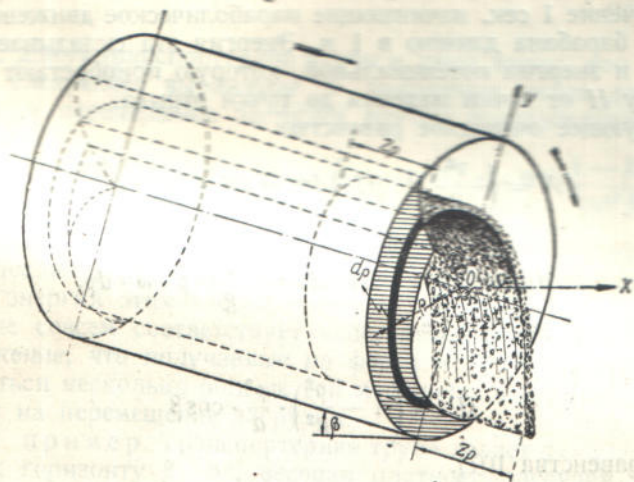
² Н. Дрейер, Die Berechnung des Arbeitsverbrauches der Röhrmühlen, 1929.

Тогда, обозначая производительность трубы в т/сек через Q_s , получаем:

$$Q_s = \int_{R_1}^R 8\gamma \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \omega \cdot \frac{1}{a} \left(1 - \frac{\rho^2}{a^2}\right) \rho^3 d\rho = \frac{8}{a} \cdot \gamma \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \beta \left[\frac{\rho^4}{4} - \frac{\rho^6}{6a^2} \right]_{R_1}^R =$$

$$= \frac{8}{a} \cdot \gamma \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \beta \left[\left(\frac{R^4}{4} - \frac{R^6}{6a^2} \right) - \left(\frac{R_1^4}{4} - \frac{R_1^6}{6a^2} \right) \right] =$$

$$= \frac{8}{a} \cdot \gamma \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \left[\frac{1}{4} (R^4 - R_1^4) - \frac{1}{6a^2} (R^6 - R_1^6) \right]. \quad (123)$$



Фиг. 177а. Картина движения материала в наклонной трубе.

Обозначая через k отношение $\frac{R_1}{R}$, имеем:

$$Q_s = \frac{8}{a} \cdot \gamma \cdot \omega \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \left[\frac{1}{4} R^4 (1 - k^4) - \frac{1}{6a^2} \cdot R^6 \cdot (1 - k^6) \right]. \quad (124)$$

Но нам известно, что

$$a = \frac{895,5}{n^2} \cdot \cos \beta \quad \text{и} \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}.$$

Следовательно:

$$Q_s = \frac{2 \cdot n^2}{895,5 \cos \beta} \cdot \gamma \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot R^4 \cdot \left[1 - k^4 - \frac{2 \cdot n^4}{3 \cdot 895,5^2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot R^2 \cdot (1 - k^6) \right] \quad (125)$$

Откуда окончательно имеем:

$$Q_s = 2,34 \cdot 10^{-4} \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot R^4 \cdot \frac{\sin \beta}{\cos^2 \beta} \cdot \left[1 - k^4 - 0,83 \cdot 10^{-5} \cdot n^4 \cdot R^2 \cdot \frac{1 - k^6}{\cos^2 \beta} \right] \text{т/сек}, \quad (126)$$

если γ выражено в т/м³. Для того чтобы получить производительность Q трубы в т/час, полученное выражение надо умножить на 3600, что дает:

$$Q = 0,84 \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot R^4 \cdot \frac{\sin \beta}{\cos^2 \beta} \cdot \left[1 - k^4 - 0,83 \cdot 10^{-5} \cdot n^4 \cdot R^2 \cdot \frac{1 - k^6}{\cos^2 \beta} \right] \text{т/час}. \quad (127)$$

Средняя скорость подачи, т. е. та скорость, которой должны были бы обладать частицы материала при данной производительности, если бы они всей

массой перемещаться вдоль трубы поступательно, выраженная в м/сек находится по известной формуле:

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot \gamma \cdot \Omega}, \quad (127)$$

где Ω определяется из

$$\Omega = \psi \cdot \pi \cdot R^2. \quad (128)$$

11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ЗАТРАЧИВАЕМОЙ НА ПЕРЕМЕЩЕНИЕ МАТЕРИАЛА В ТРАНСПОРТИРУЮЩЕЙ ТРУБЕ¹

Определим энергию dA , которой обладают частицы слоя ρ толщиной $d\rho$ (фиг. 176), в течение 1 сек. начинающие параболическое движение. Рассмотрим сперва участок барабана длиной в 1 м. Энергия эта складывается из кинетической энергии и энергии потенциальной, которую приобретают частицы подымаясь на высоту H от точки падения до точки отрыва.

Имеем следующее очевидное равенство:

$$dA = \left(\frac{v^2}{2} + gH \right) dm = (v^2 + 2gH) \frac{dm}{2}, \quad (129)$$

но

$$dm = \frac{\gamma}{g} \cdot v \cdot l \cdot d\rho = \frac{\gamma}{g} \cdot \rho \cdot \omega \cdot d\rho,$$

$$v^2 = \rho^2 \cdot \omega^2$$

и

$$H = 4 \left(1 - \frac{\rho^2}{a^2} \right) \cdot \frac{\rho^2}{a} \cdot \cos \beta$$

(на основании равенства 107).

Тогда получаем:

$$dA = \left[\rho^2 \omega^2 + 8g \left(1 - \frac{\rho^2}{a^2} \right) \cdot \frac{\rho^2}{a} \cdot \cos \beta \right] \frac{\gamma}{2g} \cdot \rho \cdot \omega \cdot d\rho. \quad (130)$$

Далее имеем:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad \text{и} \quad \frac{1}{a} = \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900g \cdot \cos \beta}.$$

Следовательно

$$dA = \left[\frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \cdot \rho^2 + 8g \left(1 - \frac{\pi^4 \cdot n^4}{900^2 \cdot g^2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \rho^2 \right) \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900g \cos \beta} \cdot \rho^2 \cdot \cos \beta \right] \times$$

$$\times \frac{\gamma}{2g} \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot d\rho. \quad (131)$$

Откуда, производя элементарные преобразования, получаем:

$$dA = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\pi^3 \cdot n^3}{30^3} \cdot \left(9 - \frac{\pi^4 \cdot n^4}{30^4 \cdot g^2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \rho^2 \right) \cdot \rho^3 \cdot d\rho \quad (132)$$

Отсюда находим полную энергию, которая затрачивается в течение 1 сек. на перемещение загрузки барабана на участке длиной в 1 м:

$$A = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\pi^3 \cdot n^3}{30^3} \cdot \int_{R_1}^R \left(9 - \frac{\pi^4 \cdot n^4}{30^4 \cdot g^2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \rho^2 \right) \cdot \rho^3 d\rho =$$

$$= \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\pi^3 \cdot n^3}{30^3} \cdot \left[\frac{9}{4} \cdot \rho^4 - \frac{1}{6} \cdot \frac{\pi^4 \cdot n^4}{30^4 \cdot g^2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \rho^6 \right] =$$

$$= \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\pi^3 \cdot n^3}{30^3} \cdot \left[\frac{9}{4} (R^4 - R_1^4) - \frac{1}{6} \cdot \frac{\pi^4 \cdot n^4}{30^4 \cdot g^2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot (R^6 - R_1^6) \right]. \quad (133)$$

¹ Н. Dreyer, Die Berechnung des Arbeitsverbrauches der Rohrmühlen, 1929; 3. Б. Кастарович, Машины и аппараты силикатной промышленности, 1934.

Обозначая попрежнему через k отношение $\frac{R_1}{R}$, полученному выражению можем придать следующий вид:

$$A = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{\pi^3 \cdot n^3}{30^3} \cdot R^4 \cdot \left[\frac{9}{4} (1 - k^4) - \frac{1}{6} \cdot \frac{\pi^4 \cdot n^4}{30^4 \cdot g^2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot R^2 (1 - k^6) \right].$$

Откуда, вынося $\frac{9}{4}$ за скобки и производя вычисления, получаем:

$$A = 131,88 \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot n^3 \cdot R^4 \cdot \left[1 - k^4 - 0,94 \cdot 10^{-7} \cdot \pi^4 \cdot R^2 \cdot \frac{1 - k^6}{\cos^2 \beta} \right]. \quad (134)$$

Обозначая через L длину транспортной трубы и имея ввиду, что γ выражено в т/м^3 , получаем следующее выражение в лошадиных силах для мощности N , затрачиваемой на перемещение загрузки внутри транспортной трубы:

$$N = 1,76 \cdot 10^{-3} \cdot \gamma \cdot L \cdot n^3 \cdot R^4 \cdot \left[1 - k^4 - 0,94 \cdot 10^{-7} \cdot \pi^4 \cdot R^2 \cdot \frac{1 - k^6}{\cos^2 \beta} \right] \text{ л. с.} \quad (135)$$

Так как при выводе настоящей формулы для N не была учтена та энергия, которая остается после падения частиц и следовательно сделано допущение, что вся кинетическая энергия этих частиц в момент падения тратится на удар, что повидимому не совсем соответствует действительности, то отсюда можно сделать предположение, что получаемые по формуле (135) значения для мощности могут оказаться несколько больше той мощности, которая в действительности расходуется на перемещение загрузки.

Численный пример. Транспортная труба делает $n = 20$ об/мин., угол наклона ее оси к горизонту $\beta = 5^\circ$, весовая плотность загрузки $\gamma = 1,3 \text{ т/м}^3$, коэффициент наполнения $\psi = 0,12$. Подобрать радиус барабана R так, чтобы внутренний радиус загрузки был минимальным для данного числа оборотов, определить производительность трубы, скорость подачи и мощность, затрачиваемую на перемещение загрузки.

Минимальный внутренний радиус загрузки получится при угле отрыва частиц внутреннего слоя $\Theta_1 = 73^\circ 50'$. При данном коэффициенте наполнения $\psi = 0,12$ для угла отрыва частиц внешнего слоя загрузки находим из таблицы 26 следующее значение:

$$\Theta = 70^\circ.$$

Отношение $k = \frac{R_1}{R}$ при этих углах отрыва равно 0,81.

Далее находим из уравнения (104):

$$R = a \cdot \cos \Theta;$$

на основании уравнения (105) имеем:

$$a = \frac{900 \cdot g}{\pi^2 \cdot n^2} \cdot \cos \beta \cong \frac{900}{400} \cdot 0,996 = 2,24.$$

Затем

$$\cos \Theta = 0,34.$$

Следовательно

$$R = 2,24 \cdot 0,34 = 0,76 \text{ м.}$$

Отсюда

$$D = 2R = 1,52 \text{ м}$$

и

$$R_1 = k \cdot R = 0,81 \cdot 0,76 = 0,62 \text{ м.}$$

Так как угол β в рассматриваемом примере весьма мал, то для определения R_1 мы могли бы воспользоваться уравнением (113):

$$R_1 = \frac{250}{n^2} = \frac{250}{400} = 0,62.$$

Отсюда

$$R = \frac{R_1}{k} = \frac{0,62}{0,81} = 0,76.$$

Далее имеем:

$$R^2 = 0,58; R^4 = 0,33; k^2 = 0,66; k^4 = 0,43; k^6 = 0,28;$$

$$\sin \beta = 0,087.$$

Отсюда, на основании уравнения (127), находим производительность

$$Q = 0,84 \cdot 1,3 \cdot 8000 \cdot 0,34 \cdot 0,087 [1 - 0,43 - 0,83 \cdot 10^{-6} \cdot 160000 \cdot 0,58 (1 - 0,28)] = \\ = 0,84 \cdot 1,3 \cdot 8000 \cdot 0,34 \cdot 0,087 (1 - 0,43 - 0,06) = 129 \text{ т/час.}$$

Скорость подачи определяем по уравнению (127'):

$$v = \frac{129}{3600 \cdot 1,3 \cdot 0,12 \cdot 3,14 \cdot 0,58} = 0,13 \text{ м/сек.}$$

Расходуемая мощность:

$$N = 1,76 \cdot 10^{-3} \cdot 1,3 L \cdot 20^3 \cdot 0,33 [1 - 0,43 - 0,94 \cdot 10^{-7} \cdot 160000 \cdot 0,72] = \\ = 1,76 \cdot 1,3 \cdot 8 \cdot 0,33 \cdot [1 - 0,43 - 0,01] L = 3,44 L \text{ л. с.}$$

Таким образом на 1 пог. м длины трубы затрачивается приблизительно 3,44 л. с. К этому надо прибавить расход мощности на опорных реликах, определяемый по уравнению (28).

ГЛАВА III РОЛИКОВЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

Роликовые транспортеры (роликовые столы, рольганги¹) применяются для перемещения в массовом количестве отдельных штучных грузов, имеющих достаточно гладкую и твердую опорную поверхность, например ящики, доски, бревна, слитки, продукты проката и пр. Особое распространение имеют роликовые транспортеры в поточном производстве для передачи обрабатываемых деталей и частей от агрегата к агрегату и в прокатных цехах металлургических заводов, где они служат для перемещения болванок, полуготовых полос и готового катаного продукта.

К этому же типу транспортерных устройств относятся катковые транспортеры, принципиальное отличие которых от роликовых состоит в том, что рабочее движение на них определяется как перемещение на роликах-катках, тогда как движение на роликовых транспортерах должно быть причислено к перемещению на роликах-колесах. Катковые транспортеры распространены значительно меньше роликовых.

По конструкции роликовый транспортер (фиг. 178) состоит из продольной рамы, на которую опираются оси расставленных на одинаковом расстоянии друг от друга горизонтальных роликов, расположенных нормально к направлению перемещения груза.

По способу приведения в действие роликовые транспортеры можно разделить на две группы: неприводные или безмоторные, на которых ролики свободно сидят на своих осях и увлекаются во вращение проходящими по ним грузами, и приводные или моторные, на которых ролики приводятся во вращение механическим двигателем (фиг. 179, 1 и 2).

На неприводных роликовых транспортерах груз получает движение от внешней приложенной к нему силы. Это может быть усилие рабочего, либо механическая сила, передаваемая от толкающей штанги или тяговой цепи или каната. Кроме того в некоторых случаях часть роликов делается приводными и передает на перемещаемые грузы движущее усилие, для чего грузы должны одновременно лежать на роликах того и другого рода.

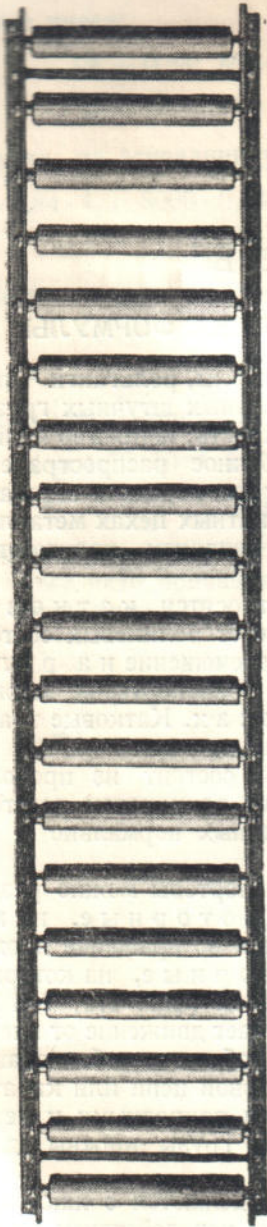
Весьма часто неприводные роликовые транспортеры делаются с наклоном в сторону движения груза и груз движется по роликам под действием одной только составляющей силы тяжести. В отличие от предыдущих типов такие, так называемые гравитационные, транспортеры действуют вполне автоматически.

На приводных рольгангах ролики, вращаемые от двигателя, трением увлекают перемещаемые грузы.

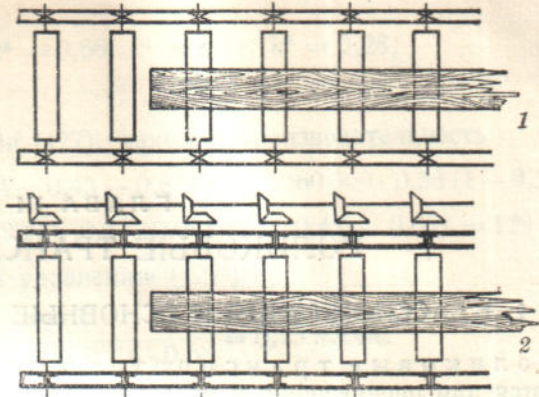
Если, как показано на фиг. 180, 1, перемещаемый груз, весом G , лежит на всех z роликах горизонтального транспортера, весом каждый p , имеющих диаметра обода D и диаметр цапфы d , и если при этом груз движется равномерно,

¹ Rollenbahnen, Rollenförderer (нем.); roller runways (англ.).

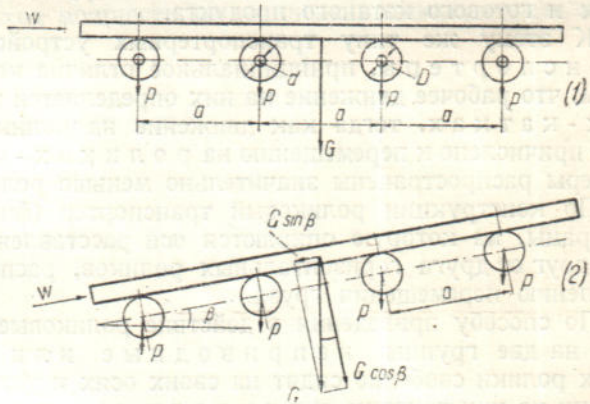
$$W = G \left(\frac{2k}{D} + \frac{df}{D} \right) + pz \frac{df}{D} = G \frac{2k}{D} + (G + pz) \frac{df}{D}. \quad (136)$$



Фиг. 178. Вид сверху на роликовый транспортер.



Фиг. 179. Схема неприводного и приводного рольгангов.



Фиг. 180. Схема горизонтального и наклонного неприводного рольгангов.



Фиг. 181. Схема роликового транспортера с частью приводных роликов.

Двуучлен в скобках представляет величину давления на цапфах роликов. В действительности это давление несколько больше и равно

$$P = \sqrt{(G + pz)^2 + W^2},$$

так что W находится из

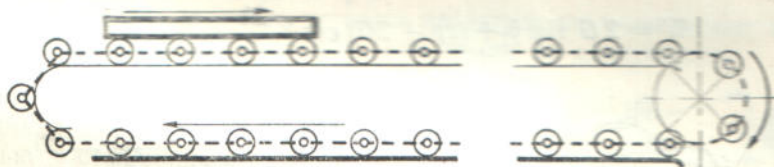
$$W = G \frac{2k}{D} + \sqrt{(G + pz)^2 + W^2} \frac{df}{D}, \quad (137)$$

однако, ввиду небольшого значения W по сравнению с G , расчеты можно производить по уравнению (136).

Определение сопротивления усложняется, если груз движется неравномерно и в особенности если он не лежит одновременно на всех роликах. При этом свободные ролики под действием силы трения замедляют свое вращение или полностью останавливаются, так что часть энергии затрачивается на приведение их во вращение (сообщение живой силы). Этот добавочный расход мощности, как мы увидим при рассмотрении теории гравитационного рольганга, получается тем выше, чем больше момент инерции роликов.

При движении груза вверх по наклонному роликовому транспортеру (фиг. 180,2), сопротивление движению составляется из сил полезного и вредного сопротивления и равно

$$W = G \sin \beta + G \cos \beta \frac{2k}{D} + \left(G \cos \beta + \overline{pz} \right) \frac{df}{D}. \quad (138)$$



Фиг. 182. Схема каткового транспортера.

Если передача движущей силы производится от нескольких приводных роликов, которые могут быть расположены либо между неприводными, либо отдельной группой (фиг. 181), и если давление полосы на все ролики распределяется равномерно, то сила трения, передаваемая от приводных роликов, число которых z' , на полосу, должна быть не меньше силы сопротивления на неприводных роликах. Обозначим коэффициент трения скольжения груза по роликам в покое μ_0 , тогда при равномерном движении груза должно быть

$$G \frac{z'}{z} \mu_0 \geq G \frac{z - z'}{z} \cdot \frac{2k + df}{D}. \quad (139)$$

Отсюда, обозначая

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

находим необходимое число приводных роликов

$$z' \geq \frac{w'}{\mu_0 + w'}. \quad (140)$$

В случае каткового транспортера (фиг. 182) ролики своими осями укреплены к одной или к двум цепям, получающим движение от привода. Ролики катятся по направляющим, по роликам с вдвое большей скоростью катятся грузы. Секции одно- и двухцепного каткового транспортера показаны на фиг. 183 и 184.¹

Сопротивление движению на прямолинейных участках каткового транспортера W складывается из: 1) сопротивления от трения качения роликов по направляющим, 2) сопротивления от трения качения груза по роликам, 3) сопротивления вследствие скольжения на цапфах роликов, на которые передается суммарное тяговое усилие W , поэтому

$$W = z' \frac{2k}{D} + 2G \frac{2k}{D} + W \frac{df}{D}, \quad (141)$$

¹ Z. V. d. I., 1933, № 9. Конструкцию каткового транспортера, применяемого в прокатных мастерских, см. на фиг. 329—331.

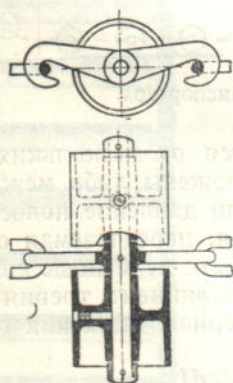
откуда

$$W = (zp + 2G) \frac{2k}{D} \frac{1}{1 + \frac{df}{D}} \quad (141')$$

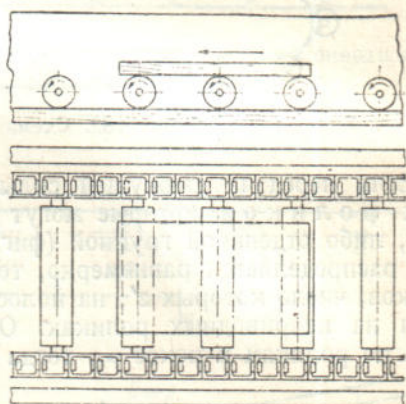
Здесь z общее количество роликов на обоих прямолинейных участках.

В случае наклонного каткового транспортера с движением груза вверх под углом β , общее сопротивление на прямолинейных участках складывается из полезного сопротивления подъема груза, трения катания роликов по направляющим и груза на роликах, а также трения на цапфах роликов. Обозначим последние сопротивления для холостой и рабочей ветви через W_x' и W_p' . Величина полезного сопротивления груза, приложенного к грузу непосредственно, была бы $G \sin \beta$, а на цепи, принимая во внимание, что мгновенный центр ролика — в точке соприкосновения его с направляющей, она равна $2G \sin \beta$, поэтому

$$W = 2G \sin \beta + (zp + 2G) \cos \beta \frac{2k}{D} + W_x' + W_p'.$$



Фиг. 183. Секция одноцепного каткового транспортера.



Фиг. 184. Участок двухцепного каткового транспортера.

Давление на цапфах роликов холостой ветви

$$p_x = \frac{z}{2} p \sin \beta - \frac{z}{2} p \cos \beta \frac{2k}{D}, \quad (143)$$

следовательно сопротивление

$$W_x' = \frac{zp}{2} \left(\sin \beta - \frac{2k}{D} \cos \beta \right) \frac{df}{D} \quad (144)$$

и притом всегда положительно, независимо от знака двучлена в скобках.

Давление на цапфах рабочей ветви

$$p_p = \left(\frac{z}{2} p + 2G \right) \sin \beta + \left(\frac{z}{2} p + 2G \right) \cos \beta \frac{2k}{D}, \quad (145)$$

следовательно сопротивление

$$W_p = \left(\frac{zp}{2} + 2G \right) \left(\sin \beta + \frac{2k}{D} \cos \beta \right) \frac{df}{D}. \quad (146)$$

При более точных подсчетах для величины давления на цапфах следовало бы брать геометрическую сумму сил p_x или p_p и веса цепей. Потери на криволинейных участках находятся по выражениям для сопротивления при изгибе цепей и общее сопротивление находится расчетом по точкам, как для обычных транспортных устройств с бесконечным тяговым элементом.¹

¹ См. Конвейерные установки, части I и III.

§ 2. КОНСТРУКЦИЯ НЕПРИВОДНЫХ РОЛЬГАНГОВ

1. РОЛИК

Сопротивление на рольганге уменьшается с уменьшением веса и момента инерции роликов и увеличением их диаметра. При некоторой толщине цилиндрической стенки роликов, определяющейся условием их прочности и способом изготовления, вес и момент инерции возрастают с увеличением диаметра, кроме того вместе с весом возрастает стоимость транспортера. Это обстоятельство, а также необходимость в большинстве случаев практики иметь малое расстояние между осями роликов, определяемое размерами перемещаемых предметов, заставляет ограничивать диаметр роликов сравнительно малой величиной. В типовых конструкциях диаметр ролика принимается обычно 51—76 мм (2—3"), наиболее предпочтительными размерами считают в Америке 57—70 мм (2¹/₄—2³/₄"¹, в Англии — 51—57 мм (2—2¹/₄"²).

Вообще же при выборе диаметра роликов некоторое значение может иметь режим перемещения грузов по рольгангу, как видно из следующего.

На рольгангах с подачей грузов с интервалами, за время которых ролики сильно замедляют свое вращение или даже полностью останавливаются, для понижения сопротивления существенно уменьшение момента инерции, а следовательно диаметра ролика. Напротив, на рольгангах с непрерывным движением груза величина момента инерции роликов не имеет значения и сопротивление уменьшается пропорционально увеличению диаметра роликов. Следовательно в последнем случае повышение диаметра роликов может оказаться рациональнее, чем в первом.

Для обычной длины роликов указываются значения 305—610 мм (12—24").

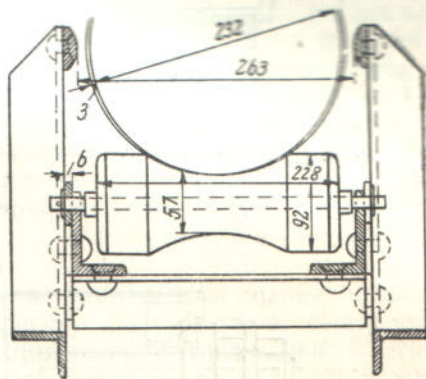
Длину роликов рекомендуется принимать на 50—100 мм больше ширины перемещаемых предметов, измеренной поперек продольной оси рольганга, однако стремление иметь по возможности легкие ролики побуждает к тому, что нередко длина их выбирается равной или даже несколько меньшей ширины грузов.

При большой ширине грузов, для того чтобы избежать длинных тяжелой конструкции роликов, устанавливаются на общей раме два ролика, служащие продолжением один другого или немного сдвинутые или два дисковые ролика (фиг. 205 и 206). Такая система имеет кроме того достоинство большей подвижности при поворачивании на рольганге перемещаемых предметов.

Изготавливаются ролики преимущественно из стальных цельнотянутых труб, реже — чугуна и еще реже — из твердых пород дерева. Стальные ролики имеют литые или штампованные фланцы, в которых крепятся опорные подшипники. Как правило, за исключением особых систем рольгангов, ролики вращаются на неподвижно укрепленных осях.

Деревянные ролики изнашиваются и требуют замены через сравнительно короткие сроки. Основное достоинство их — малый собственный вес, что имеет особенное значение на переносных транспортерах.

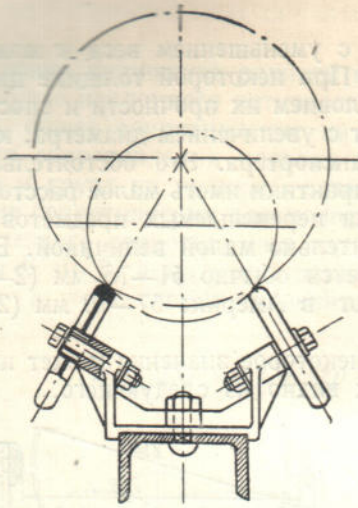
Ролики нормального типа для предметов с плоской поверхностью имеют цилиндрическую форму. Для перемещения цилиндрических предметов, например трубы, артиллерийские снаряды и пр., применяются ролики с вогнутой поверхностью (фиг. 185) или два отдельные дисковые ролика, посаженные на



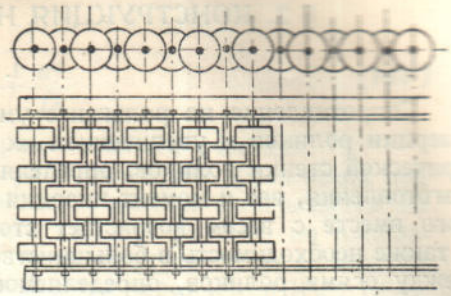
Фиг. 185. Ролик с вогнутой поверхностью.

¹ Material Handling Cyclopedica, 1921, стр. 379.

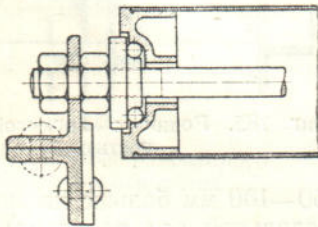
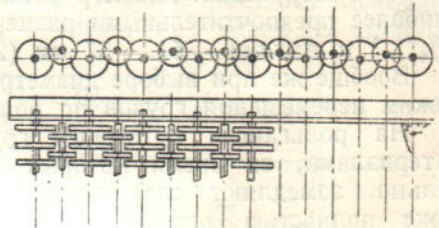
² Zimmer, Material Handling, 1932, стр. 205.



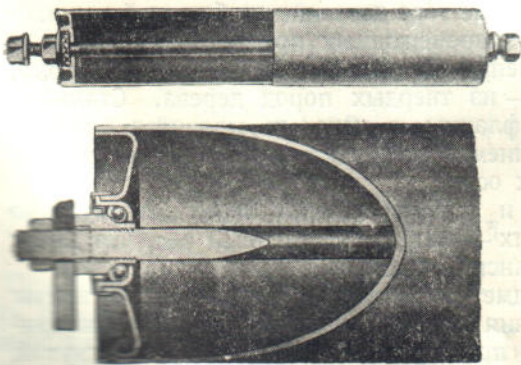
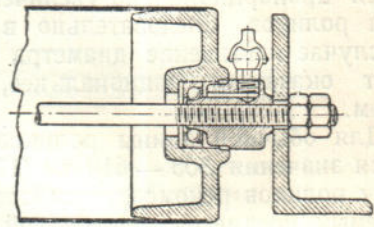
Фиг. 186. Дисковые ролики для предметов цилиндрической формы.



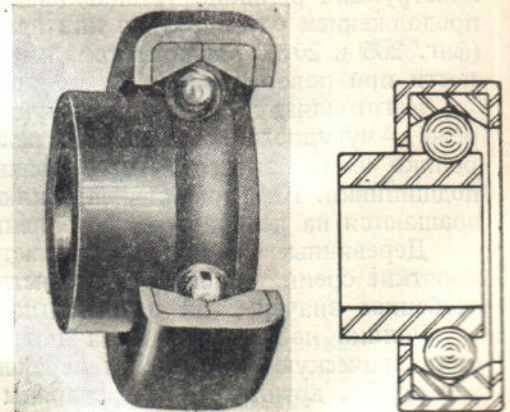
Фиг. 187. Дисковые ролики для грузов малых размеров.



Фиг. 188. Конструкции шарикоподшипников для случая литых фланцев (Stöhr u. Siegerin).



Фиг. 189. Шарикоподшипники для случая литых фланцев.



Фиг. 190. Элемент шарикоподшипника для круглого вала, без уплотнения (Standard Conv. Co).

наклонных осях (фиг. 186). Ролик по фиг. 185 выточен из дерева и насажен на стальной оси.

Для того чтобы перемещаемый предмет при движении по роликам опирался не меньше чем на два ролика одновременно, расстояние между осями роликов должно быть немного меньше половины длины предмета, измеренной по продольной оси рольганга. Для достижения такого соотношения в случае грузов малого размера применяются ролики, состоящие из отдельных дисков, укрепляемых на двух соседних осях в шахматном порядке (фиг. 187), что дает возможность сблизить оси и образовать близкую к плоскости поверхность роликового стола. Для этой же цели роликовые диски делаются иногда неодинакового диаметра, как показано на фиг. 187 внизу.

Конструкция, качество изготовления и состояние подшипников для роликов имеют особенное значение для уменьшения сопротивления движению по транспортеру. Подшипники скользящего трения применяются сравнительно редко, например на вспомогательных холостых роликах металлургических рольгангов. В обычных случаях для гравитационных транспортеров и рольгангов, на которых перемещение груза производится вручную, ролики устанавливаются на шариковых или роликовых подшипниках. Несколько специальных типов шариковых подшипников, для случая литых и штампованных фланцев показаны на фиг. 188—192. Поверхность катания в подшипниках очерчивается так, чтобы шариками воспринималось как нормальное, так и осевое давление. В выполняемых в последнее время у нас конструкциях роликов предпочитают применять нормальные шариковые элементы. К конструкции подшипников предъявляются требования защищенности от пыли и грязи, удобства смазки и смены.

Диаметр оси в нормальных типах роликов, по американским данным, принимается для шариковых опор 16—22 мм ($5/8$ — $7/8$ ") и для более тяжелых типов и роликовых опор 19—38 мм ($3/4$ — $1\frac{1}{2}$ ").

Для примера роликов, монтированных на стандартных шарикоподшипниках, приведем, в выдержках, данные к проекту норм роликов, составленные Киевским отделением б. НИИПТ. Конструкция роликов трех типов — легкого, среднего и тяжелого, соответственно для нагрузки 60—100, 310—500 и 800—1500 кг, показана на фиг. 193, а размеры и вес указаны в таблице 27.

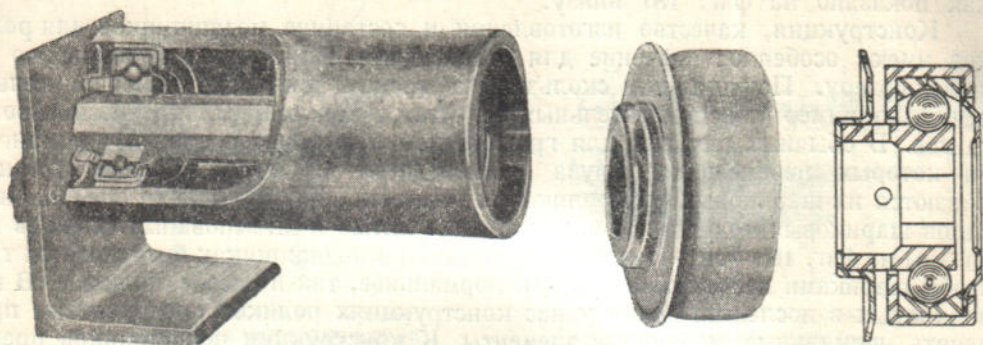
Таблица 27

Размеры и вес роликов по проекту норм Киевского отделения б. НИИПТ

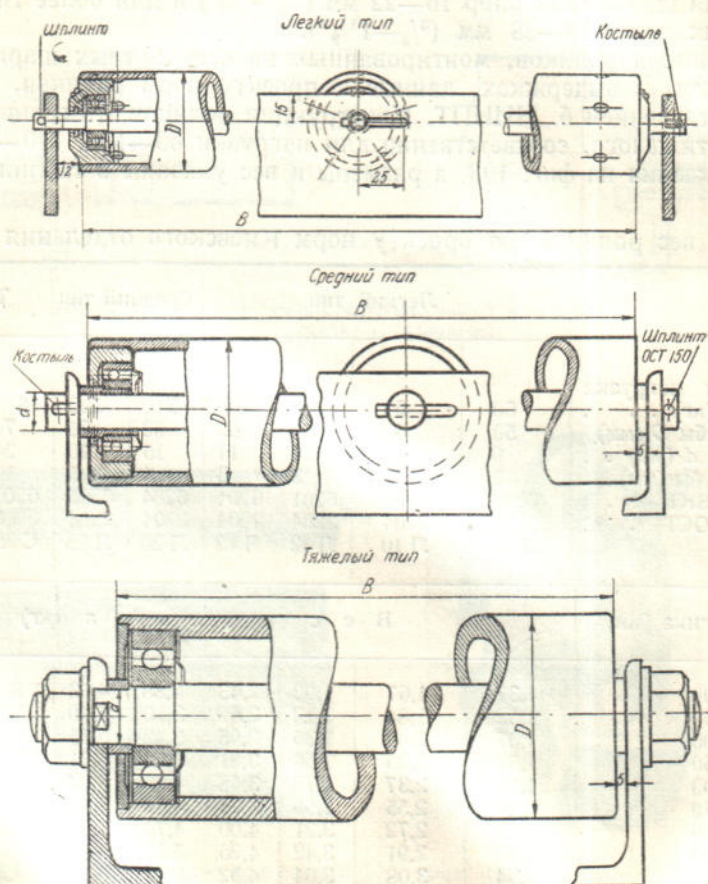
	Легкий тип				Средний тип		Тяжелый тип			
Допускаемая нагрузка на ролик (кг)	60	60	100	100	310	500	800	1200	1500	
Диаметр трубы D (мм)	50	62	50	62	62	76	76	95	108	
Диаметр оси d (мм)	9	9	11	11	15	20	24	24	29	
Толщина трубы (мм)	2	2	3	3	4	5	10	10	12	
Шарико-подшипник {	SKF—N	6200	6200	6201	6201	6204	6205	6305	6405	6405
	ОСТ	2204	2204	2204	2204	2204	2204	2205	2206	2206
	Л 10	Л 10	Л 12	Л 12	Л 20	Л 25	С 25	Т 25	Т 30	
Длина ролика (мм)	В е с р о л и к а (кг)									
300	1,37	1,67	1,92	2,43	2,88	4,63	8,45	10,09	14,61	
350	1,52	1,84	2,12	2,69	3,10	5,19	9,55	11,32	16,43	
400	1,67	2,02	2,35	2,95	3,42	5,75	10,65	12,55	18,25	
450	1,81	2,20	2,56	3,21	3,74	6,31	11,75	13,78	20,07	
500	1,96	2,37	2,78	3,48	4,06	6,87	12,85	15,01	21,89	
550	2,10	2,55	2,99	3,74	4,38	7,43	13,95	16,24	23,71	
600	2,25	2,72	3,21	4,00	4,70	7,99	15,05	17,47	25,53	
650	2,40	2,91	3,42	4,26	5,02	8,55	16,15	18,70	27,35	
700	2,54	3,08	3,64	4,52	5,34	9,11	17,25	19,93	29,17	
750	2,69	3,25	3,85	4,78	5,66	9,67	18,35	21,16	31,00	
800	2,84	3,43	4,07	5,05	5,98	10,23	19,45	22,39	32,82	



Фиг. 191. Шарикоподшипник для шестигранного вала с уплотняющей набивкой (Standard Conv. Co).



Фиг. 192. Шарикоподшипник для шестигранного вала со штампованным закрывающим фланцем (Standard Conv. Co).



Фиг. 193. Нормальные ролики (по проекту Киевского отделения б. НИИПТ).

2. СТАНИНА

Станина роликового транспортера состоит из горизонтальной или слегка наклонной рамы и опорных стоек. Рама склепывается, сваривается или собирается на болтах из углового или полосового железа. Высверливаемые в ней дыры или пазы для осей роликов должны быть точно размечены для обеспечения строгой параллельности роликов, так как иначе сопротивление движению груза по роликам возрастает.

Боковые прогоны рамы, на которых держатся оси роликов, соединяются между собой либо распорными болтами (в более легких конструкциях), либо скрепляются наглухо поперечными и раскосыми уголками. Применяется также конструкция, в которой для соединения прогонов служат оси роликов.

Проект нормальной конструкции роликовой станины легкого, среднего и тяжелого типа изображен на фиг. 194—196; вес этих станин с роликами, но без опор приведен в таблице 28. Расстояние между роликами принято 100—200 мм, длина отдельной секции — L от 1 до 3 м.

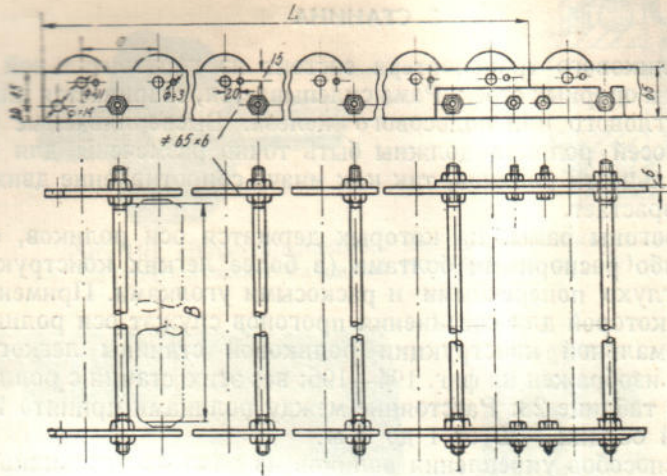
Несколько способов укрепления роликов на раме из угольников или швеллеров видны на фиг. 197. Ролики по поз. 1—4 возвышаются над рамой, по поз. 5—7 — верхняя грань боковых прогонов расположена выше поверхности роликов и они служат направляющими для перемещаемых грузов. Строенная рама по поз. 4 применяется при перемещении широких и тяжелых грузов.

В случае гравитационного рольганга необходимый наклон станины на прямой линии на участке определяется рядом факторов: величиной коэффициентов трения скольжения в подшипниках и трения катания груза по роликам, режимом подачи груза и соотношением веса груза и роликов. Одним из факторов,

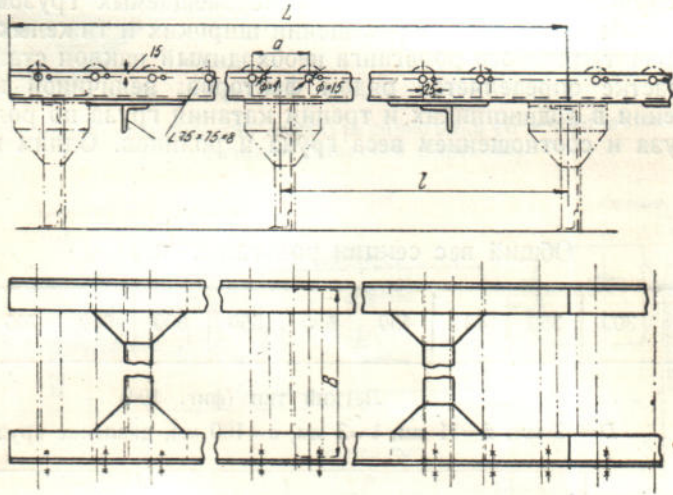
Таблица 28

Общий вес секции рольганга (кг)

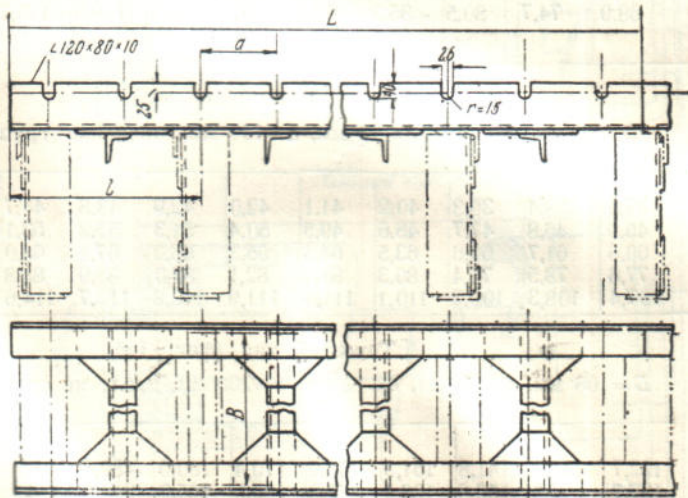
Длина ролика B (мм)	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
Длина секции L (мм)	Легкий тип (фиг. 194) $D=62$ мм, $d=11$ мм, $\delta=3$ мм, $a=100$ мм, давление груза ≤ 100 кг										
1000	35,9	38,9	41,9	44,8	47,8	50,8	53,8	56,8	59,8	62,8	65,8
1500	52,4	56,8	61,2	65,6	70,0	74,4	78,8	83,2	87,6	92,0	96,4
2000	68,9	74,7	80,5	86,3	92,1	97,9	103,7	109,5	115,3	121,0	126,9
	Средний тип (фиг. 195) $D=76$ мм, $d=15$ мм, $\delta=4$ мм, $a=150$ мм, давление груза ≤ 310 кг										
750	37,5	38,4	39,3	40,2	41,1	42,0	42,9	43,8	44,7	45,6	46,5
1000	45,9	46,8	47,7	48,6	49,5	50,4	51,3	52,2	53,1	54,0	54,9
1500	60,8	61,7	62,6	63,5	64,4	65,3	66,2	67,1	68,0	68,9	69,8
2000	77,6	78,5	79,4	80,3	81,2	82,1	83,0	83,9	84,8	85,7	86,6
3000	107,4	108,3	109,2	110,1	111,0	111,9	112,8	113,7	114,6	115,5	116,4
	Тяжелый тип (фиг. 196) $D=108$ мм, $d=29$ мм, $\delta=12$ мм, $a=200$ мм, давление груза ≤ 1500 кг										
1000	122,7	132,5	141,8	151,3	160,9	170,4	180,0	189,6	199,1	208,6	218,2
1500	137,7	147,3	156,8	166,4	175,9	185,5	195,0	204,6	214,1	223,6	233,2
2000	152,7	162,3	171,8	181,4	190,9	200,5	210,0	219,6	229,1	238,7	248,2



Фиг. 194. Станина рольганга легкого типа.

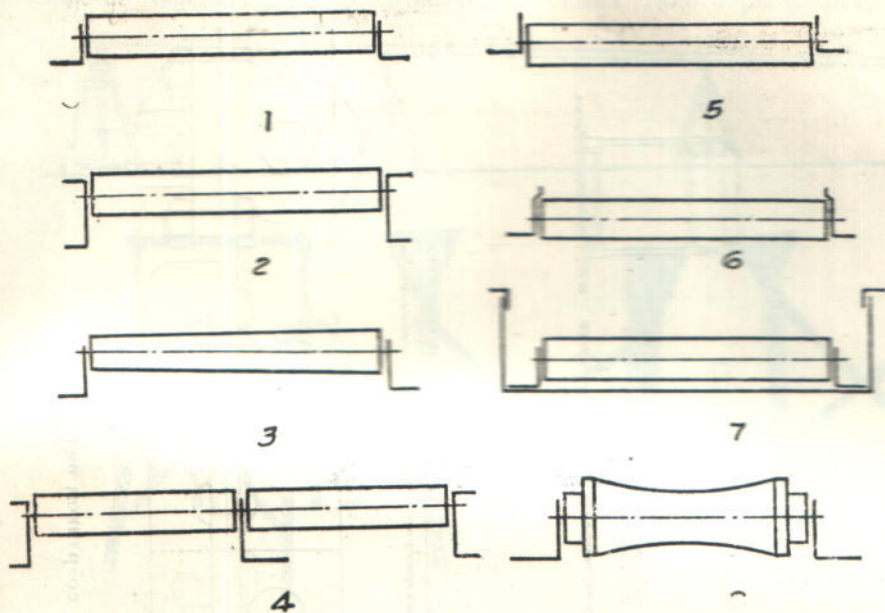


Фиг. 195. Станина рольганга среднего типа.



Фиг. 196. Станина рольганга тяжелого типа.

имеющим существенное значение для случая шариковых опор, при которых сопротивление в подшипниках относительно невелико, является коэффициент



Фиг. 197. Способы укрепления роликов в раме (Standard Conv. Co).

трения качения. В таблице 29 приведены данные о необходимых углах наклона, заимствованные из опытов фирмы Schenk.¹

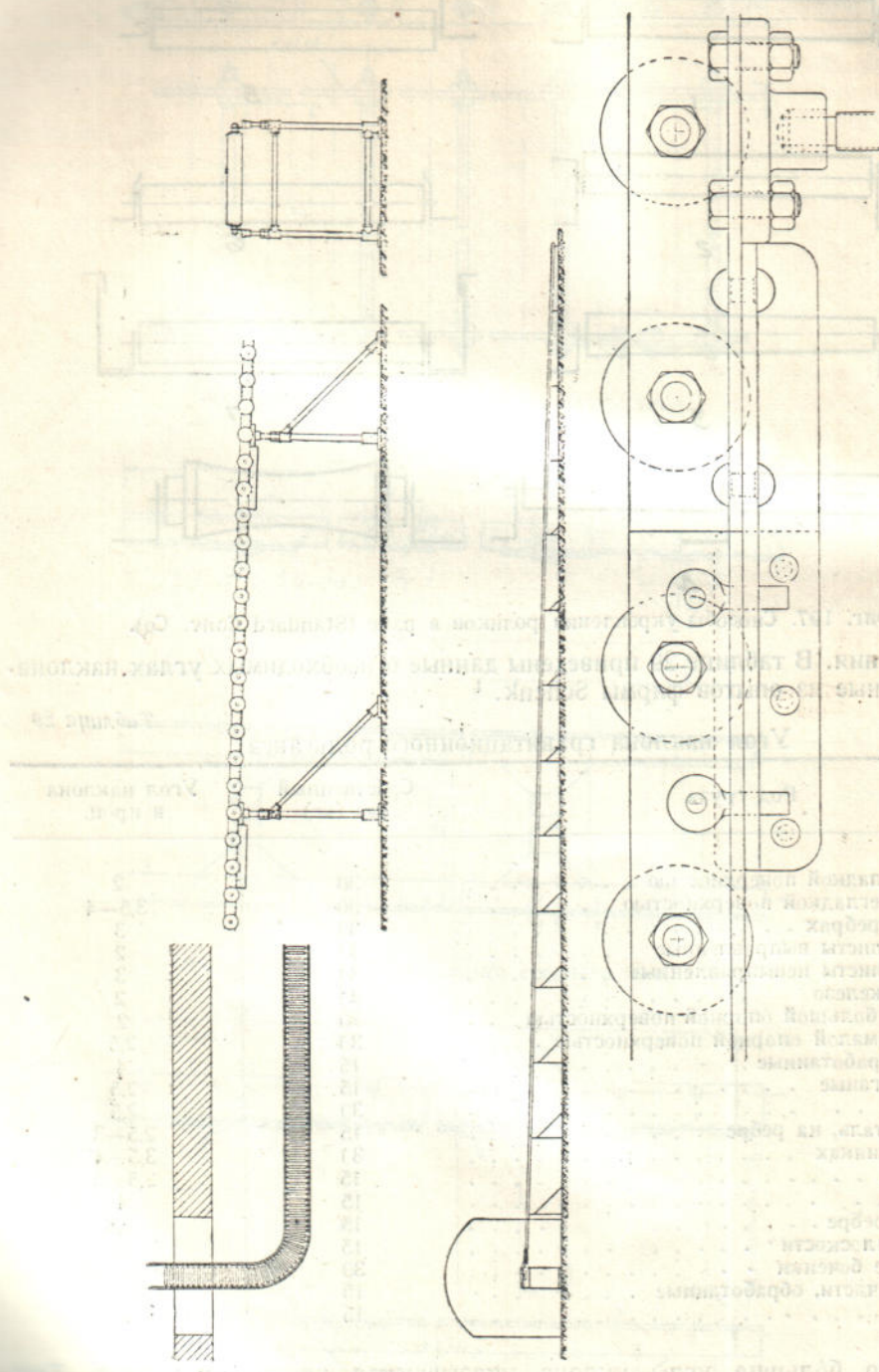
Таблица 29

Угол наклона гравитационного рольганга

Род груза	Собственный вес (кг)	Угол наклона в проц.
Ящики с гладкой поверхностью	30	2
Ящики с негладкой поверхностью	30	3,5—4
Ящики на ребрах	30	3
Железные листы выправленные	30	2
Железные листы невыправленные	30	3
Рифленое железо	30	2
Отливки с большой опорной поверхностью	30	2
Отливки с малой опорной поверхностью	30	2,5
Доски необработанные	15	4
Доски строганные	15	2,5
Опоки	30	2,5
Сортовая сталь, на ребре	15	2,5—3
Чугун в свинках	30	3,5—4
Кирпич	15	2,5—3
Туф	15	4
Листы на ребре	15	2,5
Листы по плоскости	15	3
Деревянные боченки	30	3,0—3,5
Машинные части, обработанные	15	2,0—2,5
Корзины	15	5

Несколько большие углы наклона указываются по другим данным. Так «Material Handling Cyclopedic» рекомендует:

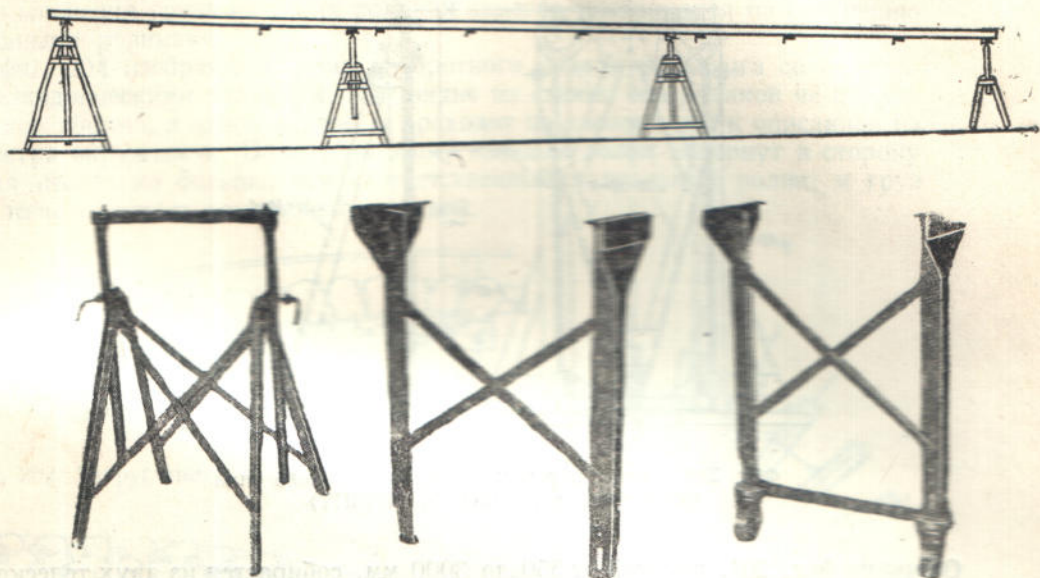
для чугунных свинков	4 — 8 %	!
* листовой стали	2 — 4 %	%
* строевого леса	4 — 6 %	%
* кирпича и плитняка	4 — 6 %	%



Фиг. 198 Наклонный роликонт в собранном виде.

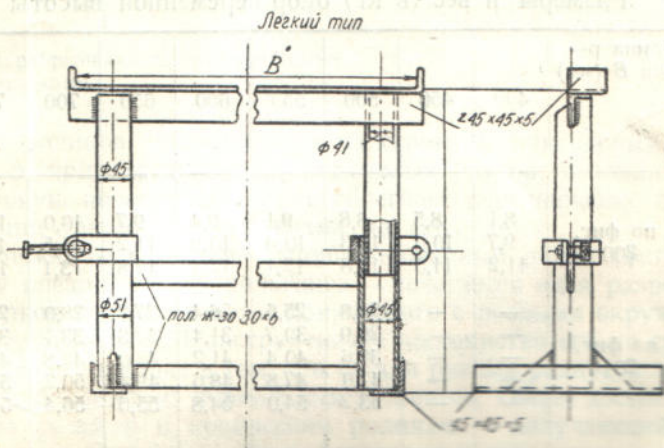
Наименьший достигнутый угол при непрерывном движении грузов по роликам на шарикоподшипниках равен 1,5% ($0^{\circ}52'$).

Для получения наклона на раме рольганга опорные стойки делаются неодинаковой высоты. Конструкция такого рольганга, собранного из



Фиг. 199. Рольганг на телескопических стойках (Standard Conv. Co).

отдельных секций, из которых каждая опирается с одной стороны на свою стойку, а с другой — на приклепанный выступ соседней секции, показана на фиг. 198. На этой же фигуре внизу дана деталь сопряжения секций. Для предохранения от сдвижения шарнирные штифты одной рамы входят в отверстия соседней.

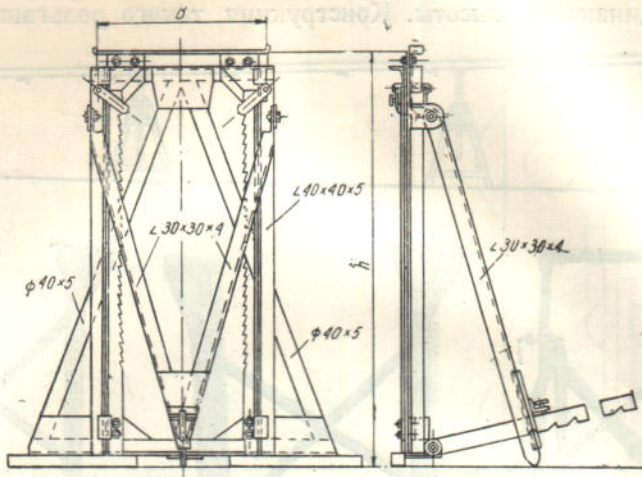


Фиг. 200. Опора переменной высоты легкого типа (Киевского отделения Б. НВВВТТ).

Для того чтобы, в зависимости от веса грузов и состояния их поверхности, можно было регулировать угол наклона станины, применяют иногда стойки переменной высоты. Такого типа рольганг на телескопических стойках показан на фиг. 199.

На фиг. 200 и 201 изображен проект двух опор легкого типа переменной высоты. Первая, высотой 200—600 мм, собрана из телескопически выдвигаемых труб диаметра 45 мм, зажимаемых в двух нижних обрезах труб диаметра 51 мм

с помощью винтовой стяжки. Рама рольганга опирается на поперечину, соединяющую верхние отрезки труб, нижние также соединены между собой поперечной и укрепляются на служащих основанием угольниках.



Фиг. 201. Опора переменной высоты легкого типа (Киевского отделения б. НИИПТ).

Опора по фиг. 201, высотой от 550 до 3000 мм, собирается из двух телескопических рам, склепанных или сваренных из уголков и полосовой стали, из коих верхняя, выдвигаемая, удерживается в любом положении двумя петлями, захватывающими за выступы зубчатых реек. Для устойчивости нижняя рама выполнена в виде треноги с одной переставной ногой. Данные об этих опорах приведены в таблице 30.

Таблица 30

Размеры и вес (в кг) опор переменной высоты

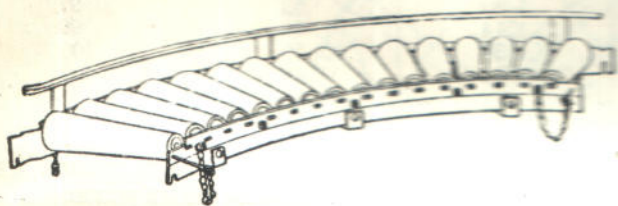
Высота опоры h (мм)	Длина ролика B (мм)										
		400	450	500	550	600	650	700	750	800	850
200—300 300—450 450—600	по фиг. 200	8,1	8,5	8,8	9,1	9,4	9,7	10,0	10,3	10,6	10,9
		9,7	10,0	10,3	10,6	10,9	11,2	11,5	11,9	12,2	12,5
		11,2	11,5	11,8	12,1	12,4	12,8	13,1	13,4	13,7	14,0
550—800 800—1250 1100—1800 1500—2500 1800—3000	по фиг. 201	—	—	24,8	25,6	26,4	27,2	28,0	28,8	29,6	30,4
		—	—	29,9	30,7	31,4	32,3	33,1	33,9	34,7	35,5
		—	—	39,6	40,4	41,2	42,0	42,8	43,6	44,4	45,2
		—	—	47,0	47,8	48,6	49,4	50,2	51,0	51,8	52,6
		—	—	53,2	54,0	54,8	55,6	56,4	57,2	58,0	58,8

Перемещение на роликах может производиться как на прямолинейных участках, так и на закруглениях. Для уменьшения сопротивления на закруглениях желательно выполнять их по возможно большому радиусу. Наименьшим радиусом для небольших грузов считается 750 мм, обычный средний радиус принимается в пределах 1,1—1,8 м.

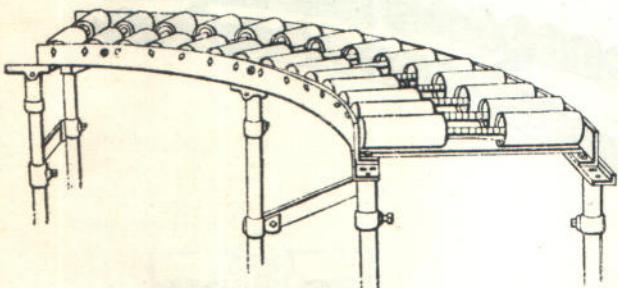
В целях облегчения перемещения грузов по закруглениям, практикуется несколько различных способов, как то: применение конических роликов, цилиндрических — разрезных, цилиндрических со смещенными осями, дисковых и комбинированных цилиндрических («дифференциальные» ролики).

Система первого типа показана на фиг. 202. Недостаток ее состоит в том, что угол конусности роликов, являющийся функцией радиуса закругления, приходится принимать разными для разных радиусов. Вторая система — цилиндрические разрезные ролики — представлена на фиг. 203. Как показывает опыт, работа скольжения груза на таких роликах заметно уменьшается по сравнению со сплошными роликами.

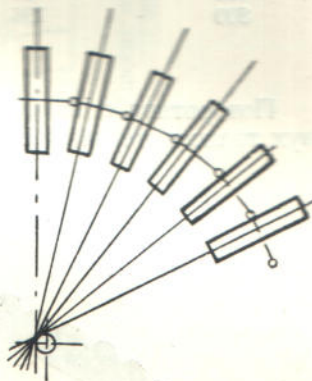
На фиг. 204 изображена схема поворотного пункта рольганга со смещенными цилиндрическими роликами. Как видно из схемы, оси роликов не пересекаются, как обычно, в одном центре, а проходят по касательной к описанной из этого центра окружности. Благодаря этому каждый ролик повернут в сторону движения несколько больше, чем соответственный радиальный ролик, и груз на нем легче получает движение по кривой.



Фиг. 202. Закругление с коническими роликами.



Фиг. 203. Закругление с разрезными цилиндрическими роликами.



Фиг. 204. Закругление со смещенными цилиндрическими роликами.

Система дисковых роликов, укрепленных на коротких консольных осях (фиг. 205), применяемых при передвижении нетяжелых грузов, имеющих широкую и гладкую опорную поверхность, тоже облегчает передвижение грузов по кривой. Конструкция таких роликов видна на фиг. 206.

В последней из упомянутых систем — комбинированный ролик (фиг. 207) с конической частью у внешнего края рольганга — сочетается идея разрезного ролика с меньшей опорной поверхностью и конического с разными окружными скоростями с обеих сторон ролика. Конструктивное достоинство его по сравнению с коническими роликами состоит в том, что он для разных радиусов закругления и длин роликов собирается из нормальных элементов. Общее достоинство, присущее этой системе роликов и коническим роликам, — получающийся на них небольшой наклон к центру закругления, благодаря которому уменьшается действие центробежной силы, отбрасывающей при быстром движении груз на внешний край роликов.

Для предохранения грузов от соскальзывания под действием центробежной силы с рольганга, устанавливается с внешней стороны предохранительный проводник, как показано например на фиг. 202. Однако во многих случаях предпочитают от него отказываться, так как трение груза о проводник создает значительное добавочное сопротивление и тормозит грузы. Кроме того применение проводников требует иногда увеличения ширины рольганга.

Проект нормальной круговой секции рольганга среднего типа изображен на фиг. 208. Средний радиус рольганга принят равным 1150 мм, ролики

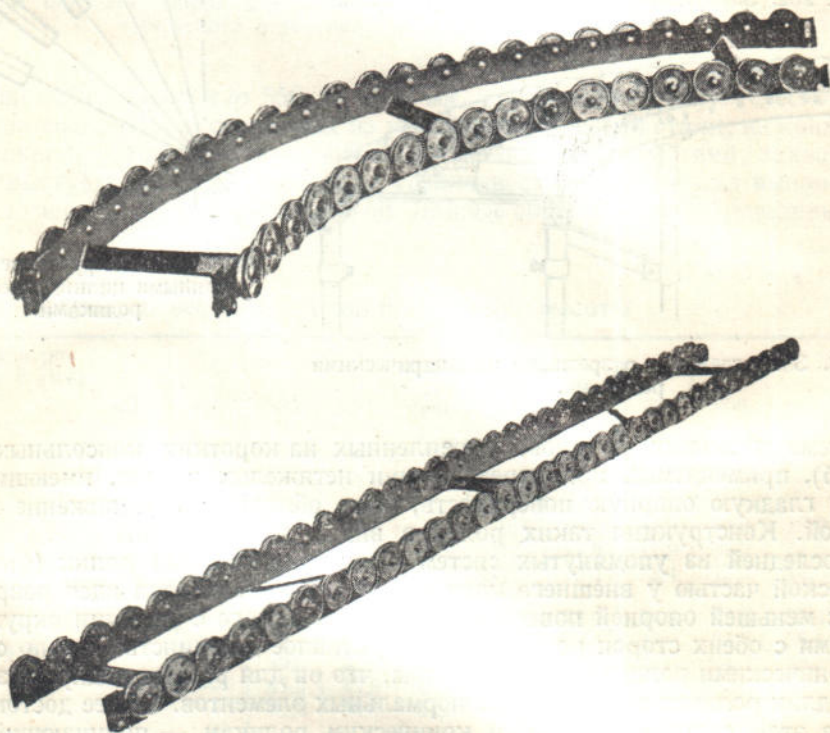
цилиндрические. Основные размеры секции для роликов длиной от 400—800 мм приведены в таблице 31.

Таблица 31

Размеры круговой секции (по фиг. 208)

B	R_1	R_2	a	b
400	936	1364	61	89
450	911	1389	59	91
500	886	1414	58	92
550	861	1439	56	94
600	836	1464	55	95
650	811	1489	53	97
700	786	1514	51	99
750	761	1539	50	100
800	736	1564	48	102

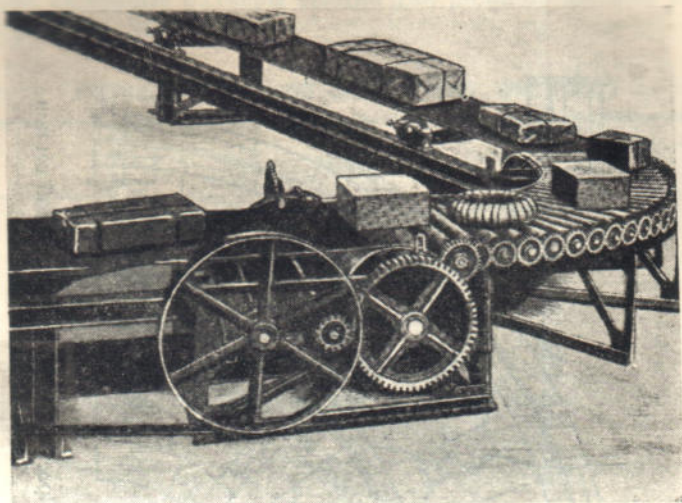
Поворотная станция на роликах является удобным связующим звеном для двух транспортеров любого типа в тех случаях, когда по местным условиям не



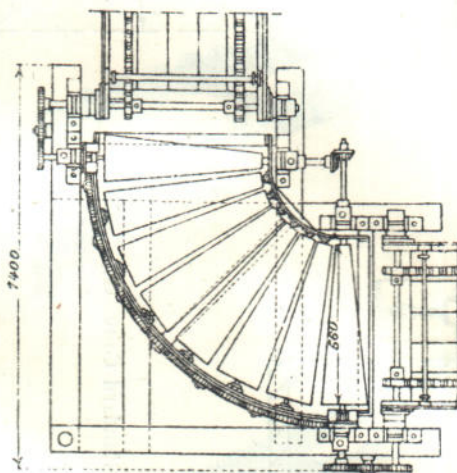
Фиг. 205. Дисковые ролики для широких нетяжелых грузов (Standard Conv. Co).

может быть создан перепад для установки наклонного спускного поворотного жолоба. Для того чтобы механизировать движение грузов, такие поворотные секции устраиваются нередко с приводными роликами. Три типа таких поворотных станций представлены на фиг. 209, 210 и 211.

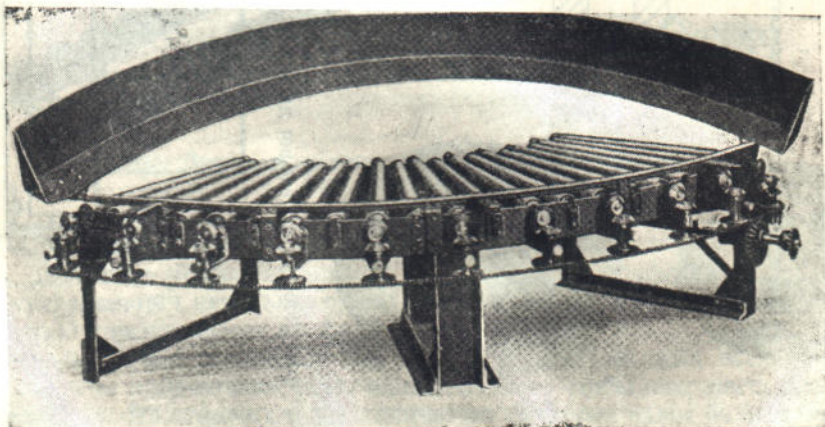
В первом случае приводные шестерни насажены на осях всех роликов, но ролики сделаны приводными через один для того, чтобы сохранить вращение их в одну сторону. Во втором случае количество шестерен вдвое больше количества роликов, так что половина шестерен установлена на своих осях между осями



Фиг. 209. Приводная поворотная станция с зубчатой передачей (Stöhr).



Фиг. 210. Приводная поворотная станция с зубчатой передачей.



Фиг. 211. Приводная поворотная станция с цепной передачей.

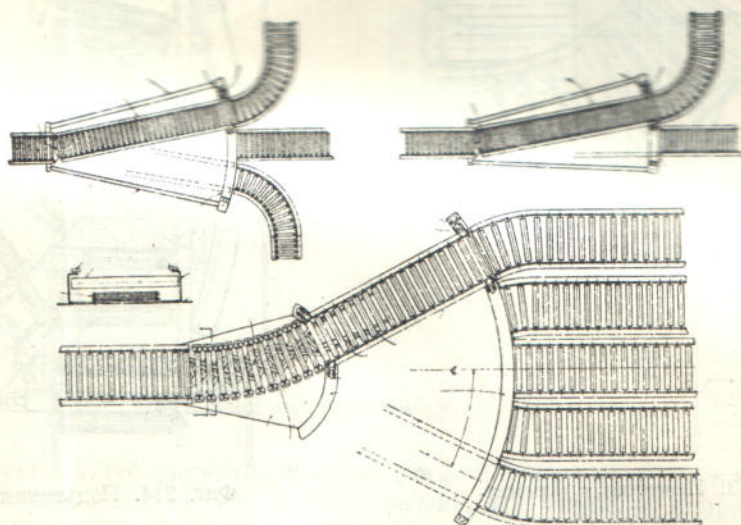
роликов. На фиг. 210 видно, как передается рабочее движение с хвостовой части одного транспортера на приводной вал другого.

На приводной поворотной станции по фиг. 211 движение на ролики передается приводной шарнирной цепью, огибающей последовательно цепные звездочки, соединенные с помощью конических передач с осями роликов.

3. СТРЕЛКИ И ПЕРЕСЕЧЕНИЯ

Роликовые пути легко допускают устройство стрелок и пересечений.

Стрелки применяются нескольких, отличных одна от другой, систем. На фиг. 212 показаны переводные стрелки на два, три и пять путей. В первом и во втором случае сравнительно небольших отклонений стрелки, у шарнира ее, при боковом положении, получается некоторый перелом пути, не мешающий однако



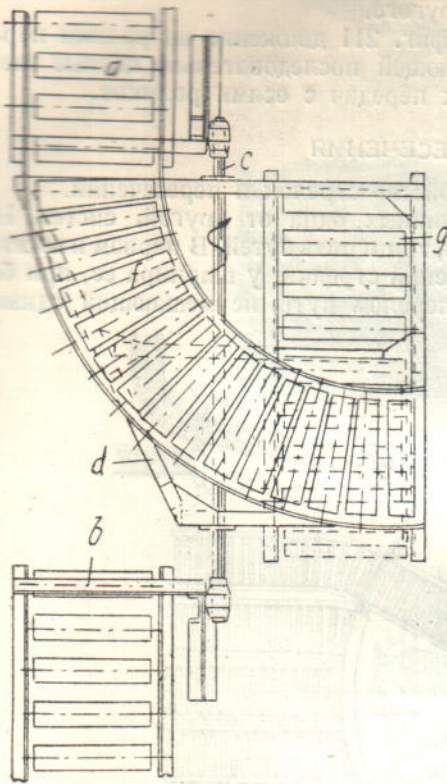
Фиг. 212. Переводная стрелка на 2; 3 и 5 путей.

перемещению груза. В третьем случае — разветвление на пять путей — отклонение получается значительно больше, и для избежания перелома пути часть роликов на переходном пункте устанавливается на стержнях особого шарнирного механизма. В качестве такого механизма может быть применена так называемая круговая линейка А. Гагарина, с помощью которой достигается либо радиальное расположение стержней при всех углах изгиба линейки, либо смещение относительно радиуса на определенный угол.¹ При этом жесткая часть стрелки не имеет уже неподвижного шарнира, а вращается при перестановке на двух круговых концентрических дугах.

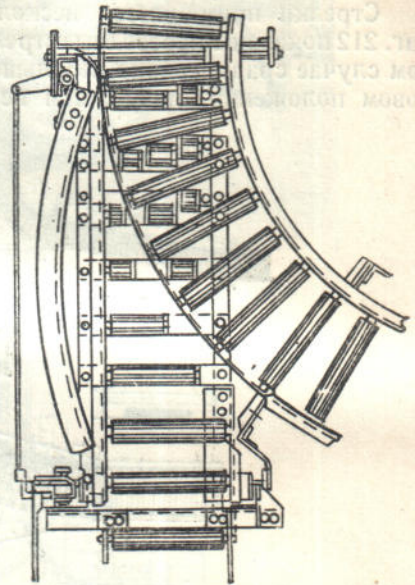
Вместо переводной стрелки при двух путях может быть применена перекидная, изображенная на фиг. 213. На одной раме крепятся два отрезка роликового пути — прямой и круговой, причем рама может поворачиваться вокруг горизонтальной оси *c*. В положении, показанном на фигуре, путь *a* соединяется с другим, взаимноперпендикулярным к нему путем; при повороте рамы на 180° вокруг ее оси прямолинейный участок *g* соединяет пути *a* и *b*, расположенные по одной оси. Из сравнения обоих типов стрелок видно, что первый требует значительно большей длины для отклонения оси рольганга на 90°, а второй обуславливает необходимость иметь большое свободное пространство в пределах габарита поворотной рамы.

Еще один тип разветвления пути показан на фиг. 214. Ролики отклоняющегося и прямого пути монтируются на двух отдельных рамах, причем вторые,

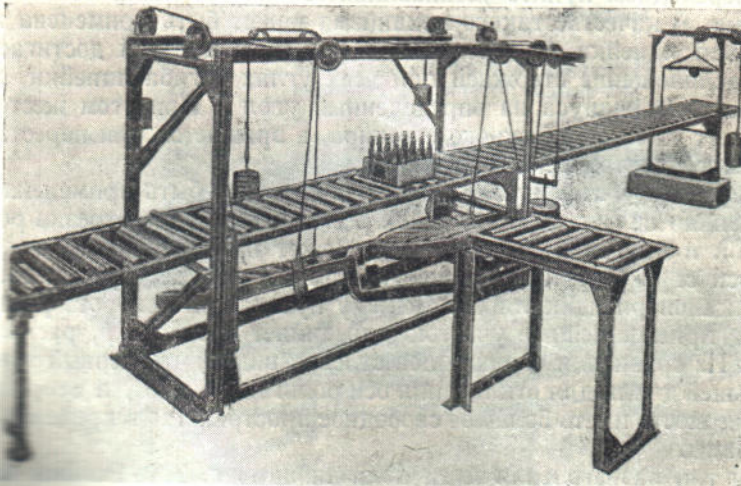
¹ Об этом см. Круговая линейка и прямолинейное движение прямой, «Журнал русского физ.-хим. о-ва», т. XIV, вып. 4, стр. 52—57. См. также И. М. Рабинович, Кинематический метод в строительной механике, Москва, 1928, стр. 75.



Фиг. 213. Перекидная стрелка.



Фиг. 214. Подъемная стрелка.

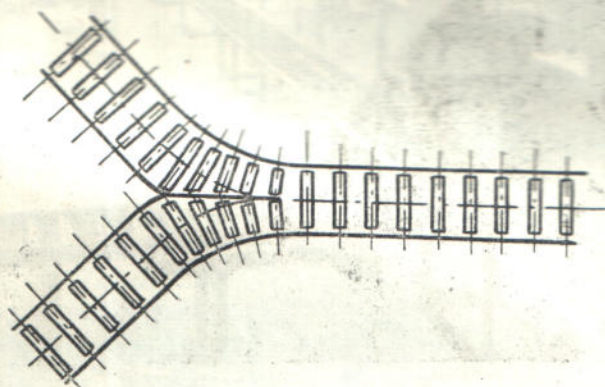


Фиг. 215. Подъемная стрелка на тросах (Stoz).

состоящие частично из коротких со смещенными осями отрезков, входят в пролеты первых. Поворотом рукоятки рама прямого участка может слегка приподниматься, так что поверхность ее роликов становится чуть выше, чем поверхность радиальных роликов отклоняющей ветви. В этом случае груз проходит прямо, при опускании рамы — получает отклонения на боковой путь.

Третья подъемная стрелка на рольганге для легких предметов показана на фиг. 215.¹ Здесь прямолинейный и круговой участки подвешены на тросах и уравновешены грузами. На этих тросах производится подъем или опускание обоих участков.

Наиболее простое по конструкции глухое разветвление пути, требующее однако направления и подталкивания груза вручную, показано на фиг. 216.



Фиг. 216. Глухое разветвление путей.

Способ пересечения путей, на котором грузы могут с одного пути аспределяться на три (в обе стороны и прямо), показан на фиг. 217. Плита на сопряжении путей снабжается специальными шариковыми опорами (как на фигуре) или роликами на поворотных шарнирных головках («гусиные головки»), облегчающими маневрирование грузом вручную.²

В пунктах, в которых рольганг пересекает проход и стесняет движение, устраивается откидной отрезок роликового пути, поднимаемый на время освобождения прохода (фиг. 218).

Такой же откидной участок в поднятом положении показан на фиг. 219,³ изображающей рольганг на опорах переменной высоты и в том и в другом положении — по фиг. 220. Иногда шарнирный подъемный участок достигает значительной длины, как показано на фигуре 221; здесь подъемный мост перекрывает проезжую дорогу и соединяет два здания.⁴

[4. КОМПЕНСАТОРЫ ВЫСОТЫ

Для того чтобы компенсировать на гравитационном рольганге потерянную высоту, применяются того или иного вида элеваторные устройства или «компенсаторы».

Если общая длина замкнутого рольганга равна L м и средний угол наклона β° , то высота подъема на элеваторе равна

$$H = L \operatorname{tg} \beta. \quad (147)$$

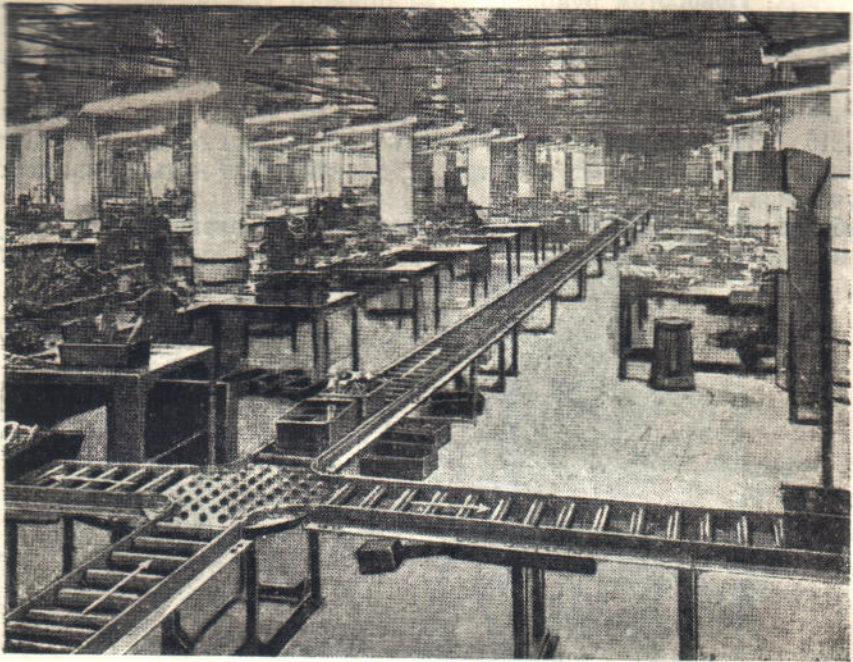
Обычный тип компенсатора — самотаска, перемещающая грузы по жолобу или по роликам, реже — пластинчатый транспортер.

¹ «Fördertechnik u. Frachtverkehr», 1929, № 23, стр. 449.

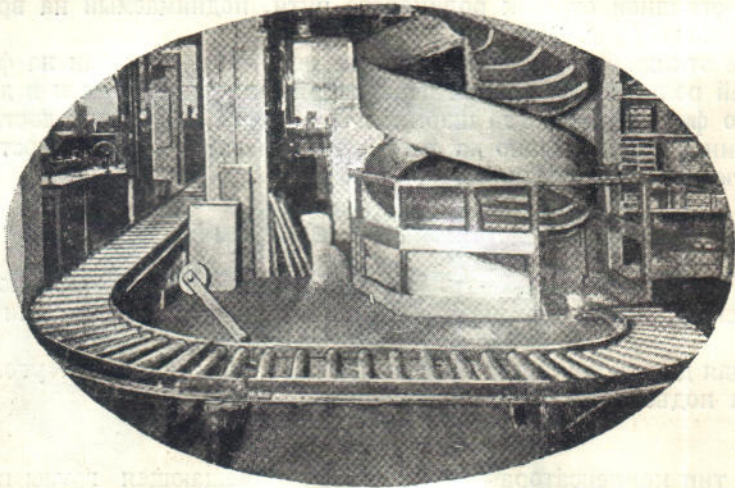
² Такие головки устанавливаются например у пресов и ножиц в листопркатных машинах.

³ «Fördertechnik u. Frachtverkehr», 1932, № 21/22, стр. 256.

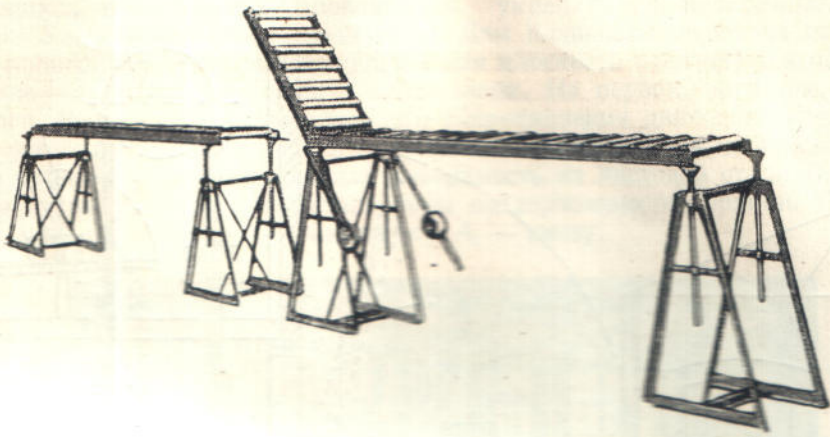
⁴ «Mechanical Handling», апрель 1931, стр. 125.



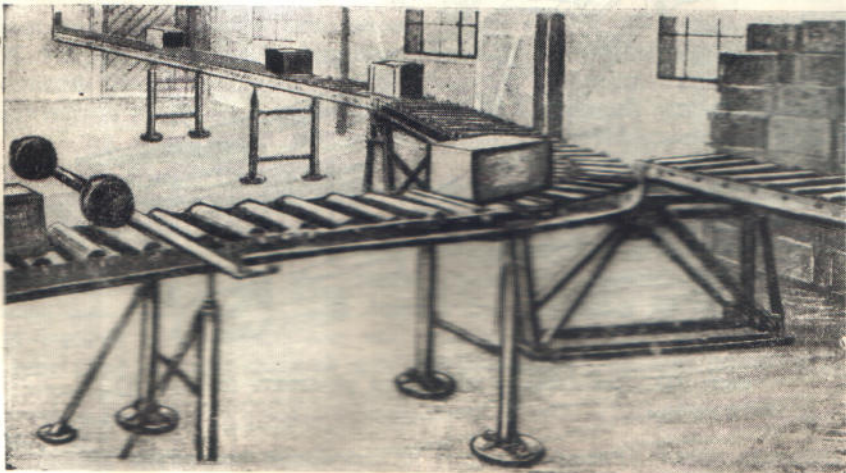
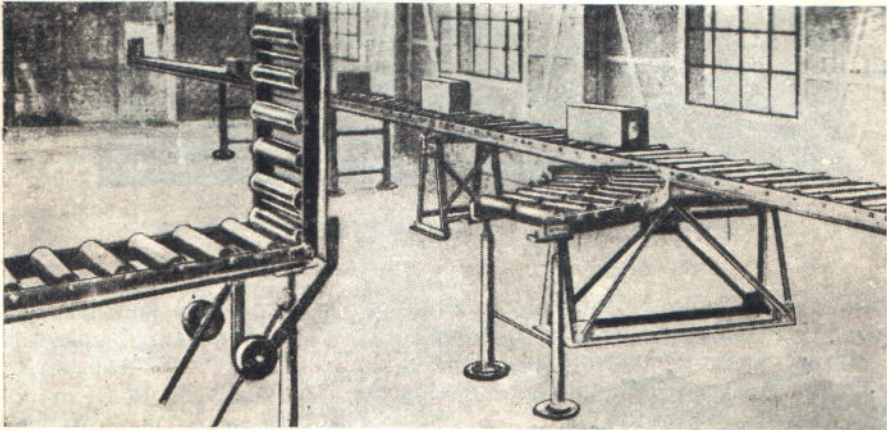
Фиг. 217. Пересечение путей (Samuel Olson & Co).



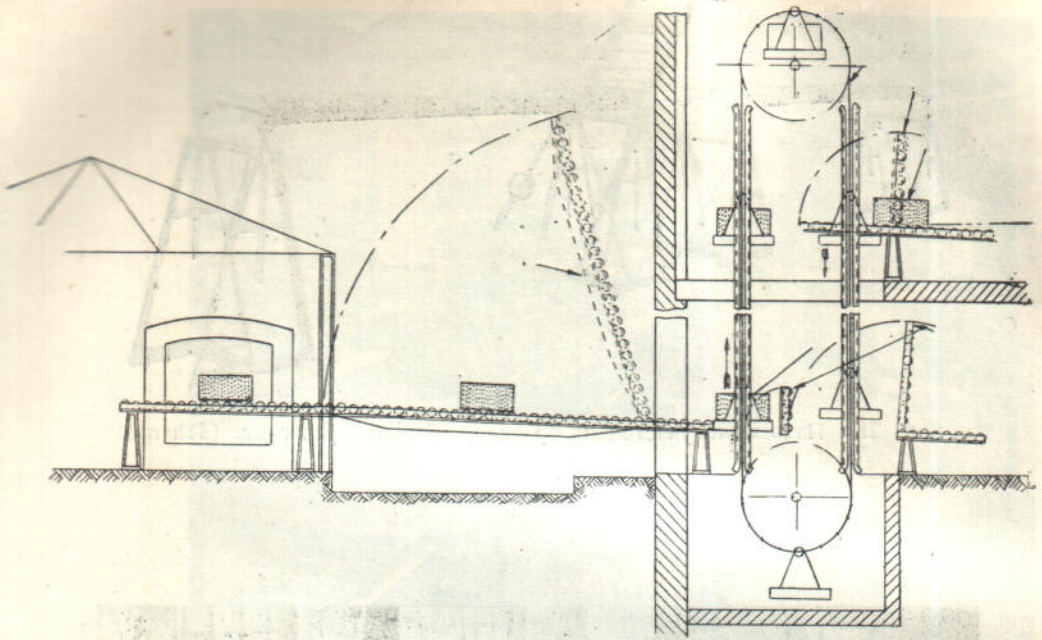
Фиг. 218. Подъемный участок на рольганге (Standard Conveyor Co).



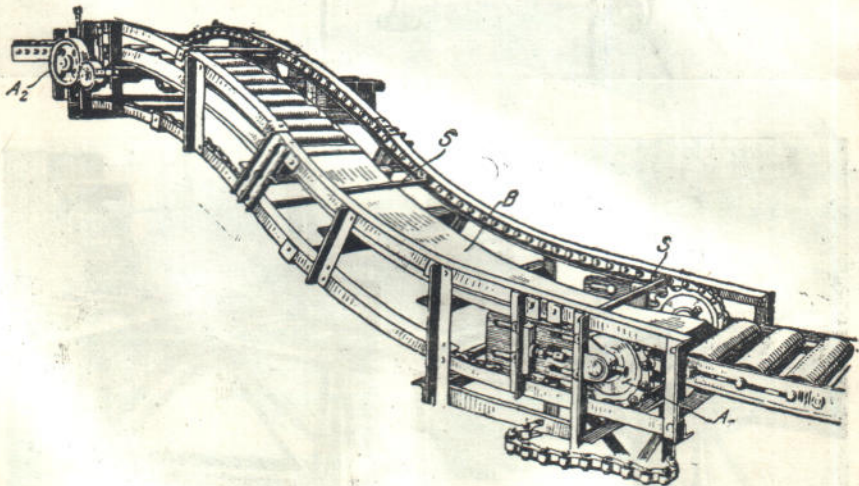
Фиг. 219. Подъемный участок на транспортабельном конвейере (Schenk).



Фиг. 220. Роликовый транспортер с поднятой и опущенной стрелкой.

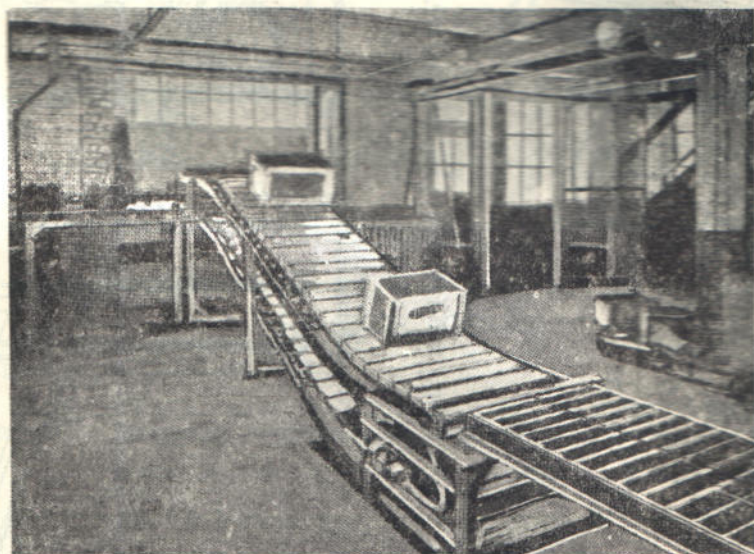


Фиг. 221. Подъемный участок рольганга, соединяющий через проезжую дорогу два здания.



Фиг. 222. Компенсатор высоты на рольганге (самотаска).

Конструкция самотаски видна на фиг. 222.¹ На двух роликовых цепях, движущихся в изогнутых проводниках, укрепляются поперечные круглые стержни *S*, захватывающие сзади груз. Для плавности перехода от нижнего конца рольганга к верхнему направляющая плоскость очерчивается по двойной кривизне — выпуклостью вниз, а затем вверх. На первом, вогнутом, участке, для того чтобы избежать повышенного сопротивления движению груза на роликах оттого, что передняя грань груза входила бы на ролики не по касательной, вместо роликов укреплен опорная поверхность из листовой стали *B*, на верхнем выгнутом участке пути установлены поддерживающие ролики. Приводной вал *A*₂ укреплен сверху, оттяжная ось *A*₁ — внизу.



Фиг. 223. Компенсатор высоты—пластинчатый конвейер (Samuel Olson & Co).

Применение для подъема грузов пластинчатого конвейера с деревянными пластинами показано на фиг. 223. Отдельно конструкция такого транспортера видна на фиг. 224. Для той же цели в некоторых случаях можно пользоваться типовой передвижной погрузочной машиной с пластинчатой лентой, как показано на схеме фиг. 225.

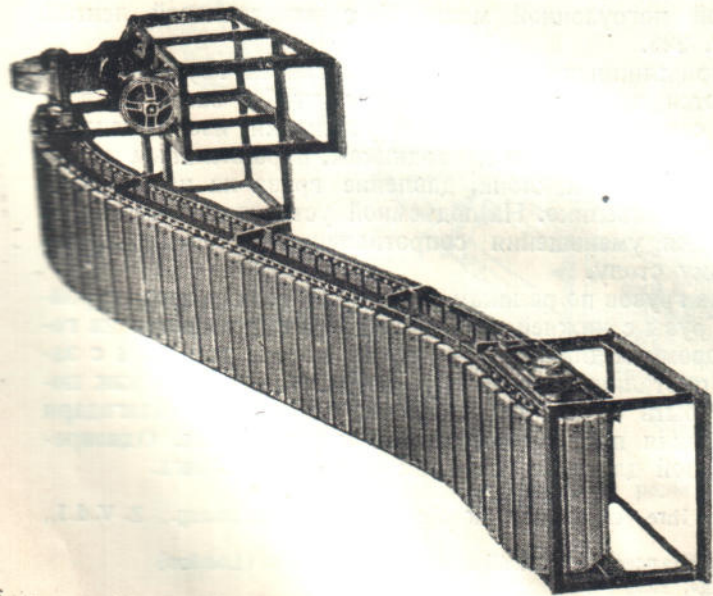
В некоторых случаях, при длинных незамкнутых рольгангах, грузы в начале роликового пути поднимаются на достаточную высоту, чтобы затем на всем пути двигаться по уклону самотеком. Схема такой установки изображена на фиг. 226.² Груз поднимается самотаской по проводникам, параллельным стальным полосам. Ввиду большого угла наклона, давление груза на проводники, а следовательно и трение о них невелико. На подъемной установке с небольшим углом наклона (фиг. 227) для уменьшения сопротивления от трения грузы передвигаются по роликовому столу.

Еще один способ подъема грузов по роликам с помощью толкающего устройства показан на фиг. 228.³ Грузы с нижней ветви рольганга скатываются на горизонтальный стол, по которому медленно движутся от мотора три цепи с захватывающими кулачками, проталкивающие груз вверх. Такой стол, как показано на фиг. 228, может быть сделан передвижным на колесах, благодаря чему он удобен для применения на транспортабельных установках. Одновременно этот стол служит опорой для двух соседних секций рольганга.

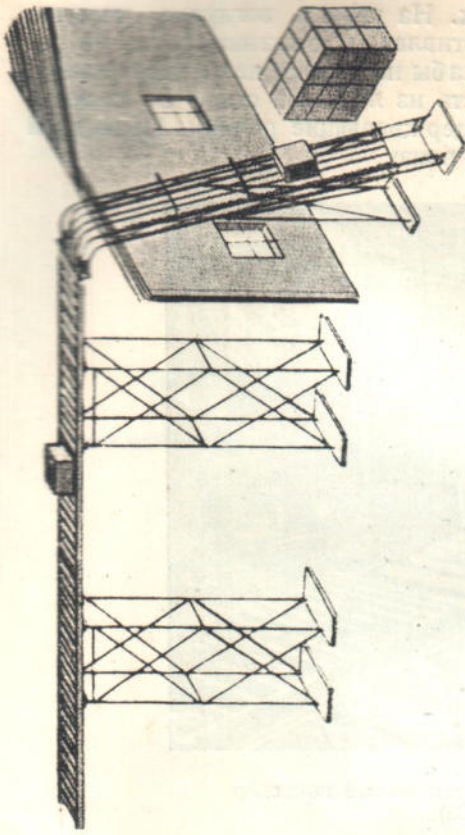
¹ Landsberg, *Rollenbahnen und ihre Anwendung für die Stückgutverladung.*, Z. V. d. I., 1918, стр. 541.

² G. Bulkley, *Mechanical Appliances for Handling Railway Traffic* (London).

³ Zimmer, *«Material Handling»*, 1932



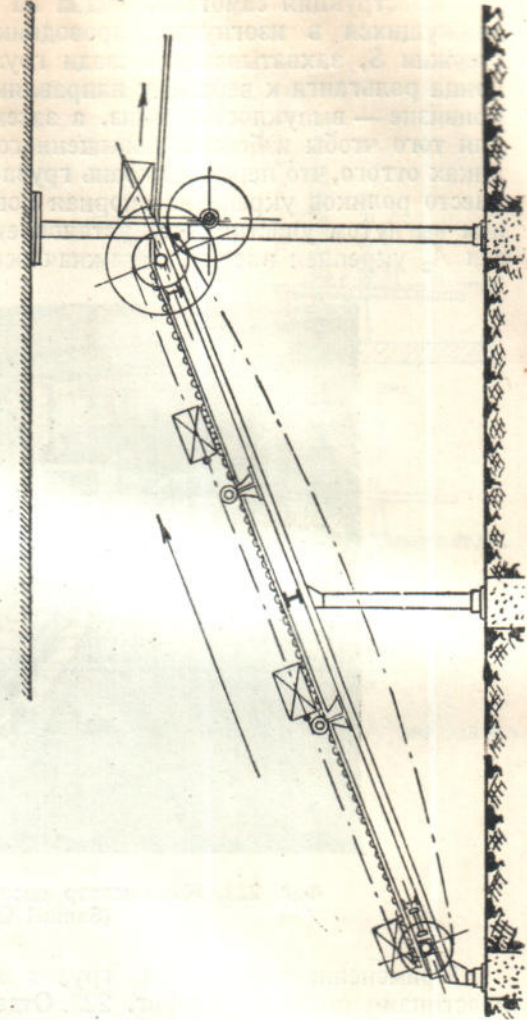
Фиг. 224. Компенсатор высоты—пластинчатый конвейер (Standard Conv. Co).



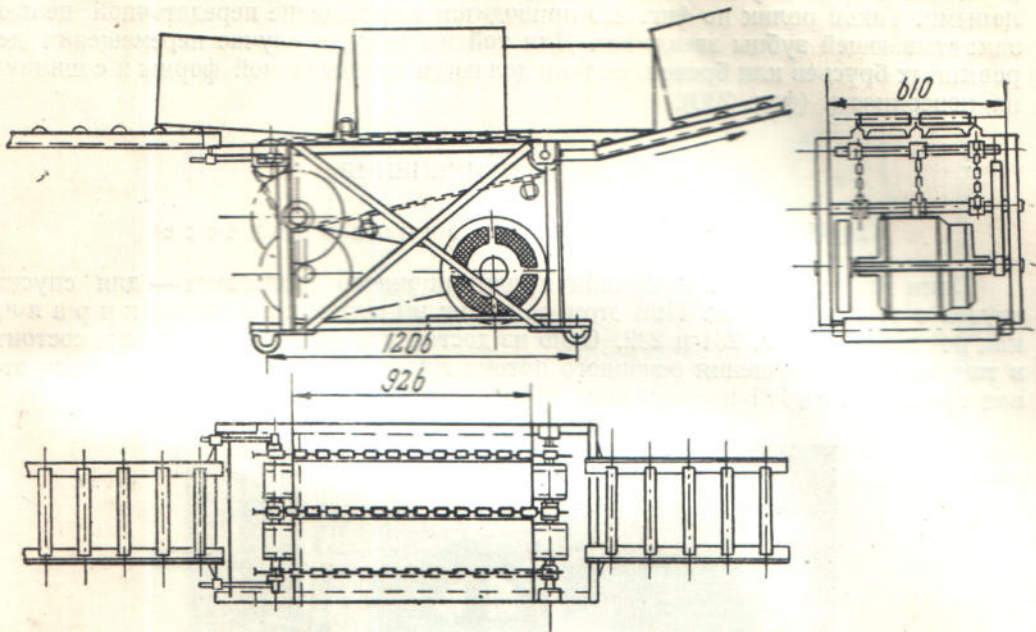
Фиг. 226. Подъем грузов на рольганг.



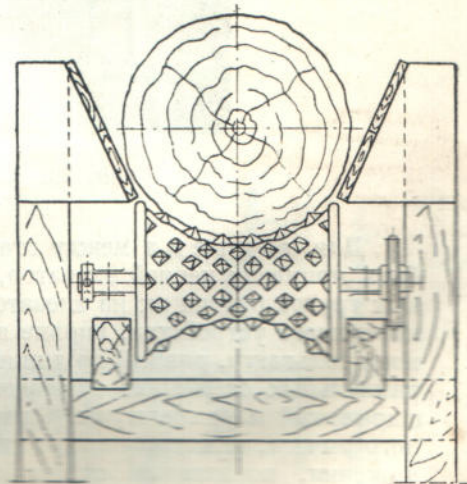
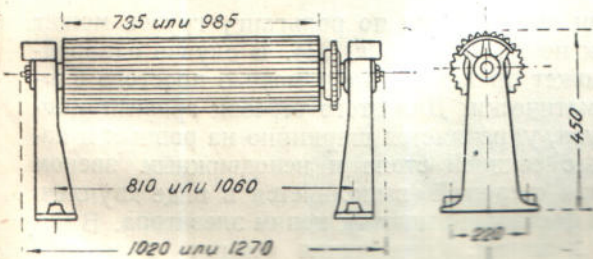
Фиг. 225. Передвижной грузик как компенсатор высоты.



Фиг. 227. Подъем грузов на роликовом столе.



Фиг. 228. Толкающее компенсаторное устройство.



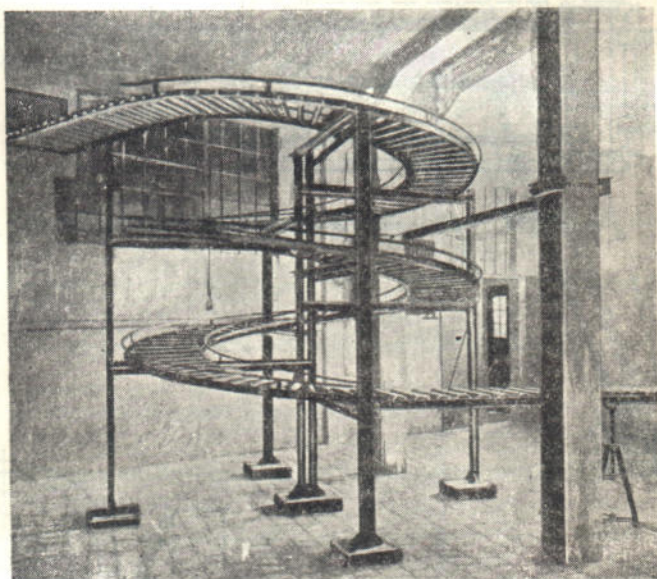
Фиг. 229. Приводной ролик с рифленной поверхностью. Фиг. 230. Приводной конусообразный ролик для бревен.

Такое же толкающее усилие при весьма небольшом подъеме или на горизонтальном рольганге, может быть передано силой трения на группе приводных роликов. В этом случае ролики для увеличения трения на них делаются рифлеными. Такой ролик по фиг. 229 приводится во вращение передаточной цепью, захватывающей зубцы звездочки. Для той же цели, в случае перемещения деревянных брусьев или бревен, ролики делаются коноидальной формы и с шипами на поверхности (фиг. 230).

5. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ

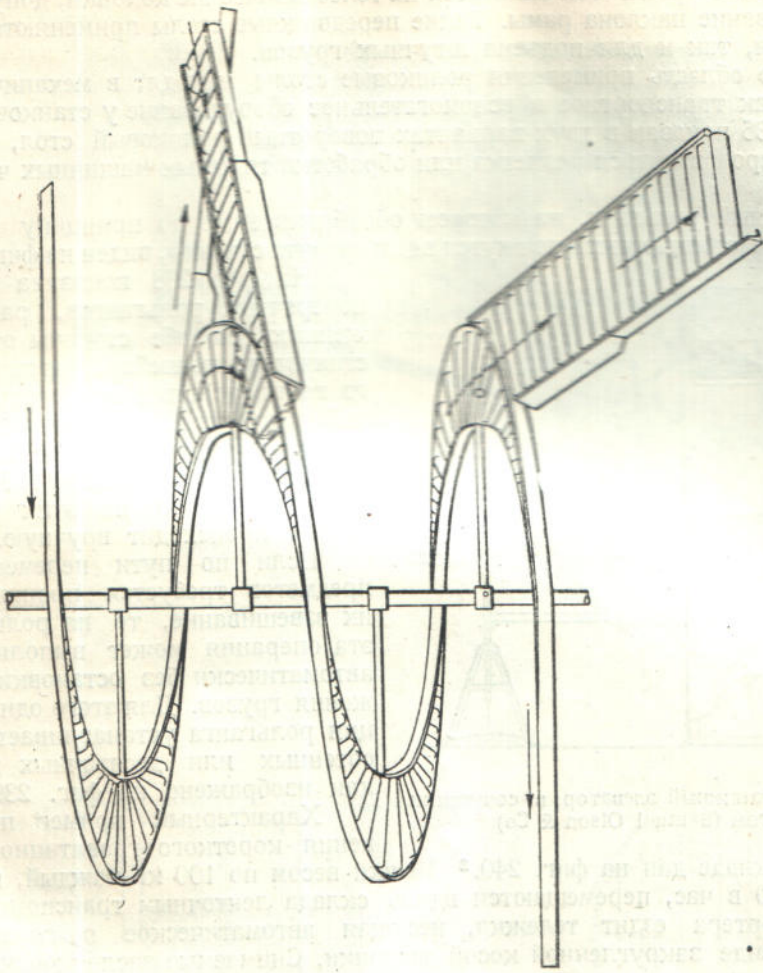
а) На складах и в поточном процессе

Один из случаев применения гравитационного рольганга — для спуска грузов с этажа на этаж. При этом рольганг выполняется в виде спирали, как показано на фиг. 231 и 232. Одно из достоинств спирального спуска состоит в том, что без нарушения основного потока грузов он допускает подачу или отвод грузов на любой высоте (фиг. 233).

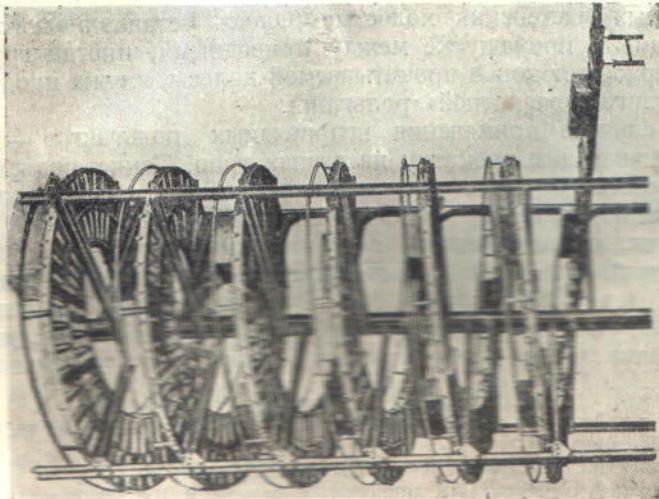


Фиг. 231. Спиральный роликовый спуск.

Для подъема между этажами движущихся по рольгангу грузов может быть применен цепной элеватор, как показано на фиг. 234. В случае однородных грузов подача их на элеватор может происходить с помощью простого блокирующего устройства, вполне автоматически. Для этого отрезок гравитационного рольганга, равный по длине груза, укрепляется шарнирно на равных и параллельных стержнях, образующих с секцией стола и неподвижным звеном шарнирный параллелограмм. Одна пара стержней выполняется в виде двуплечного рычага, от которого идут тяга и фасонные рычаги к цепям элеватора. В положении, показанном сплошными линиями, подвижная секция рольганга слегка опущена и находящийся на ней груз, а с ним и последующие грузы заперты на секции. Когда захваты элеватора приподнимают с боков грузы, имеющие ширину большую, чем последние ролики рольганга, происходит отклонение на ней груз успевает скатиться по роликам вниз, после чего рычаги освобождаются, секция снова опускается силою тяжести и цикл возобновляется.



Фиг. 233. Спиральный роликовый спуск с боковыми прижимающими.



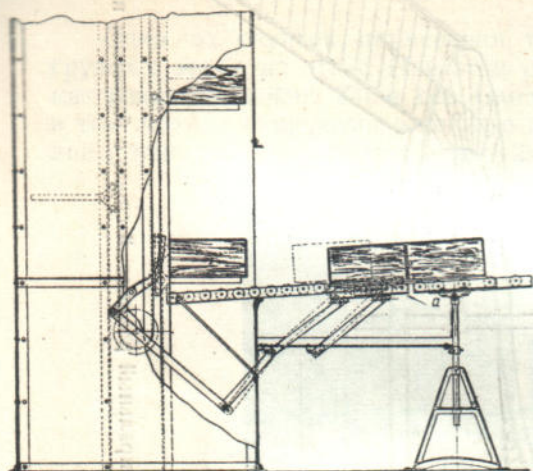
Фиг. 232. Спиральный роликовый спуск.

Пример передвижного роликового стола показан на фиг. 235. С одной и другой стороны стол опирается на телескопические колонки, допускающие регулирование наклона рамы. Такие передвижные столы применяются как для опускания, так и для подъема штучных грузов.

Обширную область применения роликовые столы находят в механических мастерских, как транспортное и вспомогательное оборудование у станков.

На фиг. 236 показан в двух вариантах поворотный роликовый стол, на котором может производиться разметка или обработка тяжелых машинных частей, листов и пр.

Транспортный рольганг, на котором обрабатываемые по принципу поточного процесса машинные части движутся вдоль фронта станков, виден на фиг. 237.



Фиг. 234. Междузэтажный элеватор в сочетании с рольгангом (Samuel Olson & Co).

На фиг. 238 показана серия поперечных рольгангов, расположенных по обе стороны от пластинчатого конвейера, проходящего по продольной оси механической мастерской, и служащих для подачи к станкам или от станков обрабатываемых изделий. Передвижение грузов на этих рольгангах происходит вручную.

Если по пути перемещения предметов требуется производить их взвешивание, то на рольганге эта операция может выполняться автоматически без остановки движения грузов. Для этого одна секция рольганга устанавливается на сотенных или десятичных весах, как изображено на фиг. 239.¹

Характерный пример применения короткого гравитационного рольганга на складе дан на фиг. 240.² Мешки весом по 100 кг каждый, в количестве до 400 в час, перемещаются вдоль склада ленточным транспортером. Вдоль транспортера ездит тележка, несущая автоматическое разгрузочное устройство в виде закругленной косои заслонки. Снимаемые заслонкой мешки передаются на гравитационный рольганг к пункту укладки их в штабели.

б) В прокатных мастерских

В прокатных мастерских холостые ролики устанавливаются иногда как поддерживающие в промежутке между приводными, иногда группа холостых роликов поддерживает конец прокатываемой полосы, служа продолжением приводного рольганга («раскатной» рольганг).

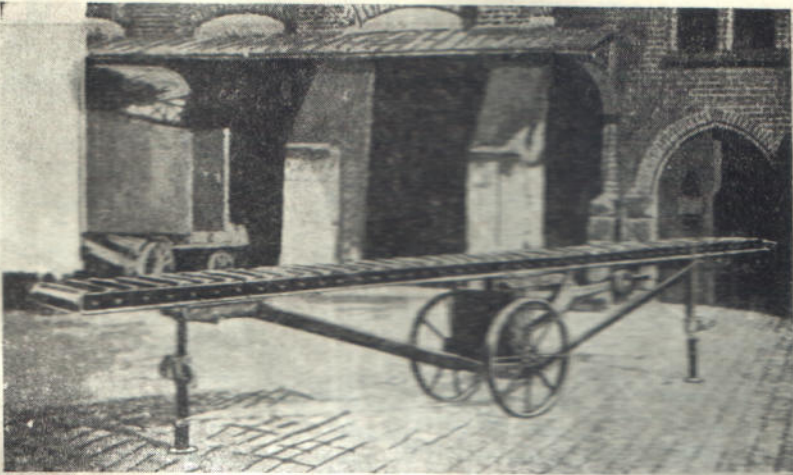
Один из случаев применения неприводных рольгангов — на подъемных столах, обслуживающих прокатку на станах трио. Такие подъемные столы делаются двух систем — с поступательным и с вращательным рабочим движением — собственно подъемные и качающиеся.

Первый тип, применяющийся с неприводными роликами для обжимных клетей мелкосортных и проволочных станков и для листовых станков с валками диаметром 650 мм³) показан на фиг. 241. Подъемный механизм приводится в действие поворотом приводного вала с помощью кривошипа, шатуна и качателя. Дальнейшие звенья механизма подъемного стола — двухплечные рычаги

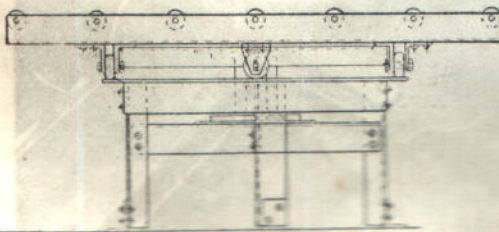
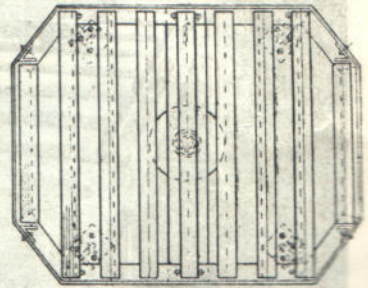
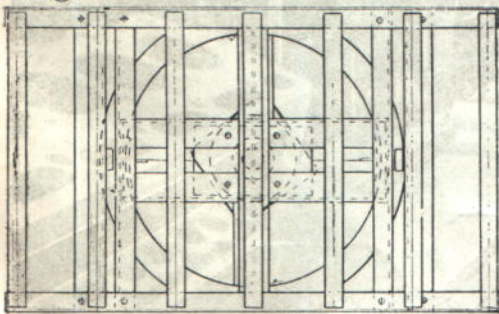
¹ Подробное о взвешивании на рольгангах см. «Fördertechnik und Frachtverkehr», 1934, № 15/16, стр. 193.

² «Fördertechnik u. Frachtverkehr», 1933, № 5/6, стр. 53.

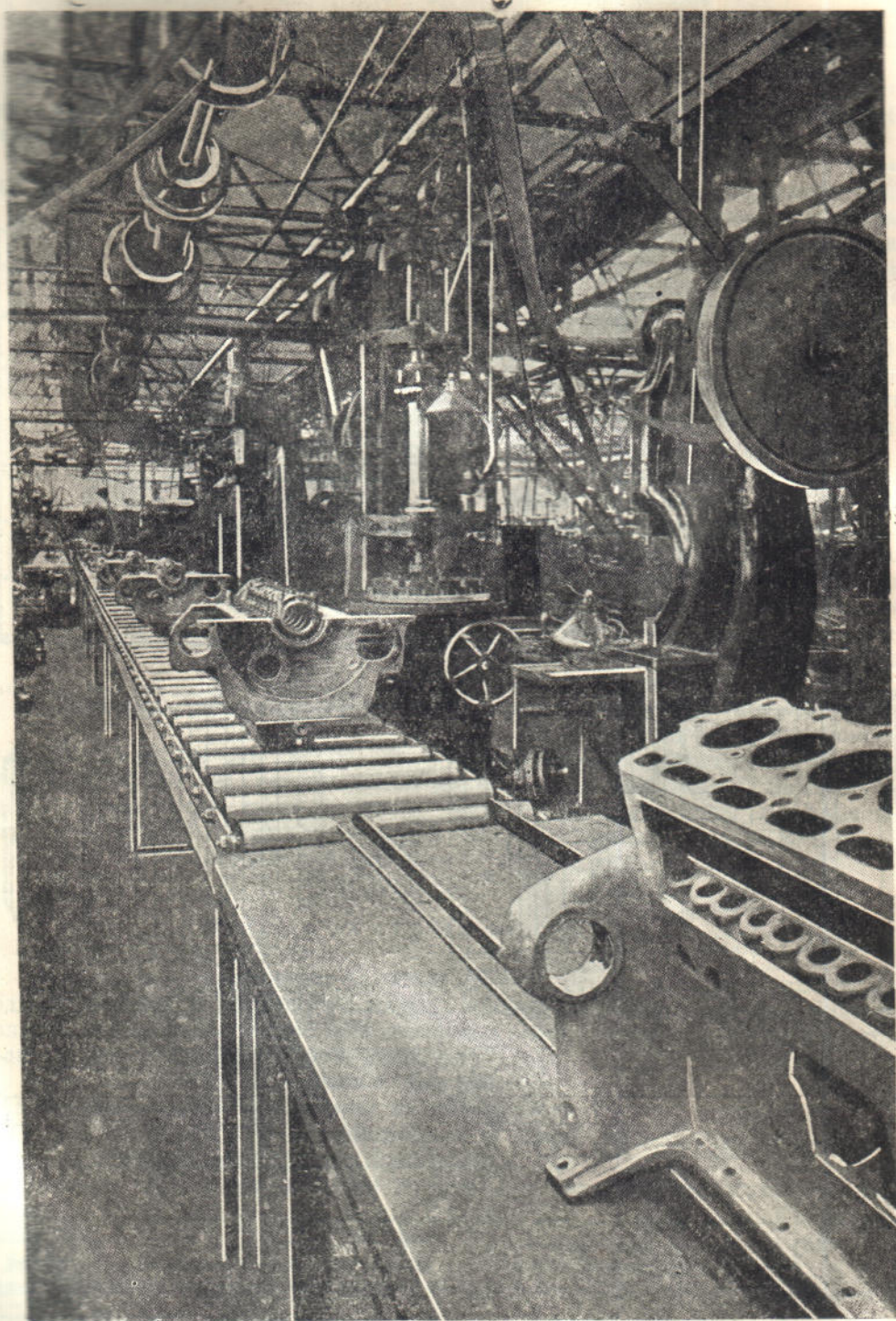
³ В. Г. Шарский, Конструкции прокатных станков и их оборудование, 1933.



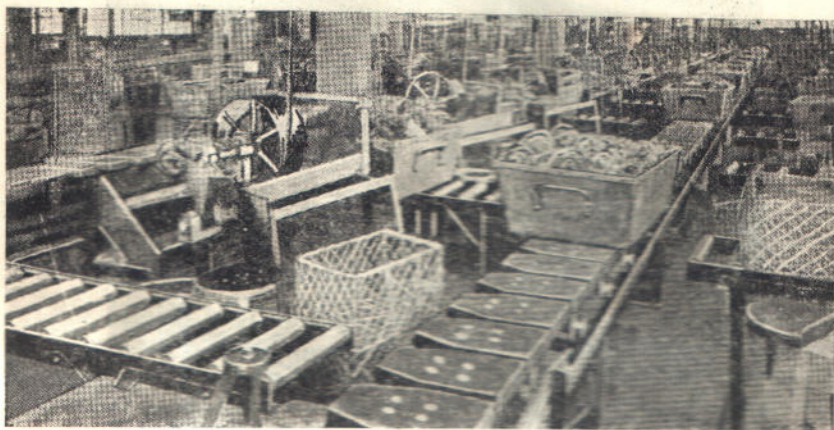
Фиг. 235. Передвижной роликовый транспортер



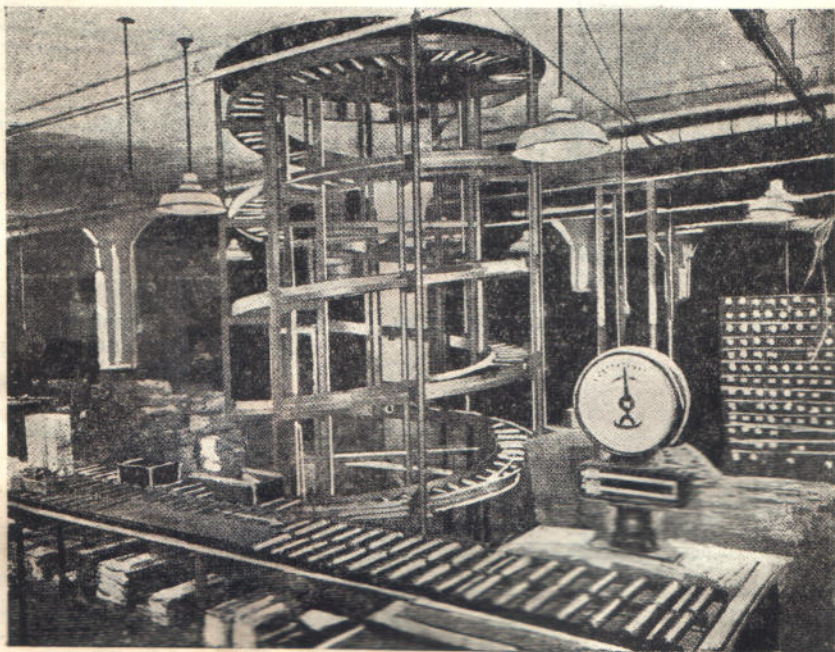
Фиг. 236. Поворотные роликовые станы.



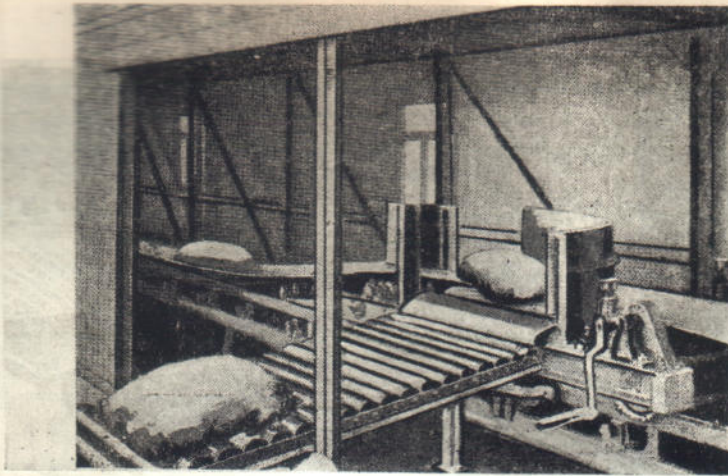
Фиг. 237. Транспортный рольганг в механической мастерской (Schenk)



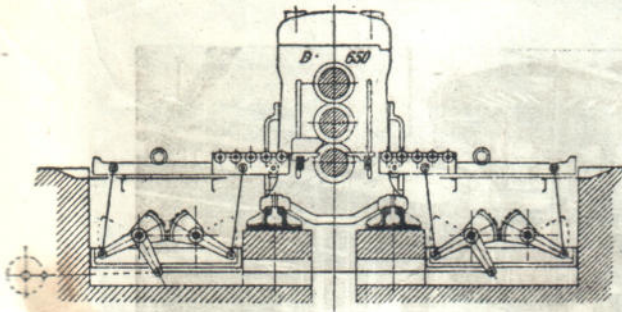
Фиг. 238. Вспомогательные рольганги в механической мастерской (Palmer-Bee Co).



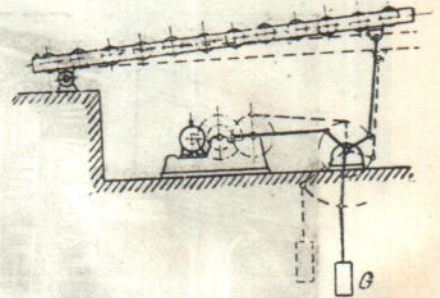
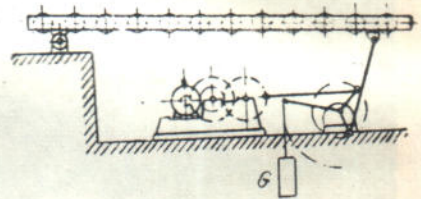
Фиг. 239. Автоматическое взвешивание грузов на гравитационном рольганге (Samuel Olson & Co).



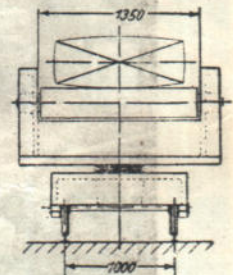
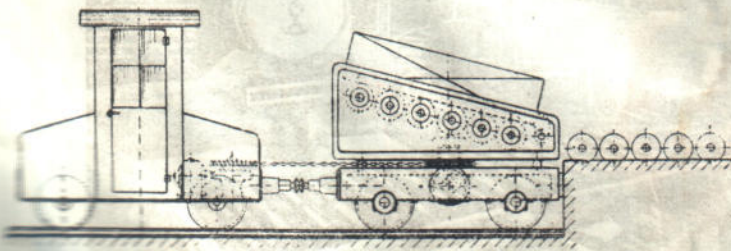
Фиг. 240. Разгрузка мешков с ленты на рольганг (Heckel).



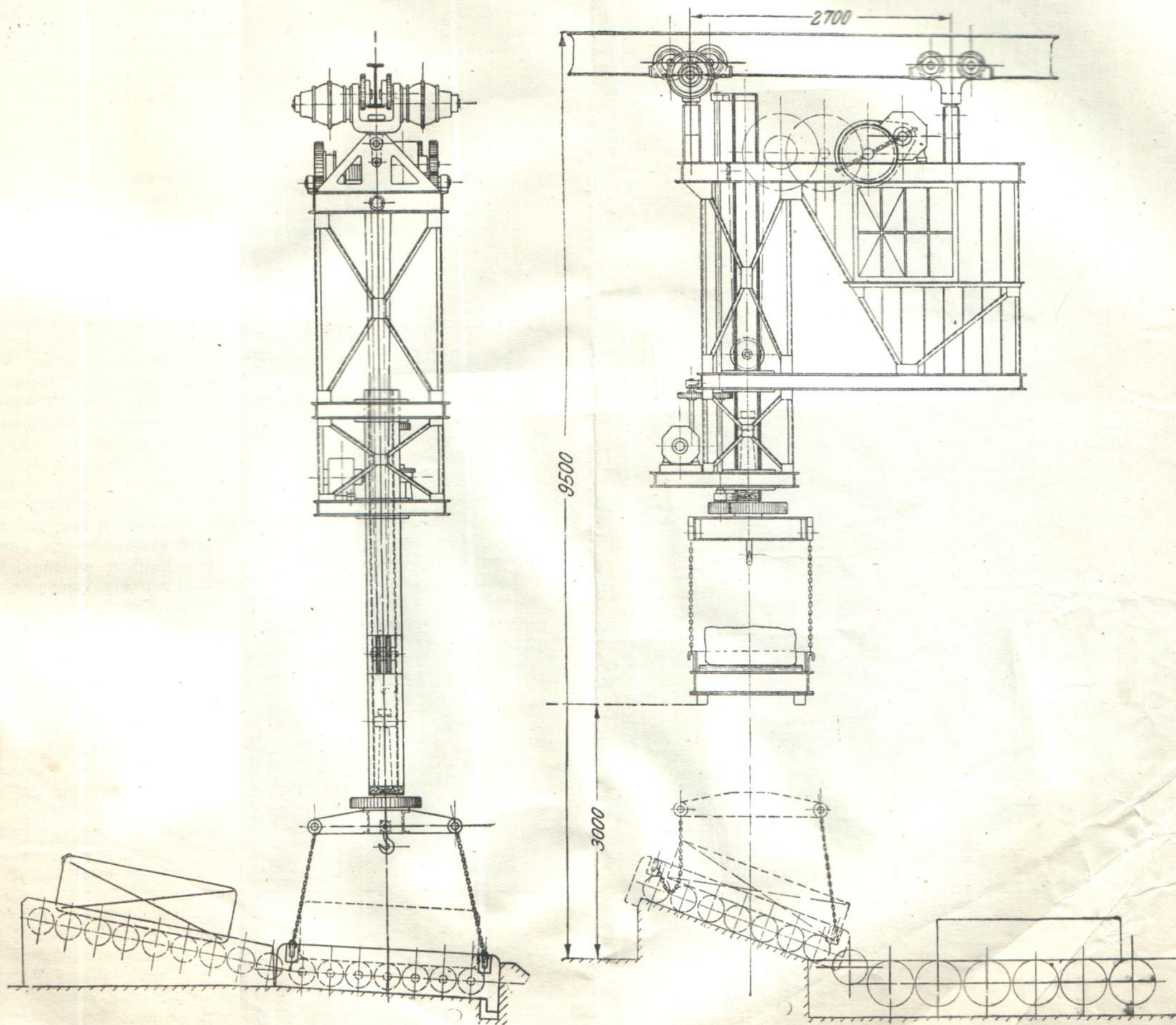
Фиг. 241. Подъемный стол с холостыми роликами.



Фиг. 242. Качающийся стол с холостыми роликами (Demag).



Фиг. 243. Роликовый стол на колесах для подачи болванок (Lauchhammer).



с зубчатыми секторами и опорные штанги для платформы. Механизмы столов с обеих сторон соединены между собой тягой и действуют одновременно и синхронно.

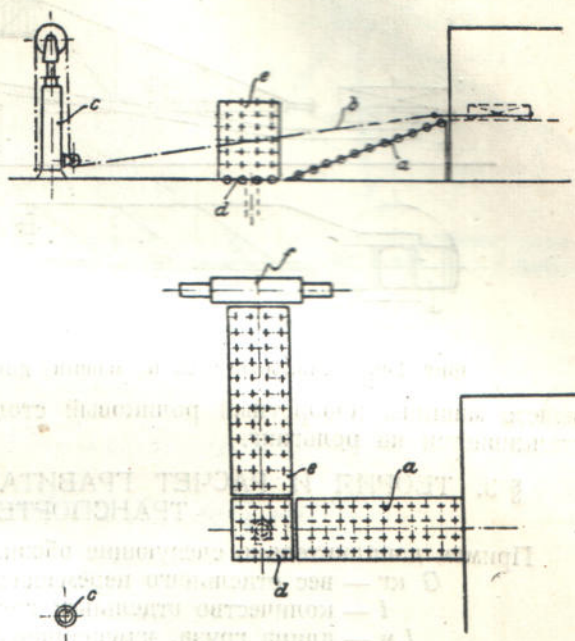
Схема второго типа стола — качающегося вокруг неподвижной оси — изображена на фиг. 242. Стол поднимается и опускается от моторной лебедки; для уменьшения усилия он уравнивается грузом G , так подвешенным на коромысле, что при начале подъема стол действует на большее плечо, а при начале опускания — на меньшее, благодаря чему облегчается работа подъемного механизма.

Примеры применения роликовых столов в прокатных мастерских дают еще транспортные установки для доставки литых болванок со склада или от нагревательных печей к рольгангам. В последнем случае особенное значение имеет быстрота операций по доставке, необходимая для уменьшения охлаждения горячей болванки. При относительно больших расстояниях перемещения подача с помощью крана, имеющего значительный собственный вес по сравнению с весом полезного груза, не рациональна.

Более быстрым и рентабельным в этом случае может оказаться применение подвижного двигателя по рельсовым путям — мотовоза или аккумуляторного электровоза, ведущего платформу с наклонным роликовым столом (фиг. 243). Стол смонтирован на тележке на поворотном круге и может поворачиваться вручную, с помощью длинного рычага, или особым приводным механизмом, как показано на фигуре. На роликовый стол болванка подается краном и запирается на нем выступающим кулаком. Когда тележка подводится вплотную к приводному рольгангу в положении, показанном на фигуре, кулак освобождается и болванка скатывается на рольганг.

Аналогичной конструкции роликовый стол, подвешенный на цепях к жесткому подъемному корпусу монорельсовой электротележки, изображен на фиг. 244 и служит для подачи болванки к листовому стану. По наклонному рольгангу болванка скатывается на заблокированный подвесной стол (фиг. 244, слева), переносится к другой линии рольганга и так же автоматически выкатывается (фиг. 244, справа). К достоинствам этого способа относятся автоматичность и быстрота действия.¹

Еще один из характерных примеров применения неприводных роликовых транспортеров в прокатных мастерских показан на схеме фиг. 245 (завод Charlotenhütte). Рольганги служат здесь для подачи горячих болванок от нагревательной печи к прокатному стану f , ось которого расположена под прямым углом к оси печи. Тяговый канат b , действующий от гидравлической установки c , вытаскивает болванку из печи на наклонный рольганг a , по которому он скатывается на роликовый стол d . От гидравлического привода стол получает движение подъема и одновременно поворота на 90° и передает болванку на наклонный рольганг e , примыкающий к стану.



Фиг. 245. Схема роликовой подачи болванок от печи к стану.

¹ C. Michenfelder, Kran und Transportanlagen. 1926, стр. 245.