

Натяжение на набегающей ветви

$$S_3 = S_2 + (q + q_0) H = 430 + (47,7 + 40,6) \cdot 22 = 2370 \text{ кг.}$$

Натяжение на сбегающей ветви

$$S_4 = S_1 + q_0 H = 200 + 40,6 \cdot 22 = 1093 \text{ кг.}$$

Проверим условие отсутствия скольжения

$$S_3 = S_{нб} = 2370 < S_{сб} e^{f\alpha} = S_4 e^{f\alpha} = 1093 \cdot 2,56 = 2800.$$

Таким образом запас против скольжения ленты по барабану при  $f=0,3$  составляет

$$2800 - 2370 = 430 \text{ кг,}$$

т. е. скольжение может начаться лишь при перегрузке ковшей на

$$\frac{430}{47,7 \cdot 22} \cdot 100 = 41\%,$$

что мало вероятно. Более опасно изменение коэффициента трения  $f$ , так как уже небольшое его уменьшение влечет значительную потерю в силе трения. Поэтому лента должна быть рассчитана с некоторым запасом на возможность увеличения натяжения.

Потребное число прокладок, рассчитанное по  $S_{нб}$ , полагая допускаемое напряжение 5 кг/см ширины прокладки и считая ослабление ленты отверстиями для болтов при шахматном расположении ковшей в 10%, равно

$$z = 1,1 \frac{S_{нб}}{B \cdot 5} = 1,1 \frac{2370}{90 \cdot 5} = 5,7.$$

Учитывая предыдущее замечание, оставляем семь прокладок.

При этом отношении

$$\frac{D_6}{z} = \frac{1000}{7} = 143 \text{ мм}$$

выдержано [допускается (125 — 150)  $D_6$  мм]. Из этой проверки следует что при более высоком элеваторе, если бы значение  $D_6 : z$  получилось меньше 125 мм, диаметр барабана, а следовательно и рабочую скорость, пришлось бы увеличить. Переходить же в элеваторах за пределы норм для диаметра барабана для ленточных транспортеров не рекомендуется.

Проверим еще диаметр барабана на удельное давление по формуле DIN (ч. I, 1932, стр. 111).

$$p = \frac{2(S_{нб} - S_{сб}) \cdot 100}{D \cdot \alpha \cdot B} = \frac{2(2370 - 1093) \cdot 100}{1000 \cdot \pi \cdot 900} = 0,090 \text{ кг/см}^2,$$

тогда как по нормам DIN допускается  $p = 0,15$  кг/см<sup>2</sup>.

Для определения тягового усилия найдем сопротивление на головном барабане. Оно складывается из трения в подшипниках головного вала и сопротивления изгибу ленты, соответственно  $W_{3-4}'$  и  $W_{3-4}''$  [ур-ния (28) и (79)].

Диаметр цапф полагаем предварительно  $d = 140$  мм (в дальнейшем этот диаметр должен быть рассчитан на изгиб и кручение), собственный вес барабана  $G_6$  находим по таблице 25 (ч. I, 1932) равным 600 кг. Коэффициент трения на цапфах принимаем  $f = 0,15$ . Тогда

$$W_{3-4}' = (S_3 + S_4 + G_6) \frac{df}{D_6} = (2370 + 1093 + 600) \frac{140 \cdot 0,15}{1000} = 85 \text{ кг,}$$

$$W_{3-4}'' = 0,5 \frac{1,28}{\sqrt{0,15}} (2370 + 8 \cdot 1,28 \cdot 90) = 13 \text{ кг,}$$

где толщина ленты  $\delta$  находится по числу прокладок  $z$  и толщине обкладок  $a$ :

$$\delta = 0,14z + a = 0,14 \cdot 7 + 0,3 = 1,28 \text{ см,}$$

$$W_{3-4} = W_{3-4}' + W_{3-4}'' = 85 + 13 = 98 \text{ кг.}$$

Окружное усилие на барабане

$$W_0 = S_3 - S_4 + W_{3-4} = 2370 - 1093 + 98 = 1375 \text{ кг}$$

и мощность на головном валу

$$N_0 = \frac{W_0 v}{75} = \frac{1375 \cdot 1,75}{75} = 32 \text{ л. с.}$$

Число оборотов головного барабана

$$n_0 = \frac{60 v}{\pi D_0} = \frac{60 \cdot 1,75}{\pi \cdot 1,0} = 33,4.$$

Полагая число оборотов мотора

$$n_m = 750 \text{ об./мин.}$$

находим передаточное число

$$K = \frac{n_m}{n_0} = \frac{750}{33,4} = 22,4,$$

которое может быть осуществлено двумя парами зубчатых колес или ременной и зубчатой передачей. Считаем к. п. д. передаточного механизма

$$\eta_{м1} = 0,9 \cdot 0,95 \cong 0,85;$$

тогда потребная мощность мотора

$$N = \frac{N_0}{\eta_m} = \frac{32}{0,85} = 37,7 \text{ л. с.}$$

Выбираем ближайший больший мотор типа УТ 750/29 мощностью 39,5 л. с. Работа, затрачиваемая только на подъем груза,

$$N_1 = \frac{QH}{270} = \frac{300 \cdot 22}{270} = 24,4 \text{ л. с.,}$$

так что к. п. д. элеватора без передаточного механизма

$$\eta_0 = \frac{N_1}{N_0} = \frac{24,4}{32,0} \cdot 100 \cong 76\%.$$

а включая передаточный механизм

$$\eta = \frac{N_1}{N} = \frac{24,4}{37,7} \cdot 100 \cong 65\%.$$

Определим теперь мощность по приближенным формулам НИИПТ и Palmer-Vee. По первой [ур-ние (87) и таблица (70)]

$$N_0 = \frac{300 \cdot 22}{270} \left[ 1,13 + 1,50 \frac{40,6}{300} \cdot 1,75 + 0,2 \frac{1,75^2}{22} \right] = 36,8 \text{ л. с.,}$$

по второй [ур-ние (91)]

$$N_0 = \frac{300 \cdot 22}{270} \left[ 1,1 + 0,72 \frac{40,6}{300} \cdot 1,75 \right] = 31 \text{ л. с.,}$$



т. е. совпадение результатов в данном случае по второй формуле получается более близким.

2. *Расчитать наклонный цепной тихоходный элеватор с непрерывными ковшами для подъема рядового угля*

$$Q = 140 \text{ т/час}$$

на высоту

$$H = 24 \text{ м.}$$

Угол дроблений рядовой ( $\gamma = 0,85 \text{ т/м}^3$ ), крупностью до 120 мм в количестве не больше 10%.

Угол наклона элеватора — 65°. Цепи — безроликовые, цепные звездочки — шестигранные.

Коэффициент наполнения ковшей принимаем

$$\psi = 0,75.$$

Шаг цепи и шаг ковшей

$$l = a = 400 \text{ мм.}$$

Рабочую скорость цепей полагаем

$$v = 0,4 \text{ м/сек.}$$

Тогда необходимая емкость ковша

$$i = \frac{Q \cdot a}{3,6 v \gamma \psi} = \frac{140 \cdot 0,4}{3,6 \cdot 0,4 \cdot 0,85 \cdot 0,75} = 61 \text{ л.}$$

В таблице 47 находим ковш емкостью

$$i = 64 \text{ л.}$$

Фиг. 434. Схема наклонного элеватора (ко второму численному примеру).

с размерами

$$B \cdot A \cdot h = 800 \cdot 360 \cdot 400 \text{ мм,}$$

удовлетворяющими заданной крупности кусков. Вес ковша, указанный в той же таблице,

$$g_k = 39 \text{ кг,}$$

так что вес ковшей на 1 пог. м

$$q_k = \frac{39}{0,4} = 97,5 \text{ кг/м.}$$

Вес цепей с уголками (из таблицы 66), рассчитанных на нагрузку до 4500 кг каждая

$$q_{\text{ц}} = 76 \text{ кг/м}$$

и полный вес цепей с ковшами

$$q_0 = q_k + q_{\text{ц}} = 97,5 + 76 = 173,5 \text{ кг/м.}$$

Вес полезного груза на 1 пог. м

$$q = \frac{Q}{3,6 v} = \frac{140}{3,6 \cdot 0,4} = 97,5 \text{ кг/м.}$$

Полагаем, что наименьшее натяжение цепей в точке 1 (фиг. 434) равно

$$S_1 = 300 \text{ кг.}$$

Натяжение в точке 2 найдем, прибавив сопротивление от трения на шлицах вала, в шарнирах цепей и от зачерпывания угля.

Первые два вида сопротивления ввиду малой их величины не рассчитываем, а полагаем равными 10% от  $S_1$

$$W_{1-2}' = 0,1 S_1 = 0,1 \cdot 300 = 30 \text{ кг.}$$

При определении сопротивления зачерпывания будем считать ориентировочно, что 75% угля попадает в ковши непосредственно, а 25% просыпается в башмак и зачерпывается. Расход энергии на зачерпывание 1 кг по Hanffstengel'ю полагаем равным 3 кгм, или, что то же, сопротивление на зачерпывание

$$W_{1-2}'' = 3 \cdot 0,25 q = 3 \cdot 0,25 \cdot 97,5 = 73 \text{ кг.}$$

Расход энергии на сообщение скорости  $v$  материалу, попадающему в ковши непосредственно, весьма невелик. Действительно, полагаем скорость попадающего в ковши материала  $v_1 = 1,0$  м/сек.; тогда расход энергии в кгм/сек. равен

$$E = \frac{1000 Q \cdot 0,75}{3600 g} \cdot \frac{v_1^2 + v^2}{2} = \frac{1000 \cdot 140 \cdot 0,75}{3600 \cdot 9,81} \cdot \frac{1,0^2 + 0,4^2}{2} = 1,73 \text{ кгм/сек.}, \quad (101)$$

так что добавочная величина сопротивления

$$\frac{E}{v} = \frac{1,73}{0,4} \approx 4,5 \text{ кг.}$$

Общую величину сопротивления зачерпыванию и заполнению полагаем

$$W_{1-2}''' \approx 80 \text{ кг,}$$

так что натяжение

$$S_2 = S_1 + W_{1-2}' + W_{1-2}''' = 300 + 30 + 80 = 410 \text{ кг.}$$

На прямолинейном участке рабочей восходящей ветви 2—3 сопротивление складывается из составляющей веса цепей с ковшами и перемещаемым материалом и из сопротивления трения цепей по проводникам. Приняв коэффициент трения скольжения  $f = 0,2$  и определив

$$L = \frac{H}{\sin \beta} = \frac{24}{\sin 65^\circ} = 26,5 \text{ м,}$$

найдем

$$S_3 = S_2 + (q + q_0) L (\sin \beta + f \cos \beta) = \\ = 410 + (97,5 + 173,5) \cdot 26,5 (\sin 65^\circ + 0,2 \cdot \cos 65^\circ) = 7510 \text{ кг.}$$

Натяжение в точке сбега цепи с привода

$$S_4 = S_1 + q_0 L (\sin \beta - f \cos \beta) = 300 + 173,5 \cdot 26,5 (\sin 65^\circ - 0,2 \cos 65^\circ) = 4060 \text{ кг.}$$

Определим теперь сопротивление на верхних приводных звездочках, причем давлением на подшипники от веса самих звездочек и вала, как небольшими по сравнению с действующими усилиями на цепях, пренебрегаем.

Диаметр шестигранных звездочек с шагом цепи 400 мм

$$D_{зз} = 800 \text{ мм.}$$

Диаметр валика цепного шарнира по таблице 3 (размер B на фиг. 9)

$$d = 44 \text{ мм.}$$



Диаметр цапф вала полагаем предварительно равным

$$d_u = 150 \text{ мм.}$$

Коэффициенты трения в подшипниках и в шарнирах цепи считаем соответственно

$$f = 0,15, \quad f' = 0,40.$$

Тогда

$$W_{3-4} = (S_3 + S_4) \frac{d_u f + \delta f'}{D_{\text{за}}} = \\ = (7510 + 4060) \frac{150 \cdot 0,15 + 44 \cdot 0,40}{800} = 577 \text{ кг.}$$

Тяговое усилие на головном валу

$$W_0 = S_3 - S_4 + W_{3-4} = 7510 - 4060 + 577 = 4027 \text{ кг}$$

и мощность на головном валу

$$N_0' = \frac{W_0 v}{75} = \frac{4027 \cdot 0,4}{75} = 21,5.$$

Определим теперь добавочную мощность и динамические усилия вследствие неравномерности хода цепей.

Наибольшее ускорение движения цепей [ур-ние (25)]

$$v_{\text{max}} = 2 \left( \frac{\pi v}{z} \right)^2 \cdot \frac{1}{l} = 2 \left( \frac{\pi \cdot 0,4}{6} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,4} = 0,22 \text{ м/сек}^2.$$

и добавочный расход мощности [ур-ние (26),  $k=0$ ]

$$N_d = \frac{(q+2q_0)Lv^3}{150 z^2 l} = \frac{(97,5+2 \cdot 173,5) \cdot 26,5 \cdot 0,4^3}{150 \cdot 6^2 \cdot 0,4} = 0,35 \text{ л. с.,}$$

т. е. благодаря малой скорости и шестигранной звездочке — незначителен.

Добавочное динамическое усилие на цепях [ур-ния (23) и (24)]

$$S_d = \frac{(q+2q_0)L}{g} 3v_{\text{max}} = \frac{(97,5+2 \cdot 173,5) 26,5}{9,81} \cdot 3 \cdot 0,22 = 795 \text{ кг,}$$

т. е. около 10% от наибольшей статической нагрузки.

Число оборотов звездочки

$$n = \frac{60v}{zl} = \frac{60 \cdot 0,4}{6 \cdot 0,4} = 10 \text{ об./мин.}$$

Полагая число оборотов мотора равным 750 об./мин., находим передаточное число

$$K = \frac{750}{10} = 75.$$

При зубчатой или зубчатой и ременной передаче оно требует трехступенчатой передачи, к. п. д. которой полагаем

$$\eta_m = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 0,77,$$

$$N_0 = N_0' + N_d = 21,5 + 0,35 = 21,85 \text{ л. с.}$$

Потребная мощность мотора

$$N = \frac{N_0}{\eta_m} = \frac{21,85}{0,77} = 28,4 \text{ л. с.}$$

Ближайший больший мотор УТ 750/29 имеет мощность 39 л. с.  
Работа, затрачиваемая только на подъем

$$N_1 = \frac{QH}{270} = \frac{140 \cdot 24}{270} = 12,5 \text{ л. с.},$$

так что к. п. д. элеватора без передаточного механизма

$$\gamma_0 = \frac{N_1}{N_0} = \frac{12,5}{21,85} \cdot 100 = 57\%,$$

а включая и передаточный механизм

$$\eta = \frac{N_1}{N} = \frac{12,5}{28,4} \cdot 100 = 44\%.$$

Невысокий к. п. д. объясняется тяжелой конструкцией элеватора и значительным трением на проводниках (цепи безроликовые), при угле наклона  $65^\circ$ . Расчитанная по приближенной формуле НИИПТ мощность [ур-ние (87) и табл. 70] достаточно близко совпадает с исчисленным выше значением:

$$N_0 = \frac{140 \cdot 24}{270} \left[ 1,125 + \frac{0,27}{\text{tg } 65^\circ} + \left( 0,77 + \frac{1,35}{\text{tg } 65^\circ} \right) \frac{173,5}{140} \cdot 0,4 + 0,65 \frac{0,4^2}{2L} \right] = 24 \text{ л. с.}$$

Наибольшая нагрузка на каждую цепь, если считать, что степень неравномерности, распределения нагрузки на них может достигать  $10\%$ ,

$$S' = \frac{S_3 + S_4}{2} = 1,1 \frac{7510 + 795}{2} = 4560 \text{ кг},$$

т. е. близко к допустимой нагрузке 4500 кг.

## § 5. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ

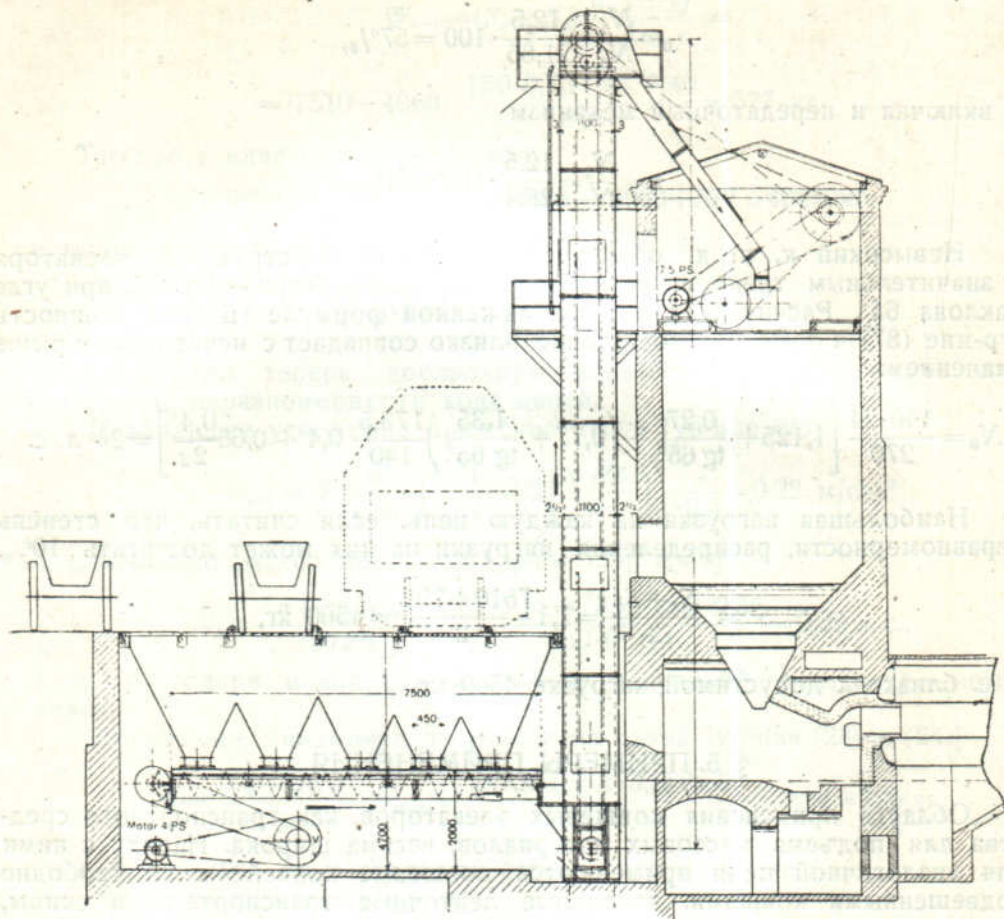
Область применения ковшевых элеваторов, как транспортного средства для подъема массовых материалов, весьма широка. Наряду с ними для аналогичной цели применяются ковшевые конвейеры со свободно подвешенными ковшами, наклонные ленточные транспортеры и скипы, однако применение элеваторов во многих случаях оказывается более рентабельным.

Встречающееся нередко в промышленности предубеждение против черпаковых элеваторов, основывающееся на имеющихся иногда неполадках в их работе, следует прежде всего отнести за счет неправильной конструкции элеватора и недостаточно тщательного ухода за ним. Из изложенного выше видно, в какой строгой зависимости от крупности и других свойств перемещаемого материала следует выбирать элементы элеватора — рабочую скорость, способ загрузки и разгрузки ковшей, систему питания, форму ковшей и др. Если все необходимые условия в конструкции, изготовлении и эксплуатации элеватора соблюдены, то он несомненно представляет собой, если и уступающее в отношении надежности резиновой ленте, но все же практически достаточно надежное транспортное устройство.

На ряде последующих примеров рассмотрим типы элеваторных установок в котельных, на мойках, на складах и пр., а также несколько специальных разновидностей элеваторов — для бурого угля, на земляных работах (багеры), для штучных грузов и пр.



Расположение бункеров в ряд вдоль фронта котлов не дает обычно возможности питать их углем прямо от элеватора по спускным желобам и требует добавочного распределительного транспортного агрегата по горизонтали. Таким распределительным агрегатом служит либо лента со сбрасывающей тележкой или ножевым разгрузателем, либо скребковый или винтовой конвейер.



Фиг. 435. Углеподача в котельной с помощью вертикального элеватора и ленты (Mackensen).

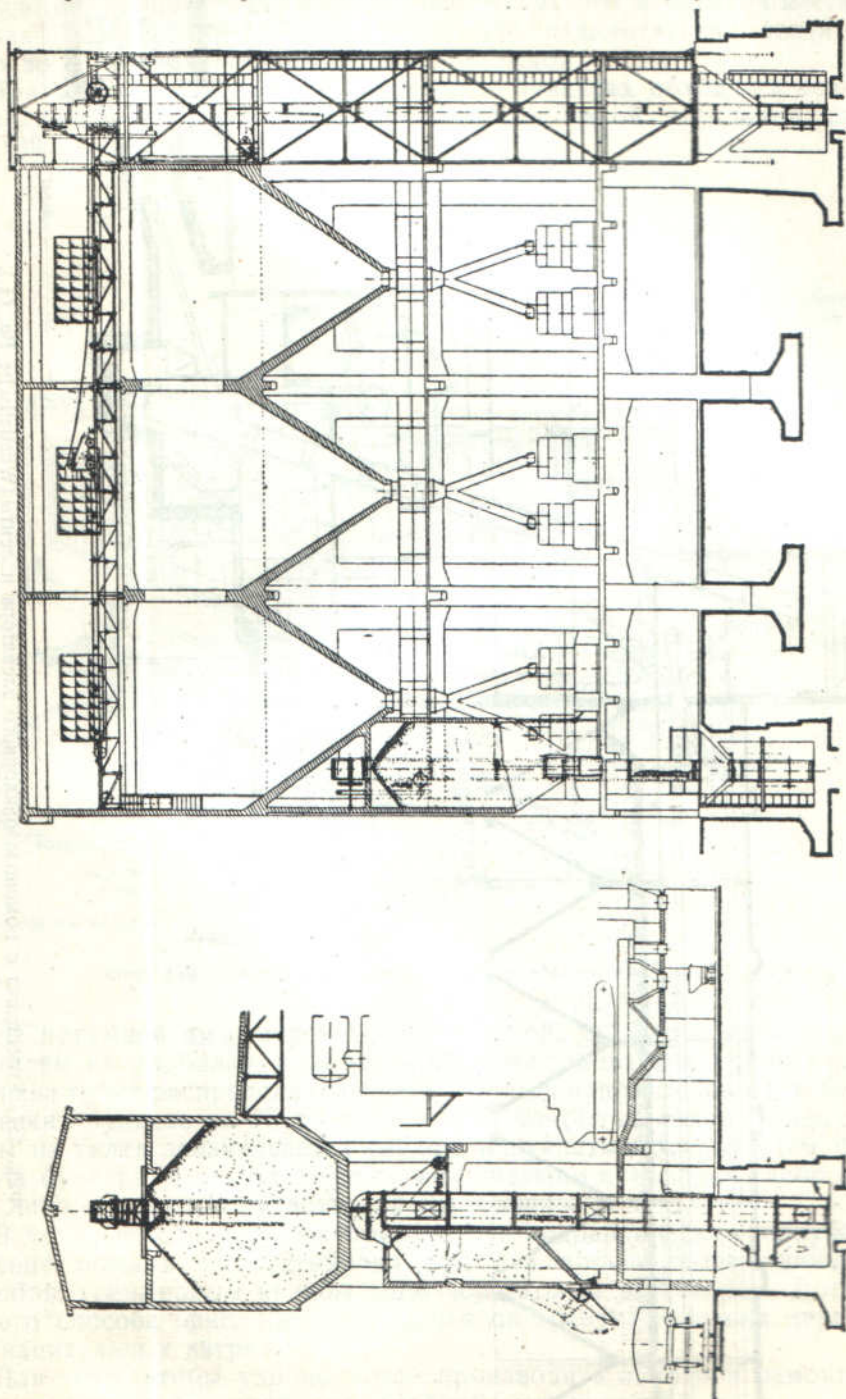
На фиг. 435 показан вертикальный элеватор малой производительности высотой 16 м, сгружающий уголь на транспортную ленту. Уголь подвозится по рельсовым или безрельсовым путям и сбрасывается через решетку в яму с пятью закрытыми шиберами отверстиями, под которыми монтирован продольный питающий шнек. На этом же шнеке частично может производиться смешение двух сортов угля.

Опорой элеватора служит кожух, укрепленный сверху консольными балками, выпущенными из каменной кладки здания. Головка элеватора снабжена балкончиком, на который с верхнего этажа здания ведет вертикальная лестничка.

В трех местах по высоте элеватора, в легко доступных пунктах, в кожухе устроены смотровые люки.

Привод от мотора в 7,5 л. с., общего для ленты и элеватора, осуществляется двумя ременными и одной зубчатой передачей. Питающий шнек снабжен отдельным мотором в 4 л. с.

Другая котельная установка, оборудованная двумя элеваторами—одним для углеподачи и другим для погрузки золы в собирательный бункер, видна на фиг. 436. Первый, более высокий элеватор установлен внутри

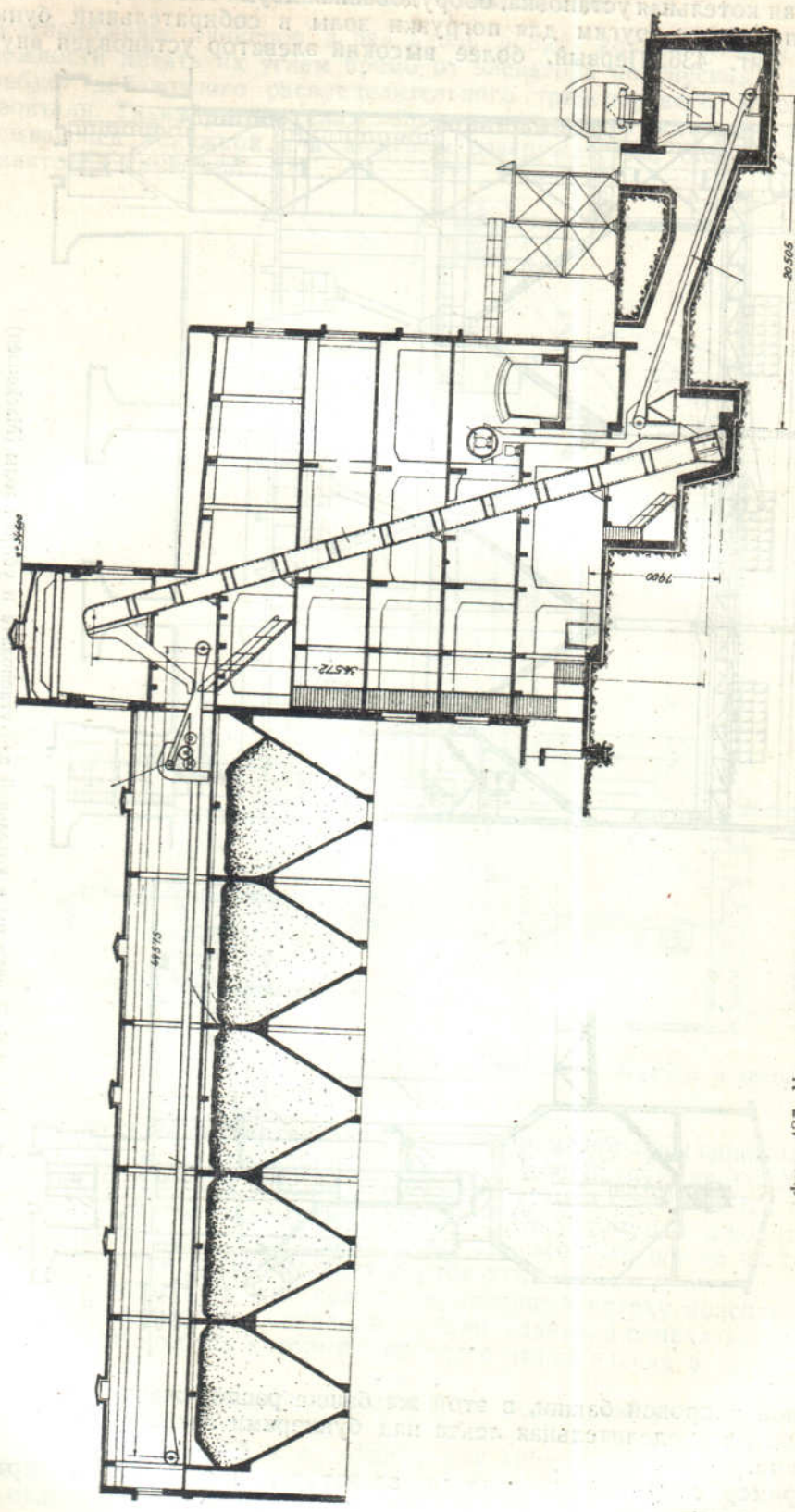


Фиг. 436. Элеваторы в котельной для углеподачи и уборки золы (Mackensen).

клепаной копровой башни, в этой же башне расположено лестничное отделение. Распределительная лента над бункерами снабжена разгрузочной тележкой.

Пример высокого наклонного элеватора, имеющего по вертикали  $\approx 36,5$  м и подающего 65 т угля в час дан на фиг. 437.



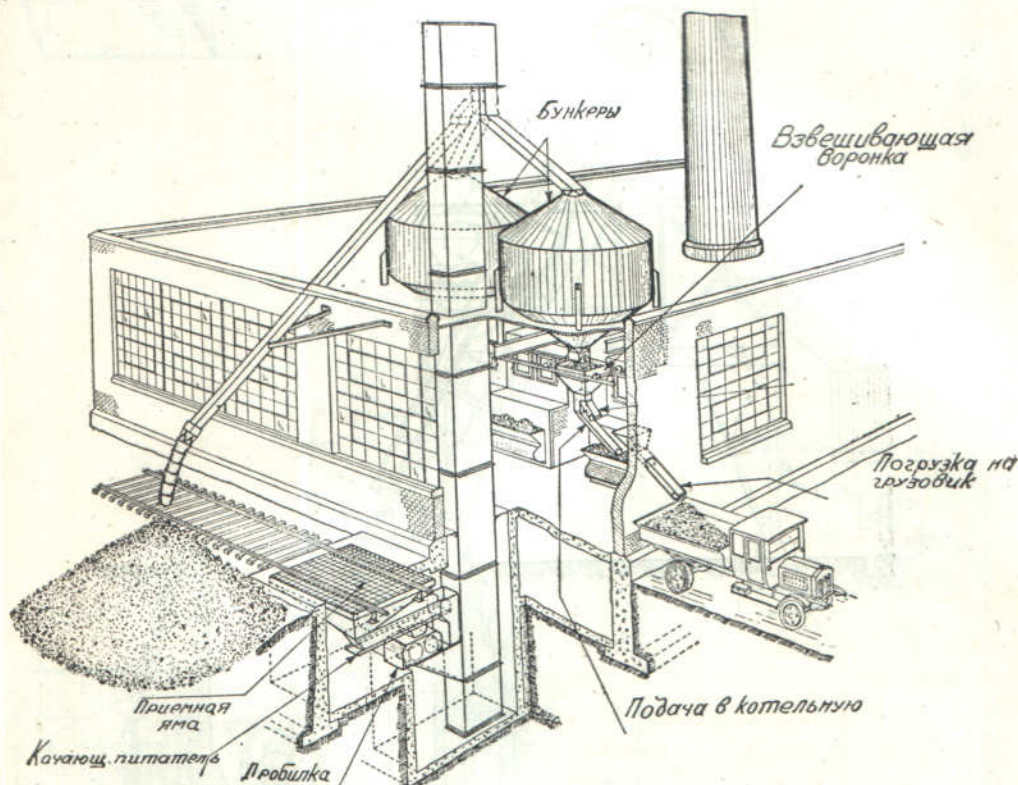


Фиг. 437. Угленодача с помощью наклонного элеватора и ленты (Westfälische Bw. G.).

Подача угля на элеватор производится либо в вагонетках рудничного типа, подкатываемых по эстакаде на уровне второго этажа здания, либо наклонной лентой, несущей уголь от ямы, загружаемой из ж.-д. вагонов.

Ввиду большой высоты элеватора, кожух его в четырех местах оперт на балки междуэтажного перекрытия. Распределительная лента длиной около 50 м снабжена сбрасывающей тележкой.

При близко составленных приемных бункерах обходятся без распределительного агрегата. Схема углеподачи такой котельной видна на фиг. 438 (ср. с фиг. 415).



Фиг. 438. Углеподача на запасные бункеры котельной (Chain Belt).

Из приемной ямы, перекрытой воронкой, уголь подается качающимся питателем на дробилку, а от нее — в башмак элеватора. Головка элеватора снабжена тремя распределительными лотками, направленными, в два цилиндрических бункера на 75 т каждый и на открытый склад. Конец спускной трубы на склад заканчивается гибким чешуйчатым рукавом (см. фиг. 413).

Из бункера уголь идет через взвешивающую воронку либо в котельную, либо по спускному лотку на грузовики.

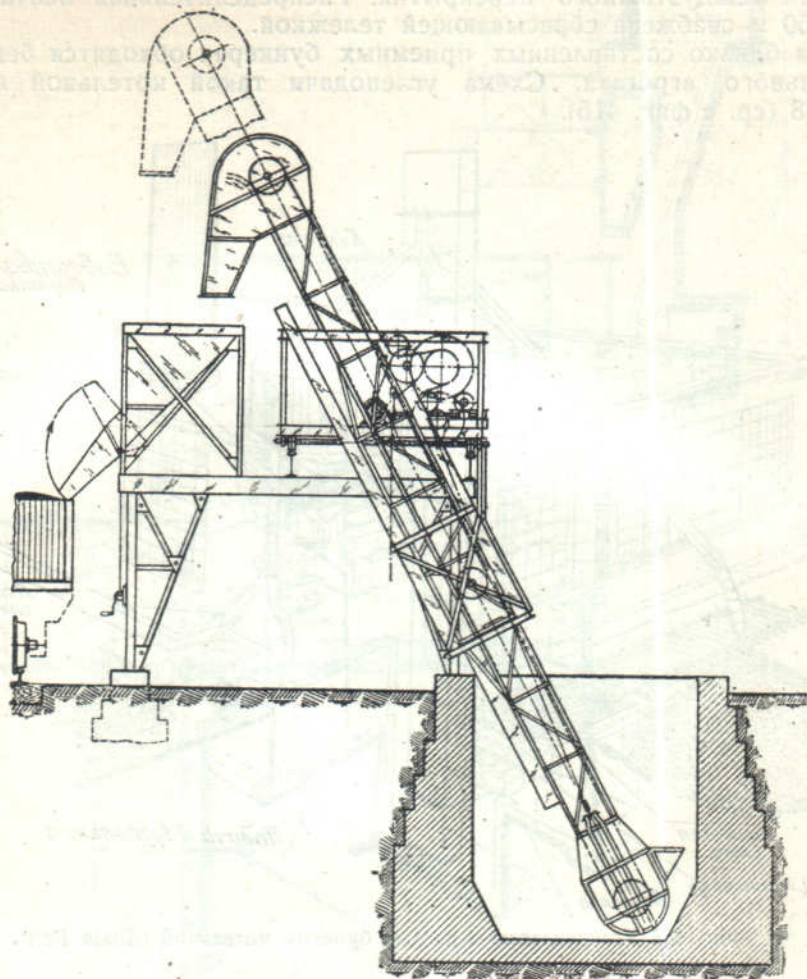
В котельных, в которых применяется гидравлическая золоуборка, извлечение шлаков из отстойного бассейна производится одним из двух способов: грейферным краном либо черпаковым элеватором. Достоинство второго способа (фиг. 439<sup>1</sup>) в том, что он требует меньших первоначальных капитальных затрат.

Для того, чтобы удобно было производить осмотр и ремонт нижней головки элеватора, довольно глубоко погруженной в воду бассейна, элеватор делается подвижным в продольных наклонных направляющих и может быть настолько поднят, что нижняя головка полностью выходит из воды. Для подъема и опускания элеватора служит специальная лебедка,

<sup>1</sup> „Brennstoff und Wärmewirtschaft“, 1928, № 3, стр. 59.



монтированная на площадке справа. Для того, чтобы элеватор мог работать в любом положении по высоте, привод его устроен на середине порожней ветви. Цепи, укрепленные на боковых стенках ковшей, образуют петлю вокруг стационарных приводных звездочек.



Фиг. 439. Элеватор для очистки отстойного бассейна гидравлической золоуборки.

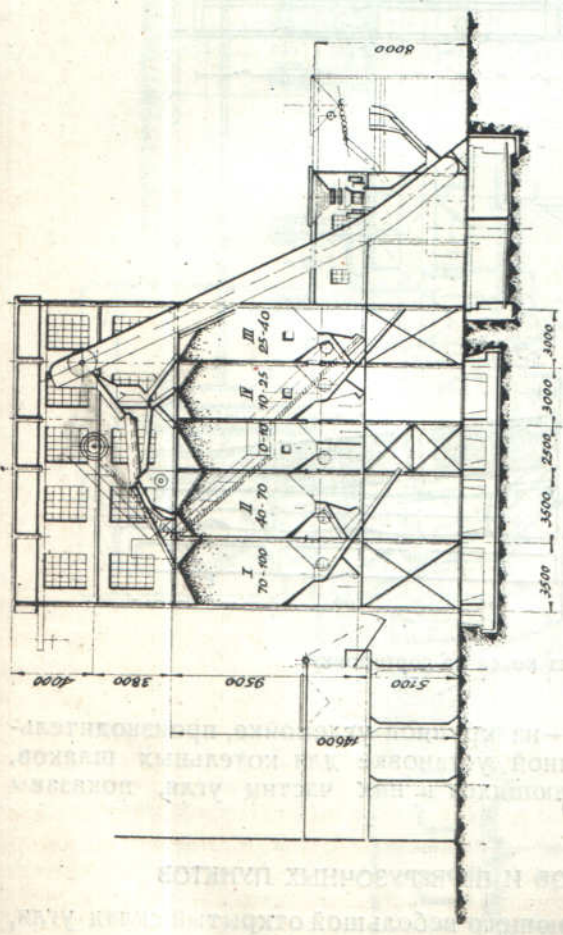
## 2. ОБОРУДОВАНИЕ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК

Проект небольшой установки, производительностью в 20 т/час, для сортировки кокса показан на фиг. 440.

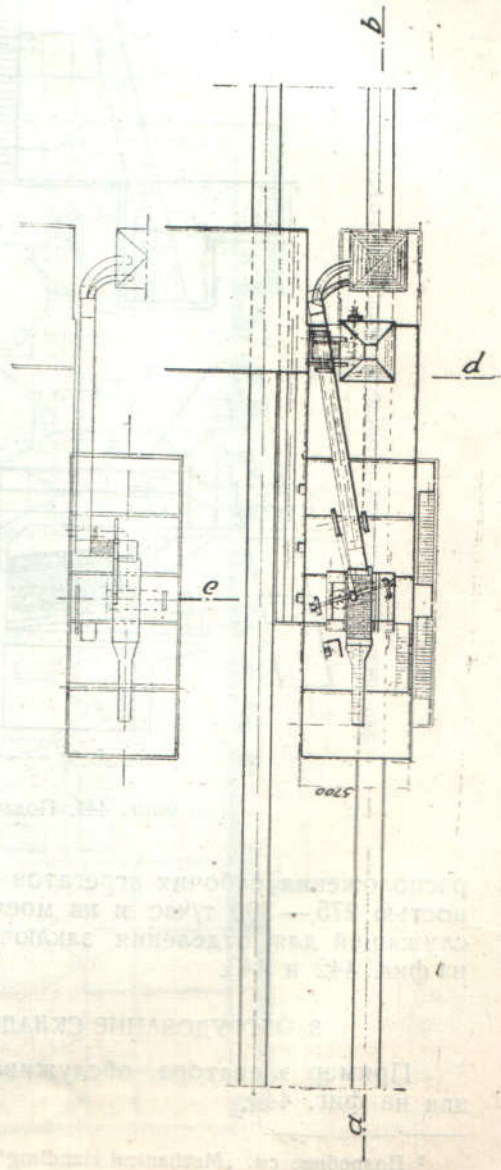
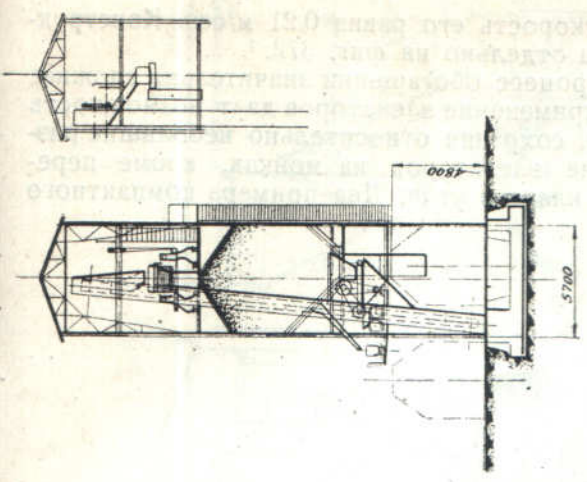
Кокс сгружается в воронку, проходит валковый грохот и дробилку и попадает в башмак элеватора. Вверху, на плоском подвижном грохоте кокс рассортировывается на пять классов и распределяется системой рукавов по бункерам. Из бункеров погрузка производится в ж.-д. вагоны либо в вагонетки узкой колеи. Для симметричного расположения в здании сортировки и оставления свободного габарита железнодорожного пути (см. разрез по *c—d*), элеватор расположен косо по отношению к продольной оси здания.

Расположение элеватора также на коксовой сортировке, но с грохотом барабанного (вращающего) типа, дано на фиг. 441. Элеватор, имеющий около 20 м между центрами и подающий 20—25 т кокса в час,

Разрез по а-б



Разрез по с-д

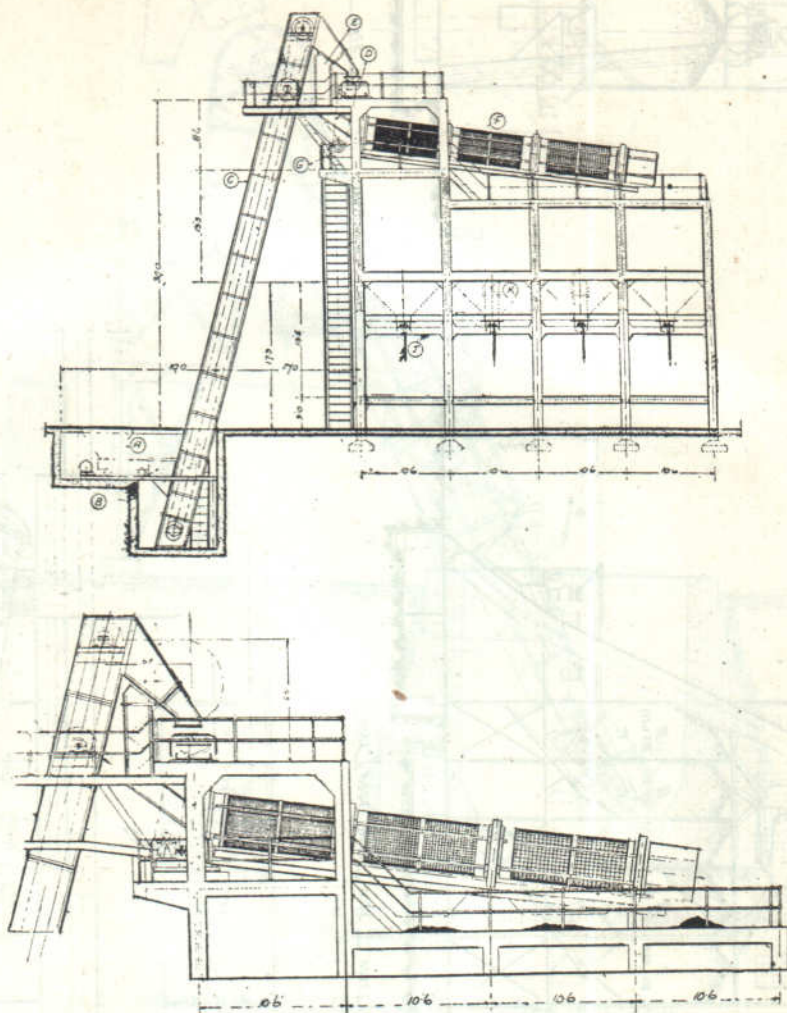


Фиг. 440. П-лача кокса на сортировку (Ваум).



потребляет 8—10 л. с. Рабочая скорость его равна 0,21 м/сек. Конструкция питателя и башмака показана отдельно на фиг. 372.<sup>1</sup>

На углемойках, на которых процесс обогащения значительно сложнее и количество агрегатов больше, применение элеваторов даст возможность располагать их весьма компактно, сохраняя относительно небольшие размеры площади здания. Назначение элеваторов на мойках, кроме перемещения, еще и в обезвоживании классов угля. Два примера компактного



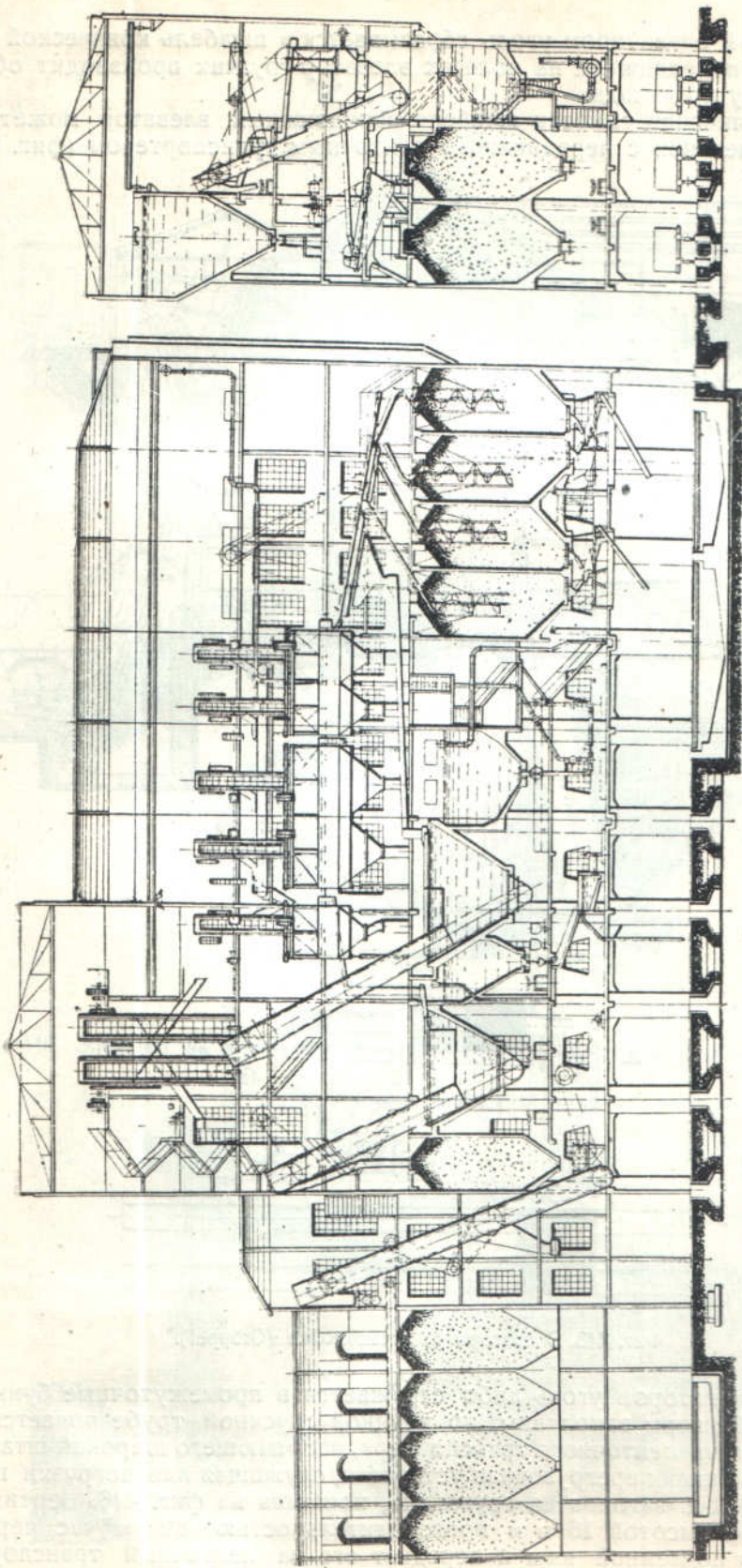
Фиг. 441. Подача кокса на сортировку.

расположения рабочих агрегатов — на крупной углемойке, производительностью 275—300 т/час и на моечной установке для котельных шлаков, служащей для отделения заключающихся в них частиц угля, показаны на фиг. 442 и 443.

### 3. ОБОРУДОВАНИЕ СКЛАДОВ И ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ ПУНКТОВ

Пример элеватора, обслуживающего небольшой открытый склад угля, дан на фиг. 444.

<sup>1</sup> Подробнее см. „Mechanical Handling“, ноябрь 1932, стр. 384.

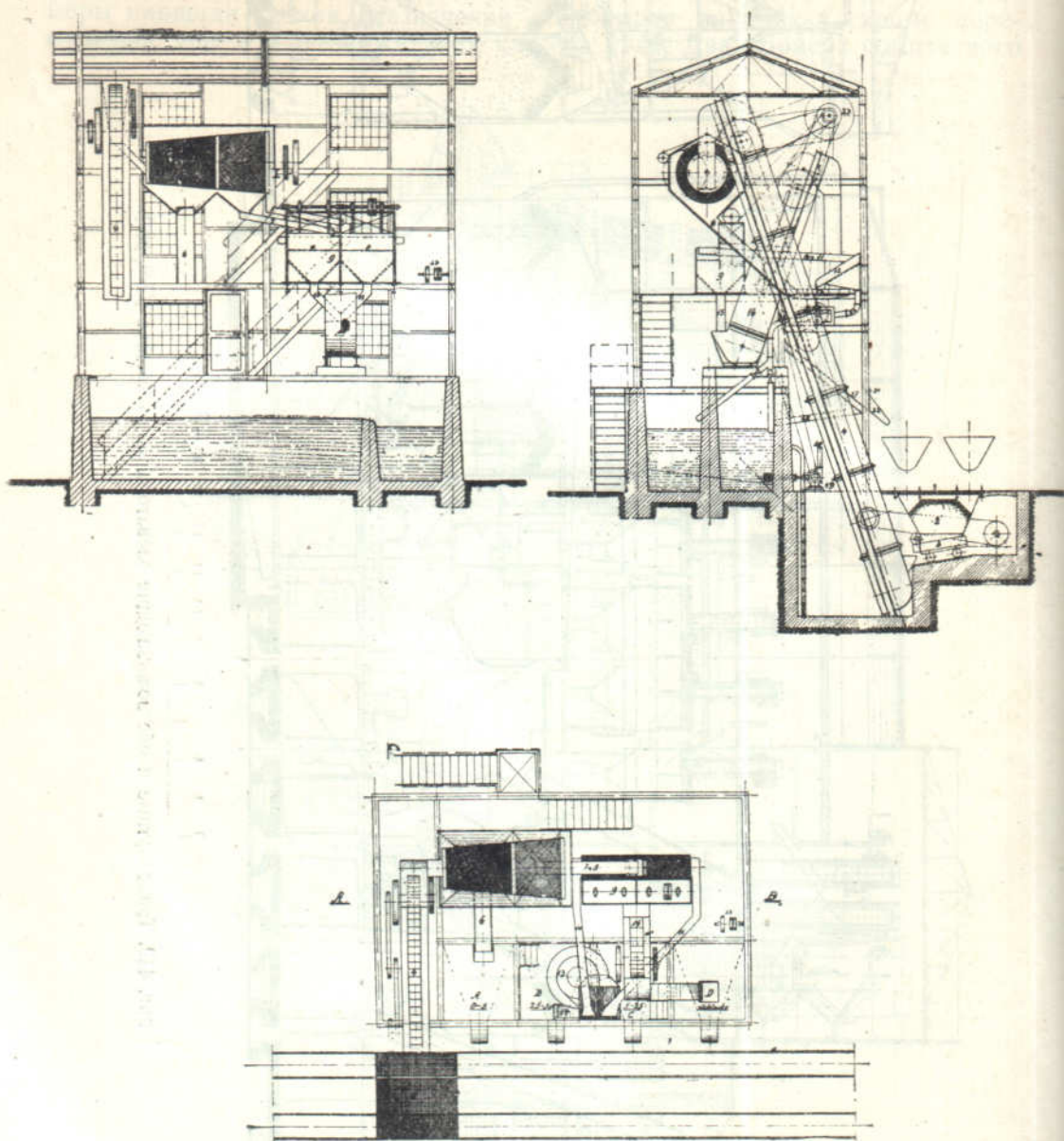


Фиг. 442. Транспортные и обезжелезающие элеваторы на углемайке (Görre).



Поднятый элеватором уголь сбрасывается в штабель конической формы. Другой передвижной на колесах элеватор-грузчик производит обратную погрузку со склада.

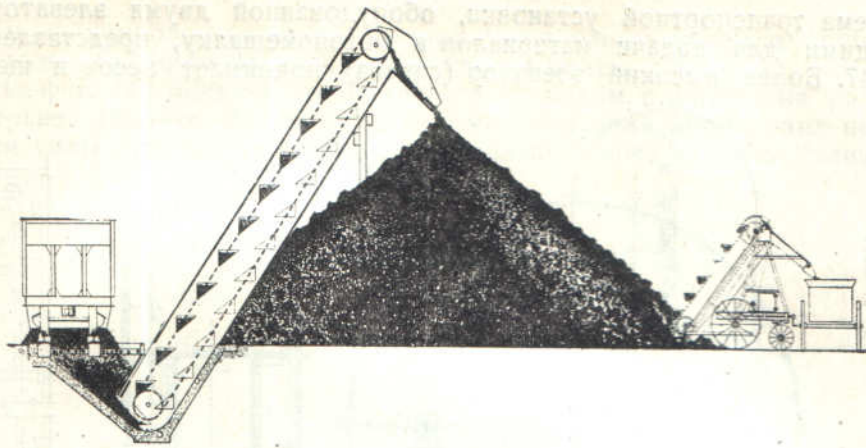
Для увеличения емкости штабеля неподвижный элеватор может работать в сочетании с передвижным ленточным транспортером (фиг. 445).



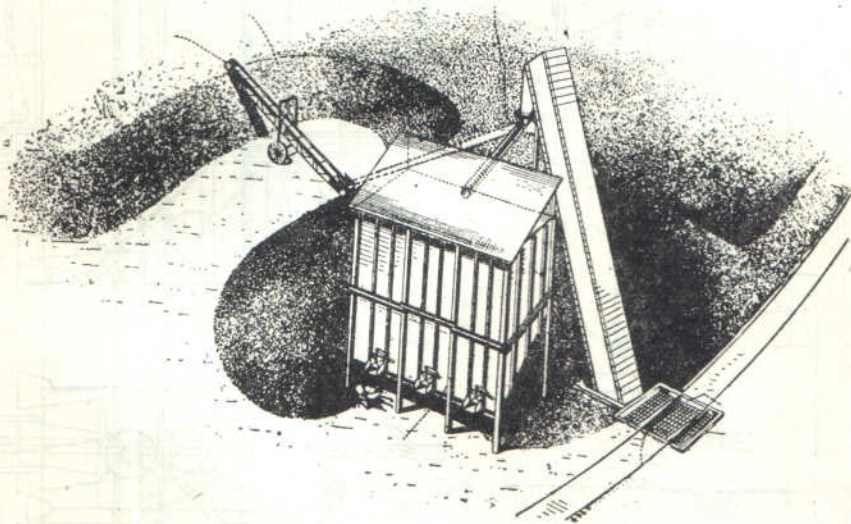
Фиг. 443. Элеваторы на шлакомойке (Gröppel).

Поднятый элеватором уголь либо сгружается в промежуточные бункеры, либо, если бункеры заполнены, по длинной спускной трубе подается на хвостовую часть ленточного транспортера, насыпающего широкий штабель.

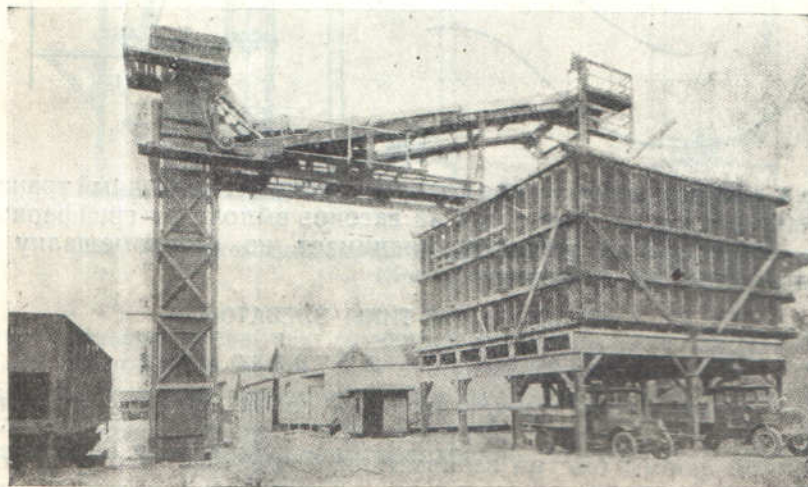
Более мощная перегрузочная установка, служащая для погрузки песка и гравия из ж-д. вагонов на грузовики, показана на фиг. 446. Вертикальный элеватор высотой 16 м и производительностью 80 м<sup>3</sup>/час черпает материал из подземной ямы и передает его на ленточный транспортер, а с него в бункеры.



Фиг. 444. Элеватор на конусном угольном складе.



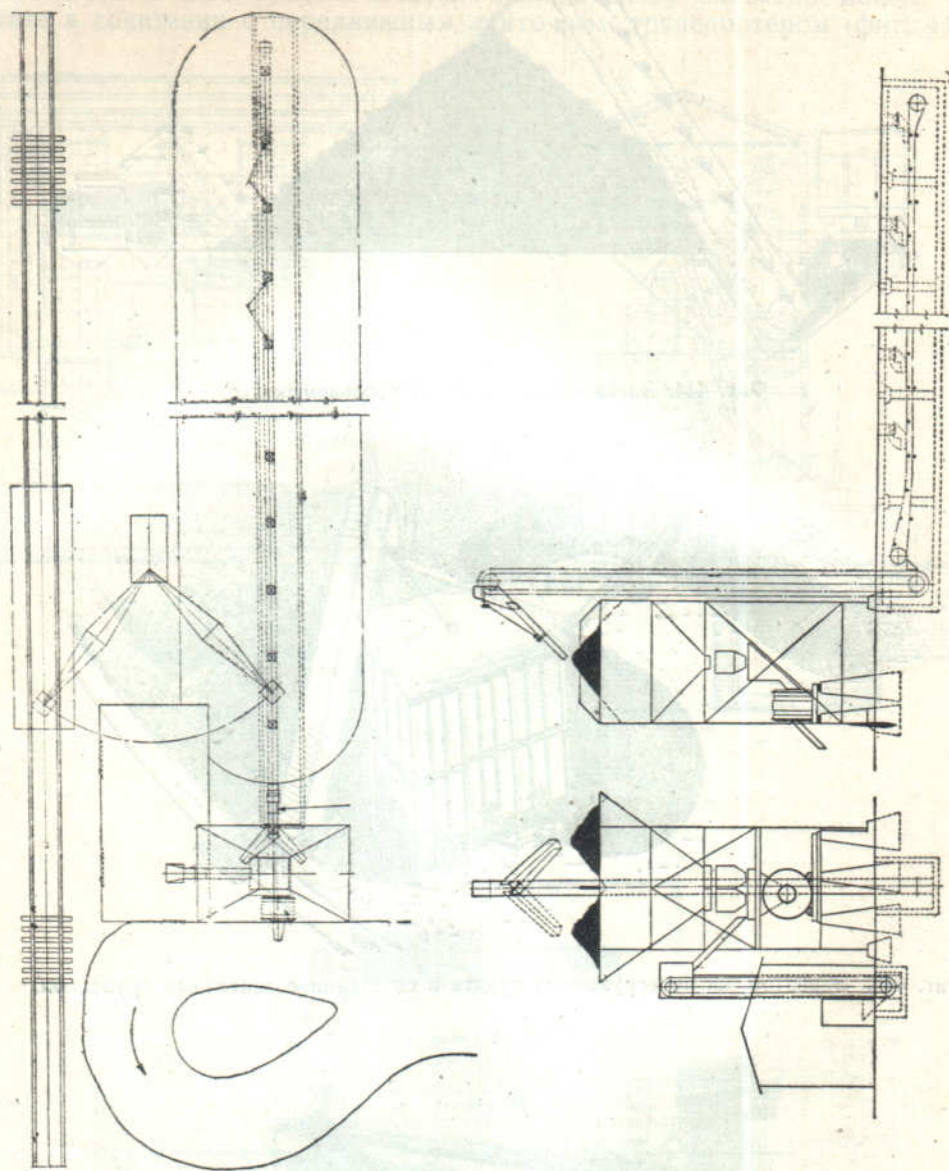
Фиг. 445. Элеватор на перегрузочном пункте в сочетании с ленточным грузчиком.



Фиг. 446. Элеватор на перегрузке гравия и песка (Chain Belt).



7 Схема транспортной установки, оборудованной двумя элеваторами, служащими для подачи материалов в бетономешалку, представлена на фиг. 447. Более высокий элеватор (справа) поднимает песок и щебень,



фиг. 447. Элеваторы для подъема материалов на бетономешалку (Chain Belt).

лежащие в длинном штабеле, под которым проходит ленточный транспортер. Подачу материалов на этот склад из вагонов выполняет грейферный кран. Второй — более низкий элеватор поднимает на бетономешалку цемент, подвозимый слева на грузовиках.

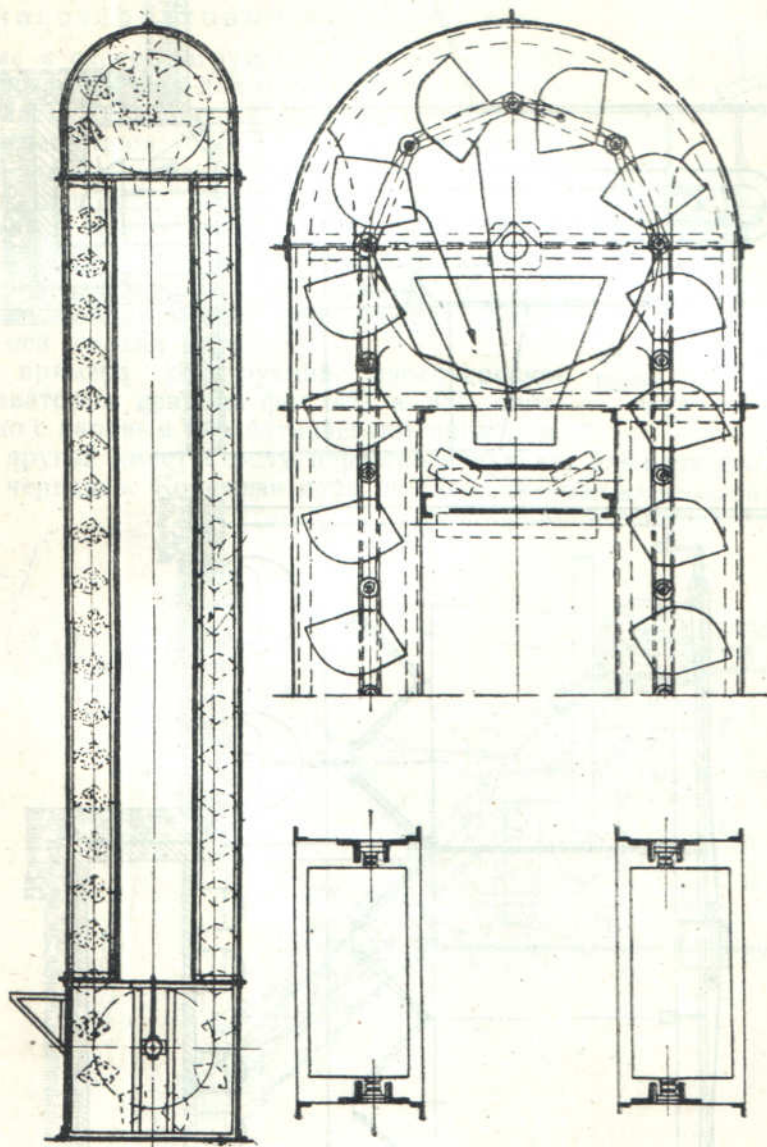
#### 4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТИПЫ ЭЛЕВАТОРОВ

##### а) Элеваторы для бурого угля

Сырой бурый уголь, представляющий собой легко схватывающийся и прилипающий к стенкам материал, при транспортировании в ковшах обыкновенной формы быстро забивает их, вследствие чего производительность элеватора сильно уменьшается. Поэтому в германской практике был выработан для бурого угля специальный вид ковшей неглубокой,

формы с приподнятым зачерпывающим передним краем и опущенным задним и с большим радиусом закругления днища.<sup>1</sup>

На фиг. 448 показан такой элеватор и рядом с ним схема разгрузки на верхней головке. Как видно из схемы, разгрузка происходит под действием силы тяжести (элеватор тихоходный) через заднюю стенку при

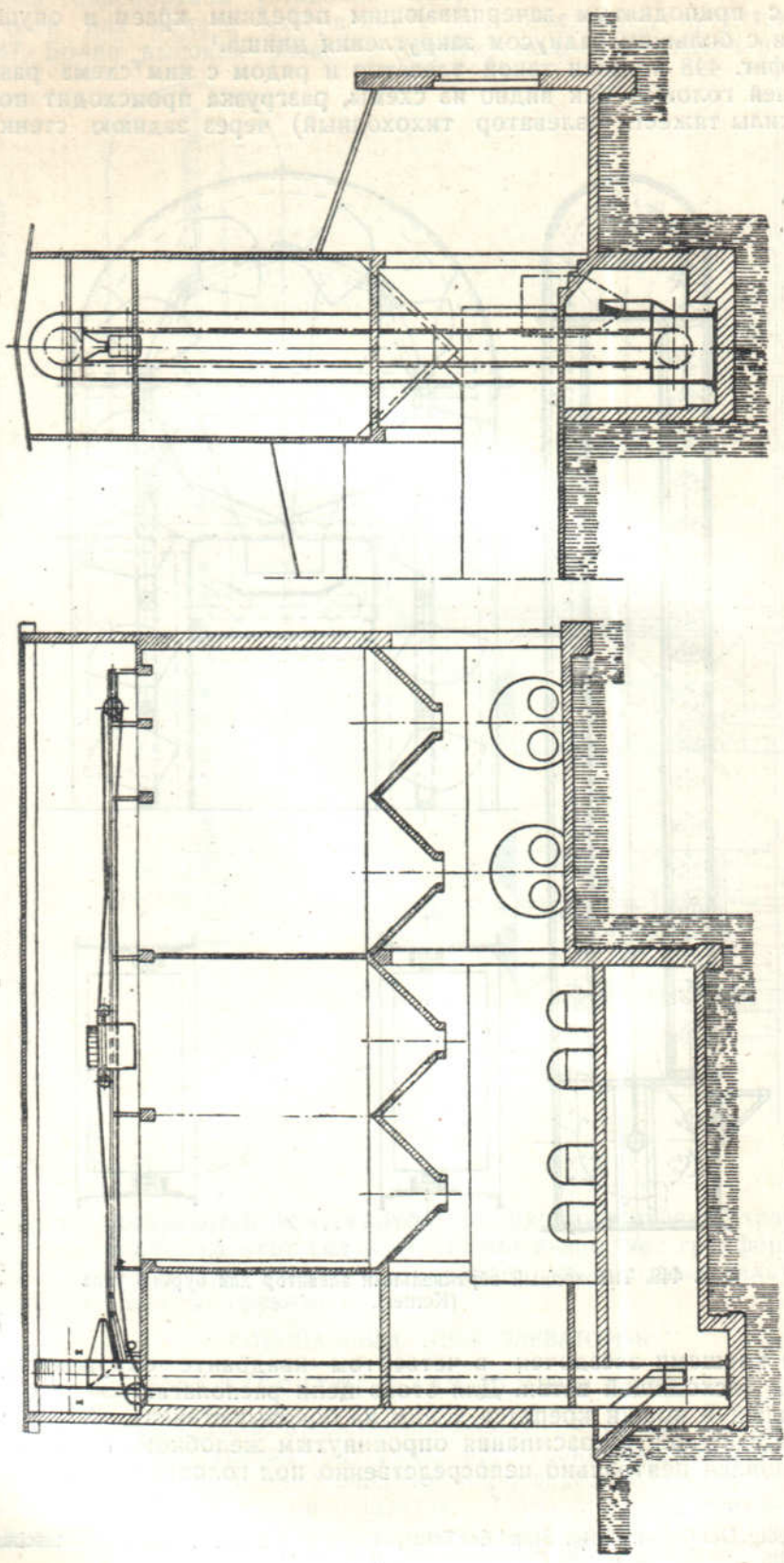


Фиг. 448. Тихоходный вертикальный элеватор для бурого угля (Kerner).

огибании ковшами звездочек в четвертом квадранте окружности, т. е. на кривой восходящей ветви. Для этого цепи располагаются по обе стороны ковшей и ковши крепятся к ним на боковых стенках. Головной вал элеватора защищен от засыпания опрокинутым желобком. Приемный лоток установлен центрально непосредственно под головным валом.

<sup>1</sup> F. Riedig, Der Gegenwärtige Stand des Transportwesens zur Bekohlung und Entaschung von Dampfkesseln, „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1926, № 11.





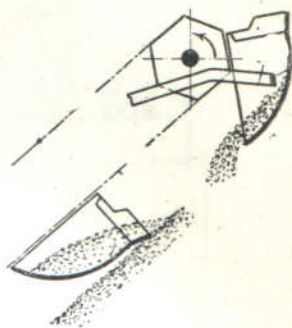
Фиг. 449. Схема подачи угля на бункера котельной (Кетлер).

Такое расположение отличается большой компактностью по высоте, как это видно и на фиг. 449, представляющей схему подачи бурого и каменного угля в котельную. Ленточный конвейер на такой установке проходит между обеими ветвями элеватора, заключенными каждая в свою трубу.

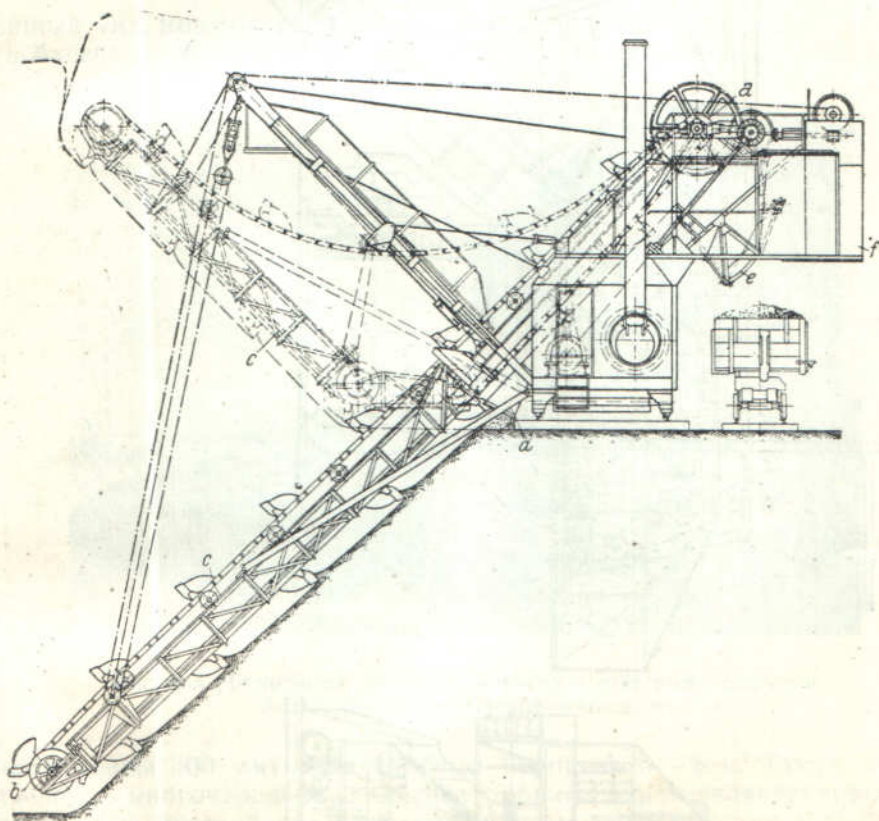
### б) Многочерпаковые экскаваторы

Форма и способ загрузки и разгрузки ковшей описанного элеватора для бурого угля до известной степени аналогичны черпакам многоковшевых экскаваторов (багеров), схема загрузки и разгрузки которых видна на фиг. 450. Через переднюю режущую грань черпак заполняется при движении вдоль разрабатываемого склона и с другой стороны опораживается при огибании звездочек в первой половине окружности. При липкой почве для снятия приставшего слоя служит укрепленный у оси головки скребок.

Два примера конструкции многочерпаковых экскаваторов даны на фиг. 451 и 452 соответственно с паровым и электрическим приводом. И тот и другой имеет стрелу, переставляемую как для верхнего, так и для нижнего черпания. Ковшевая цепь, поддерживаемая на верхней нерабочей



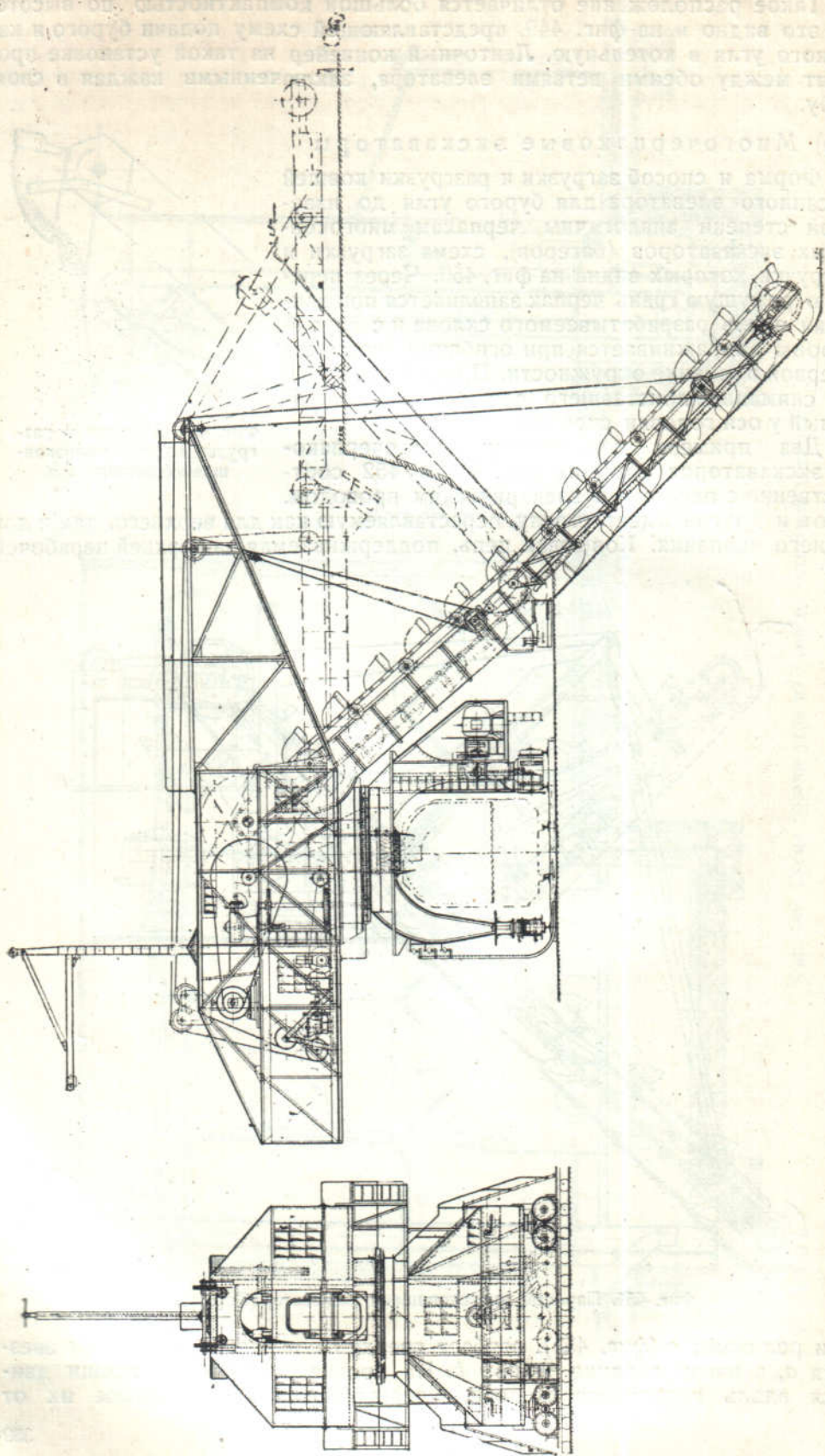
Фиг. 450. Загрузка и разгрузка ковшей многоковшевого экскаватора.



Фиг. 451. Паровой многоковшевой экскаватор (Corpel).

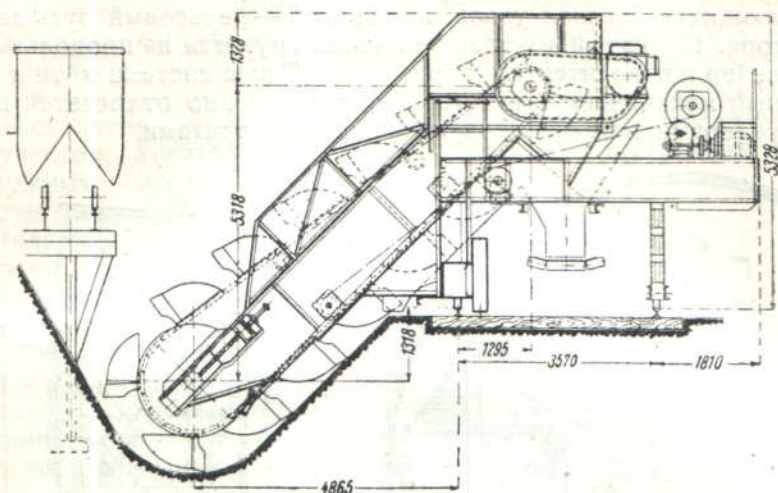
ветви роликами *c* (фиг. 451), огибаетверху пятилучевые приводные звездочки *a*, а внизу гладкие шкивы *b*. На уровне почвы от *d* ковши движутся вдоль наклонного жолоба, удерживающего содержимое их от





Фиг. 452. Электрический порталный многоковшовый экскаватор (Клипп).

высыпания. Через лоток *e*, закрываемый секторным затвором,<sup>1</sup> материал сыпается в вагон. Вес стрелы уравнивается противовесом *f*. Показанный на фиг. 452 электромоторный багер представляет более тяжелый



Фиг. 453. Экскаватор для обслуживания траншейного склада угля.

и мощный тип, монтированный на портале. Теоретическая производительность багера этого типа достигает  $540 \text{ м}^3$  и эффективная —  $350 \text{ м}^3$  при



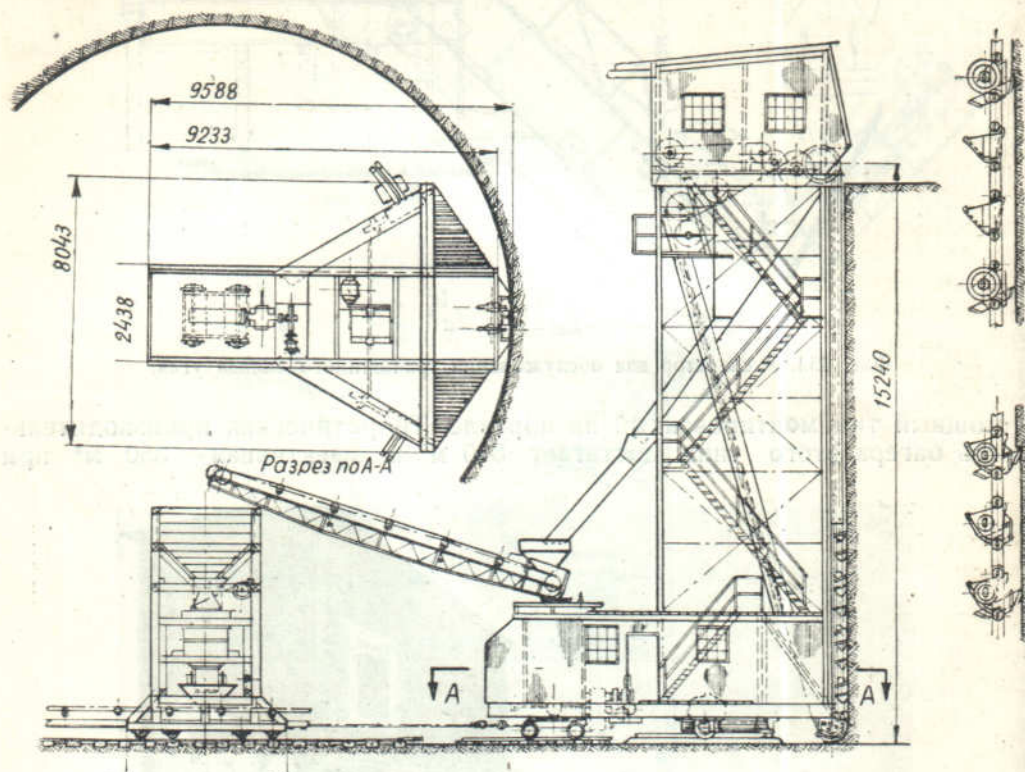
Фиг. 454. Разработка глубокого карьера с отвесными стенками Adel-экскаватором (Stephens-Adamson).

емкости ковша 300 литров и глубине черпания 6—8 м. Такая производительность многочерпаковых экскаваторов отнюдь не является предельной и значительно превзойдена на новых мощных конструкциях.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Подробнее см. проф. *Е. Ф. Шешко*, "Экскаваторные горные работы" 1932; проф. *В. А. Добровольский*, "Многочерпакові сухі землечерпальні прилади", 1931, а также журнал "Braunkohle". Весьма интересное описание мощного плавучего багера с производительностью до  $450\text{--}500 \text{ м}^3$  и с ленточной консольной стрелой длиной 55 м см. в статье проф. *Garbotz Z.* VDI 1930, № 10, стр. 303.



Еще один пример многоковшевого экскаватора сравнительно малых размеров дан на фиг. 453<sup>1</sup>. На складе бурого угля силовой станции вместо бункеров вырыта продольная траншея, с одной стороны которой имеется эстакада, с которой сбрасывается в траншею подвозимый в саморазгружающихся вагонах уголь, а с другой — рельсовый путь для портала экскаватора. Поднятый из траншеи уголь грузится на продольный ленточный конвейер и относится им к котельной. Такая система хотя и включает добавочный механический агрегат — экскаватор, но отличается по сравнению с бункерами малыми первоначальными затратами.



Фиг. 455. Схема конструкции Adel-экскаватора (Stephens-Adamson).

Весьма своеобразный пример элеватора смешанного типа, служащего одновременно для экскавации и подъема полезного ископаемого в карьере, дает конструкция Adel-экскаватора (фиг. 454 и 455), на описании которой остановимся несколько подробнее.

Экскаватор представляет собой тяжелого типа двухцепной ковшевой элеватор, снабженный режущими ножами, размещенными между ковшами. Он служит для разработки карьеров глины, глинистого сланца, мела, серы и мягких руд и может быть применен на месторождениях без наносов или с предварительно снятыми наносами.

На фиг. 454 изображена работа экскаватора. Глубина карьера достигает 15 м. Вся машина находится в котловане и сверху над уровнем почвы выступает только головная часть элеватора. При движении по восходящей рабочей ветви цепи с ковшами, ножи, размещенные между ковшами, врезаются в массив и срезают материал, подхватываемый ниже расположенными ковшами. Вверху, при огибании головного барабана, ковши разгружаются и сыпают материал в воронку. Из нее материал

<sup>1</sup> „Braunkohle“, 1928, № 30, стр. 654.



лентой переносится к передвижной, связанной с корпусом экскаватора, дробилке и транспортируется дальше.

Вся машина смонтирована на двух тележках. Первая из них, базисная, несущая поворотный корпус, передвигается только когда наступает необходимость переставить всю машину, вторая — маневровая, несущая экскаватор, может поворачиваться вместе с корпусом первой и выдвигается относительно него с помощью нажимного винта на некоторый участок. При рабочем радиусе элеватора 8 м и выдвижении маневровой тележки на 1,2 м экскаватор может разрабатывать без перестановки базисной тележки участок, представляющий полукольцо с внутренним радиусом 8 м и наружным — 9,2 м.

Для этого (фиг. 455) маневровая тележка может перекатываться по рельсовому полукруглому пути, состоящему из сболченных между собой отдельных секций, на двух радиально расположенных цилиндрических заклепанных катках, длина которых соответствует величине выдвижения.

Такие экскаваторы фирма Stephens - Adamson строит трех типов: стандартные для разработки глины и глинистых сланцев для выработок глубиной 15 м, тяжелый тип для более твердых пород и легкий тип — для карьеров глубиной до 9 м.

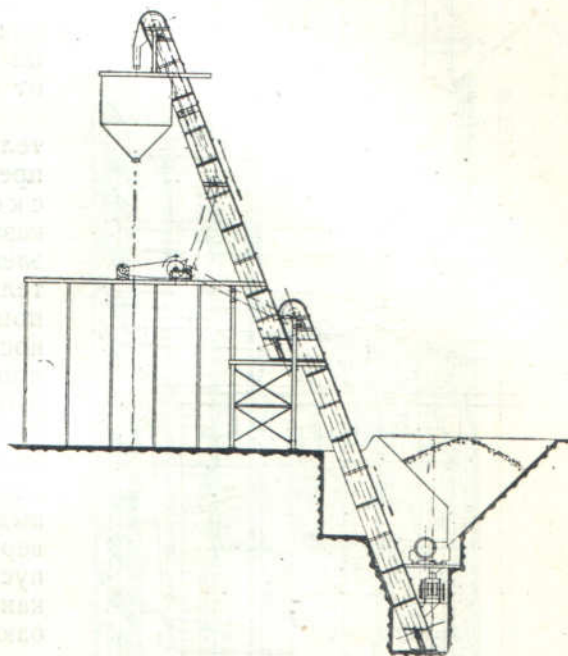
Стандартная машина при непрерывной работе имеет производительность 50 т/час.

Стальные элеваторные цепи имеют шаг 225 мм шаг ковшей — 450 мм.

Режущие двухсторонние ножи изготавливаются из высокосортной стали и легко переставляются одной или другой стороной или сменяются. В стандартной машине нож устанавливается на каждом третьем ковше, а на машине тяжелого типа — на каждом втором (фиг. 455 справа). Звено цепи, на котором укреплен нож, снабжено роликом, который катится по воспринимающему давлению направляющим.

Приводной механизм снабжается на машине стандартного типа мотором 50—75 л. с. и тяжелого типа — 100—150 л. с. Опорные цилиндрические катки тележки получают вращение от дифференциального привода с мотором мощностью 10 л. с.; создающий напор нажимной винт приводится в действие своим мотором в 3 л. с.

В карьерах, где можно опасаться обвалов вертикальной стенки, массив разрабатывается экскаваторами аналогичной конструкции, но с наклоненной рабочей ветвью.



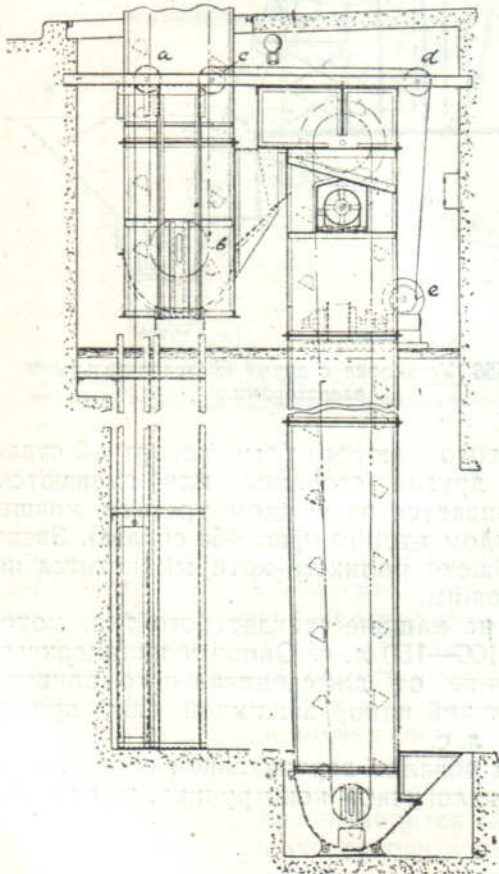
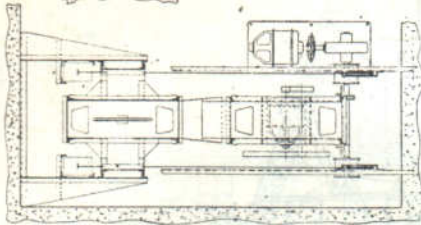
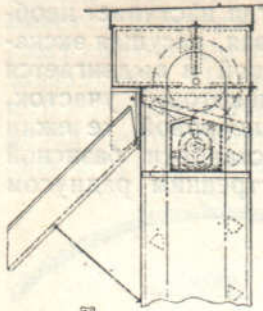
Фиг. 456. Установка с двумя последовательными элеваторами.

### с) Ступенчатые элеваторы

Натяжение на цепях, возрастающее пропорционально высоте элеватора, при большой его высоте нередко требует усиления цепей и не позволяет применять типовые конструкции. Усиление цепей в свою очередь утяжеляет элеватор и повышает натяжение. Поэтому в некоторых, впрочем



редких случаях, признается более рациональным установить два последовательных типовых элеватора с промежуточной перегрузкой, чем один более тяжелый и нестандартный на всю высоту.



Фиг. 457. Установка с телескопическим элеватором (Olson).

Такой случай представлен на фиг. 456. Подача материала на первый, нижний элеватор производится через питатель и дробилку из подземной ямы, а затем материал передается на второй совершенно такой же элеватор. Оба элеватора, для полного синхронизирования их работы, приводятся в действие от одного мотора.

Еще один случай последовательной работы двух элеваторов представляет установка с телескопическим элеватором, показанная на фиг. 457. Описываемый элеватор служит для уборки котельных шлаков из подземного помещения и подачи их на поверхность. Уборка шлаков на установке производится периодически, в нерабочее время площадка по местным условиям должна быть свободна. Для этого первый элеватор сделан стационарным, а второй выдвижным, передвигающимся в вертикальных направляющих. Корпус элеватора подвешен на двух канатах, закрепенных снизу, огибающих последовательно стационарные блоки *a*, блоки *b*, укрепленные на нижней оси второго элеватора, снова неподвижные блоки *c* и *d*, и наматывающихся на барабаны лебедки *e*. При поднятом вверх рабочем положении второго элеватора его башмак соединяется со спускным лотком стационарного элеватора и его лоток отклонен вокруг шарнира. В нерабочем положении лоток устанавливается вертикально и элеватор опускается, закрывая верхом кожуха люк в почве.

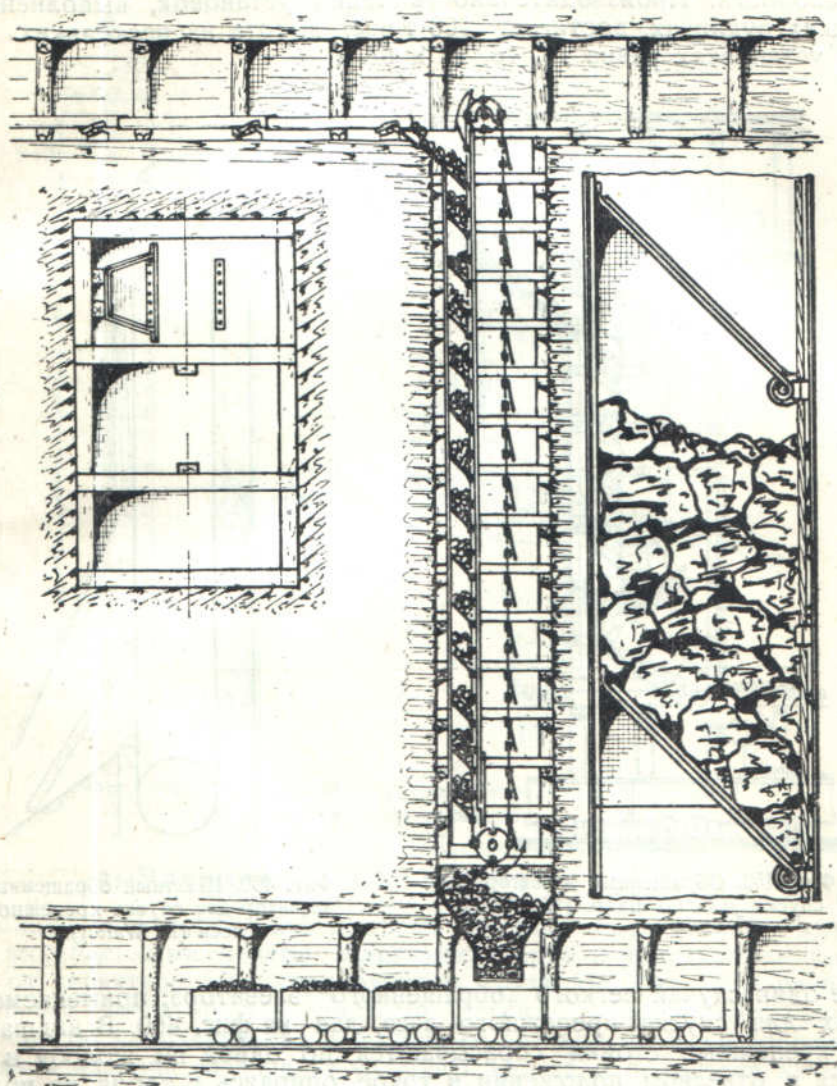
#### д) „Обращенные“ элеваторы

Так будем называть транспортные установки, близкие по конструкции к элеваторам, служащие для перемещения материалов по вертикали или большому наклону не вверх, как обычно, а вниз. Такие устройства могут понадобиться, например, при перепуске добычи в угольных шахтах



с одного горизонта на другой — откаточный. Основные их достоинства — непрерывность действия, большая производительность, значительное уменьшение крошения угля и пылеобразования.

Две схемы такой установки в шахте показаны на фиг. 458 и 459.<sup>1</sup> Тяговым элементом на установке служит лента из семи 12 мм канатов, соединенных между собой на расстоянии в 0,5 м по длине зажимными, состоящими из двух планок, поперечниками (ср. с фиг. 272—274).



Фиг. 458. Обращенный элеватор для спуска угля по шахте (Westfalia).

Лента огибает сверху и снизу два барабана с гнездами для поперечин, из коих верхний соединяется приводным механизмом с маломощным мотором и тормозным приспособлением, а нижний делается натяжным. Грузовая нисходящая ветвь проходит в железной трубе трапециoidalного сечения.

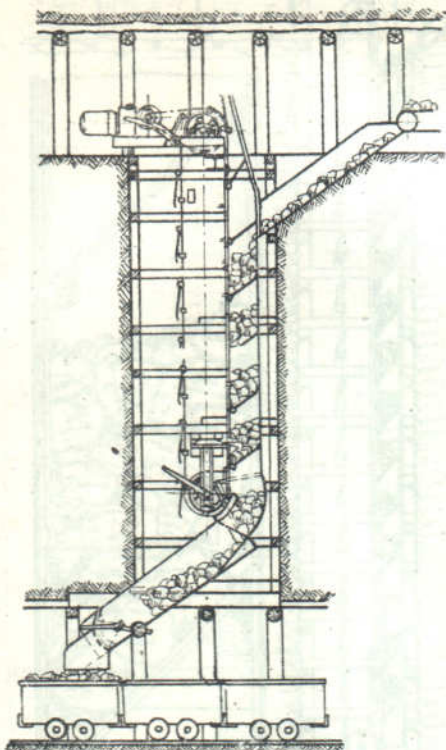
На поперечинах через одну укреплены шарнирные клапаны (см. деталь на фиг. 458 справа), отклоняющиеся на рабочей ветви примерно

<sup>1</sup> „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1932, № 19/20, стр. 237; Z. VDI, 1932, № 35, стр. 849.

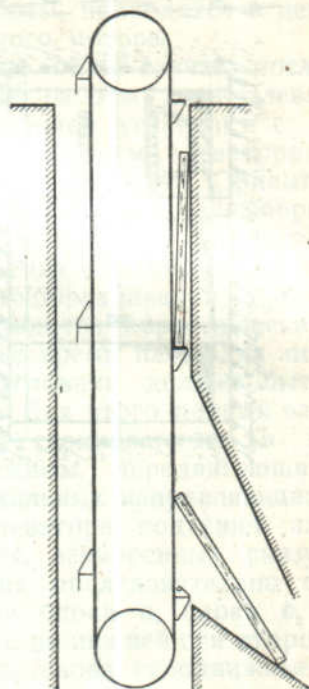


на 45° и образующие со стенками трубы карманы, засыпаемые углем, поступающим с конвейера. У нижнего барабана труба прерывается, клапаны откидываются и уголь просыпается в воронку, из которой грузится в вагонетки.

При установившемся движении установка работает весом опускающегося груза. Регулирование скорости производится тормозом (фиг. 459), электродвигатель предусматривается только для пуска ленты в ход и контроля скорости. Производительность таких установок, выполненных на германских рудниках, достигает 100 т/час, высота на нескольких выполненных установках равна 10, 16, 22 и 63 м.



Фиг. 459. Обращенный элеватор для спуска угля по шахте (Westfalia).



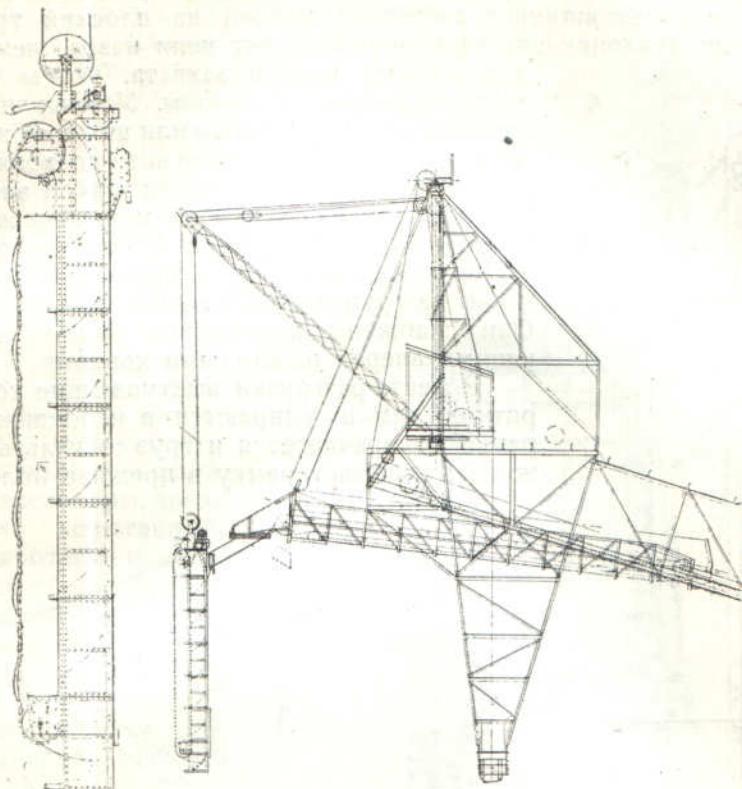
Фиг. 460. Шахтный обращенный элеватор для спуска крепежного леса (B. Walter).

Еще один случай легкого „обращенного“ элеватора, применяемого на рудниках для спуска крепежного леса, дан на фиг. 460. В надшахтном здании крепежные стойки сбрасываются по одной по жолобу и удерживаются в отвесном положении в трубе, опираясь с торца на полочки, укрепленные на элементе органе. Внизу полочки с откидным верхом попадают на упор, отклоняются и сбрасывают стойки на наклонную плоскость.

Устройства, служащие для регулирования скорости загружаемого угля, применяются также на береговых перегрузочных установках для уменьшения крошения и пылеобразования. Такая установка, работающая совершенно аналогично конструкциям по фиг. 458, 459, служащая для загрузки судов, представлена на фиг. 461.<sup>1</sup> На мощном портале, установленном на катках, на стальных тросах подвешена шарнирная стрела,

<sup>1</sup> „Mechanical Handling“, февраль 1933, стр. 61. Описание другого типа установки для такой же цели см. в том же журнале, октябрь 1933, стр. 327.

несущая ленточный транспортер и на конце его вертикальную клепаную ферму с „обращенным“ элеватором. Длина фермы — около 10 м. При загрузке она опускается в трюм судна. Скорость цепей, на которых укреплены клапаны, регулируется пятисильным электродвигателем, установленным сверху на торцевой площадке фермы. Производительность установки до 500 т угля в час.



Фиг. 461. Обращенный элеватор на стреле для погрузки в трюм судна.

### е) Элеваторы для штучных грузов

В цепных элеваторах для подъема штучных грузов ковши заменены жестко укрепленными к цепи захватами, форма и конструкция которых зависит от характера транспортируемого груза. На фиг. 462<sup>1</sup> изображен вертикальный элеватор для подъема легких тюков. Конструкция захвата и способ крепления его к фасонным звеньям цепи изображены рядом. Рама элеватора сделана из углового железа и опирается на междуэтажное перекрытие посредством кронштейнов. Для направления восходящей ветви цепи, несущей груз, рама имеет вертикальные направляющие, между которыми катятся опорные ролики захвата. Тюки материала накладываются вручную на поднимающиеся захваты. Разгрузка производится автоматически при проходе захватов через головной барабан на наклонные отводящие планки. Промежутки между захватами вдоль цепи закрыты деревянными планками.

Примерно аналогичной конструкции элеватор для мешков и два элеватора для бочек — вертикальный и наклонный — показаны на фиг. 463—465. Во всех трех случаях перемещаемые предметы захватываются изогнутыми

<sup>1</sup> „Mechanical Handling“, апрель 1931, стр. 109—116.

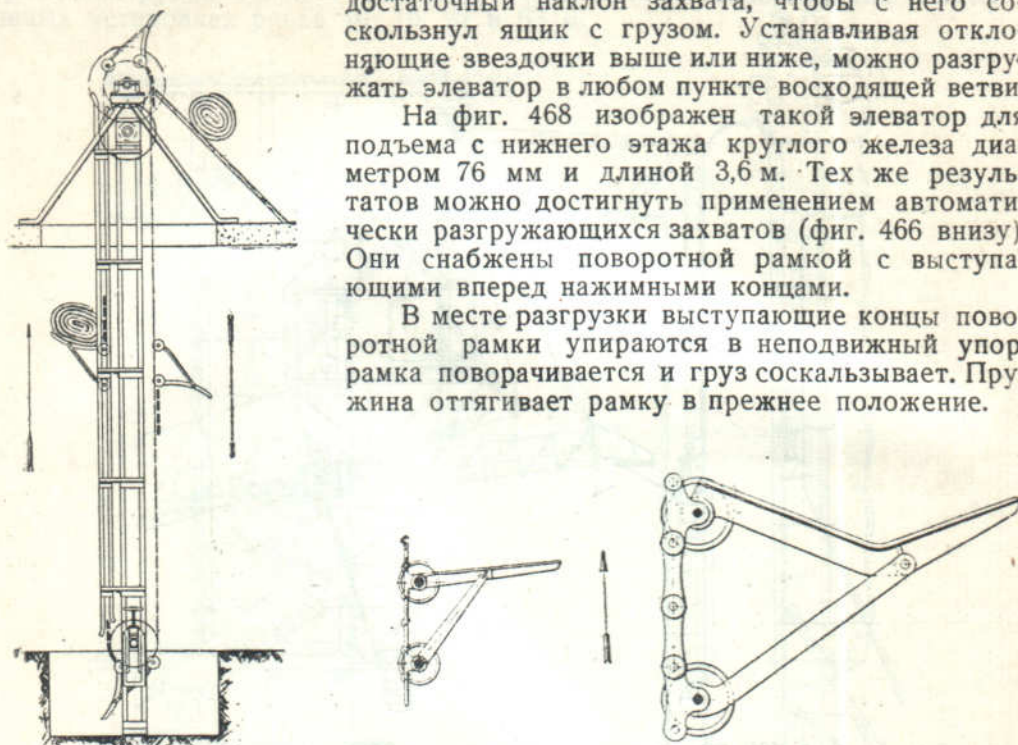


бугелями и сбрасываются автоматически в высшей точке элеватора. Различной формы захваты изображены на фиг. 466. Двойной захват применяется в реверсивных элеваторах или для одновременного подъема груза на восходящей ветви и опускания тары на нисходящей ветви. Для смягчения удара при загрузке некоторые фирмы делают кронштейны с пружинящими захватами. Чтобы снимать грузы с той же восходящей ветви, на которую они подаются, применяется схема, изображенная на фиг. 467. Элеватор передает ящики с древесной массой на плоский транспортер. Специальные отклоняющие звездочки отводят цепи назад, чем создается

достаточный наклон захвата, чтобы с него соскользнул ящик с грузом. Устанавливая отклоняющие звездочки выше или ниже, можно разгружать элеватор в любом пункте восходящей ветви.

На фиг. 468 изображен такой элеватор для подъема с нижнего этажа круглого железа диаметром 76 мм и длиной 3,6 м. Тех же результатов можно достигнуть применением автоматически разгружающихся захватов (фиг. 466 внизу). Они снабжены поворотной рамкой с выступающими вперед нажимными концами.

В месте разгрузки выступающие концы поворотной рамки упираются в неподвижный упор, рамка поворачивается и груз соскальзывает. Пружина оттягивает рамку в прежнее положение.



Фиг. 462. Элеватор для тюков.

Схема элеватора для бочек с двойным автоматическим захватом изображена на фиг. 469. Грузенные бочки подаются и снимаются на восходящей ветви, на нисходящей ветви бочки снимаются разгрузочным столом, между планками которого проходит захват. Преимущество элеваторов описанного типа в более плавной разгрузке, выполняющейся без толчков, получающихся при сбрасывании грузов через головной барабан.

Для подъема и укладки в штабели длинных предметов, как доски, шпалы, трубы, балки, сортовое железо, применяются передвижные штабелльные машины, или „штабеллеры“.

По мере заполнения штабелей, они перемещаются на рельсах вдоль рабочего фронта. Один из таких штабеллеров с рабочим движением от мотора и перемещением от руки показан на фиг. 470. При штабелировании шпал он обслуживается четырьмя рабочими, двое из коих подают шпалы вниз, а двое снимают их вверх. При скорости цепей 0,26 м/сек. и укладке штабеля высотой 5 м производительность его составляет 500 шпал в час. Вручную аналогичную работу выполняют 16 рабочих.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Данные о новых конструкциях штабелльных элеваторов см. в статье инж. А. Дукельского *Механизированная лесозаготовительная гавань в Ленинградском порту*, „Промышленный Транспорт“ 1930, № 11/12 и 1931 № 3.



## ф) Передвижные элеваторы

Передвижные элеваторы, применяющиеся в тех случаях, когда они должны обслуживать в разных пунктах площадь или фронт работ, строятся тяжелого типа — на большую производительность и легкого — для вспомогательных складских и перегрузочных процессов.

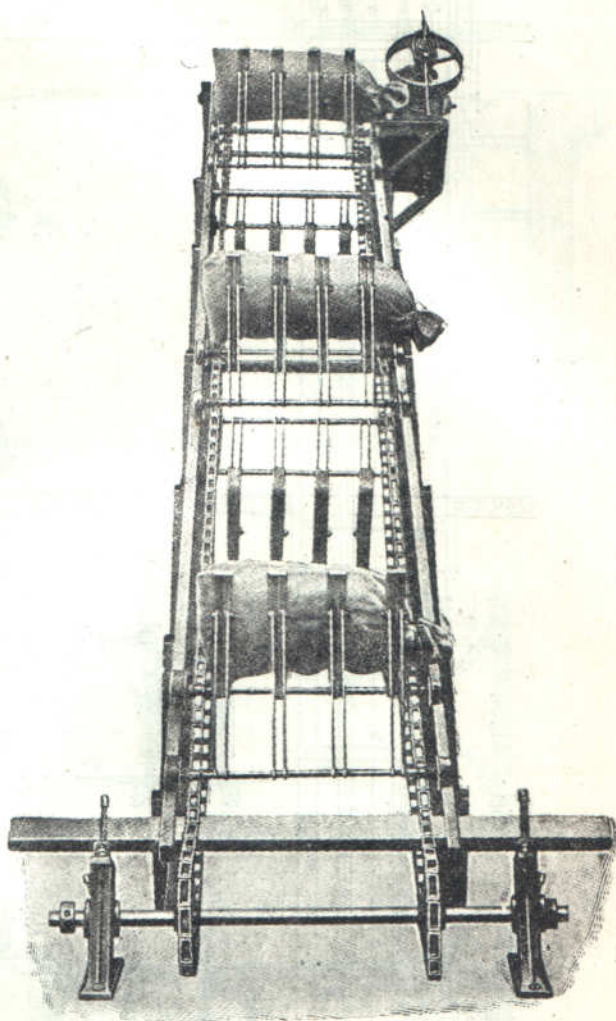
Первый тип передвижных элеваторов исполняется для разгрузки судов и ж.-д. вагонов.

Схема набережного элеватора — зерноподъема, монтированного на полупортале, показана на фиг. 471. Первый элеватор, подвешенный на шарнирной стреле, опускается в трюм судна и производит из него зачерпывание и подъем зерна. Второй, установленный на ноге портала, передает зерно на ленточный транспортер. Такие элеваторы, представляющие испытанные, надежно работающие устройства, потребляющие относительно немного энергии, нередко успешно конкурируют с пневматическими установками.<sup>1</sup>

Довольно мощная плавающая установка на понтоне, служащая для перегрузки угля с баржи на океанское судно, показана на фиг. 472.

Уголь из баржи зачерпывается грейфером на катучей кошке *c* и передается через воронку в башмак элеватора *a* длиной 16 м. С помощью второго, подвешенного на стреле, элеватора *b* и спускных рукавов *d* и *e* уголь может загружаться одновременно с двух сторон в угольные бункеры судна, благодаря чему значительно уменьшается потеря времени на маневры понтона и баржи и достигается равномерность осадки судна во время загрузки. Производительность такой установки — 120 т/час.

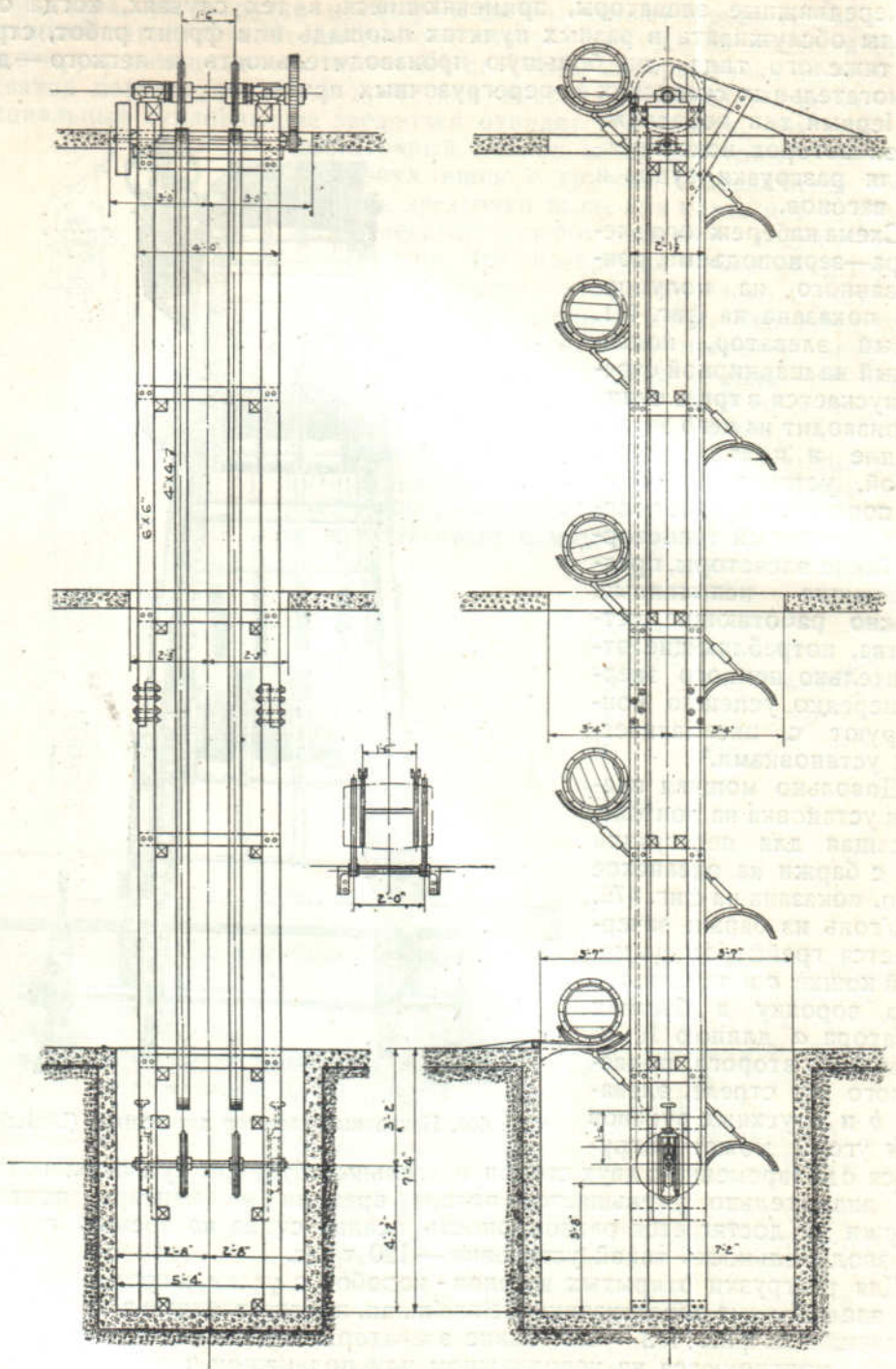
Для разгрузки открытых вагонов — коробок с углем широко применяются элеваторные перегрузчики Heinkelmann, представленные в трех типах исполнения на фиг. 473 — 475. Такие элеваторы, в зависимости от местных условий, монтируются на неподвижном или подвижном портале, полупортале или мостовом кране.



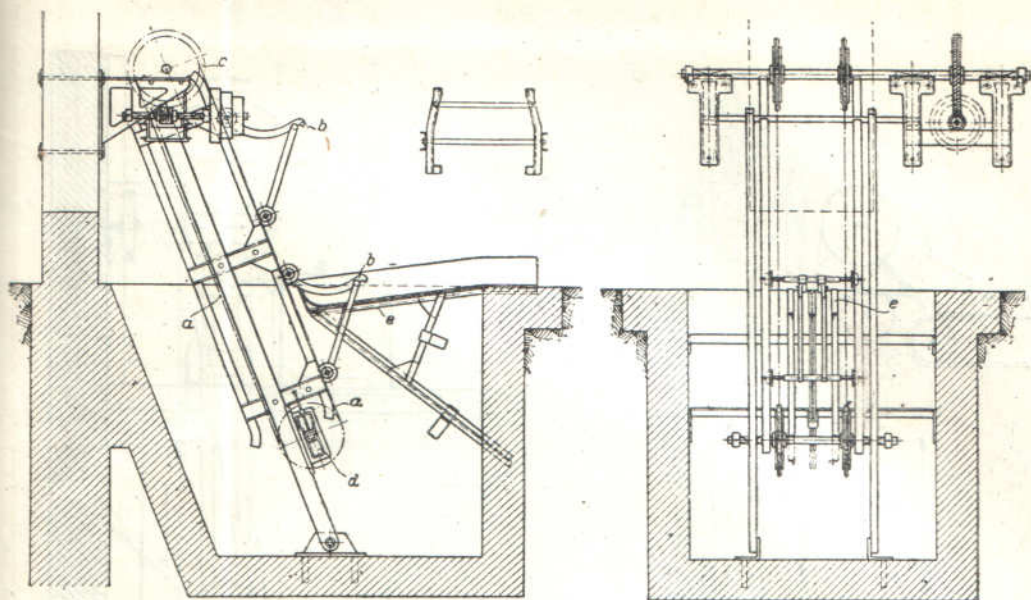
Фиг. 463. Наклонный элеватор для мешков (Lieder).

<sup>1</sup> См. напр. P. Schröder, Die Entladung von Getreideflussschiffen durch Becherwerke und Sauganlagen in technischer und wirtschaftlicher Beziehung, „Fördertechnik und Frachtverkehr“, 1928, № 15, стр. 273.

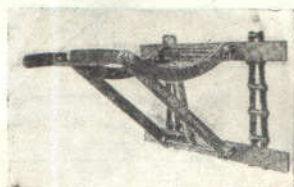
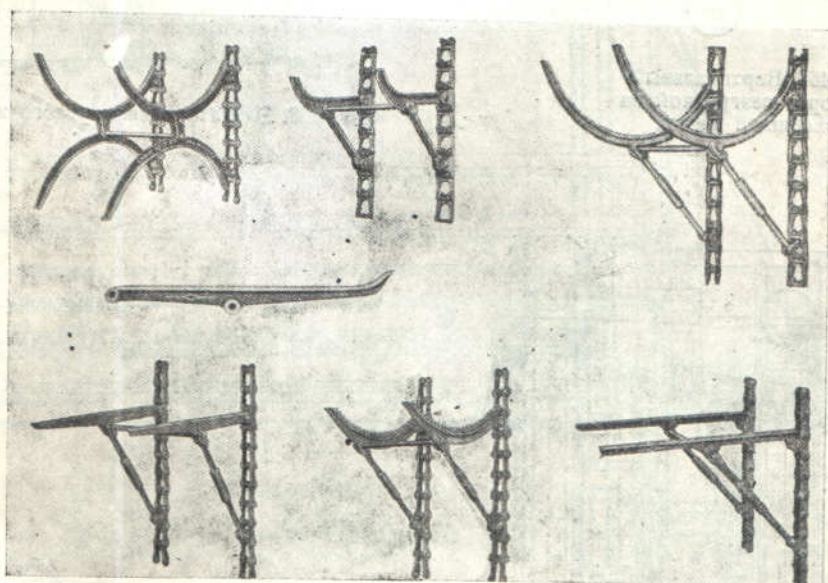




Фиг. 464. Вертикальный элеватор для бочек (Chain Belt).

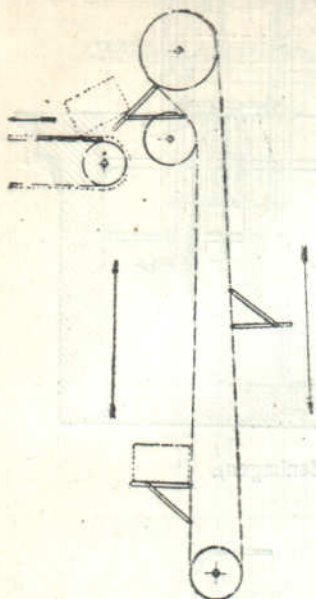


Фиг. 465. Наклонный элеватор для бочек (Fredenhagen).

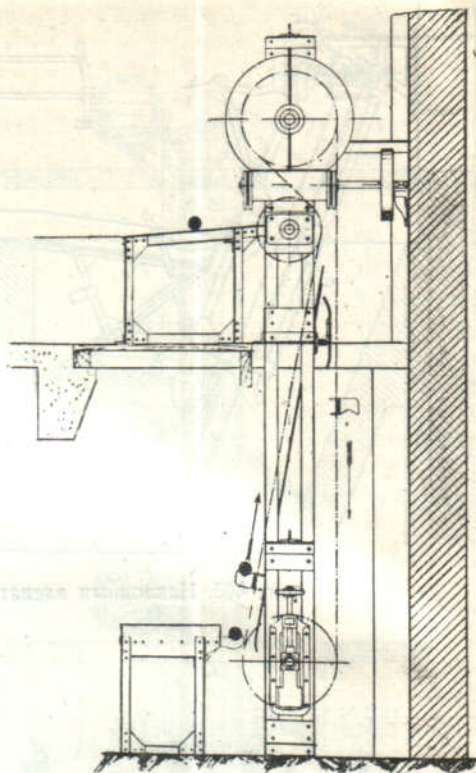


Фиг. 466. Форма захватов на элеваторах для штучных грузов (Chain Belt).

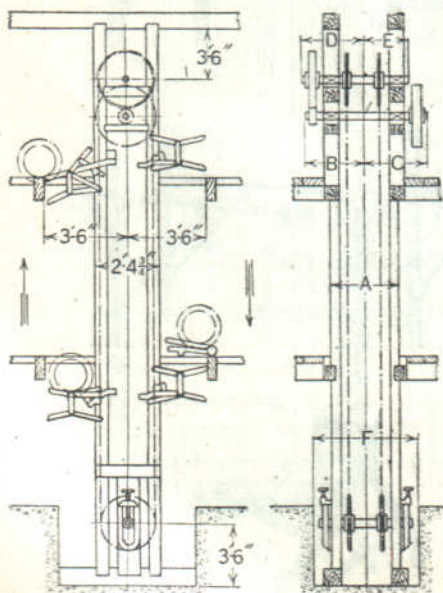




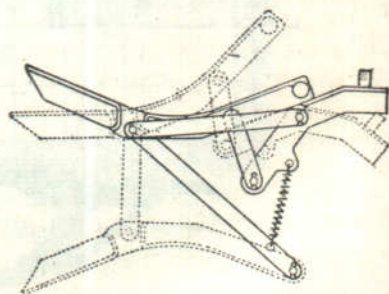
Фиг. 467. Вертикальный элеватор с разгрузкой на восходящей ветви.

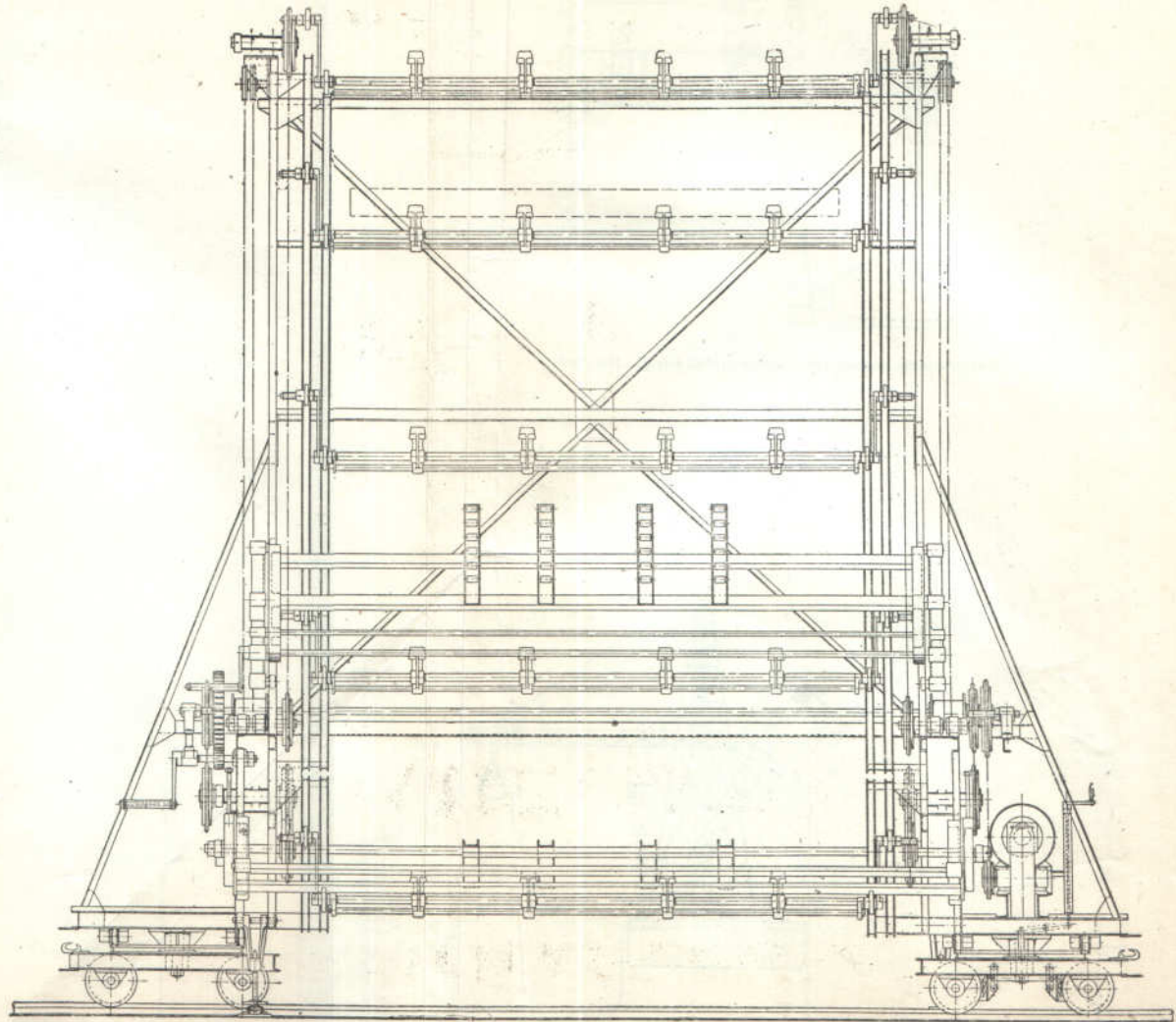
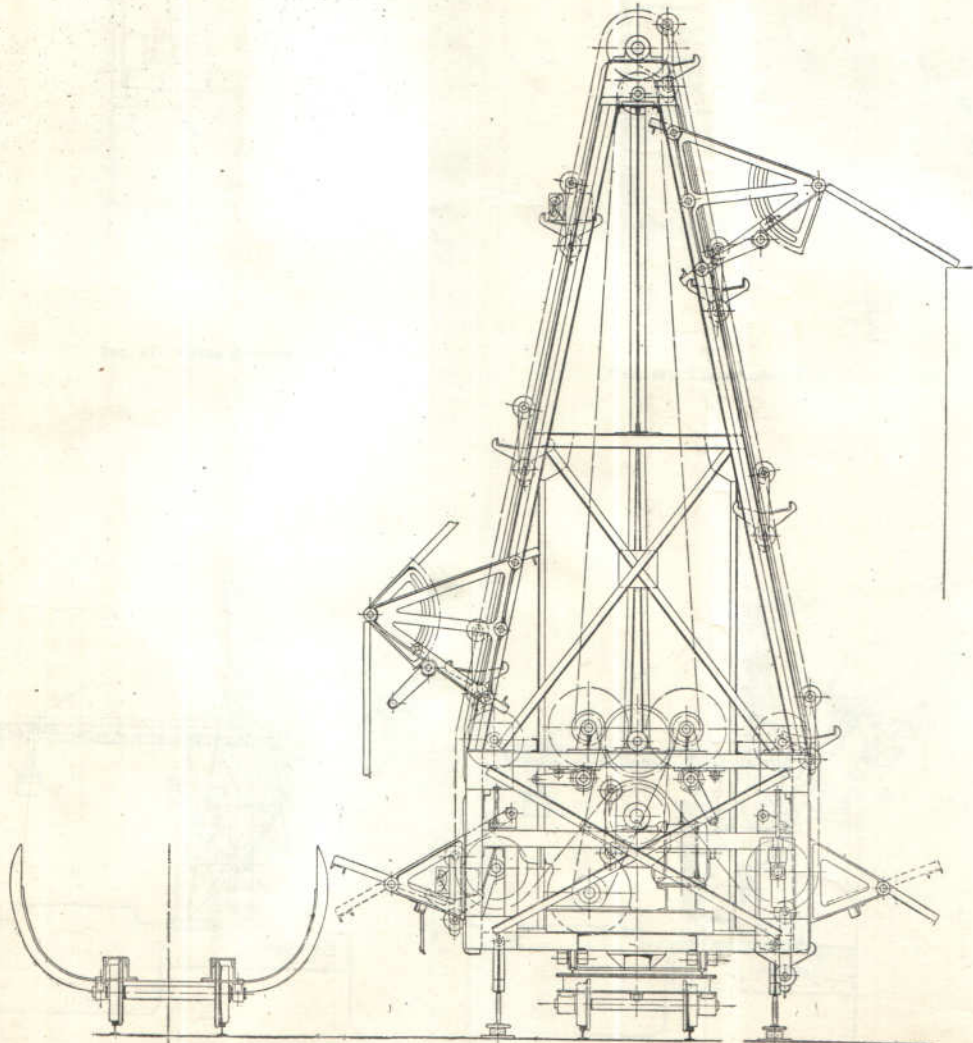


Фиг. 468. Элеватор для круглого железа.



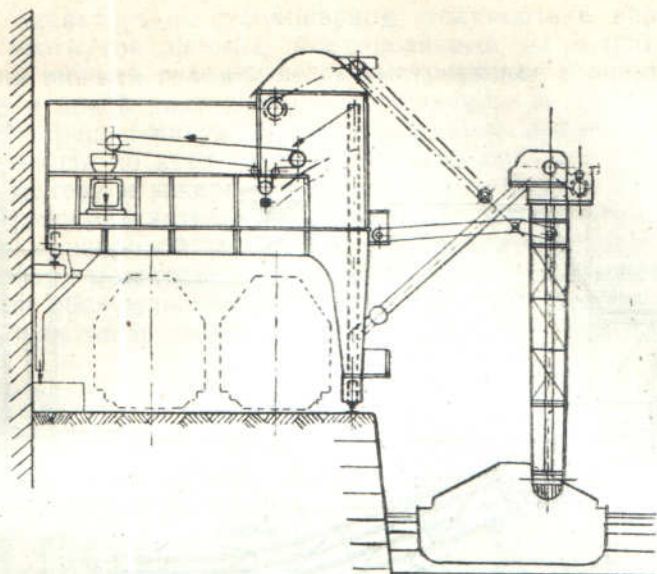
Фиг. 469. Двойной автоматический захват (Link-Belt).



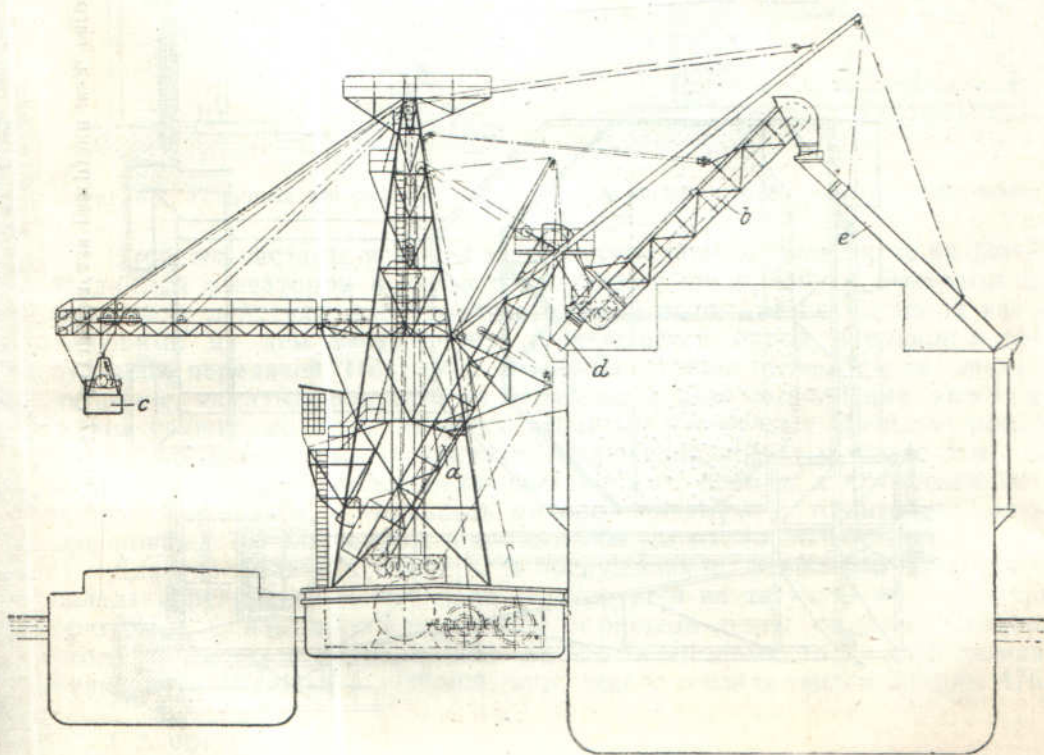


Фиг. 470. Электрический передвижной штабельный элеватор (Fredenhagen).

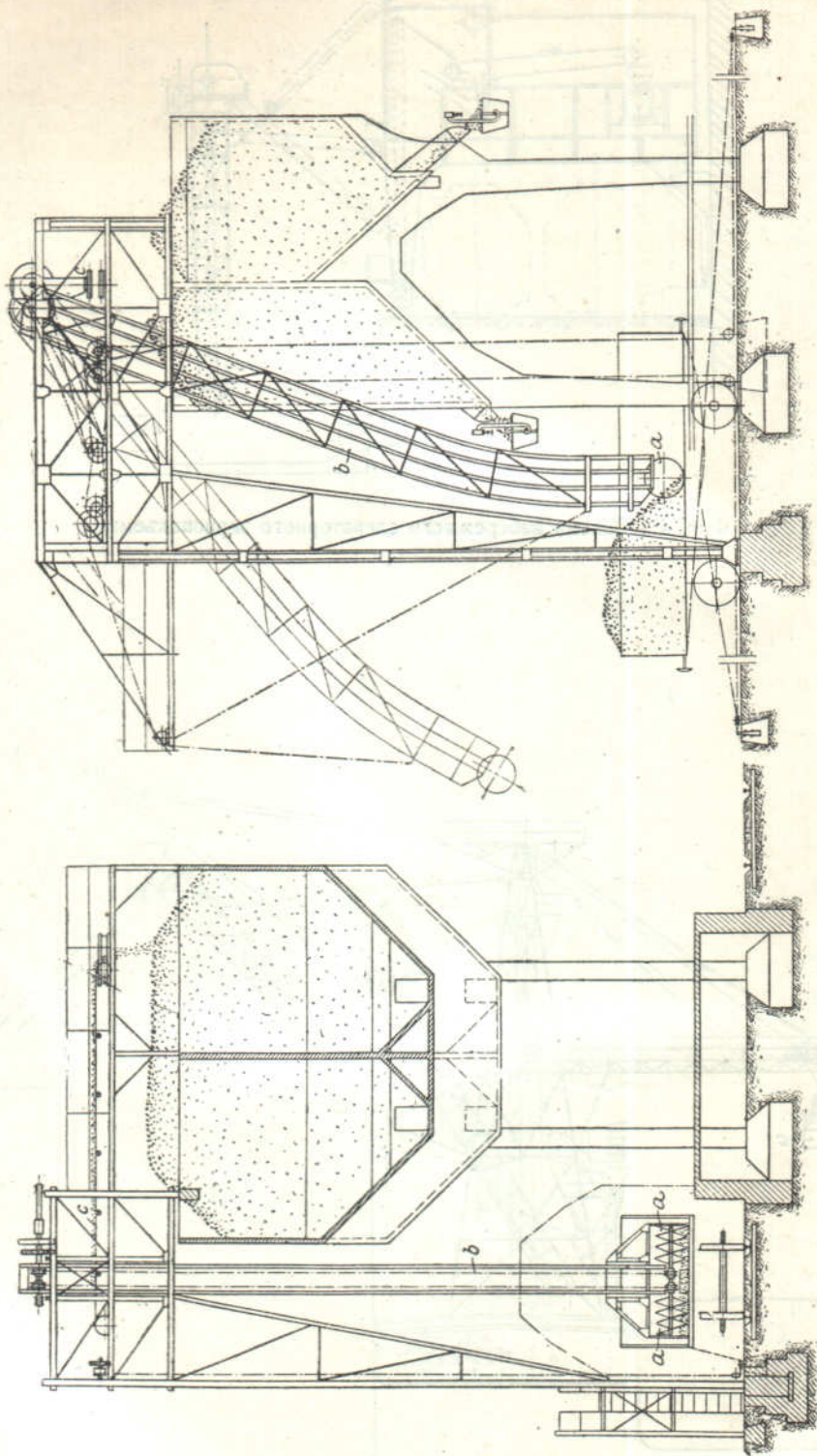




Фиг. 471. Схема набережного элеваторного зерноподъема.



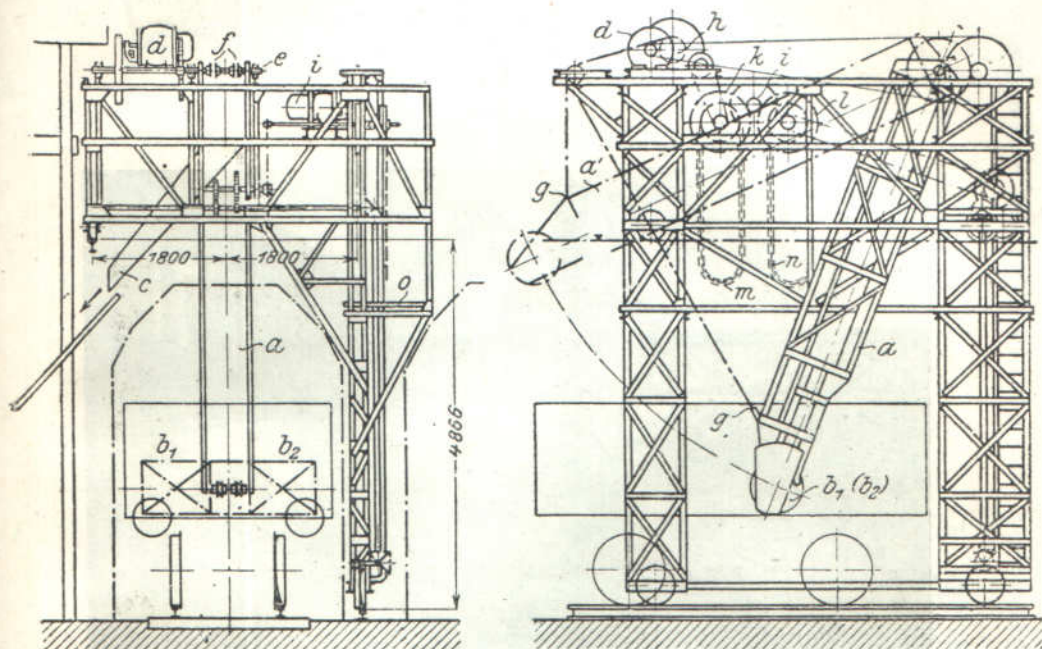
Фиг. 472. Плавающий угледоъем для погрузки на суда (Кирр).



Фиг. 473. Установка для разгрузки ж.-д. вагонов на стационарном полупортале (Heinzelmann).



Схема элеватора на стационарном полупортале видна на фиг. 473. Элеватор изогнутой формы, монтированный на шарнирно подвешенной стреле *b*, на нижней головке несет выступающие с обеих сторон спирали *a* с правой и левой винтовой ниткой, сидящие на валу нижней звездочки элеватора и вращающиеся вместе с ней. При вращении спирали, длина которой от края до края соответствует ширине вагона, уголь подгреба-ется ею к центру и зачерпывается ковшами. Вверху уголь передается на резиновую распределительную ленту *c*. По мере разгрузки вагона он под-тягивается маневровой лебедкой. Производительность такой установки 30 — 35 т/час, мощность мотора — 10 л. с. и потребляемая мощность 4,5 квт; для обслуживания требуется 1 — 2 чел. Понятно, что для подъема крупного угля такая установка неприменима.



Фиг. 474. Установка для разгрузки ж.-д. вагонов на катучем полупортале (Heinzelmann).

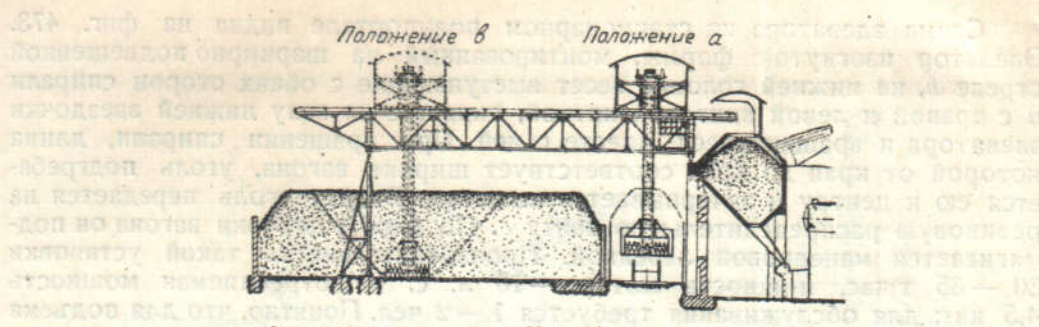
Этой же системы установка на катучем полупортале видна на фиг. 474. Поднятый элеватором *a* уголь сбрасывается по желобу *c*. Элеватор при-водится в действие электродвигателем *d*; вращение на головной вал *e* с сидящими на нем звездочками *f* передается одной ременной и одной зубчатой передачей. Подъем и опускание стрелы производится двумя ка-натами *g*, наматывающимися на барабаны *h*. Для выполнения этого дви-жения служит мотор *i*. От этого же мотора получают вращение ходовые колеса портала. Для включения и выключения зубчатых колес *k* и *l* того и другого передаточного механизма служат цепи *m* и *n*, свисающие до рабочей площадки *o*. Мощность моторов 6 и 1½ л. с., производительность при ковшах 70—90 литров, шириною 800 мм от 70 до 90 т/час.<sup>1</sup>

Для углеподачи в бункеры и обслуживания открытого штабельного склада перегрузчик Heinzelmann монтируется на катучем мостовом кране (фиг. 475). С помощью реверсивной резиновой ленты он может подавать уголь из вагона в бункеры или на склад (положение *a*) и со склада в бункеры (положение *b*). Общий вид такого склада виден на фиг. 476.<sup>2</sup>

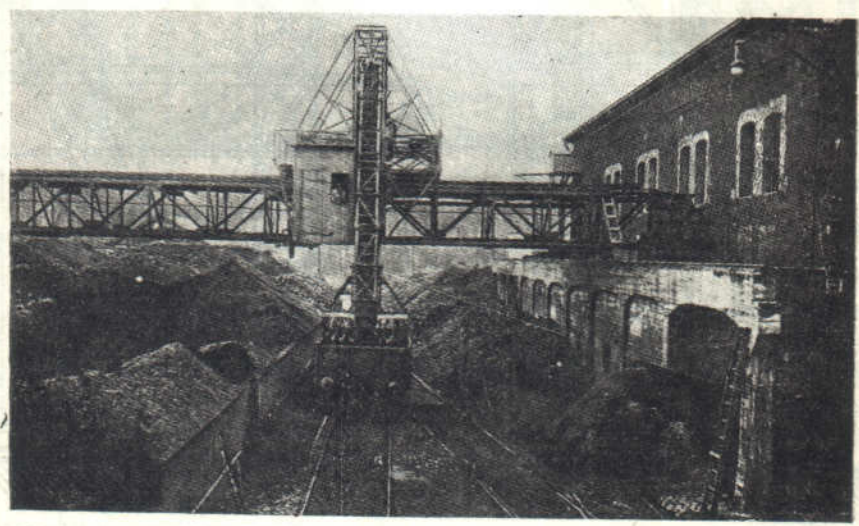
<sup>1</sup> Z. VDI, 1922, стр. 112.

<sup>2</sup> Некоторые экономические данные о работе разгрузителей этого рода см. в книге С. Weicken, Kohlenentladen aus Eisenbahnwagen (докт. дис.), 1927.



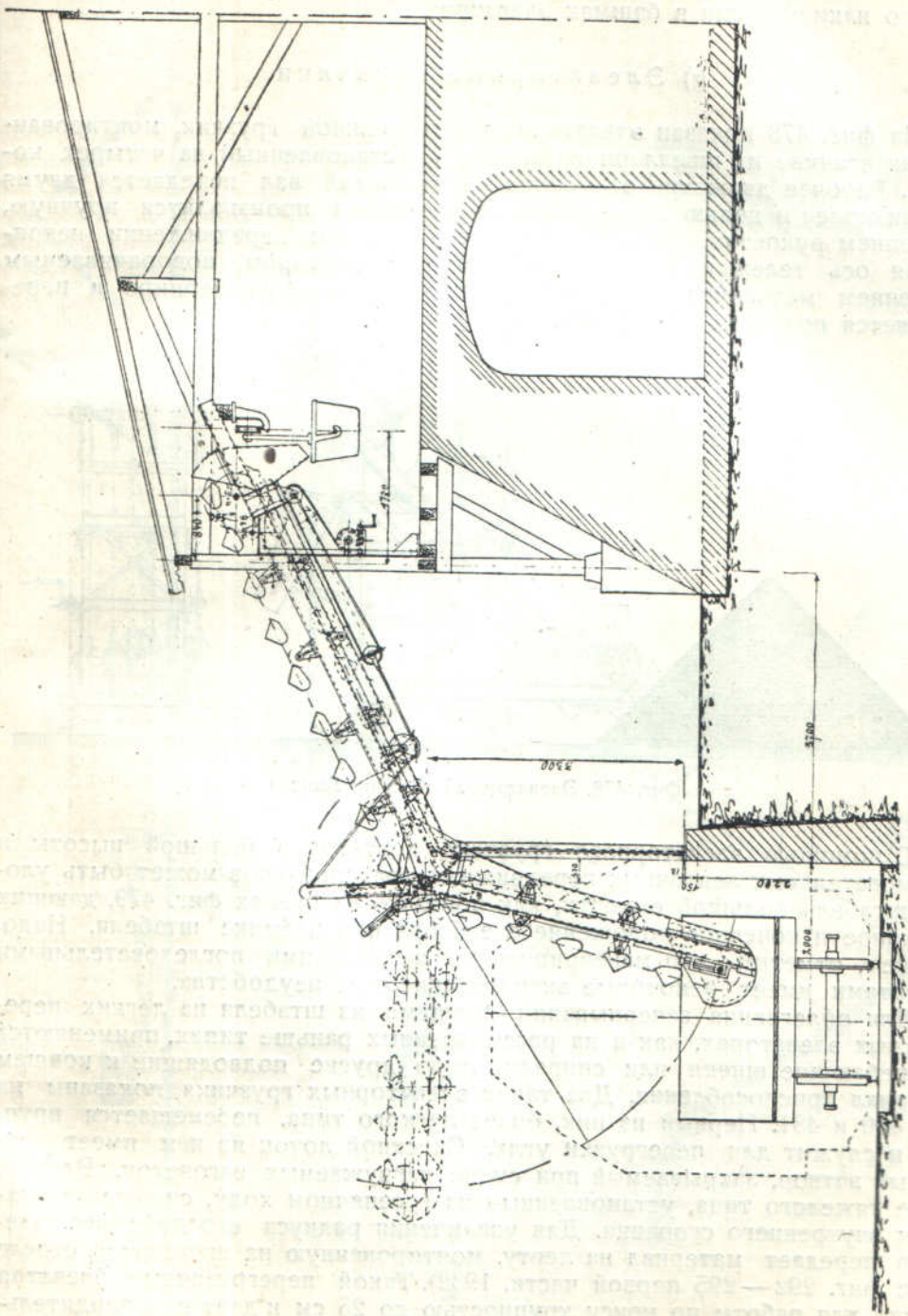


Фиг. 475. Перегрузчик Heinzelmann на катушем мостовом кране.



Фиг. 476. Общий вид склада, оборудованного мостом, с перегрузчиком Heinzelmann.



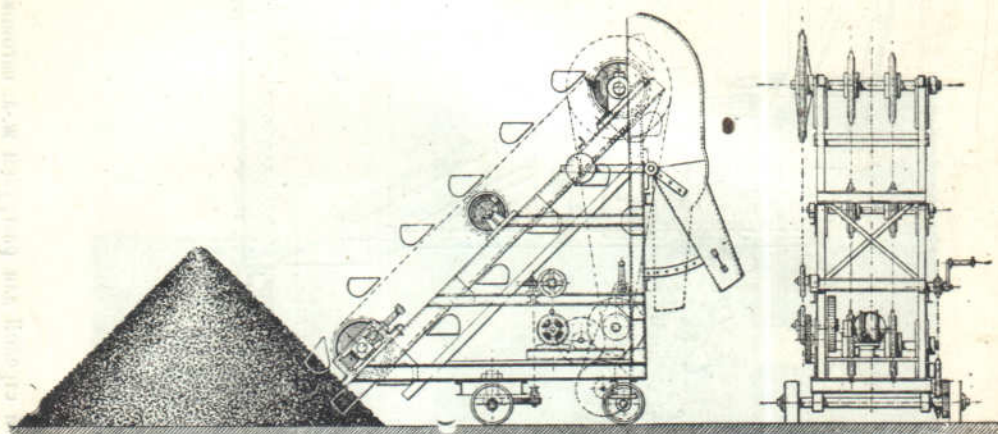


Фиг. 477. Элеватор с шарирной стрелой для разгрузки ж.-д. вагонов (Lieder).

Еще один тип элеватора, применяемого для разгрузки открытых вагонов, виден на фиг. 477. Эта система элеватора, хотя и отличается конструктивной простотой, но требует довольно значительной работы вручную по накидке угля в башмак элеватора.

### г) Элеваторные грузчики

На фиг. 478 показан элеваторный передвижной грузчик, монтированный на станине из швеллерного железа и установленный на четырех колесах. Рабочее движение от мотора на головной вал передается двумя парами колес и цепью. Передвижение элеватора производится вручную, вращением рукоятки. Для поворота элеватора при передвижении неприводная ось тележки соединена с зубчатым сектором, поворачиваемым вращением маховичка. Спускной лоток установлен на шарнире и переставляется под разными углами.



Фиг. 478. Элеваторный грузчик Stotz.

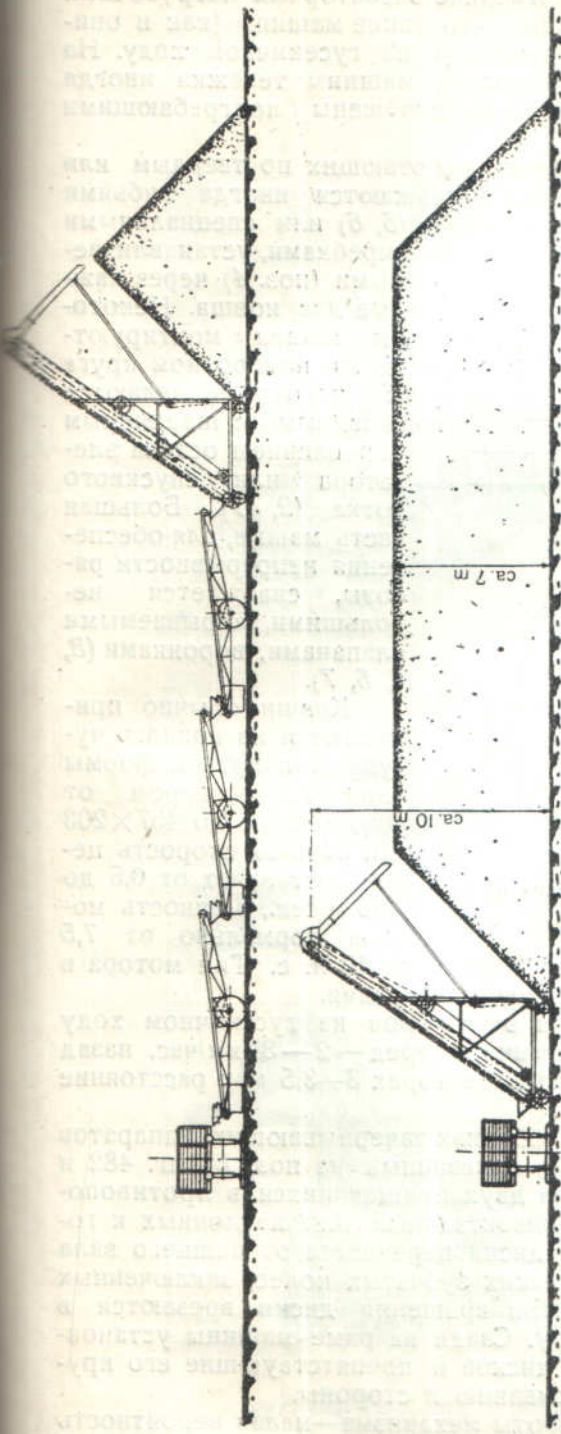
С помощью элеваторного грузчика достаточно большой высоты и вспомогательных ленточных передвижных транспортеров может быть уложен штабель большой емкости, как показано на схемах фиг. 479, дающих начальное и конечное положение элеватора при насыпке штабеля. Надо, впрочем, отметить, что маневрирование несколькими последовательными агрегатами имеет некоторые эксплуатационные неудобства.

Для облегчения зачерпывания ковшами из штабеля на легких передвижных элеваторах, как и на рассмотренных раньше типах, применяются подгребающие шнеки или спирали, либо другие подводящие к ковшам материал приспособления. Два таких элеваторных грузчика показаны на фиг. 480 и 481. Первый из них, более легкого типа, перемещается вручную и служит для перегрузки угля. Спускной лоток на нем имеет секторный затвор, закрываемый при смене нагружаемых вагонеток. Второй, более тяжелого типа, установленный на гусеничном ходу, снабжен двигателем внутреннего сгорания. Для увеличения радиуса его действия, элеватор передает материал на ленту, монтированную на шарнирной стреле (ср. с фиг. 292—295 первой части, 1932). Такой перегрузочный элеватор служит для работы по коксу крупностью до 25 см и дает производительность 30 м<sup>3</sup>/час<sup>1</sup>.

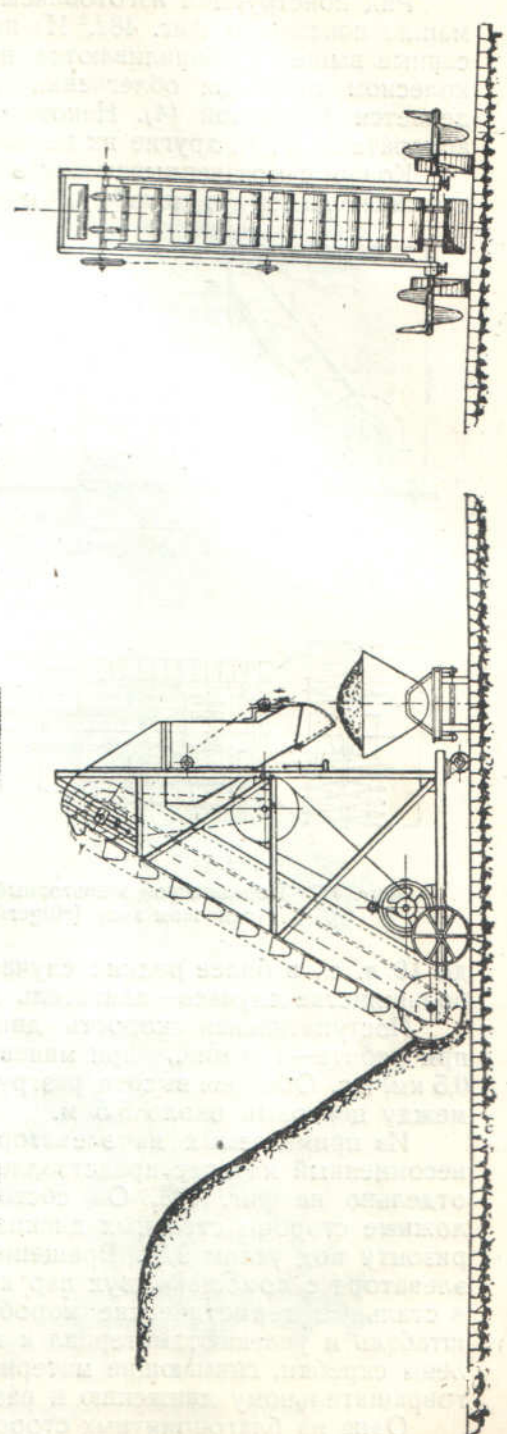
В Америке примерно такого типа элеваторы применяются на погрузке щебня, руды и т. п. тяжелых материалов. Подгребающие спирали заменя-

<sup>1</sup> F. Riedig, *Fördertechnik in Gaswerken*, „Fördertechnik und Frachtverkehr“. 1931, № 1, стр. 2. См. также, „Fördertechnische Rundschau“, 1928, № 1, стр. 8 и 1931, № 1, стр. 2.





Фиг. 479. Схема заполнения штабеля (Maskensen).



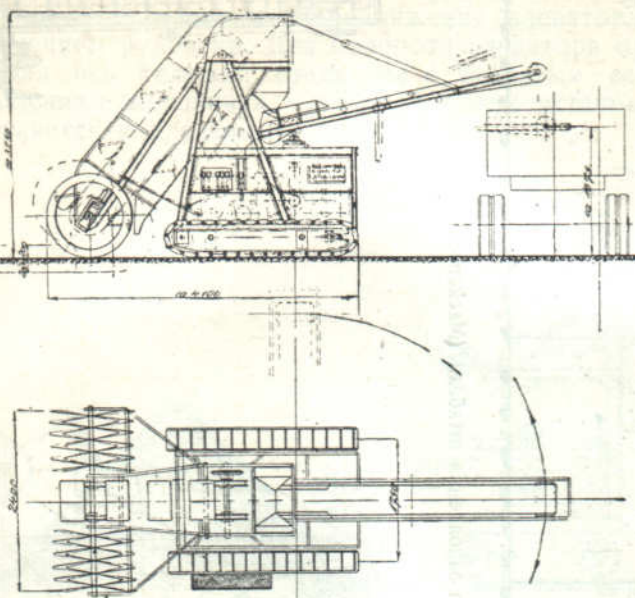
Фиг. 480. Передвижной элеватор с подводящими шнеками (Maskensen).



ются в этом случае винтами, состоящими из нескольких (например, восьми с каждой стороны) прочных лопастей, насаженных на толстом валу.<sup>1</sup>

Ряд конструкций изготавливаемых в Америке элеваторных погрузочных машин показан на фиг. 482.<sup>2</sup> Из нее видно, что такие машины (как и описанные выше) устанавливаются на колесном и на гусеничном ходу. На колесном ходу для облегчения поворачивания машины тележка иногда делается трехосной (4). Некоторые машины снабжены подгребающими аппаратами (1, 3), другие их не имеют.

Ковши самозачерпывающих элеваторов, работающих по твердым или слеживающимся в штабель материалам, снабжаются иногда зубьями



Фиг. 481. Передвижной элеваторный грузчик на гусеничном ходу (Hilgers).

(5, 6) или специальными скребками, устанавливаемыми (поз. 4) через каждые два ковша. Некоторые машины монтируются на поворотном круге (6), некоторые делаются складными с шарнирным укреплением остова элеватора или спускового лотка (2, 7). Большая часть машин, для обеспечения непрерывности работы, снабжается небольшими, закрываемыми клапанами, воронками (3, 4, 5, 7).

Ковши обычно применяются из ковкого чугуна стандартной формы типа А, размером от 305×152 мм до 457×203 мм, рабочая скорость цепей составляет от 0,5 до 0,68 м/сек., мощность мотора нормально от 7,5

до 10 л. с., в более редких случаях до 20 и даже 40 л. с. Тип мотора в большинстве случаев—двигатель внутреннего сгорания.

Поступательная скорость движения элеваторов на гусеничном ходу при работе—1 м/мин., при маневрировании вперед—2—3 км/час, назад 0,5 км/час. Обычная высота разгрузки на элеваторах 3—3,5 м и расстояние между центрами около 5,5 м.

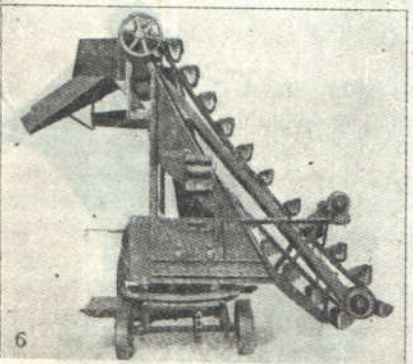
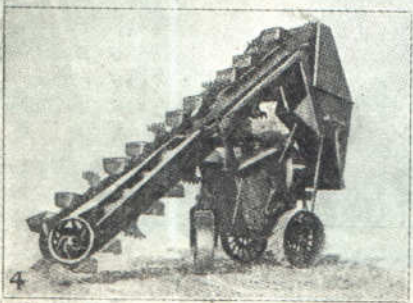
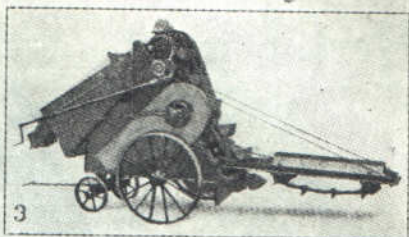
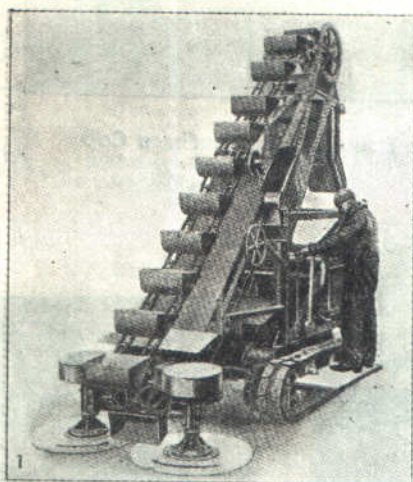
Из применяемых на элеваторных машинах зачерпывающих аппаратов несомненный интерес представляет тип, показанный на поз. 1 фиг. 482 и отдельно на фиг. 483. Он состоит из двух вращающихся в противоположные стороны стальных дисков, горизонтальных или наклонных к горизонту под углом 2,5°. Вращение на диски передается от нижнего вала элеватора с помощью двух пар конических зубчатых колес, заключенных в стальные герметические коробки. При вращении диски врезаются в штабель и увлекают материал к центру. Сзади на раме машины установлены скребки, снимающие материал с дисков и препятствующие его круговращательному движению и разбрасыванию в стороны.

Одна из благоприятных сторон работы механизма—малая вероятность заклинивания на нем материала, тем не менее передача движения от мотора на цепи производится с помощью фрикциона, предохраняющего от вне-

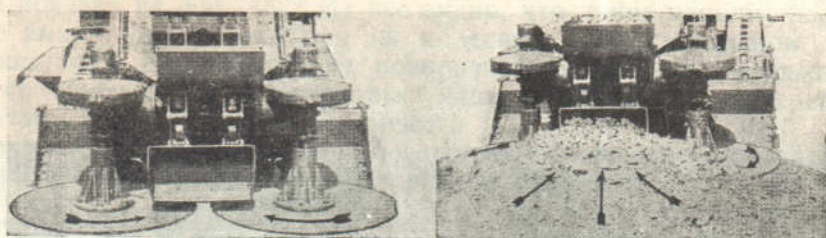
<sup>1</sup> „Fördertechnik und Frachverkehr“, 1930, № 8, стр. 160.

<sup>2</sup> „Material Handling Cyclopedia“, стр. 434.

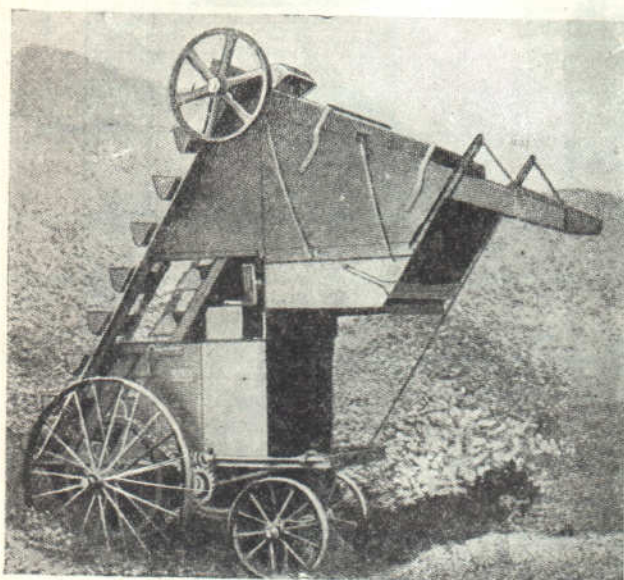




Фиг. 482. Типы американских элеваторных грузочных машин.



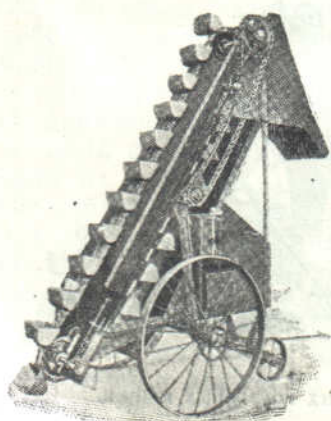
Фиг. 483. Дисковый подгребающий аппарат (Barber Green Co).



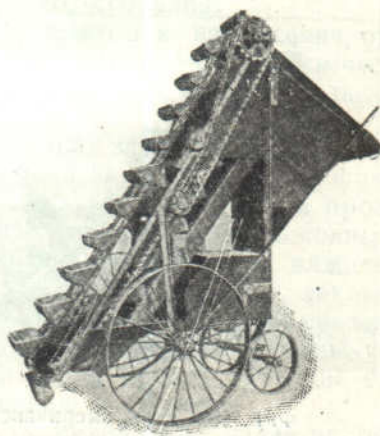
Тип BS и DS.



Тип FS.



Тип JS.



Тип KS.

Фиг. 484. Механические элеваторные грузчики Fredenhagen.



запных перегрузок. Производительность такой машины фирмы Barber Greene Co с ковшами емкостью 17 литров ( $500 \times 225 \times 300$  мм), до  $80 \text{ м}^3/\text{час}$  чистой работы, мощность четырехцилиндрового мотора 30 л. с. и общий вес машины—5,5 т.

Четыре конструктивных типа погрузочных элеваторов германской фирмы Fredenhagen, примерно аналогичные рассмотренным американским, показаны на фиг. 484 и данные о них помещены в таблице 71.

Таблица 71

Передвижные элеваторные грузочные машины W. Fredenhagen

Тип	Род перемещаемого материала	Производительность т/час	Мощность л. с.	Габаритные размеры машины			Вес кг
				длина мм	ширина мм	высота мм	
AS	Уголь	30	2,5	4 850	1 850	4 200	1 900
BS	"	60	4	5 000	1 900	4 200	2 100
CS	Кокс	15	2	4 850	1 800	4 200	1 900
DS	"	30	3	4 900	1 850	4 200	2 100
FS	Соли, фосфаты	30	2,5	4 500	1 600	3 800	1 500
GS	"	60	4	4 500	1 600	3 800	2 000
HS	"	120	6	5 000	1 800	4 200	2 800
IS	Песок, уголь	10	2	3 200	1 600	3 500	1 000
KS	"	30	2,5	3 400	1 600	3 400	1 300

### ГЛАВА III

## СКРЕБКОВО-КОВШЕВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

### § 1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Скребково-ковшечные конвейеры,<sup>1</sup> получившие распространение главным образом в Америке, применяются для последовательного перемещения материала в двух чередующихся направлениях: горизонтальном и вертикальном. Типичная схема этого конвейера представлена на фиг. 485.

В основном движущаяся часть конвейера состоит из двух бесконечных цепей, на которых жестко укреплены обычно симметричные относительно оси цепей V-образные ковши. Цепи образуют вертикальные и горизонтальные участки, огибая на поворотных пунктах звездочки или круговые шины. На нижнем и верхнем участках ковши перемещаются вдоль открытых желобов, причем цепи (обычно роликового типа) катятся по горизонтальным шинам, укрепленным на стенках желобов.

Загружаемый в каком либо месте нижнего горизонтального участка конвейера материал подвигается ковшами, действующими сначала подобно скребкам, по горизонтальному желобу до нижнего направляющего блока, а затем автоматически зачерпывается ковшами при переходе последних на вертикальную ветвь конвейера.

В месте перехода продольная ось жолоба очерчивается по дуге круга концентричной траектории, описываемой ковшами при огибании нижнего блока. На верхнем участке ковши, огибая верхние направляющие звездочки, опоражниваются, сгружая материал в жолоб и снова работают как скребки по жолобу.

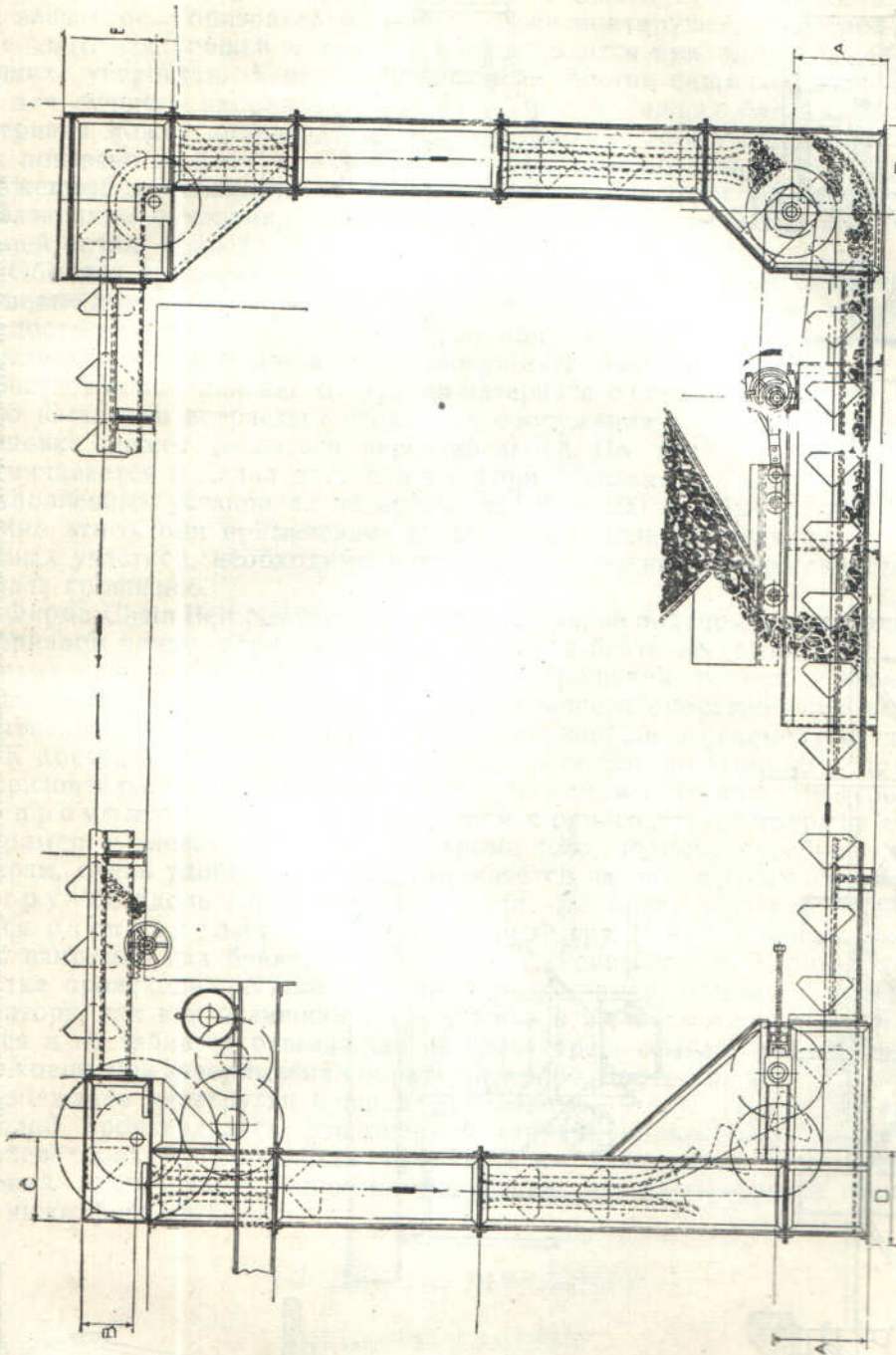
Выгрузка материала может производиться в любом месте верхнего горизонтального пути через специальные окна в дне жолоба, закрываемые задвижками.

Вертикальные рамы опорной конструкции несут металлические или деревянные проводники, служащие для направления восходящей и нисходящей ветви конвейера и препятствующие раскачиванию цепей при движении.

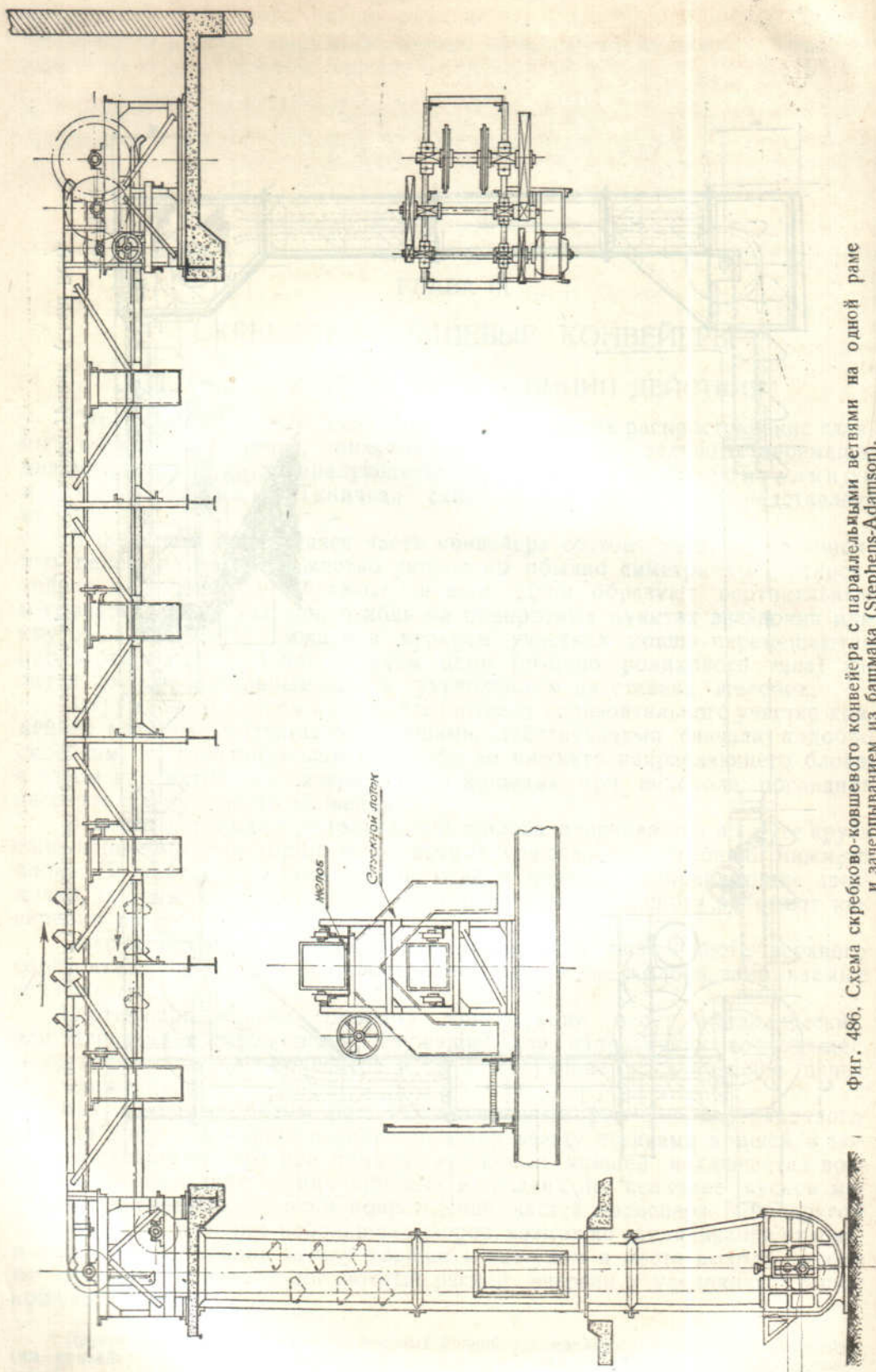
Как видно из схемы фиг. 485, поперечные размеры вертикального кожуха допускают лишь небольшой зазор между стенками ковшей и кожуха, вследствие чего при подъеме груженных ковшей исключается возможность выпадания из них крупных и средних по величине кусков материала и связанных с этим повреждений частей конвейера. Но с другой стороны, при наличии небольших зазоров, возможно заклинивание отдельных кусков материала между ковшем и кожухом в месте выхода ковша на прямую, что влечет добавочный расход энергии и увеличивает износ кожуха и ковшей.

<sup>1</sup> Другие названия: Скребково-черпаковый конвейер, конвейер с V-ковшами, V-конвейер (ви-конвейер) V-bucket conveyor, gravity discharge conveyor (англ.); Kratzbecherwerk (нем.)





Фиг. 485. Схема скребково-ковшевого конвейера прямоугольной конфигурации (Chain Belt).



Фиг. 486. Схема скребково-ковшевого конвейера с параллельными ветвями на одной раме и зачерпыванием из башмака (Stephens-Adams).



Привод наиболее часто располагается на верхней горизонтальной ветви, в конце ее, по направлению движения.

На фиг. 486 показана другая схема конвейера того же типа. По этой схеме обе вертикальные ветви находятся в общей станине, как в обычном элеваторе. Горизонтальные ветви тоже монтируются на одной общей раме. Загрузка ковшей материалом производится при помощи особых питающих устройств, через загрузочное отверстие башмака, расположенное для лучшего наполнения ковшей выше оси нижних блоков. Выгрузка материала может производиться или на верхнем горизонтальном участке (как показано на фигуре) или на нижнем через разгрузочные окна жолоба, снабженные задвижками, причем в первом случае окна устраивают с направляющими рукавами, по которым материал отводится по обе стороны нижней ветви конвейера.

Обычная средняя производительность, на которую строятся скребково-ковшечные конвейеры, при работе по углю равна 60—80 т/час, максимальная достигает 200—250 т/час. Однако при больших производительностях значительно увеличивается вес движущихся частей конвейера, а также возрастает сопротивление от трения материала о стенки и дно жолоба; от этого настолько возрастает стоимость сооружения и расход энергии, что установка может оказаться нерентабельной. По тем же соображениям ограничивается и длина доставки на горизонтальных участках, которая в выполненных установках не превышает 90—100 м, обычно же меньше. Помимо этого, при применении конвейеров с большой длиной горизонтальных участков, необходимо учитывать и степень подверженности материала крошению.

Фирма Chain Belt рекомендует для твердых, не подверженных крошению материалов длину горизонтальных участков брать не свыше 90 м. Для хрупких или сильно деградирующих при крошении грузов, а также для влажного или вязкого материала, затрудняющего опораживание ковшей, применение скребково-ковшечного конвейера вообще не рекомендуется.

К достоинствам V-конвейера надо отнести возможность подъема и горизонтального перемещения материала одним транспортным агрегатом без промежуточной перегрузки с одного транспортера на другой (например, с элеватора на ленту). Кроме того, подобно скребковым конвейерам, очень удобно и просто выполняется на нем промежуточная разгрузка вдоль горизонтальной ветви, что имеет значение, если требуется распределять транспортируемый груз вдоль какого-либо участка, например над бункером. Питание V-конвейера на горизонтальном участке происходит несколько легче, чем, например, обычного ковшечного элеватора, так как излишний загруженный в жолоб материал не заклинивается и не забивает башмак как на элеваторе, а ссыпается с перегруженного ковша при зачерпывании обратно в жолоб. Все же и на этих установках во избежание перегрузки ковшей необходимо, чтобы подача материала в жолоб производилась равномерной струей. Дальнейшее достоинство V-элеваторов — возможность придавать им, в зависимости от местных условий, различную сложную конфигурацию, как это видно на помещенной ниже фиг. 506 ■

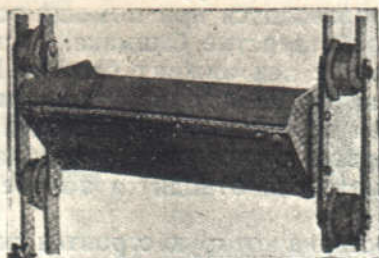
## § 2. ДЕТАЛИ КОНВЕЙЕРА

### 1. ЦЕПИ И КОВШИ

Наиболее употребительным типом цепей для скребково-ковшечного конвейера являются стальные пластинчатые цепи со втулками и ходовыми роликами диаметром от 50 до 150 мм. Так как общая длина цепи на конвейере достигает значительной величины, то для уменьшения ее веса, а следовательно и расхода энергии, а также для уменьшения числа шарниров применяют главным образом длиннозвенные цепи с длиной шага от



150 до 500 мм. Эти цепи могут не иметь фасонных звеньев и ковши прибалчиваются непосредственно к боковым пластинам, как это показано на фиг. 487.

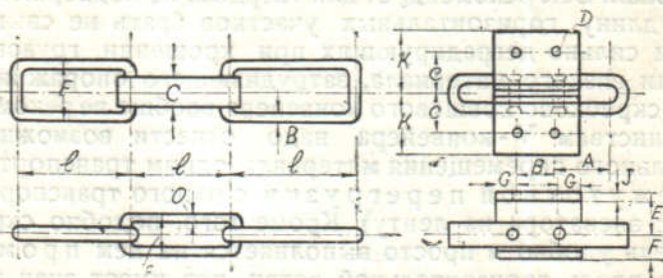


Фиг. 487. Закрепление ковшей на пластинчатой роликовой цепи (Chain Belt)



Фиг. 488. Закрепление ковшей на цепи из полосового и круглого железа (Jeffrey).

Фирма Jeffrey применяет также и цепи из полосовой и круглой стали. Укрепление ковшей здесь производится, как показано на фиг. 488, с помощью двух коротких отрезков уголков, приклепываемых внутри звена из полосовой стали. На фиг. 489 показана конструкция цепи и соединительного звена, а в таблице 72 даны основные размеры их.



Фиг. 489. Звенья цепи из полосового и круглого железа и детали укрепления ковша (Jeffrey).

Таблица 72

Цепь из полосовой и круглой стали фирмы Jeffrey

Нормальные звенья

№	l шаг	Вес цепи кг/пог. м	Рабочая нагрузка в кг при скорости 0,75 м/сек	Максимальная скорость м/сек	B	C	O	E	F
516	152,4	5,1	1540	1,25	15,9	34,9	9,5	38	76,2
518	203,2	6,7	2360	1,25	19,0	44,5	9,5	41,3	90,5

Размеры соединительного звена

№	A	B	C	D	E	F	G	K	I
516	46,8	58,7	41,3	9,5	60,3	28,6	18,3	66,7	6,4
518	63,5	76,2	47,6	12,7	63,5	38,0	19,0	79,4	7,9



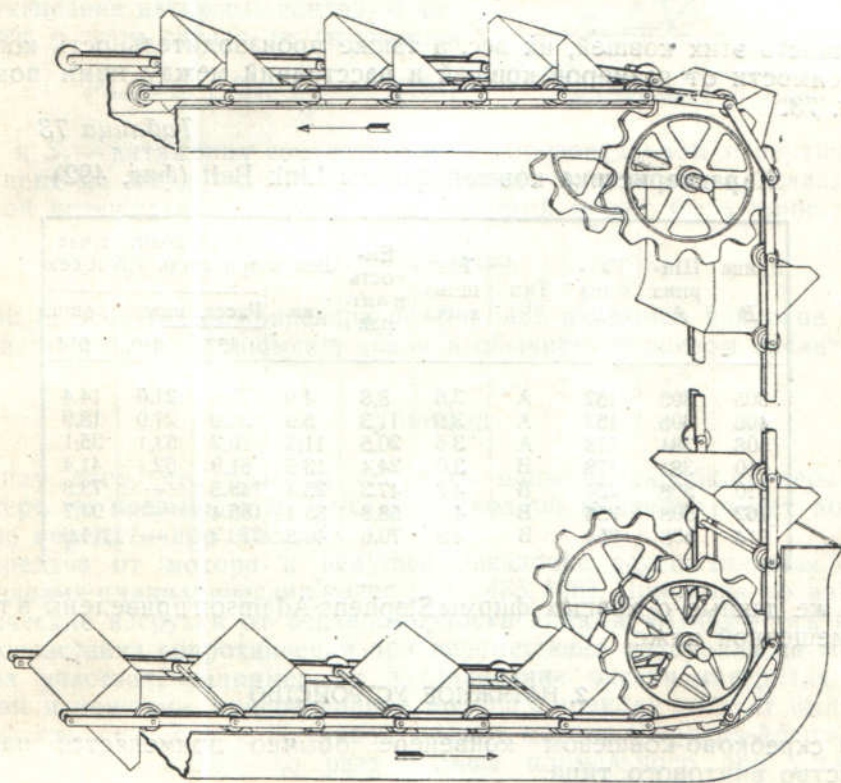
Ковши изготавливаются из листовой стали толщиной от 3 до 7 мм.

Симметричная V-образная форма ковшей обуславливается тем, что они работают как скребки на верхней и нижней ветви одной и другой своей гранью. На фиг. 490 представлена конструкция ковша нормальной формы. Угол при вершине равнобедренного треугольника, представляющего сечение ковша, равен  $90^\circ$ , так что угол наклона стенки ковша равен  $45^\circ$ . При движении по горизонтальной ветви такого наклона достаточно, чтобы липкий материал не задерживался на стенке ковша при разгрузке.



Фиг. 490. Конструкция V-образного ковша (Chain Belt).

Для облегчения сползания материала со стенки ковша при разгрузке на верхней ветви и облегчения зачерпывания при переходе с нижней горизонтальной ветви на вертикальную, Stephens-Adamson, сохраняя V-образную форму ковша, придает боковым граням его различные углы наклона: рабочей грани на верхней ветви около  $50^\circ$  и на нижней — около  $40^\circ$ . Вследствие меньшего угла наклона на нижней ветви, часть



Фиг. 491. Конвейерная цепь со сквозными болтами (Chain Belt).

материала зачерпывается ковшом еще на горизонтальном прямолинейном участке, так что эта часть материала передвигается как бы на роликах, отчего сопротивление движению и истирание материала несколько уменьшаются.

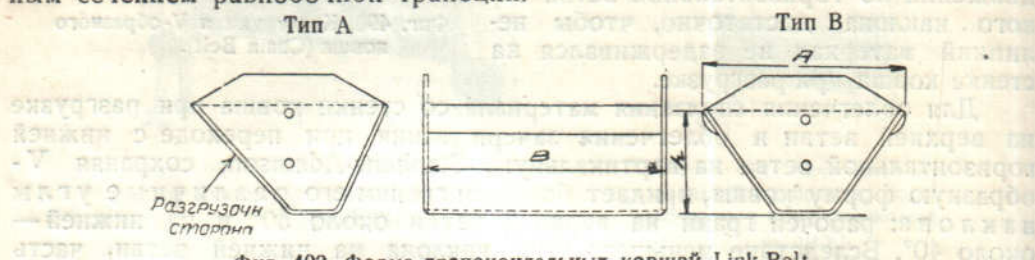
Для увеличения жесткости ковша верхние рабочие грани его усиливаются обычно приклепыванием стальных полос.

Когда ковш работает как скребок на горизонтальных участках, то при неравномерной нагрузке по ширине ковша от сопротивления перемещаемого материала возможен перекося ходовых роликов цепи. Во избежание



этого и для более равномерного распределения нагрузки на каждую цепь каждая пара роликов, расположенных у дна ковшей, связывается сквозными стержнями, как показано на фиг. 491.

Несколько иной формы ковши изготовляет Link-Belt. Эта фирма строит ковши двух типов (фиг. 492): тип А, имеющий в поперечном сечении форму неравнобочной трапеции с большим наклоном стенки, в рабочем положении ковша, на разгрузочной стороне, для производительности до 35 т/час и тип В—для больших производительностей с поперечным сечением равнобочной трапеции.



Фиг. 492. Форма трапециодальных ковшей Link-Belt.

Емкость этих ковшей, их вес, а также производительность конвейера в зависимости от размеров ковшей и расстояний между ними помещены в табл. 73.

Таблица 73

Характеристика ковшей фирмы Link Belt (фиг. 492)

Длина <i>B</i>	Ширина <i>A</i>	Глубина <i>h</i>	Тип	Толщина листа	Емкость в литрах	Вес в кг	Производит. т/час при скор. 0,5 м/сек		
							Расст. между ковш.		
							457	610	914
305	305	152	A	3,6	8,8	4,9	27,9	21,6	14,4
406	305	152	A	3,6	11,3	5,9	36,9	27,9	18,9
508	381	178	A	3,6	20,5	11,3	70,2	53,1	35,1
610	381	178	B	3,6	24,4	13,5	81,9	62,1	41,4
610	508	254	B	4,8	47,3	25,4	148,5	—	73,8
762	508	254	B	4,8	58,8	35,4	185,4	—	92,7
914	508	254	B	4,8	70,6	40,8	223,2	—	111,6

Те же данные о ковшах фирмы Stephens-Adamson приведены в таблице 76, помещенной ниже.

## 2. НАТЯЖНОЕ УСТРОЙСТВО

На скребково-ковшовом конвейере обычно применяется натяжное устройство винтового типа.

Как и в скребковом транспортере, натяжение цепей помимо спокойного хода их по направляющим и звездочкам должно обеспечивать еще ковши, при работе в качестве скребков на горизонтальных участках, от отклонения под действием сопротивления перемещаемого материала.

Угол отклонения ковша, если считать, что силы натяжения  $S$  соседних звеньев параллельны (фиг. 493) и сопротивление  $P$  материала приложено на нижней грани ковша, получается из условия равенства моментов<sup>1</sup>

$$P \frac{A}{2} \cos \sigma = S l \sin \sigma,$$

<sup>1</sup> См. „Конвейерные установки“, ч. I 1932, стр. 291.



откуда

$$\operatorname{tg} \sigma = \frac{PA}{2Sl}, \quad (102)$$

где  $\frac{A}{2}$  — половине ширины отверстия ковша,  
 $l$  — длина звена цепи,

$$P = i\gamma\psi f_m, \quad (103)$$

$S$  — наименьшее натяжение на грузовой горизонтальной ветви.

Наименьшее натяжение следует выбирать таким, чтобы угол  $\sigma$  по возможности не превышал  $2-3^\circ$ .

При конфигурации конвейера по фиг. 485 натяжное устройство монтируется обычно внизу холостой вертикальной ветви, где цепи относительно слабо нагружены.

Максимальное усилие, необходимое для затягивания натяжных винтов, определяется в этом случае из выражения

$$P_{\max} = S_1 + fS_2, \quad (104)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  — натяжения соответственно горизонтальной и вертикальной ветви цепи на звездочках, а  $f$  — коэффициент трения между салазками и станиной натяжного приспособления, который может быть принят

$$f = 0,20 - 0,25.$$

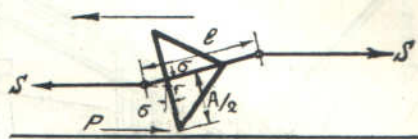
При конфигурации конвейера по фиг. 486 натяжное винтовое устройство располагается в башмаке, как и в обычном ковшевом элеваторе.

### 3.] ПРИВОД

Ввиду того, что рабочая скорость цепи на скребково-черпаковом конвейере не превышает  $0,5$  м/сек., приводной механизм имеет довольно высокое передаточное число.

Передача от мотора к ведущей звездочке осуществляется обычно тремя парами цилиндрических колес (фиг. 485, 486). Принимая во внимание динамические нагрузки от неравномерности хода и возможность временного возрастания сопротивления при перемещении материала на горизонтальных участках, например от заклинивания частиц материала между жолобом и ковшами, присоединение мотора к приводу следует выполнять через эластичную муфту. Пусковой момент мотора Stephens-Adamson рекомендует брать в  $2,5-3,5$  раза больше нормального при установившемся движении.

Так как величина динамической нагрузки не высока по сравнению со значениями постоянного статического сопротивления как на горизонтальных участках, так и на вертикальном, то обычно уравнительные механизмы не применяются. Число работающих зубцов приводных и направляющих звездочек по стандартам американских фирм  $6-8$ . С целью удлинения срока службы звездочек некоторые фирмы (Chain Belt, Link-Belt) делают шаг зацепления звездочки вдвое меньше шага цепи (см. фиг. 491), благодаря чему общее количество зубцов на звездочках оказывается вдвое большим, чем число рабочих зубцов. По мере износа одной группы зубцов, вводят в зацепление другую группу, переставляя цепь на один зубец.



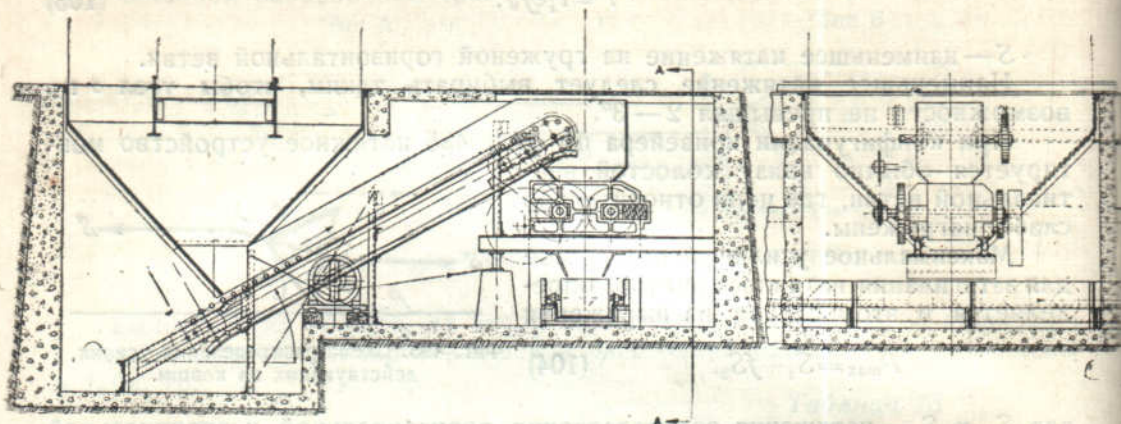
Фиг. 493. Схема распределения усилия, действующих на ковши.



#### 4. ЗАГРУЗОЧНЫЕ И РАЗГРУЗОЧНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

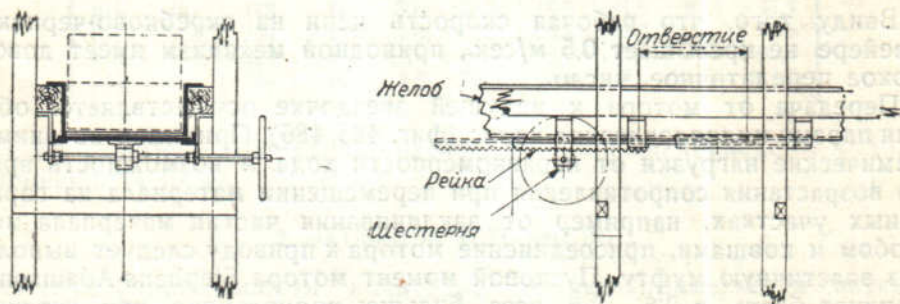
Загрузка материала на конвейер в зависимости от его конфигурации может производиться, как указывалось, или на нижнем горизонтальном (фиг. 485), или на вертикальном участке конвейера (фиг. 486). И в первом и во втором случае загрузка производится посредством питателей, регулирующих подачу материала.

Хотя скребковые конвейеры и работают иногда без питателей, забирая материал автоматически из-под спускового лотка проходящими под



Фиг. 494. Установка пластинчатого питателя и дробилки над горизонтальной ветвью конвейера (Chain Belt).

ним скребками, но на скребково-ковшевых конвейерах установку питателя, регулирующего струю, как указывалось, надо считать обязательной, так как пропускная способность конвейера как скребкового значительно выше, чем как ковшевого, и скребковый конвейер без питателя подавал бы к пункту зачерпывания соответственно больше материала, чем может загрузиться в ковши, так что в этом месте мог бы накапливаться материал в значительном количестве.



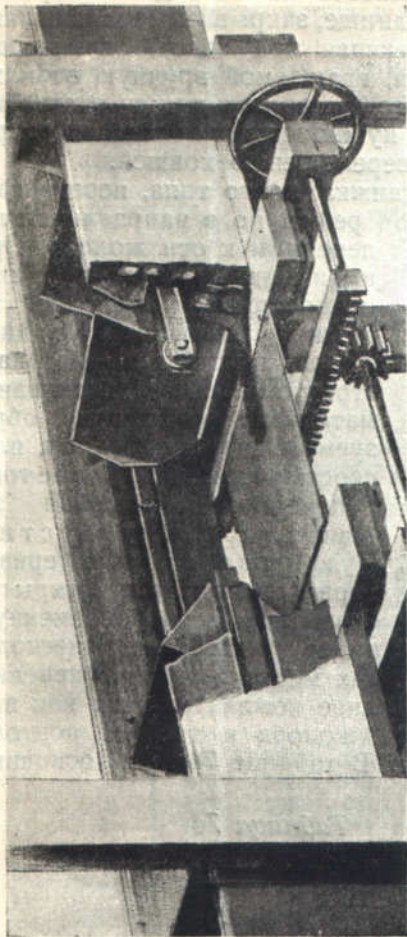
Фиг. 495. Задвижка спускового отверстия с движением вдоль оси желоба (Chain Belt).

Пример установки пластинчатого питателя, подающего материал в желоб конвейера, показан на фиг. 494.

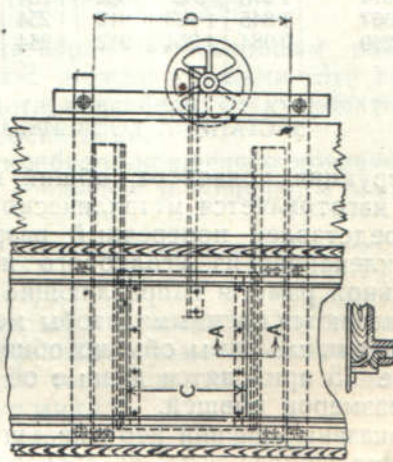
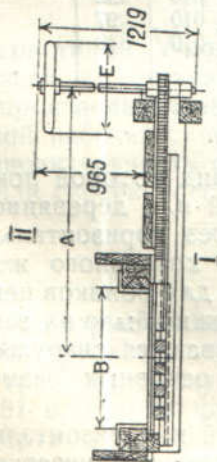
Транспортируемый материал загружается из ж.-д. вагонов в загрузочную воронку, расположенную над питателем, а затем передается последним или непосредственно на конвейере, или предварительно поступает в вальцовую дробилку.

Если сравнить глубину выемки и объем бетонированной ямы для питателя и дробилки при работе V-конвейера с размерами, потребными при аналогичных условиях для обыкновенного ковшевого элеватора, то нетрудно убедиться, что в первом случае установка компактнее.

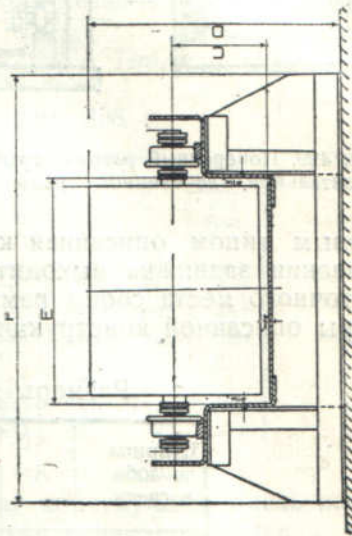
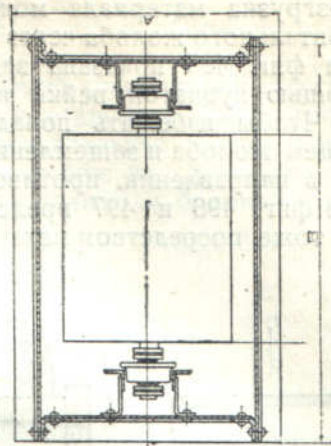




Фиг. 497. Конструкция задвижки по фиг. 496 (Link-Belt).



Фиг. 496. Задвижка спускного отверстия с движением поперек оси жолоба (Link-Belt).



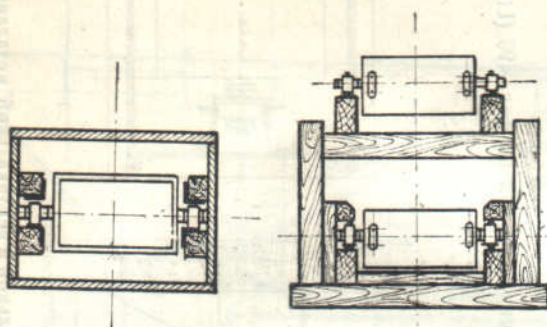
Фиг. 498. Поперечный разрез горизонтальной и вертикальной металлической рамы (Chain Belt).



Разгрузка материала может производиться по всей длине верхнего горизонтального желоба через отверстия в днище, закрываемые задвижками.

На фиг. 495 показана задвижка, имеющая ход вдоль оси желоба с помощью зубчатой рейки и шестеренки, вращаемой вручную от маховичка. Чтобы избежать попадания мелкого материала между задвижкой и днищем желоба и заземления задвижки, нужно чтобы последняя открывалась в направлении, противоположном перемещению ковшей.

На фиг. 496 и 497 представлена задвижка иного типа, передвигающаяся тоже посредством механизма зубчатой рейки, но в направлении поперечном к оси желоба.



Фиг. 499. Поперечный разрез вертикальной и горизонтальной деревянной рамы (Chain Belt).

Преимущества этой конструкции — возможность устраивать задвижку заподлицо с дном желоба и устранять благодаря этому опасность заклинивания материала на выступе, образуемом дном желоба над плоскостью задвижки. Кроме того, поперечно-выдвигаемая задвижка допускает частичную разгрузку материала через неполностью открытое отверстие и одновременную подачу материала в нескольких местах. Но по сравнению с первым типом описанная конструкция менее компактна, так как при открывании задвижка выходит за габариты желоба и требует поэтому достаточного места сбоку рамы конвейера. В таблице 74 даны основные размеры описанной конструкции.

Таблица 74

Размеры задвижек по фиг. 496

Ширина желоба в свету	A	B	C	D	E	Вес в кг
305	1 064	330	610	950	407	96
406	1 115	432	610	950	407	122
508	1 197	540	610	950	508	136
610	1 219	633	610	950	508	155
762	1 425	799	760	1 103	610	192
914	1 678	943	912	1 254	610	252
1 067	1 845	1 103	912	1 254	610	297
1 219	2 084	1 254	912	1 254	610	338

## 5. СТАНИНА КОНВЕЙЕРА

Опорная конструкция конвейера, общий вид которой показан выше на фиг. 485 и 486, изготавливается металлической или деревянной.

На фиг. 498 представлен поперечный разрез горизонтальной и вертикальной рамы, склепанной из уголкового и котельного железа. Дно желоба горизонтальной рамы и направляющие для роликов цепи изготавливаются из стали и делаются съемными, чтобы можно было их заменить при изнашивании. Вертикальные рамы обычно обшиваются снаружи листовым железом. В таблице 75 приводятся данные об основных размерах рамы, в зависимости от размеров ковшей.

На фиг. 499 показаны сечения вертикальной и горизонтальной деревянной рамы. Нижняя рабочая ветвь на горизонтальном участке проходит



в двойных направляющих. Обычно как при деревянных, так и металлических конструкциях верхние рамы конвейера для удобства осмотра и для обслуживания разгрузочных задвижек устраиваются с помостом (фиг. 500).

Верхняя станина конвейера монтируется на специальной эстакаде, как это показано на фиг. 501, или чаще делается подвесной. Так, на фиг. 502 представлена горизонтальная ветвь конвейера, жолоб которой подвешен на клепаных металлических рамах, укрепленных к боковой стене и к потолку здания.



Фиг. 500. Металлическая и деревянная рама с помостом (Link-Belt).

Таблица 75

Рамы конвейеров по фиг. 498

Длина ковша	Ширина ковша	A	B	C	D	E	F	Расст. между ковшами
305	381	572	762	210	521	343	762	457
457	381	572	914	210	521	495	914	457
610	381	572	1067	210	521	648	1067	457
457	508	724	914	273	648	495	914	610
610	508	724	1067	273	648	648	1067	610
762	508	724	1194	273	648	800	1219	610
762	660	876	1194	349	800	800	1219	914
914	660	876	1372	349	800	953	1372	914

На фиг. 503 дана деревянная подвесная конструкция. Здесь рамы, на которых покоятся обе горизонтальные ветви конвейера, заделаны в перекрытии здания и, кроме того, притянуты к нему стяжными болтами.

### § 3. РАСЧЕТ

#### 1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Характеристикой V-конвейеров по основным размерам служат емкость ковшей и расстояние между ковшами. Эти величины зависят от заданной производительности конвейера, от кусковатости материала и от допускаемой рабочей скорости цепи.

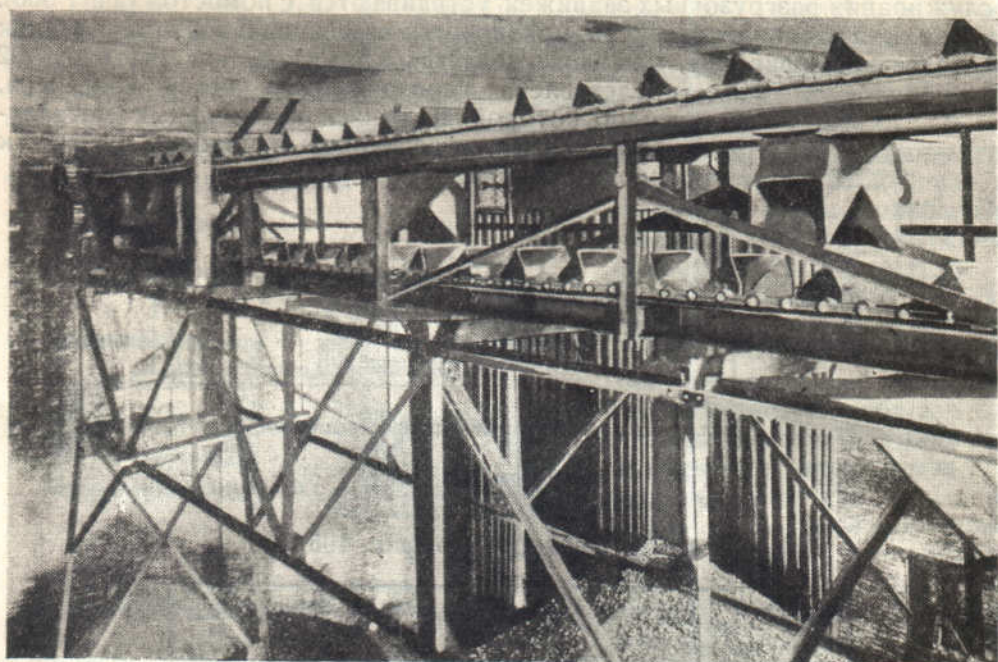
Производительность скребково-ковшевого конвейера определяется по формуле для скребкового конвейера и ковшевого элеватора:

$$Q = 3,6 \frac{i}{a} v \gamma \psi \text{ т/час.}$$

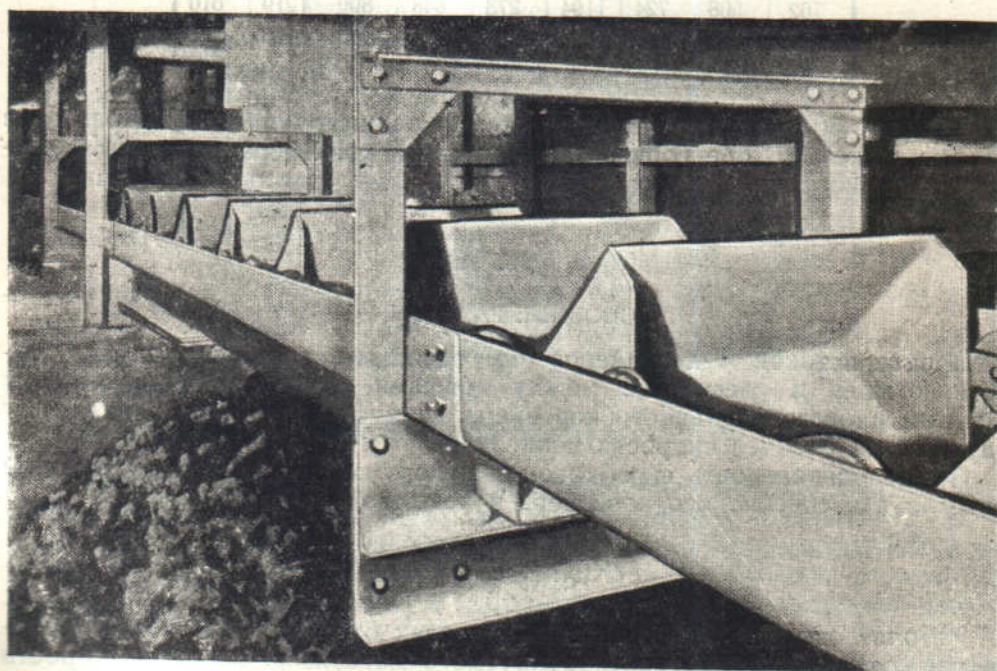
Рабочая скорость выбирается в пределах от 0,3 до 0,5 м/сек. в зависимости от хрупкости транспортируемого материала. Обычная скорость цепи для транспортирования угля, указываемая в американских фирменных данных, 0,51 м/сек (100 фут мин.)

Стандартные размеры ковшей, изготавливаемых американскими фирмами, сравнительно мало отличаются друг от друга. Ширина отверстия ковша





Фиг. 501. Горизонтальные ветви V-конвейера на металлической эстакаде (Chain Belt).

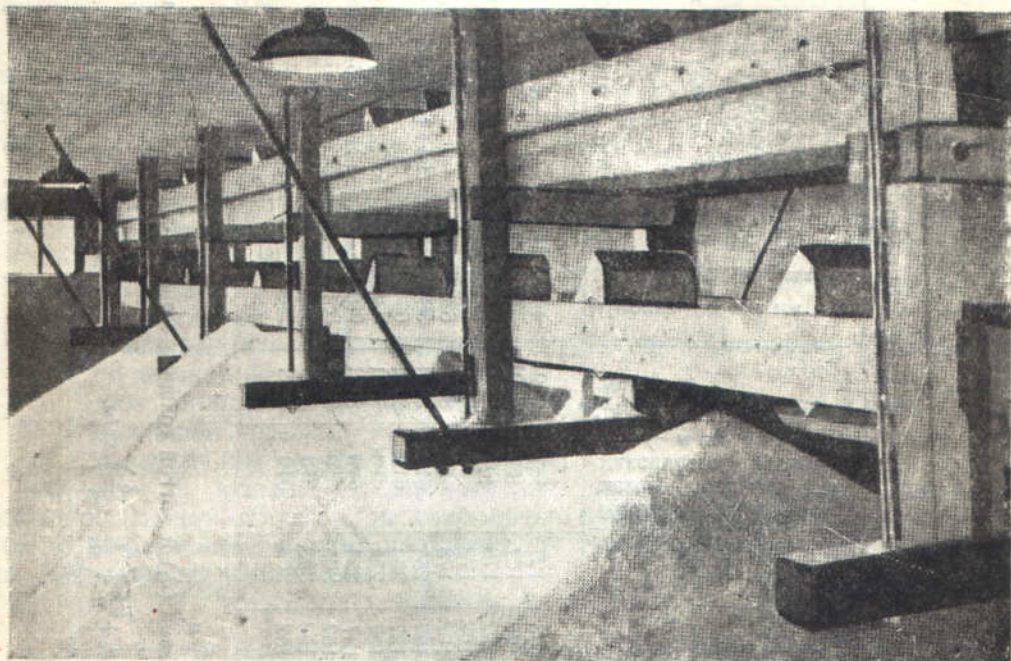


Фиг. 502. Подвесная металлическая станина конвейера (Chain Belt).



берется обычно не менее чем в два раза больше максимального размера кусков транспортируемого материала и 3—4 раза больше среднего размера куска. Глубина же ковша принимается равной половине его ширины.

Расстояние между ковшами, в зависимости от крупности перемещаемого материала, для облегчения опораживания ковшей при переходе с вертикальной ветви на горизонтальную и избежания заклинивания кусков между ковшами выбирается не менее чем в 2—2,5 раза больше максимального размера куска (см. таблицу 76). Часто при длиннозвенных цепях расстояние между ковшами равно удвоенному шагу цепи.



Фиг. 503. Подвесная деревянная станина конвейера (Jeffrey).

Коэффициент наполнения ковша большинство американских фирм принимают равным

$$\psi = 0,8.$$

Фирма Stephens-Adamson дает для  $\psi$  значения от 0,8 до 0,9, причем верхний предел, по видимому, относится к тому случаю, когда загрузка ковшей производится на вертикальных участках конвейера.

Размеры ковшей и расстояние между ними определяют коэффициент наполнения жолоба на горизонтальных участках.

Количество перемещаемого между ковшами материала, как уже упоминалось, должно соответствовать емкости ковша; поэтому коэффициент наполнения жолоба не достигает обычных значений для скребковых конвейеров. На выполненных установках, в зависимости от расстояния между ковшами, он равен в среднем 0,3—0,5.

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ МОТОРА

Мощность на приводном валу затрачивается на преодоление следующих сопротивлений:

1. Трение материала о дно и стенки жолоба

$$W_1 = q L_{sp}' f_1, \quad (106)$$

где  $L_{sp}'$  — суммарная длина груженных участков на горизонтальных ветвях конвейера.



Скреbeko-ковшeвые конвейеры Stephens-Adamson

Размеры ковша: длина × ширина × × высота	Высота боковых стенок над отверстием ковша	Толщина стенок ковша мм	Объем ковша в литрах	Вес ковша $P_0$ кг	Средняя $a_{cp}$	Крупность кусков материала мм			Миним. расстояние между ковшами для максим. $a_{max}$ мм	№ цепи <sup>1</sup>	Ширина колеи мм	Вес пог. м ковшей и цепей $q_0$ при расстоянии между ковшами $a$ мм*			Производительность $Q$ т/час при $\gamma=0,8$ т/м <sup>3</sup> , $v=0,5$ м/сек., $\psi=0,8$ и при расстоянии между ковшами $a$ мм		
						не свыше 5,0%	не свыше 10%	$a_{max}$				457	610	914	457	610	914
305×305×152	44	3,25	6,5	6,4	51	76	127	457	8091	403	54,5	16,3	12,7	8,2			
406×305×152	44	3,25	8,7	7,7	51	76	127	457	8091	479	59,5	22,7	16,3	10,9			
406×381×191	57	3,25	13,8	12,2	64	102	178	457	8091	479	69,8	36,3	27,2	18,1			
508×381×191	57	3,25	17,2	14,1	64	102	178	457	8091	581	73,1	43,5	32,6	22,7			
609,6×381×191	57	3,25	24,2	15,9	64	102	178	457	8091	683	77,5	52,6	39	27,2			
508×508×254	76	4,8	30,6	27,2	76	127	254	610	8121	584	—	—	59	39			
610×508×254	76	4,8	37	31,3	76	127	254	610	8121	686	—	—	70	46,3			
762×508×254	76	4,8	45,7	37,2	76	127	254	610	8121	838	—	—	88	58,9			
914×508×254	76	4,8	54,9	43,1	76	127	254	610	8121	991	—	—	104,3	69,8			
762×610×305	89	6,4	64,8	60,2	102	152	305	610	8121	838	—	—	124,3	82,6			
1067×610×305	89	6,4	91,5	75,6	102	152	305	610	8121	1143	—	—	176,9	117,9			
1219,2×610×305	89	6,4	104,9	83,5	102	152	305	610	8121	1295	—	—	199,5	136,1			

1 См. «Конвейерные установки», ч. I, 1932, стр. 30, таблица 9.

\* Вес ковшей и цепей при другом расстоянии между ковшами ( $a_1$ ) и другой толщине стенок ковша  $\delta_1$  находится из

$$q_1 = q_0 + \frac{P_0}{a} \left( \frac{\delta_1}{a_1} - \frac{\delta}{a} \right) \text{ кг/м.}$$

(105)



Коэффициент сопротивления при движении по желобу Stephens-Adamson, Chain-Beltu Jeffrey принимают

для угля . . . . . 0,6  
 для антрацита . . . . . 0,5

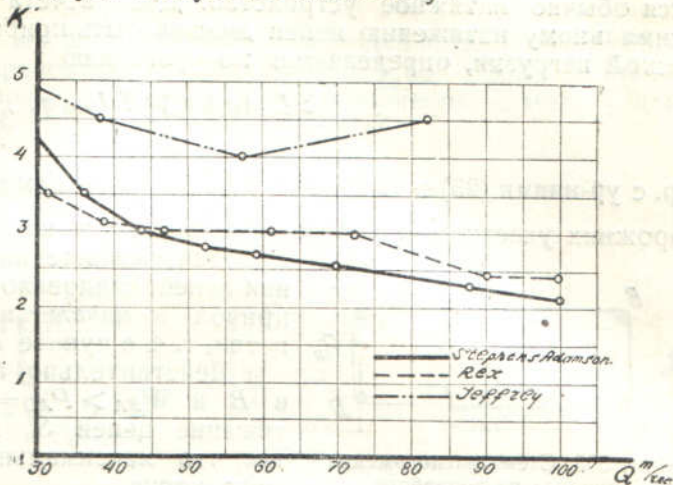
Фирма Link Belt рекомендует следующие значения  $f_i$ :

для угля . . . . . 0,59  
 антрацита . . . . . 0,33  
 кокса . . . . . 0,36  
 сухого песка . . . . . 0,60  
 известкового камня . . . . . 0,58

2. Сопротивление при передвижении цепей с ковшами

$$W_2 = q_0 L' w', \quad (107)$$

где  $L'$  — общая длина горизонтальных участков и  $w'$  — коэффициент сопротивления движению по проводникам роликовых цепей [значение  $w'$  см. ур-ние (16) и дальше].



Фиг. 504. Диаграмма значений  $k'$  в ур-нии (108).

Значение  $q_0$  зависит от конструкции цепи, от размеров ковшей и расстояния между ними. Ориентировочно величина  $q_0$  может быть принята по фирменным данным, например, из таблицы 76 или из диаграммы фиг. 504, дающей отношение

$$k' = q_0 : q. \quad (108)$$

Определив по заданной производительности и выбранной скорости  $q$ , находим по диаграмме приближенное значение  $q_0$ . Как видно из диаграммы, величина  $k'$  уменьшается с возрастанием производительности  $Q$ . Наименьшие значения  $k'$  дает Stephens-Adamson.

3. Сопротивление на поворотных пунктах — от трения в шарнирах цепи и на цапфах валов, определяемое по уравнению

$$W_3 = \Sigma S \frac{\delta f'}{D} + \Sigma S \frac{df}{D}. \quad (109)$$

4. Сопротивление веса груза на восходящей груженой ветви, определяемое по уравнению

$$W_4 = q H. \quad (110)$$

По сумме этих величин находится общее сопротивление на конвейере, а затем мощность на головном валу  $N_0$  и мощность двигателя  $N$ . При точных подсчетах к мощности  $N_0$  прибавляют еще значение добавочной динамической мощности, расходуемой вследствие неравномерности хода [ур-ние (26)], однако на  $V$ -конвейерах относительная величина ее невелика.

Учитывая приближенно потери на поворотных пунктах, как и потери в приводном передаточном механизме, общим коэффициентом полезного действия  $\eta_1$  находим мощность мотора

$$N = \frac{3,6 q_0 L' v w' + Q (L_{гр}' f_i + H)}{270 \eta_1}. \quad (111)$$

Значения к.п.д. Stephens-Adamson рекомендует принимать в этом выражении

$$\eta_1 = 0,6 - 0,65.$$

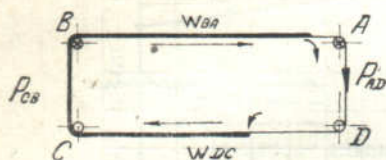


### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИБОЛЬШЕГО НАТЯЖЕНИЯ ЦЕПЕЙ И МЕСТА ДЛЯ ПРИВОДА

Наибольшее усилие в цепях получается на набегающей на приводные звездочки ветви. Для определения этого усилия расчет натяжения цепи производится последовательно по участкам, начиная от точки наименьшего натяжения — в нижнем конце нисходящей ветви, в которой устанавливается обычно натяжное устройство. Для расчета прочности цепей к максимальному натяжению цепей должна быть прибавлена величина динамической нагрузки, определяемая по уравнению

$$S_0 = \frac{\Sigma L_{zp} (q + q_0) + \Sigma L_{nop} q_0}{g} 3v \quad (112)$$

[ср. с ур-ниями (23) и (24)], где  $\Sigma L_{zp}$  и  $\Sigma L_{nop}$  — суммарная длина груженых и порожних участков, а ускорение  $v$  находится из ур-ния (25).



Фиг. 505. Схема расположения привода на конвейере прямоугольной конфигурации.

Для уменьшения максимального натяжения цепей следовало бы всегда располагать привод в начале верхней горизонтальной ветви, т. е. в пункте  $B$  (фиг. 505).

Действительно, при положении привода в  $B$  и  $W_{BA} > P_{AD} = q_0 L_{AD}$ , наименьшее натяжение цепей  $S_0$  получается в точке  $B$ , так что максимальное натяжение набегающего конца

$$S_{max} = S_0 + W_{BA} - P_{AD} + W_{DC} + P_{CB}, \quad (113)$$

где  $W$  и  $P$  — соответственно сопротивление движению и вес на горизонтальном и вертикальном участке.

При положении привода в  $B$  и  $W_{BA} < P_{AD}$  наименьшее натяжение цепей  $S_0$  будет в точке  $D$ , так что максимальное натяжение набегающего конца равно

$$S_{max} = S_0 + W_{DC} + P_{CB}. \quad (114)$$

При положении же привода в  $A$  наименьшее натяжение  $S_{min} = S_0$  всегда находится в точке  $D$  и

$$S_{max} = S_0 + W_{DC} + P_{CB} + W_{BA}, \quad (115)$$

т. е. больше на величину собственного веса нисходящей ветви [ур-ние (113)] или на сопротивление на верхней горизонтальной ветви [ур-ние (114)].

Однако уменьшение максимального натяжения цепей — не единственный критерий для определения оптимального положения привода. Как указывалось при рассмотрении этого вопроса (в первой части „Конвейерных установок“), привод должен быть расположен в таком месте, чтобы цепи огибали поворотные пункты при наименьшем по возможности натяжении. Это имеет значение для уменьшения работы вредных сопротивлений, в особенности же нагрузок на направляющие звездочки и поддерживающие их строительные конструкции.

Для приближенного суждения о величине нагрузок на поворотных пунктах конвейера по схеме фиг. 505, определим алгебраическую сумму натяжений на всех набегающих и сбегаящих ветвях.

Если привод находится в  $B$ , то алгебраическая сумма натяжений всех сбегаящих и набегающих ветвей

$$\Sigma S_B' = S_0 + 2(S_0 + W_{BA}) + 2(S_0 + W_{BA} - P_{AD}) + 2(S_0 + W_{BA} - P_{AD} + W_{DC}) + (S_0 + W_{BA} - P_{AD} + W_{DC} + P_{CB}) = 8S_0 + 7W_{BA} - 5P_{AD} + 3W_{DC} + P_{CB}. \quad (116)$$

При положении привода в  $A$

$$\Sigma S_A' = (P_{AD} + S_0) + 2S_0 + 2(S_0 + W_{DC}) + 2(S_0 + W_{DC} + P_{CB}) + (S_0 + W_{DC} + P_{CB} + W_{BA}) = 8S_0 + P_{AD} + 5W_{DC} + 3P_{CB} + W_{BA}. \quad (117)$$



Вычитая выражение (117) из (116), получим:

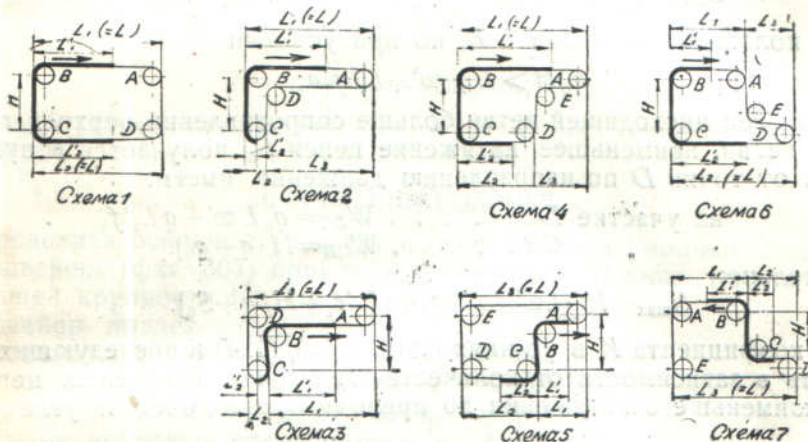
$$\sum S_B' - \sum S_A' = 6 W_{BA} - 6 P_{AD} - 2 W_{DC} - 2 P_{CB}. \quad (118)$$

Из выражения (118) следует, что в том случае, когда

$$P_{AD} > W_{BA},$$

т. е. когда собственный вес вертикальной нисходящей ветви больше сопротивления на верхнем горизонтальном участке, то  $\sum S_B' < \sum S_A'$  и привод не только для уменьшения  $S_{\max}$ , но и для уменьшения суммы усилий следует установить в *B*. Если же

$$W_{BA} > P_{AB} + \frac{1}{3} (W_{DC} + W_{BA}),$$



Фиг. 506. Различные применяющиеся схемы V-конвейера.

т. е. сопротивление на верхнем горизонтальном участке превышает на некоторую величину собственный вес нисходящей ветви, то  $\sum S_B' > \sum S_A'$  и привод, для уменьшения нагрузок на поворотных пунктах, следует расположить в *A*. Обычно такое правило и рекомендуется американскими фирмами.

В зависимости от конфигурации конвейера (фиг. 506), натяжение цепи может быть определено следующим образом.

#### Схема 1

При положении привода в пункте *A* наименьшее натяжение  $S_0$  получается в *D*. Двигаясь от точки *D* по направлению хода цепи, определяем последовательно силы сопротивления движению на каждом участке:

$$\begin{aligned} \text{на участке } DC \dots \dots \dots W_{DC} &= q_0 L w' + q L_2' f_1 \\ \text{„ } CB \dots \dots \dots W_{CB} &= P_{CB} = H (q + q_0)^1 \\ \text{„ } BA \dots \dots \dots W_{BA} &= q_1 L w' + q L_1' f_1. \end{aligned} \quad (119)$$

Тогда максимальное натяжение у набегающего конца цепи может быть найдено из выражения:

$$S_{\max} = K [(2 L w' + H) q_0 + (L_1' f_1 + L_2' f_1 + H) q + S_0], \quad (120)$$

<sup>1</sup> Здесь и в последующем величина  $H$  определяет вертикальное расстояние между осями звездочек. В подсчетах его часто берут как вертикальное расстояние между горизонтальными ветвями конвейера (см. фиг. 507).

где  $K$  — коэффициент, учитывающий сопротивление при огибании звездочек. Если привод находится в  $B$ , причем

$$q_0 H < L q_0 \omega' + L_1' f_1 q,$$

т. е. вес нисходящей ветви меньше сопротивления верхней горизонтальной ветви, то силы сопротивления движению равны:

$$\left. \begin{array}{l} \text{на участке } BA \dots \dots W_{BA} = q_0 L \omega' + q L_1' f_1 \\ \text{„ } AD \dots \dots W_{AD} = -P_{AD} = -q_0 H \\ \text{„ } DC \dots \dots W_{DC} = q_0 L \omega' + q L_2' f_1 \\ \text{„ } CB \dots \dots W_{CB} = P_{CB} = H(q + q_0) \end{array} \right\} \quad (121)$$

В этом случае  $S_0$  получается в  $B^1$  и максимальное натяжение цепей равно:

$$S_{\max} = K [2L \omega' q_0 + (L_1' f_1 + L_2' f_1 + H) q + S_0]. \quad (122)$$

При положении привода в  $B$ , но при условии

$$q_0 H > L q_0 \omega' + L_1' f_1 q,$$

т. е. когда вес нисходящей ветви больше сопротивления верхней горизонтальной ветви, наименьшее натяжение цепей  $S_0$  получается в пункте  $D$ . Двигаясь от точки  $D$  по направлению движения, имеем:

$$\left. \begin{array}{l} \text{на участке } DC \dots \dots W_{DC} = q_0 L \omega' + q L_2' f_1 \\ \text{„ } CB \dots \dots W_{CB} = H(q + q_0). \end{array} \right\} \quad (123)$$

Следовательно:

$$S_{\max} = K [(L \omega' + H) q_0 + (L_2' f_1 + H) q + S_0]. \quad (124)$$

Для коэффициента  $K$  в ур-ниях (120), (122), (124) и последующих можно принимать в зависимости от количества звездочек, огибаемых цепями от пункта наименьшего натяжения до приводных звездочек и угла обхвата на них.

$$K = 1,10 - 1,15.$$

### Схемы 2—5

Рассуждая аналогичным образом, нетрудно вывести значения для максимального натяжения цепей и для других схем конвейерной установки.

Если привод расположен в пункте  $A$  и

$$q_0 H > L_3 \omega' q_0,$$

т. е. вес нисходящей ветви больше сопротивления горизонтальной ветви от  $A$  до  $D$ , то наименьшее натяжение на схемах 2 и 3 получается в  $C$  и на схемах 4 и 5 — в  $D$ , а наибольшее натяжение на схемах 2—5

$$S_{\max} = K [(L_1 \omega' + L_2 \omega' + H) q_0 + (L_1' f_1 + L_2' f_1 + H) q + S_0]. \quad (125)$$

Если же

$$q_0 H < L_3 \omega' q_0,$$

то наименьшее натяжение на всех схемах получается в  $A$  и наибольшее находится по ур-нию (122).

Когда привод в  $B$  и

$$q_0 H_1 > (L_1 + L_3) \omega' q_0 + L_1' f_1 q,$$

т. е. вес нисходящей ветви больше сопротивления на горизонтальных участках от  $B$  до  $A$  и от  $A$  до  $D$ , то наименьшее натяжение получается на схемах 2 и 3 в  $C$  и на схемах 4 и 5 в  $D$  и

$$S_{\max} = K [(L_2 \omega' + H) q_0 + (L_2' f_1 + H) q + S_0]. \quad (126)$$

<sup>1</sup> По другую сторону приводных звездочек.



При условии же

$$q_0 H < (L_1 + L_2) \omega' q_0 + L_1' f_1 q$$

наименьшее натяжение получается в  $B$  и наибольшее находится по ур-нию (122).

Схемы 6—7

При положении привода в  $A$  наименьшее натяжение получается всегда в  $E$  и наибольшее находится по ур-нию (120).

При положении привода в  $B$  и

$$q_0 H > q_0 L_1 \omega' + q L_1' f_1$$

наименьшее натяжение получается по предыдущему в  $E$  и наибольшее находится по ур-нию

$$S_{\max} = K [(L_2 \omega' + L_3 \omega' + H) q_0 + (L_2' f_1 + H) q]. \quad (127)$$

При

$$q H < q_0 L_1 \omega' + q L_1' f_1$$

наименьшее натяжение получается в  $B$  и наибольшее находится по ур-нию (122).

#### 4. ЧИСЛЕННЫЙ ПРИМЕР

Определить основные размеры и потребляемую мощность двигателя на V-конвейере (фиг. 507) производительностью 70 т/час угля с кусками наибольшей крупности (не свыше 10%/0) — 250 мм.

Конвейер подает уголь с нижней горизонтальной ветви и распределяет его по бункерам, над которыми проходит верхняя горизонтальная ветвь. Загрузка на конвейер производится в пункте  $E$  нижнего участка, а разгрузка ведется по всей длине верхнего участка.

Размеры конвейера, согласно схеме фиг. 507, таковы:

$$L = 30 \text{ м}; \quad L_2 = 12 \text{ м}; \quad H = 10 \text{ м}.$$

Объемный насыпной вес угля  $\gamma = 0,8 \text{ т/м}^3$ .

Рабочую скорость конвейера принимаем  $v = 0,5 \text{ м/сек}$ . Тогда нагрузка на один пог. м конвейера

$$q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{70}{3,6 \cdot 0,5} = 38,9 \approx 39 \text{ кг/пог. м}.$$

Значение коэффициента  $k'$  в ур-нии (108) находим из диаграммы фиг. 504. Принимаем его по данным фирмы Rex (Chain Belt)  $k = 3$ , тогда

$$q_0 = k' q = 3 \cdot 39 \approx 120 \text{ кг/м}.$$

Полагая привод в  $A$ , находим наибольшее натяжение цепей  $S_{\max}$  по ур-нию (120), в котором полагаем

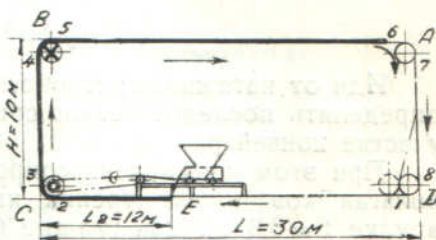
$$\omega' = 0,13; \quad f_1 = 0,6; \quad K = 1,1.$$

Тогда

$$S_{\max} = 1,1 \{ (2 \cdot 30 \cdot 0,13 + 10) 120 + [(30 + 12) 0,6 + 10] 39 \} = 3880 \text{ кг}.$$

или  $3880 : 2 = 1940 \text{ кг}$  на каждую цепь.

Принимая во внимание увеличение нагрузки от динамических усилий, а также возможность повышения нагрузки от заклинивания угля на рабочих участках, выбираем цепь по таблице 4 (фиг. 11). Вес цепи на 1 пог. м



Фиг. 507. Схема V-конвейера (к численному примеру).

равен  $q_0 = 32,8$  кг. Диаметр шарнирного валика  $\delta = 30$  мм, диаметр втулки  $\delta' = 41$  мм (на фиг. 11 соответственно  $d$  и  $i$ ). Диаметр ролика  $D_p = 130$  мм.

При расстоянии между ковшами  $a = 2l = 2 \cdot 300 = 600$  мм и коэффициенте наполнения ковшей  $\psi = 0,8$ , емкость ковша находится из

$$i = \frac{Qa}{3,6 \pi \gamma \psi} = \frac{70 \cdot 0,6}{3,6 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,8} = 36,5 \text{ литра.}$$

Размеры такого ковша по таблице 76 равны

$$610 \cdot 508 \cdot 254 \text{ мм.}$$

Вес ковша  $p_0 = 31,3$  кг. По размерам ковша допускают перемещение кусков крупностью до 250 мм.

Вес цепей с ковшами

$$q_0 = C \left( 2q_0 + \frac{p_0}{a} \right) = 1,1 \left( 2 \cdot 32,8 + \frac{31,2}{0,6} \right) \cong 130 \text{ кг/пог. м,}$$

где  $C$  — коэффициент, учитывающий добавочный вес деталей присоединения ковшей к цепям. Полученное таким образом значение  $q_0$  достаточно близко совпадает с принятым выше.

Располагаем натяжное устройство в  $D$ , натяжение в точке 1 полагаем

$$S_0 = S_1 = 300 \text{ кг,}$$

и выполним расчет мощности и растягивающих усилий на цепях для двух случаев — положения привода в  $B$  и  $A$ .

#### Случай 1 — привод в $B$

Идя от натяжного устройства по направлению движения цепи, будем определять последовательно сопротивления и натяжение цепей на каждом участке конвейера.

При этом коэффициент сопротивления роликов по проводникам найдем, полагая коэффициент трения качения  $k = 0,5$  мм, коэффициент трения на втулке  $f' = 0,35$ . Тогда [ур-ние (16)]

$$\omega' = C \frac{2k + \delta' f'}{D_p} = 1,1 \frac{2 \cdot 0,5 + 41 \cdot 0,35}{130} \cong 0,13,$$

коэффициент  $C = 1,1$  учитывает повышение сопротивления вследствие трения на реборах.

Натяжение в точке 2

$$S_2 = S_1 + q_0 L \omega' + q L_2 f_1 = 300 + 130 \cdot 30 \cdot 0,13 + 39 \cdot 12 \cdot 0,6 = 1087 \text{ кг.}$$

Диаметр начальной окружности звездочки  $C$ , которую считаем с восемью зубцах,

$$D = \frac{l}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{300}{\sin \frac{180^\circ}{8}} = 784 \text{ мм.}$$

Полагаем диаметр цапф осей  $d = 100$  мм, вес звездочек с валом  $G_{зв} = 400$  кг. Кроме того считаем, что приведенные потери на трение на звездочках составляют 6% от натяжения набегающей ветви и что сопротивление на приведение в действие механизма питателя равно  $W_n = 80$  кг. Тогда натяжение

$$S_3 = 1,06 S_2 + W_n = 1,06 \cdot 1087 + 80 = 1230 \text{ кг.}$$

Давление на оси звездочек  $C$

$$P_C = \sqrt{(S_3 - G_{зв})^2 + S_2^2} = \sqrt{(1230 - 400)^2 + 1087^2} = 1370 \text{ кг}$$



и потери на трение на звездочках

$$W_{2-3} = \frac{Pdf}{D} + \frac{(S_2 + S_3)\delta f'}{D} = \frac{1370 \cdot 100 \cdot 0,18}{784} + \frac{(1087 + 1230)30 \cdot 0,4}{784} = 67 \text{ кг,}$$

так что

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} + W_n = 1087 + 67 + 80 = 1234 \text{ кг,}$$

т. е. близко совпадает с исчисленным раньше.

Натяжение

$$S_4 = S_3 + (q + q_0)H = 1234 + (39 + 130)10 = 2924 \text{ кг.}$$

Двигаясь теперь вдоль цепи от точки 1 против направления движения, находим

$$S_8 = \frac{S_1}{1,06} = \frac{300}{1,06} = 283 \text{ кг,}$$

$$S_7 = S_8 + q_0 H = 283 + 130 \cdot 10 = 1583 \text{ кг.}$$

Считая приведенные потери на звездочках А равными 7% от натяжения на набегающей ветви, находим

$$S_6 = \frac{S_7}{1,07} = \frac{1583}{1,07} = 1480 \text{ кг.}$$

Проверим это значение. Давление на цапфы

$$P_A = \sqrt{(S_7 + G_{38})^2 + S_6^2} = \sqrt{(1583 + 400)^2 + 1480^2} = 2475 \text{ кг.}$$

Полагая  $d = 110$  мм, находим

$$W_{6-7} = \frac{P_A df}{D} + \frac{(S_6 + S_7)\delta f'}{D} = \frac{2480 \cdot 110 \cdot 0,18}{784} + \frac{(1480 + 1583)30 \cdot 0,4}{784} = 110 \text{ кг,}$$

т. е. близко к ранее исчисленному

$$S_7 - S_6 = 1583 - 1480 = 103 \text{ кг,}$$

так что окончательно

$$S_6 = S_7 - W_{6-7} = 1583 - 110 = 1473 \text{ кг}$$

$$S_5 = S_6 - W_{5-6} = S_6 - L(q_0 w' + q f_1) =$$

$$= 1473 - 30(130 \cdot 0,13 + 39 \cdot 0,6) = 1473 - 1200 = 273 \text{ кг.}$$

Давление на цапфах звездочек В

$$P_B = \sqrt{(S_4 + G_{38})^2 + S_5^2} = \sqrt{(2924 + 400)^2 + 273^2} = 3340 \text{ кг.}$$

Приведенные потери на трение на этих звездочках

$$W_{4-5} = \frac{P_B df}{D} + \frac{(S_4 + S_5)\delta f'}{D} = \frac{3340 \cdot 110 \cdot 0,18}{784} + \frac{(2924 + 273) \cdot 30 \cdot 0,4}{784} = 110 \text{ кг.}$$

Окружное усилие на звездочках

$$W_0 = S_4 + W_{4-5} - S_5 = 2924 + 118 - 273 = 2769 \text{ кг.}$$

Мощность на головном валу

$$N_0 = \frac{W_0 v}{75} = \frac{2769 \cdot 0,5}{75} = 18,5 \text{ л. с.}$$

От переноса привода в А натяжение цепей на участках 7-8-1-2-3-4 не меняется.

Для определения натяжения цепей в точке 5, полагаем, что потери на трение на звездочках В равны 7% от  $S_4$ . Тогда

$$S_5 = 1,07 S_4 = 1,07 \cdot 2924 = 3120 \text{ кг.}$$

Давление на цапфах звездочек

$$P_B = \sqrt{(S_4 + G_{33})^2 + S_5^2} = \sqrt{(2924 + 400)^2 + 3120^2} = 4550 \text{ кг.}$$

Полагая  $d = 120$  мм, находим

$$W_{4-5} = \frac{P_B d f}{D} + \frac{(S_4 + S_5) \delta f'}{D} = \frac{4550 \cdot 120 \cdot 0,18}{784} + \frac{(2924 + 3100) 30 \cdot 0,4}{784} = 218 \text{ кг.}$$

$$S_5 = S_4 + W_{4-5} = 2924 + 218 = 3142 \text{ кг.}$$

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = 3142 + 1200 = 4342 \text{ кг.}$$

Давление на цапфах звездочек А

$$P_A = \sqrt{(S_7 + G_{33})^2 + S_6^2} = \sqrt{(1583 + 400)^2 + 4342^2} = 4770 \text{ кг.}$$

Приведенные потери на звездочках А

$$W_{6-7} = \frac{P_A d f}{D} + \frac{(S_6 + S_7) \delta f'}{D} = \frac{4770 \cdot 120 \cdot 0,18}{784} + \frac{(4342 + 1583) 30 \cdot 0,4}{784} = 223 \text{ кг}$$

Тяговое усилие

$$W_0' = S_6 + W_{6-7} - S_7 = 4342 + 223 - 1583 = 2982 \text{ кг}$$

и мощность на головном валу

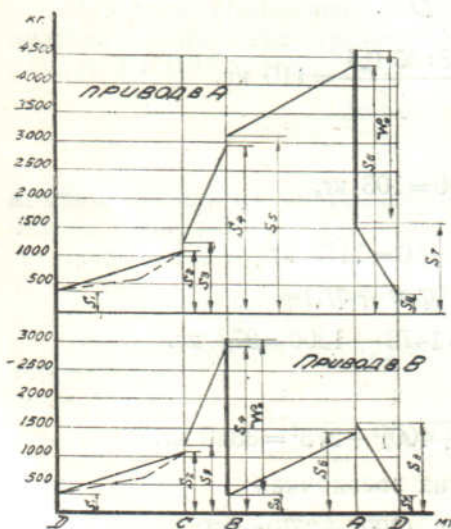
$$N_0' = \frac{W_0' v}{75} = \frac{2982 \cdot 0,5}{75} = 19,8 \text{ л. с.}$$

Таким образом, при перенесении привода из В в А наибольшее растягивающее усилие на цепях возрастает на

$$\frac{4342 - 2924}{2924} \cdot 100 = 48,4 \%,$$

а мощность на головном валу на

$$\frac{19,8 - 18,5}{18,5} \cdot 100 = 7 \%,$$



Фиг. 508. Диаграмма растягивающих усилий на цепях.

следовательно, выигрыш от расположения привода в В, особенно в отношении уменьшения натяжения цепей, получается довольно значительным.

Кроме того, уменьшается сумма натяжения цепей, а следовательно величина давлений на оси звездочек, благодаря чему облегчаются опорные конструкции.



Диаграмма натяжения цепей, дающая наглядное представление о распределении усилий при положении привода в *B* и *A*, приведена на фиг. 508.<sup>1</sup> Давление на звездочках *B* и *A* уменьшается соответственно на

$$\frac{4550-3340}{3340} \cdot 100 = 36\%,$$

$$\frac{4770-2875}{2875} \cdot 100 = 61\%.$$

Добавочная „динамическая“ мощность, величина которой не зависит от положения привода, а только от величины движущихся масс, рабочей скорости, числа зубцов на приводных звездочках и длины звена цепи, находится из [ур-ние (112)].

$$N_{\partial} = \frac{[q(L+L_2+H)+2q_0(L+H)]v^3}{150z^2l} =$$

$$= \frac{[39(30+12+10)+2 \cdot 130(30+10)]0,5^3}{150 \cdot 8^2 \cdot 0,3} = 0,54 \text{ л. с.}$$

т. е. благодаря малой рабочей скорости относительно невелика.

Суммарная мощность при положении привода в *B*

$$N_0 = 18,5 + 0,54 \cong 19,0 \text{ л. с.}$$

и мощность на приводном валу, если к. п. д. тройной зубчатой передач

$$\eta = 0,92^3 = 0,78,$$

$$N = \frac{N_0}{\eta} = \frac{19,0}{0,78} = 24,4 \text{ л. с.}$$

Наибольшее ускорение движения цепи [ур-ние (25)]

$$\dot{v}_{\max} = 2\pi^2 \frac{v^2}{z^2 l} = 2\pi^2 \frac{0,5^2}{8^2 \cdot 0,3} = 0,26 \text{ м/сек.}^2$$

и динамическая нагрузка на цепи

$$S_{\partial} = \frac{[(L+L_2+H)q+2(L+H)q_0]3\dot{v}_{\max}}{g} =$$

$$= \frac{[(30+12+10)39+2(30+10)130]3 \cdot 0,26}{9,81} = 985 \text{ кг.}$$

Поэтому наибольшая нагрузка на одну цепь

$$S_{\max} = 1,1 \frac{S_4 + S_{\partial}}{2} = 1,1 \frac{2924 + 985}{2} = 2150 \text{ кг.}$$

Следовательно, выбранная цепь, рассчитанная на рабочую нагрузку в 3000 кг, взята с некоторым избытком и взамен нее может быть принята более легкая цепь, благодаря чему снижается стоимость цепей и уменьшается общее сопротивление движению и мощность.

Проверим еще величину наибольшего отклонения ковшей на горизонтальном участке конвейера.

Вес угля, передвигаемого одним ковшем,

$$p = qa = 39 \cdot 0,6 = 23,4 \text{ кг.}$$

<sup>1</sup> Возрастание натяжения на участке *DC* происходит не по прямой, как показано условно, а по ломаной пунктирной линии.

Сила сопротивления

$$P = pf_1 = 23,4 \cdot 0,6 = 14 \text{ кг.}$$

Угол отклонения ковша находится из ур-ния (102)

$$\operatorname{tg} \sigma = \frac{PA}{2S_{\min}l} = \frac{14 \cdot 508}{2 \cdot 604 \cdot 300} = 0,02,$$

где наименьшее натяжение цепей на грузовой ветви

$$S_{\min} = S_1 + (L - L_2) q_0 w' = 300 + (30 - 12) \cdot 130 \cdot 0,13 = 604 \text{ кг.}$$

Отсюда

$$\sigma = 1^\circ 10',$$

т. е. меньше допустимого.

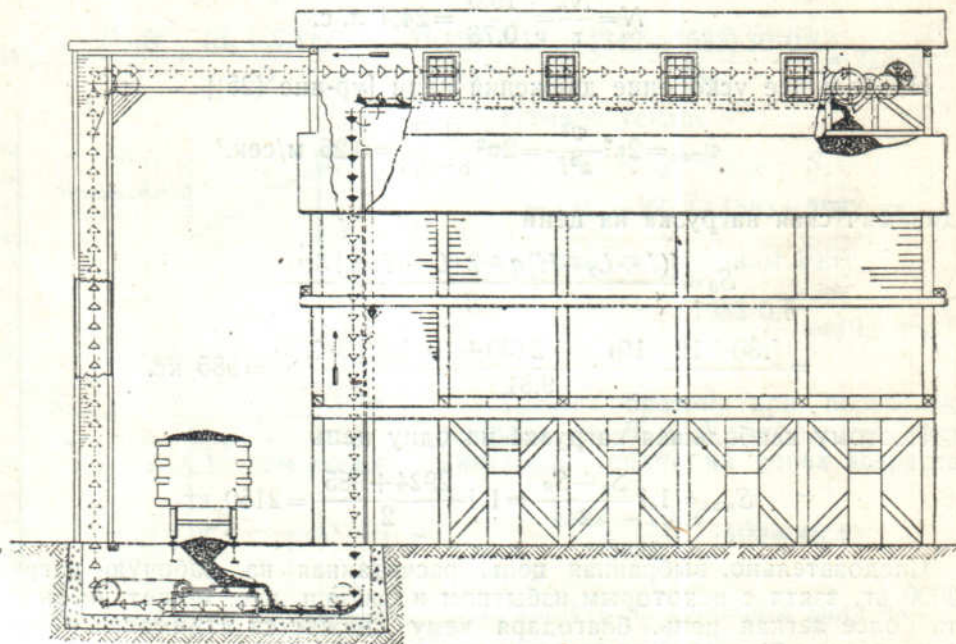
Проверим еще полученную мощность мотора по приближенной формуле (111)

$$N = \frac{3,6 \cdot 130 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 0,5 \cdot 0,13 + 70 [(30 + 12) 0,6 + 10]}{270 \cdot 0,65} = 24,4 \text{ л. с.,}$$

т. е. целиком совпадает с исчисленной выше величиной.

### ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ СКРЕБКОВО-КОВШЕВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

V-конвейеры довольно часто применяются для подачи и распределения угля по бункерам при котельных установках. На фиг. 509 пока-

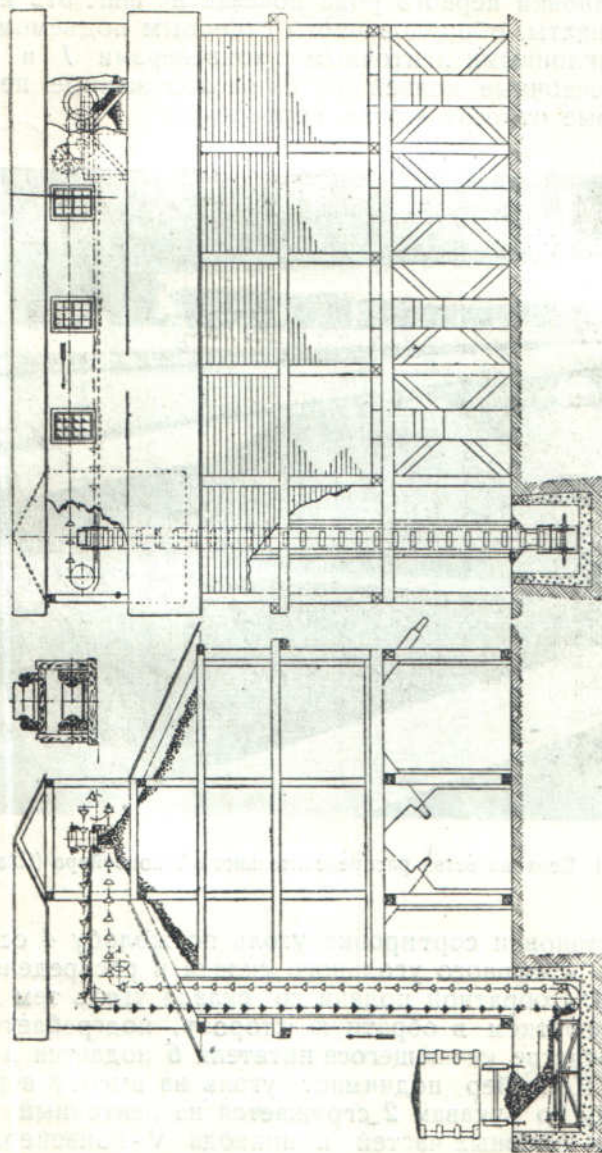


Фиг. 509. Подъем и распределение V-конвейером угля по бункерам (Chain Belt).

зана схема такого рода установки. Уголь, подвозимый в ж.-д. вагонах, выгружается в бункерную яму и через питатель поступает на нижнюю ветвь конвейера, а затем передается ковшами на верхний горизонтальный жолоб, расположенный вдоль бункера. Загрузка бункера ведется через задвижки, устроенные с некоторыми интервалами по всей длине жолоба.



Если, по условию местности, ось ж.-д. колеи и продольная ось бункера располагаются параллельно, как показано на фиг. 510, то загрузка бункера в этом случае может производиться двумя самостоятельными конвейерами. Один из них, подъемный, загружает с помощью питателя, установленного на вертикальной ветви и передает уголь на другой — распределительный — конвейер, расположенный вверх вдоль бункера.



Фиг. 510. Подача угля на бункера котельной двумя последовательными конвейерами (Chain Belt).

Следует заметить, что второй конвейер может быть сделан не скребково-ковшевым, а скребковым.

Недостаток этой установки по сравнению с предыдущей в том, что помимо более сложного оборудования здесь имеет место и перегрузка угля с одного конвейера на другой, что неизбежно увеличивает его измельчение.

На фиг. 511 представлена верхняя горизонтальная ветвь V-конвейера, обслуживающего бункер при котельной установке. Как обычно, материал здесь разгружается через окна в жолобе, закрываемые задвиж-

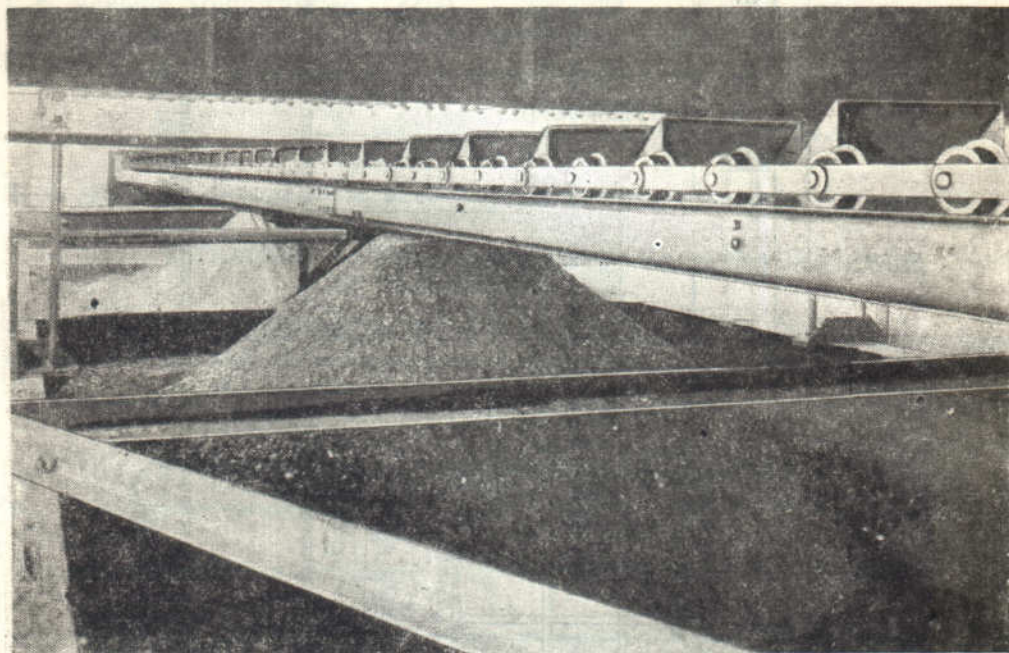


ками. На снимке виден вал реечного механизма задвижки с заклиненным зубчатым блоком и цепью, посредством которых можно открывать и закрывать задвижку, находясь внизу бункера.

Скребково-ковшевой конвейер может быть использован и как передаточное звено между шахтным угольным складом и сортировкой или между промежуточным резервным бункером и сортировкой.

Пример установки первого рода показан на фиг. 512 и 513.

От ствола шахты, оборудованного скиповым подъемом, уголь доставляется двумя наклонными ленточными конвейерами 1 и по рукавам 2 передается на ленточные конвейеры 3, расположенные перпендикулярно к первым, которые относят его на сортировку.



Фиг. 511. Верхняя ветвь распределительного V-конвейера (Chain Belt.)

В случае остановки сортировки уголь по жолобу 4 ссыпается в первичный штабель резервного угольного склада и распределяется по складу скрепером. Для обратной подачи со склада уголь тем же скрепером обращенным отверстием в обратную сторону, подгребается к яме 5, а из нее при помощи качающегося питателя 6 подается в нижний жолоб V-конвейера 7. Конвейер поднимает уголь на высоту верхней площадки, откуда уголь по рукавам 2 сгружается на ленточный транспортер 3.

Конструкция опорных частей и привода V-конвейера показана на фиг. 513. Из нее видно, что груженная восходящая ветвь заключена в защитный кожух по всей своей длине, а порожняя нисходящая ничем не закрыта и проходит только короткие направляющие, воспринимающие прижимающее усилие, образующееся вследствие отклонения ветви от вертикали на натяжном устройстве.

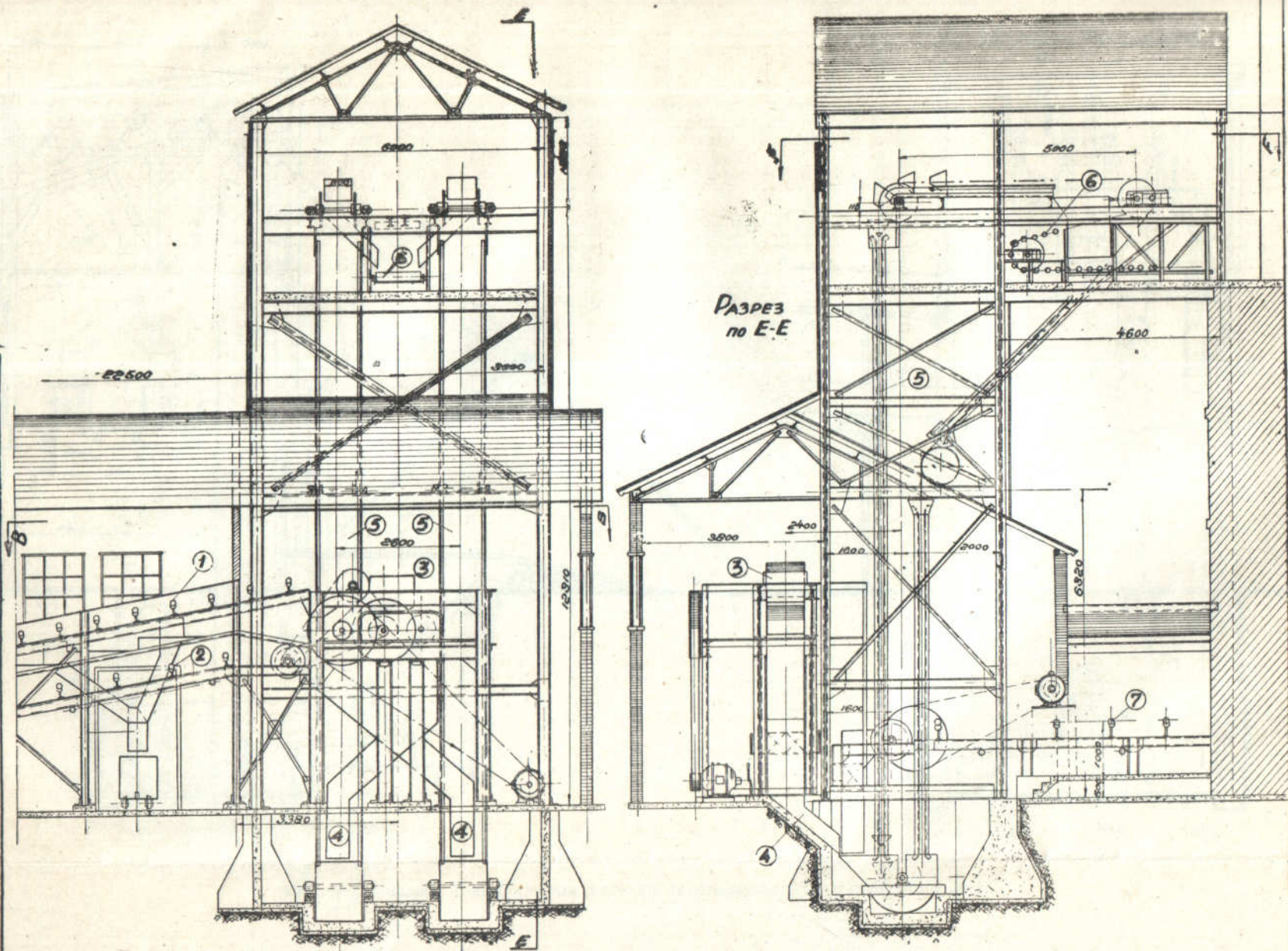
Иная схема скребково-ковшевого конвейера, служащего для подъема угля, доставляемого от промежуточного бункера, представлена на фиг. 514.

Выгруженный из скипов рудничного подъема уголь поступает на грохот, на котором отсеивается на два класса. Из крупного угля на верхней тихоходной ленте 1 производится отборка породы, мелкий уголь транспортируется по нижней быстроходной ленте 2.



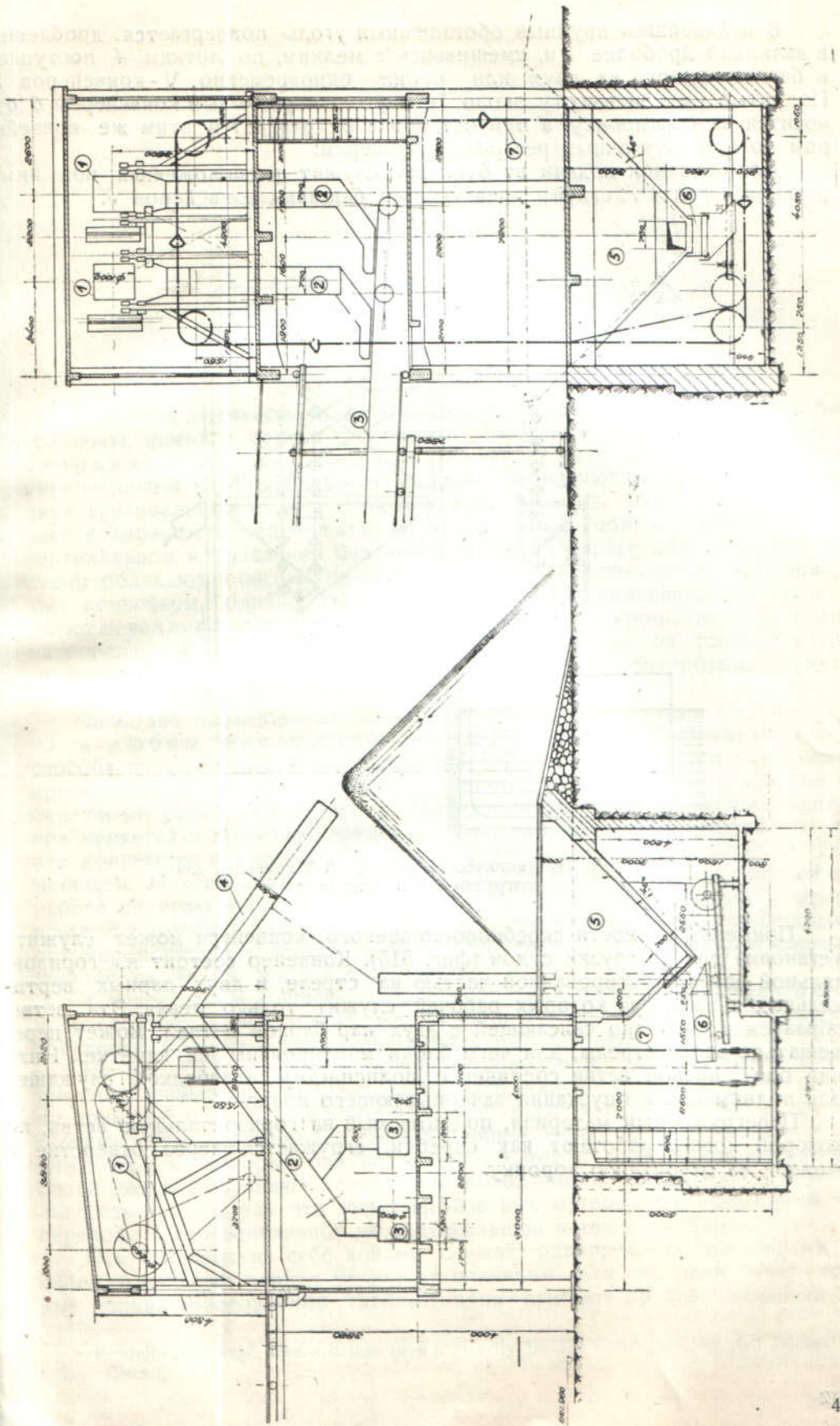






Фиг. 514. Подача угля V-конвейером от промежуточного бункера на сортировку (Шахтострой).

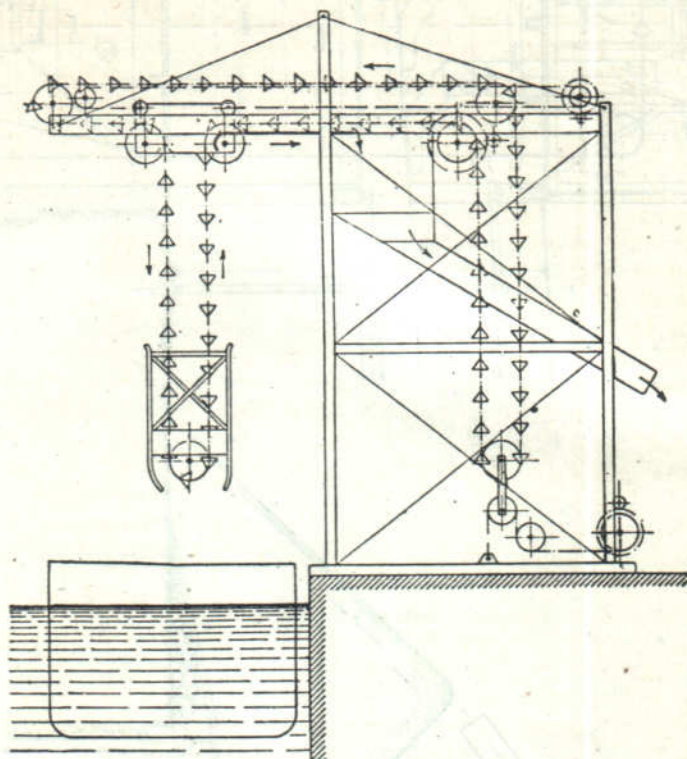




фиг. 512. Подъем V-конвейером угля со скреперного склада (Шахтострой).

В дальнейшем крупный обогащенный уголь подвергается дроблению в валковой дробилке 3 и, смешиваясь с мелким, по лоткам 4 поступает в башмак одного из двух или обоих одновременно V-конвейеров 5. Поднятый ими на высоту около 14 м уголь скребковым конвейером 6 относится на сортировку, а при остановке ее раздается этим же конвейером по промежуточным резервным бункерам.

Для обратной подачи от бункеров служит расположенная под ними резиновая лента 7, сгружающая уголь в башмаки конвейеров 5.



Фиг. 515. Телескопический подвесной V-конвейер для разгрузки судов (Link-Belt).

Примером гибкости скребково-ковшевого конвейера может служить установка для разгрузки судов (фиг. 515). Конвейер состоит из горизонтальной ветви, монтированной частью на стреле, и двух парных вертикальных ветвей, из которых рабочей служит только левая. Эта ветвь, образуемая свободно свисающей с двух пар блоков петель, может перемещаться вдоль стрелы, для чего блоки монтированы на каретке. Нижний блок правой ветви соединен с полиспастом и лебедкой, служащей для поднимания и опускания зачерпывающего конца.

Перегружаемый материал, поднимаемый на горизонтальную ветвь, по которой ковши работают как скрепки, сгружается через отверстие в жолобе на отводящую воронку.



## ГЛАВА IV

### КОВШЕВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ<sup>1</sup>

#### § 1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И КЛАССИФИКАЦИЯ

Ковшечные конвейеры применяются для перемещения угля, породы, шлаков, золы, камня и других кусковых и сыпучих материалов по любому направлению. Чаще всего они состоят из двух бесконечных цепей с укрепленными на них шарнирно ковшами, образующими обычно не менее двух вертикальных и двух горизонтальных ветвей. Такое их устройство дает возможность перемещать материал как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении без промежуточной перегрузки. Этим же свойством обладают и рассмотренные в предыдущей главе скребково-черпаковые конвейеры, однако конвейеры со свободно подвешенными ковшами имеют перед ними то преимущество, что они не дают крошения и истирания материала, как в скребково-черпаковых конвейерах на горизонтальной ветви при перемещении по способу скребков и на поворотных пунктах при зачерпывании.

Свободно подвешенные ковши позволяют легко опораживать их в любом месте с помощью очень простых и компактных приспособлений; поэтому ковшечные конвейеры с особым успехом можно применять как распределительные в закрытых помещениях с малыми габаритными размерами в высоту. Производительность ковшевого конвейера меняется в широких пределах. Так, например, при работе по углю эти конвейеры встречаются с производительностью 5—6 т/час и даже меньшей. Максимальная производительность по каталожным данным при работе по углю достигает 380 т/час, но на отдельных установках превышает это значение. Наибольший размер кусков материала, допускаемый при перемещении в стандартных, изготавливаемых иностранными фирмами ковшах, около 450 мм в поперечнике.

К недостаткам ковшевых конвейеров надо отнести сравнительно большую сложность изготовления их, большое количество шарниров, высокий собственный вес и высокие первоначальные затраты.

На фиг. 516 дана схема ковшевого конвейера, перемещающего материал без перегрузки горизонтально, вертикально и снова горизонтально, но только в одной вертикальной плоскости. К двум длиннозвеньевым цепям шарнирно подвешены ковши. Центр тяжести ковшей лежит ниже осей, на которых они подвешены, а потому при любом направлении цепей ковши сохраняют устойчивое положение и перемещаются параллельно самим себе, так что засыпанный в них материал не высыпается при переходе с горизонтальной на вертикальную ветвь и наоборот.

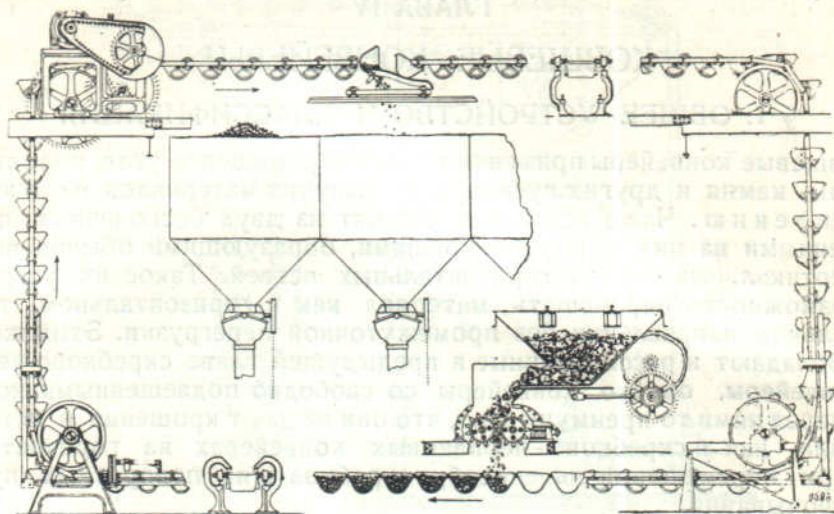
Оси, несущие на себе ковши, служат одновременно шарнирами для цепей, причем на концах их между планками или вне цепи сидят ходовые ролики. Бесконечные тяговые цепи огибают по две звездочки или

<sup>1</sup> Pendelbecherwerke, Becherketten (нем.); Gravity Bucket Conveyors, Pivoted Bucket Conveyors (англ.).



по два шкива на каждом поворотном пункте. Иногда вместо направляющих звездочек на поворотных пунктах устанавливаются направляющие шины, как имеющие более простую конструкцию. При этом ковши свободно проходят между парными звездочками и между шинами. На схеме фиг. 516 звездочки слева сверху приводные и справа внизу — натяжные, две другие пары звездочек только направляющие.

Подача материала в ковши производится на нижней горизонтальной ветви конвейера. Перемещаемый материал (в данном случае уголь) сгружается в яму, из нее подается питателем (качающимся столом) к дробилке, и пройдя через нее сыпается в ковши. Ковши разгружаются на верхней горизонтальной ветви конвейера, для чего к их боковым



Фиг. 516. Схема ковшевого конвейера с движением в одной вертикальной плоскости.

стенкам прикреплены фасонные бугели, которыми они упираются при движении конвейера о нажимную шину, передвигающуюся вдоль разгрузочного фронта на каретке, и наклоняются до полного опораживания.

Если ковш после разгрузки не принимает нормального положения, что наблюдается иногда при загрязнении шарниров осей или вследствие застывания смазки при низкой температуре зимой, то двигаясь в таком положении далее, он может задевать за неподвижные части конвейера, например за питающее устройство или предохранительные борты, устраиваемые вдоль пути погрузки материала, отчего может произойти деформирование или поломка ковша либо даже разрыв цепей. Для предотвращения аварии, у разгрузочного устройства устанавливается электрический выключатель, так что если ковш движется повернутым, то он прежде всего задевает за контакт и выключает двигатель.

Для предупреждения возможного при перерывании тока самопроизвольного обратного движения конвейера под действием веса грузовой вертикальной ветви, на конвейере устанавливается, как на элеваторе, стопор или автоматический тормоз, начинающий действовать в момент остановки двигателя.

Кроме рассмотренного основного типа ковшевого конвейера, характеризующегося, как указывалось, тем, что материал на нем перемещается в одной вертикальной плоскости, имеются еще типы ковшевых конвейеров для перемещения в любом направлении. Это достигается применением специальных конструкций цепей одним из двух способов—либо движением конвейера по криволинейному участку в горизонтальной плоскости, либо поворотом цепей по винтовой линии вокруг продольной оси—



на вертикальной ветви. Для первого рода движения цепи делают как с горизонтальными, так и с вертикальными поперечными шарнирами, последовательно между собой чередующимися. Во втором случае с поперечными горизонтальными шарнирами чередуются продольные шарниры, расположенные центрально вдоль оси конвейерной ленты.

Конвейеры этой группы, отличающиеся от обычного типа направлением движения, могут быть названы „пространственными“.

По расстоянию между ковшами различают также два типа конвейеров. В первом типе ковши подвешены с некоторыми интервалами так, что между ними остаются свободные просветы. Во втором типе ковши идут непрерывно один за другим и зазоры между ними перекрываются либо отогнутыми кромками соседних ковшей (фиг. 528, 531 и др.), либо осями ходовых роликов, либо под зазорами устраиваются особые карманы, укрепленные на ковшах или цепях и подхватывающие материал, попадающий в зазоры между ковшами. Один тип от другого существенно отличается способом питания ковшей: отдельными порциями или непрерывной струей материала. Конструктивные особенности обоих типов конвейеров разобраны ниже.

По роду тягового элемента ковшевые конвейеры разделяются на цепные, канатные и комбинированные. В последних гибкий орган состоит из последовательно чередующихся частей цепи и каната.

## § 2. ДЕТАЛИ КОВШЕВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

### 1. ЦЕПИ И КОВШИ

#### а) Типы цепей и ковшей

Чаще всего в качестве тягового элемента ковшевого конвейера применяются длиннозвенные цепи со штампованными или литыми стальными звеньями, в отдельных случаях цепи из ковкого чугуна. С увеличением шага цепи, как известно, уменьшаются их вес, стоимость, число шарниров, но требуется увеличение диаметра ведущих звездочек и направляющих устройств. При большой длине конвейера повышенные затраты на ведущие и направляющие детали обычно окупаются экономией на весе и стоимости цепей.

Шаг тяговых цепей ковшевого конвейера в типовых конструкциях принимают от 350 до 1000 мм; „Транстехпром“, например, принимает 350 мм и 650 мм, Pohlrig—350 мм, Hunt от 508 до 1067 мм, Stephens-Adamson 457—915 мм и пр. Шаг цепи обыкновенно равняется расстоянию между ковшами, а в более тяжелых конструкциях половине этого расстояния. Для устранения возможности перекручивания, сохранения строго постоянного расстояния между осями цепей и создания жесткости в поперечном направлении, цепи соединяются между собой сквозными осями. В более редких случаях сквозные оси не устанавливаются вовсе, а распорной и соединительной деталью между цепями служат сами ковши, укрепляемые на цепях на коротких консольных выступах шарнирных роликов.

Собственный вес движущихся частей ковшевых конвейеров довольно высок, общая длина их достигает значительных величин и шаг цепей принимается большим, а поэтому для уменьшения динамических нагрузок на цепи, а также на приводные и отклоняющие звездочки, рабочие скорости следует назначать сравнительно небольшими. Отрицательным последствием неравномерности хода и рывков на ковшевых конвейерах является кроме того раскачивание ковшей, особенно опасное, когда периоды коле-

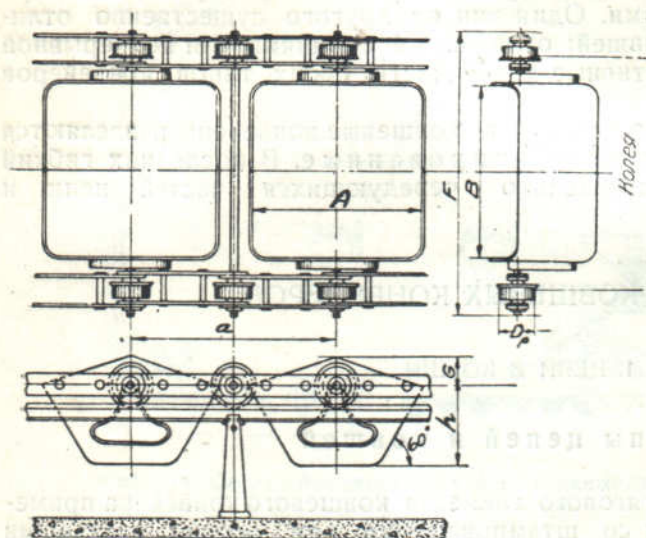


бания и неравномерности хода совпадают или кратны между собой. Собразуясь с этим, рабочие скорости выбираются в пределах 0,15—0,40 м/сек.

Ковши изготавливаются либо сварные или клепаные из листовой стали и армированные уголками с толщиной стенок 2—4 мм, либо стальные литые, либо литые из ковкого чугуна с толщиной стенок 4—6 мм. В боковых стенках ковша выше центра его тяжести делаются „глазки“ для пропуска оси, соединяющей цепи конвейера.

Размеры ковшей так же, как и шаг цепи, оказывают существенное влияние на стоимость и вес всего конвейера, а также на расход мощности.

Для уменьшения веса подвижных частей конвейера выгоднее повышать до известного предела емкость ковшей, увеличивая в связи с этим расстояние между ними.



Фиг. 517. Ковши конвейера Hunt'a с сквозными осями и плоским дном.

Это следует из того, что вес ковшей увеличивается значительно медленнее их емкости. Однако с повышением емкости ковшей увеличиваются габаритные размеры и стоимость опорных конструкций.

Форма ковшей, расположение их на цепях и устройство шарниров для их прикрепления зависят от характера перемещаемого материала и способа подачи его на конвейер.

На фиг. 517 показаны элементы ковшевого конвейера американской фирмы Hunt. Тяговые цепи состоят из стальных

штампованных звеньев, соединяемых между собой помимо шарниров распорными стерженьками.

Жесткость соединения обеих цепей между собой обеспечивается сквозными шарнирными осями, которые кроме того несут на своих концах опорные ролики и отчасти служат для перекрытия зазора между ковшами. Ковши изготавливаются фирмой из ковкого чугуна с толщиной стенок 4—5 мм или из листовой стали толщиной 2—4 мм. Они подвешиваются на выступах шарнирных валиков. Такой способ подвешивания ковшей дает возможность оставить все их сечение открытым, благодаря чему крупнокусковой материал может беспрепятственно нагружаться в ковши и выгружаться из них. На обоих боковых стенках ковша укреплено по кулаку или бугелю, служащему для опрокидывания ковша в месте разгрузки. Кулак очерчен по кривой с таким расчетом, чтобы, встретившись в пункте разгрузки с нажимной шиной, он плавно поворачивал ковш вокруг его оси. Такой конструкцией приспособления для разгрузки достигается более спокойный ход всей движущейся системы и удлиняется срок службы конвейера.

Угол наклона стенок ковша относительно горизонта составляет 60°, чем при повороте ковшей на 90° обеспечивается опораживание их при сухом и не липком материале исключительно под влиянием силы тяжести самого материала. Основные данные о ковшевых конвейерах Hunt'a при работе по углю приведены в таблице 77.



Основные размеры ковшевых конвейеров Нипп'а (по фиг. 517)

№	Произв-датель по углу $\tau$ /час	Рабочая скорость м/сек.	Цепи			Ковши			Вес ков-шей с цепями кг/м	Вес угля в ковшах кг	Диаметр ходов. ролика $D_p$	Ширина колеи $C$
			Шаг цепи $l = \frac{a}{2}$ мм	Попер. размер звена мм	Допуск. натяжение цепи кг	Попереч. размеры $B \times A$ мм	Глубина $h$ мм	Толщина стенок $B_M$				
1	16—24	0,10—0,15	508	76×10	6800	508×381	229	4,8	28,3	22,7	127	552
2	20—30	"	"	"	"	508×457	"	"	36,8	29,4	"	629
3	47—57	0,20—0,25	712	83×10	7600	{610×457 707×457}	273	{3,4 6,4}	{104 127}	45,3	"	638
4	55—69	"	"	"	7600	610×610	"	{3,4 6,4}	68	54,4	"	790
5	69—86	"	"	"	"	610×762	"	{4,2 6,4}	85	68,0	"	953
6	91—135	0,20—0,30	890	102×10	8500	762×762	356	"	141,5	113	152	978
7	111—170	"	"	102×13	10000	762×914	"	"	170	136	"	1131
8	155—270	"	1067	114×10 {двойные звенья}	20000	991×762	445	4,8	283	228	"	1089
9	188—330	0,20—0,35	"	"	"	991×914	"	"	340	272	"	1241
10	220—380	"	"	"	"	991×1067	"	"	397	317	"	1394



Харьковский завод им. Шевченко изготавливает также аналогичные описанной конструкции ковши с плоским дном и короткими поддерживающими цапфочками, причем шаг цепи принят 700 мм, расстояние между осями ходовых роликов 800 мм и глубина ковша 300 мм.

На фиг. 518 показан ковш конвейера, запроектированный Союзтранстехпромом (Транстехконторой) для второй ленинградской ГЭС. Ковш клепаный из листового железа с толщиной боковых и торцевых стенок 4 мм. Верхняя кромка усилена поясом из полосового железа сечением 25×5 мм. Как видно из чертежа, для клепаной конструкции потребовалось 130 заклепок на ковш, а именно: заклепки полукруглые по ОСТ 184 размером 8×30 мм—12 шт.; 6×15 мм—40 шт.; 6×20 мм—68 шт.; 6×22 мм—10 шт. Понятно, что при таком количестве заклепок клепаная конструкция ковша обходится дороже сварной и получается тяжелее ее, а поэтому в последнее время и за границей и у нас клепку заменяют электросваркой. В ближайшее время электросварка при изготовлении ковшей очевидно вытеснит клепаные конструкции.

На боковой стенке ковша свободно насажен на приклепанной цапфочке упорный ролик, служащий для опрокидывания ковша и действующий аналогично кулаку в предыдущей конструкции.

При мелкокусковом материале ковши могут быть подвешены на сквозных осях, благодаря чему уменьшается перекося и изнашивание роликов, обеспечивается большая жесткость соединений. Однако, помимо затруднительности загрузки и выгрузки кускового материала, наличие пересекающей ковш оси при перемещении пылящих материалов способствует более быстрому загрязнению шарниров ковша, отчего он становится менее подвижным на оси.

На фиг. 519 показана деталь подвески ковша предыдущего типа на тяговых цепях. Ковши опираются на короткие цапфочки. Уменьшение влияния перекося цапфочек на правильное положение ковшей предусмотрено устройством специальных шаровых шарниров, дающих возможность им самостоятельно устанавливаться. Сложность изготовления таких шарниров вряд ли оправдывает себя на практике.

Одно из достоинств описанной системы—удобство смены ковшей без разборки цепей. Для той же цели в некоторых конструкциях ковшей со сквозными болтами делается разъемный глазок.

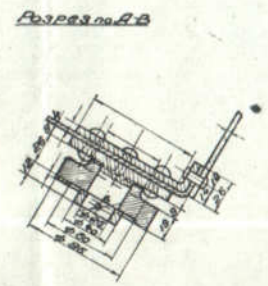
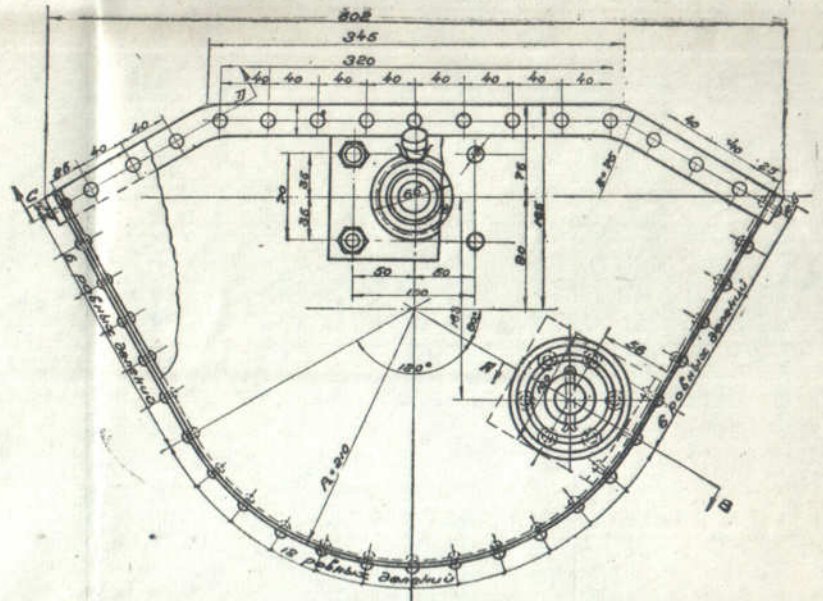
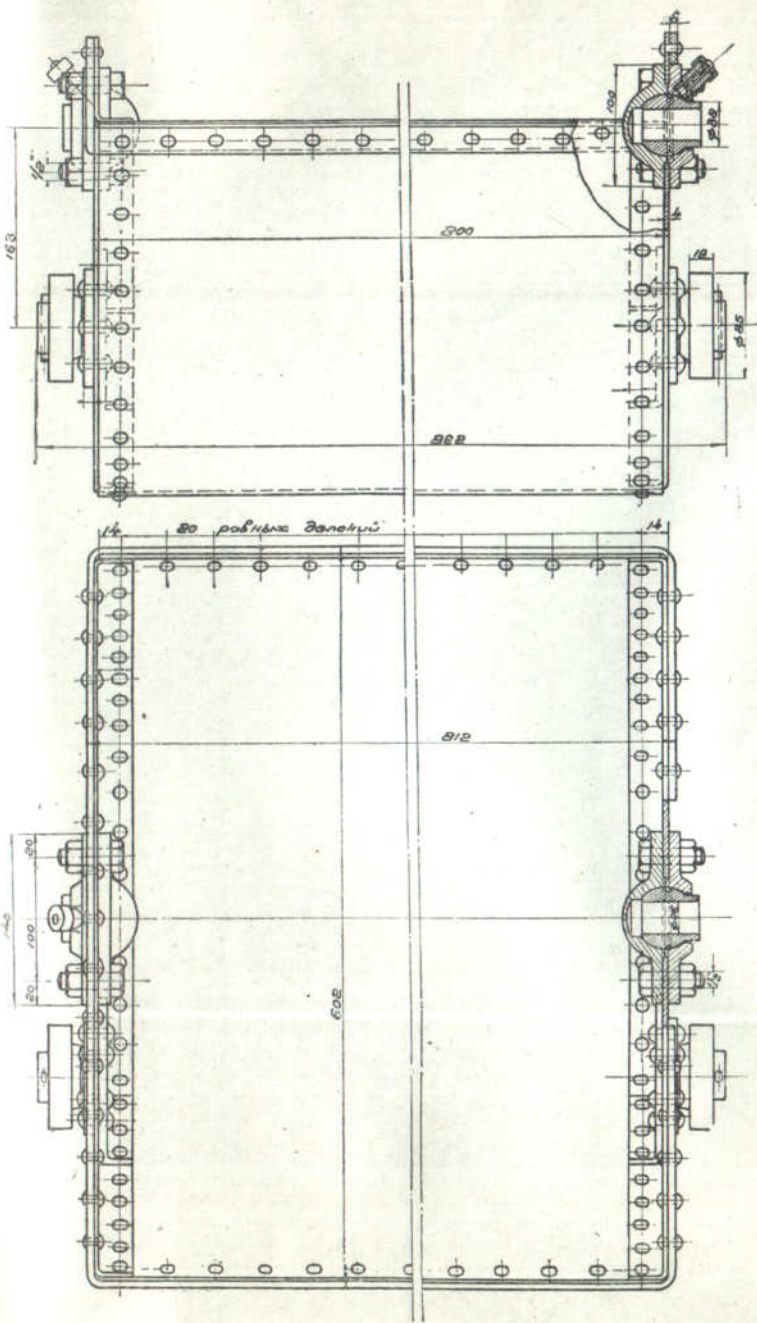
Характеристика ковшей в изготовлении фирмы Pohlіg, основные размеры конвейеров и данные их производительности при скорости 0,15—0,20 м/сек. приведены в таблице 78. Ковши здесь имеют закругленное дно, а не плоское, как это делалось в первоначальных конструкциях, так как практика показала, что при закругленном дне материал меньше налипает на стенки и ковши лучше опоражниваются.

Таблица 78

Ковшечные конвейеры Hunt-Pohlіg

Производительн. по углу т/час	Рабоч. скорость м/сек	Шаг цепи мм	Ширина колеи мм	Расстояние между осями ковшей мм	Ковши			Вес пог. м ковшей с цепями кг	Диаметр ходовых роликов мм	Диаметр зубчатых барабанов
					ширина мм	длина мм	глубина мм			
8—10	0,15—0,20	350	520	350	300	280	145	80	100	1760
15—20	"	"	670	"	450	290	190	50	"	"
25—30	"	"	850	700	600	600	260	120	130	2 090
40—50	"	"	1 050	"	800	"	280	140	"	"
60—90	"	"	1 250	"	1 000	"	350	170	"	"



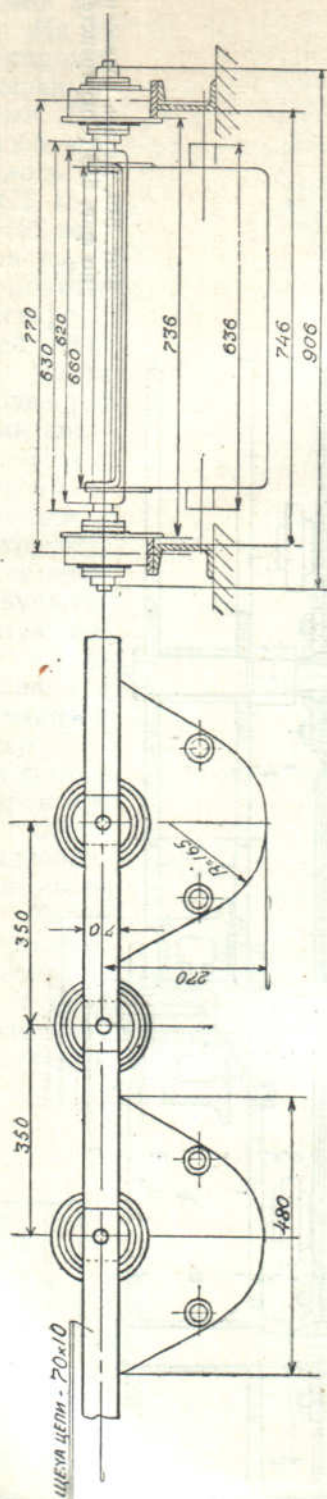


Фиг. 518. Ковши клепаной конструкции с роликом для опрокидывания (Союзтранстехпром).





На фиг. 520 приведена деталь ковшевого звена по проекту Союзтрансхрома, исполненному для углеподачи завода „Красный строитель“.



Фиг. 520. Ковши на сквозных осях (Союзтрансхром).

Ковши имеют закругленную форму и подвешены на сквозных осях. Так как для опрокидывания ковшей здесь применены вместо симметричных двусторонних кулаков (бугелей) упорные ролики, то этих роликов на боковой стенке принято два для возможности реверсирования хода конвейера или применения одной и той же конструкции ковшей на конвейерах с разным направлением движения. Из этих двух роликов всегда работает передний по направлению движения.

В ковшевых конвейерах Schenck (фиг. 521) ось также пересекает ковш. Опорные ролики вынесены вне цепей и установлены на консолях оси, а не между пластинами цепей, как в предыдущих конструкциях. При таком укреплении ходовых роликов ширина конвейера увеличивается, но облегчается профилирование криволинейных направляющих малого радиуса, так как они монтируются не в одной вертикальной плоскости с цепями, и кроме того сильно упрощается смена роликов. Цепь выполнена из полосовой стали и ковши имеют закругленное дно по примеру прежней конструкции.

На фиг. 522 представлена деталь конвейера Schenck с одностержневыми цепями, состоящими из стальных пластин, расположенных плашмя. К этим пластинам приклепаны проушины, шарнирно насаженные на оси ходовых консольных роликов.

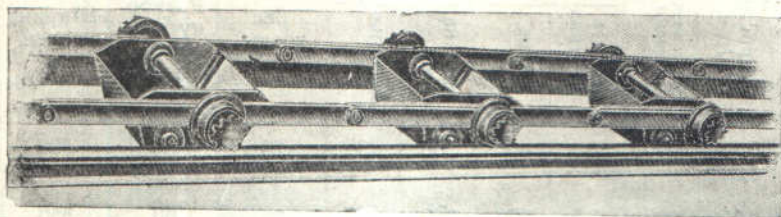
Для опрокидывания ковшей, как и в конструкции на фиг. 521, служат два упорных ролика. В таблице 79 приведены основные размеры конвейеров Шенка.

На фиг. 523 представлены элементы конвейера АТГ, на стальных цепях с шагом 1000 мм. Шаг ковшей, в зависимости от заданной производительности и кусковатости материала, принимается 4-2-1 м. Ходовые ролики сидят между звеньями цепи. Для смазки цапф роликов предусмотрены автоматически подкручиваемые штаufferные маслоленки. Для удобства смены ковшей они имеют сверху в боковых стенках вертикальные прорезы и шарнирные буксочки крепятся на них на шурупах.

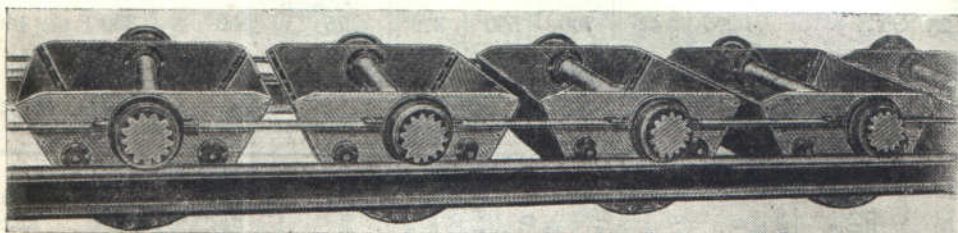
Размеры ковшей и производительности конвейеров АТГ приведены в таблице 80.

На фиг. 524 показаны детали конвейера с длиннозвенной цепью и ковшами большой емкости, запроектированного ленинградским отделением Гипрошахт, для доставки по Ленинской штольне шахты № 1 Уралугля.

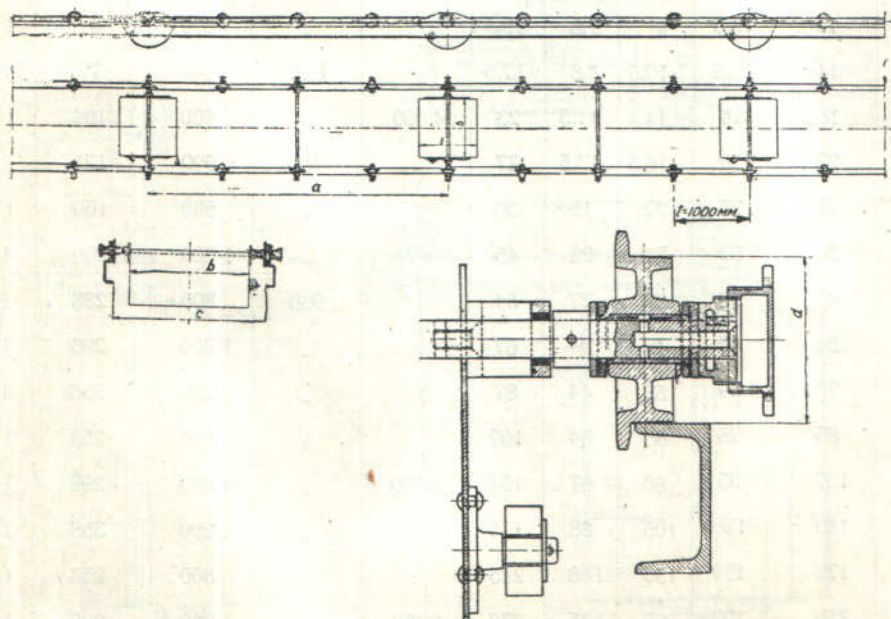
Конструкция в основном сходна с предыдущей. Так же, как и в конструкции АТГ, сквозная ось пересекает отверстие ковша и ковши



Фиг. 521. Конвейер с расставленными ковшами, на консольных роликах (Schenck).



Фиг. 522. Конвейер Schenck'a с одностержневыми цепями.



Фиг. 523. Конвейер АТГ на цепях с шагом 1 м.



Основные размеры конвейеров Schenck<sup>1</sup>

Производительность (по углю) т/час	Скорость м/сек.	Расст. между ковшами мм	Ковши				Вес ковша кг	Размер кусков угля мм	Ширина колеи мм	Диаметр ролика мм
			емкость в литрах	длина мм	ширина мм	глубина мм				
6—12	0,15— 0,30	900	8	400	300	230	20	60	500	100
7—14	0,15— 0,30	900	9,5	400	350	230	25	60	550	100
10—20	„	900	15,0	450	400	260	35	80	600	120
12—24	„	900	17,0	450	450	260	42	100	650	120
20—40	„	1 200	36	700	500	370	65	120	700	140
25—50	„	1 200	42	700	550	370	75	150	800	140

Таблица 80

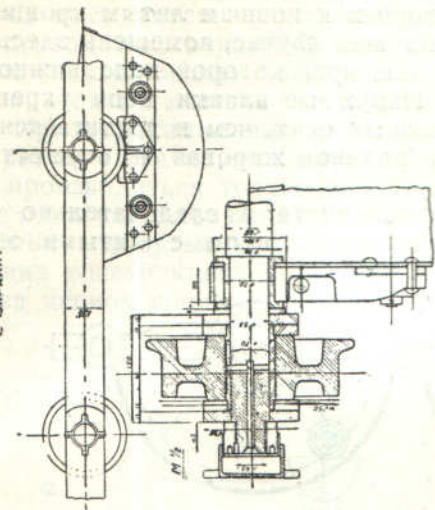
## Ковшечные конвейеры АТГ

№	Производительность т/час					Р:стояние между ков- шами мм	Размеры ковшей			Ширина колеи мм
	антрацит $\gamma = 0,8$ т/м <sup>3</sup>	курн. угли $\gamma = 0,7$	зола $\gamma = 0,6$	кокс $\gamma = 0,5$	соль $\gamma = 1,0$		длина мм	ширина мм	емкость в литрах	
1	6,2	5,5	4,6	4,5	7,7		500	400	34	640
2	9,2	8	6,7	5,8	11,5		„	600	50	840
3	12	10,5	9	7,8	15,4		„	800	67	1 040
4	14	12,5	10,5	8,8	17,5		620	600	78	840
5	18,5	16	14	11,5	23	4 000	„	800	104	1 040
6	22	19	16,5	13,5	27		780	600	121	840
7	29	25	22	18	36		„	800	160	1 040
8	36	32	27	23	45		„	1 000	200	1 240
9	43	38	32	27	54		960	800	238	1 040
10	54	47	40	34	67		„	1 000	296	1 240
11	70	60	52	44	87		„	1 200	358	1 440
12	85	75	65	54	107		„	800	238	1 040
13	107	95	80	67	134	2 000	„	1 000	296	1 240
14	140	120	105	88	175		„	1 200	358	1 440
15	170	150	130	108	215		„	800	238	1 040
16	215	190	160	135	270	1 000	„	1 000	296	1 240
17	280	250	210	175	350		„	1 200	358	1 440

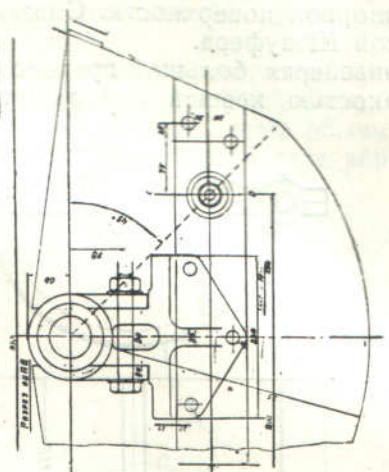
<sup>1</sup> „Конструирование и расчеты“ т. III, 1929, стр. 293, Академическое издательство, Ленинград)

M 1 : 5

2-й вариант

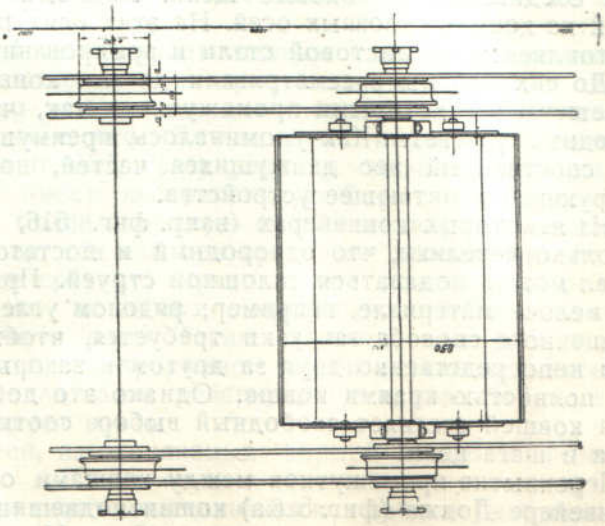
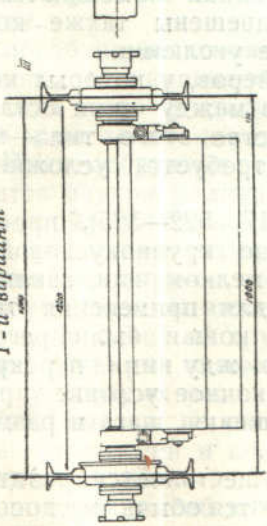


M 1 : 2



M 1 : 5

1-й вариант



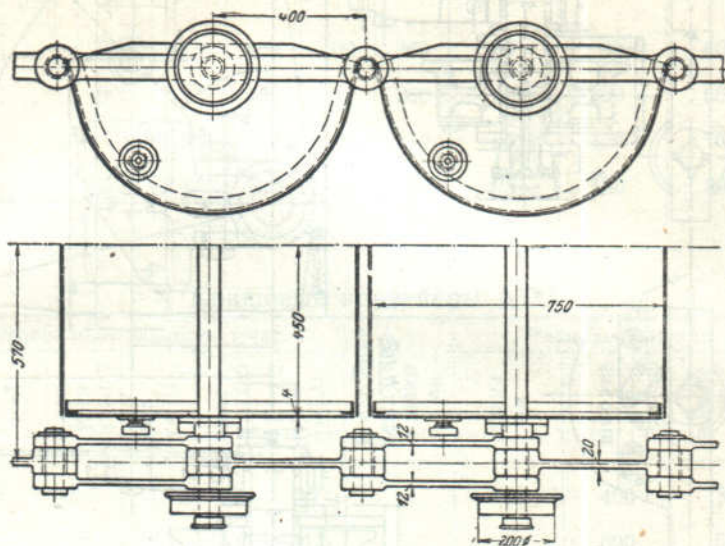
Фиг. 524. Конвейер на цепях с шагом 1 м для доставки по штольне (Гипрошахт).



можно снимать, не разбирая тяговых цепей. Для этого ковш крепится специальными скобами, охватывающими ось и присоединяемыми с помощью сквозных болтов к приклепанным к ковшам литым кронштейнам,

Ходовые ролики, как и в предыдущем случае, помещены здесь между планками цепи и вращаются на втулке, края которой неподвижно укреплены во внутренних планках цепи. Наружные планки цепи укрепляются одним из обычных способов на сквозных осях, чем и достигается увеличение опорной поверхности. Смазка роликов жировая и осуществляется масленкой Штауфера.

В конвейерах большой производительности, а следовательно с большой емкостью ковшей применяются иногда цепи с литыми звеньями



Фиг. 525. Конвейер с цепями литой стали (Stotz).

Такая цепь показана на фиг. 525. Она состоит из последовательных одинарных и двойных звеньев с шагом 400 мм. Звенья отливаются из мартеновской стали, обработке подвергаются только отверстия для шарнирного соединения и боковые щеки. Ходовые ролики помещаются вне цепей на концах сквозных осей. На этих осях подвешены также ковши, изготовляемые из листовой стали и армированные уголками.

До сих пор мы рассматривали детали конвейеров, у которых ковши подвешены с некоторыми промежутками так, что между ними остаются свободные просветы. Как упоминалось, преимущество этого типа—меньший собственный вес движущихся частей, но требуется усложненное дозирующее и питающее устройства.

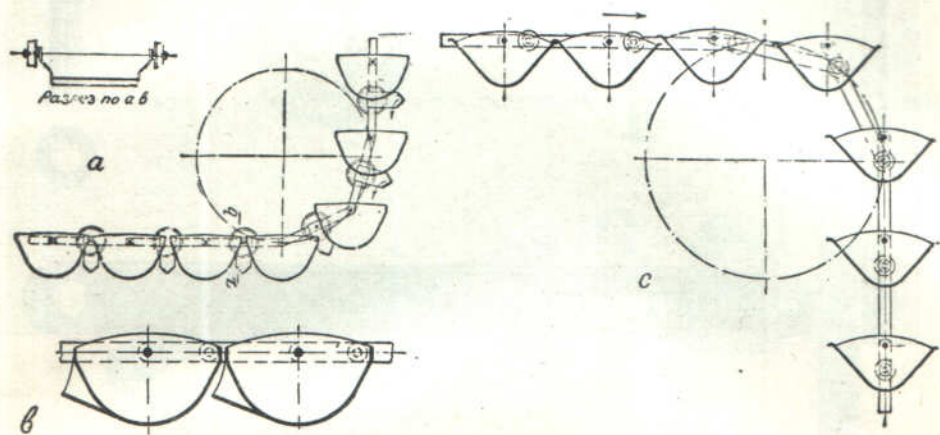
На некоторых конвейерах (напр. фиг. 516, 517, 522—525), просветы настолько невелики, что однородный и достаточно крупнокусковой материал может подаваться сплошной струей. При мелком или заключающем мелочь материале, например, рядовом угле, для применения такого упрощенного способа загрузки требуется, чтобы ковши были расположены непосредственно друг за другом и зазоры между ними перекрывались полностью краями ковша. Однако это добавочное условие применения ковшей стесняет свободный выбор соотношения шага и размеров ковша и шага цепи.

Перекрывание промежутков между ковшами осуществляется различно. В конвейере Доджа (фиг. 526 а) ковши подвешиваются обычным способом, с небольшими промежутками между ними. Между этими промежутками, посредине звеньев цепи, жестко укрепляются небольшие вспомога-



ные желобки, в которые и попадает материал, просыпающийся через щели между ковшами. При переходе на вертикальную ветвь содержимое желобков высыпается в ковши так, что потери материала не происходит. В другой конструкции Доджа (фиг. 526 б) тоже оставляется небольшой промежуток между ковшами, но материал, попадающий в этот промежуток, подхватывается карманом, приклепанным к боковой стенке ковша. При опрокидывании ковша одновременно высыпается и содержимое кармана. Понятно, что опрокидывание ковшей на таком конвейере может производиться только в одну сторону.

Еще один наиболее принятый способ перекрытия щелей между ковшами с помощью отогнутых кромок виден на фиг. 526с (Link-Belt). В обеих последних конструкциях ковши не могут быть подвешены обычным способом на цепном шарнире, так как на криволинейном участке карман или



Фиг. 526. Способы перекрытия щелей между ковшами (Dodge и Link-Belt).

отогнутый край задевал бы соседний ковш. Поэтому ковши здесь подвешиваются к удлиненным внутренним планкам цепи, чем и достигается беспрепятственное их перемещение на закруглениях.

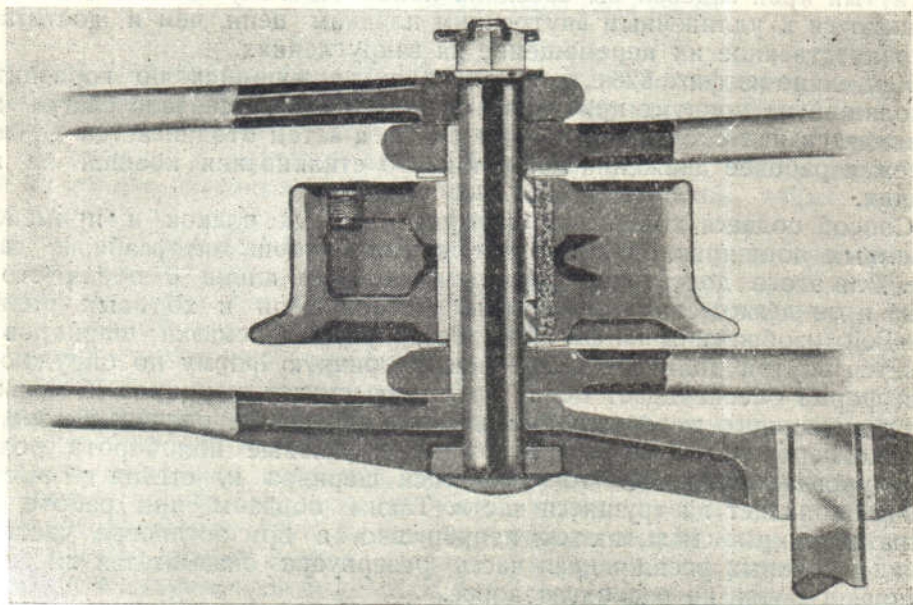
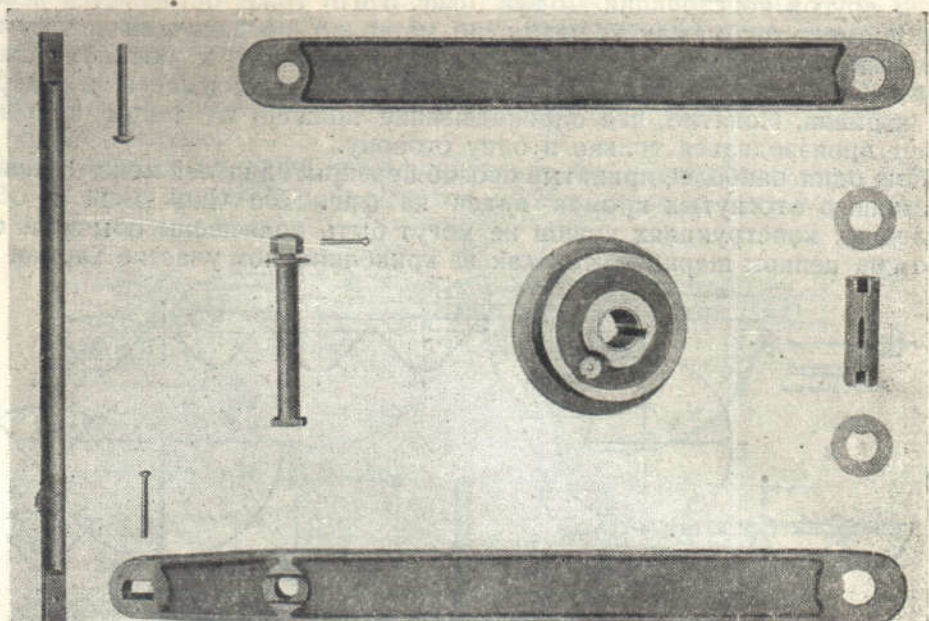
Как видно из фиг. 526с, каждый ковш, движущийся по горизонтали и входящий на кривую, при таком способе подвеса сначала слегка приподнимается над соседним, идущим сзади, а затем отодвигается от него, опережая рабочее движение цепи, так что столкновения ковшей не происходит.

Способ подвеса ковшей на выступах цепных планок и применение съемных подшипников позволяет снимать ковш, не разбирая самой цепи. Для этого достаточно выбить по две шпильки с обеих сторон ковша и он легко снимается с оси. Детали цепи и ходовых роликов Link-Belt изображены на фиг. 527. Резервуар для смазки шарниров помещается внутри ролика и имеет несимметричную форму по окружности. Такая форма обеспечивает более надежную смазку шарниров и меньший расход смазочного материала, так как при вращении ролика смазка интенсивно переливаясь по резервуару через каждые пол оборота ролика, имеет уровень то ниже, то выше оси шарнира и, стекая с выступа прилива, попадает на трущиеся части. Таким образом, при работе конвейера шарниры смазываются непрерывно, а при остановке часть роликов, у которых расширенная часть резервуара оказывается ниже оси шарнира, смазки не расходует вовсе.

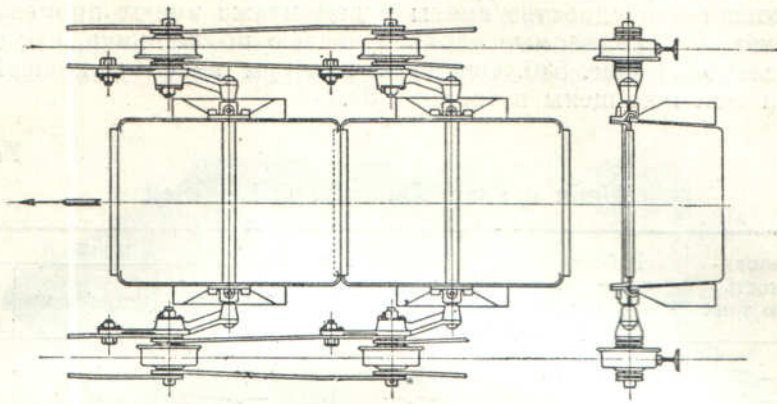
Размеры цепей и ковшей, изготовляемых фирмой Link-Belt, помещены в таблице 81.

Еще один способ консольного подвешивания ковшей с перекрывающимися кромками, в исполнении фирмы Chain Belt, показан на фиг. 528. В этой конструкции к внутренним планкам цепи прибалчиваются фасонные крон-

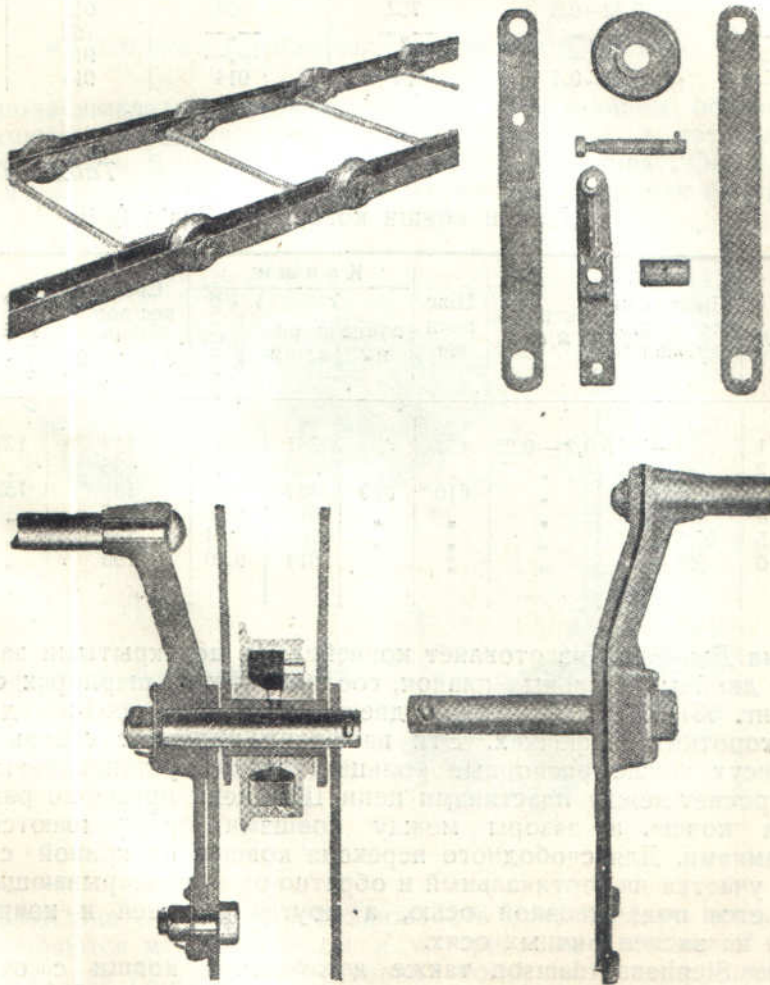




Фиг. 527. Элементы конвейера Link-Belt.



Фиг. 528. Ковши с перекрытыми краями, подвешенные на кронштейнах (Chain Belt).



Фиг. 529. Элементы конвейера по фиг. 528.



штейны, на выступающих концах которых укреплены сквозные оси с подвешенными к ним ковшами (фиг. 529). По примеру предыдущих конструкций ковши для удобства смены и демонтажа имеют прорезы в боковых стенках, перекрываемые верхней частью подшипника, как это показано отдельно на фиг. 530. Основные размеры цепей и ковшей конвейера Chain Belt помещены в таблице 82.

Таблица 81

Цепи и ковши конвейера Link-Belt

№	Производительность по углю т/час	Рабочая скорость м/сек.	Шаг цепи мм	К о в ш и		
				длина мм	ширина мм	емкость в литрах
1	18—27	0,15—0,2	457	457	381	19,2
2	21—29	—	—	—	457	22,9
3	25—33	—	—	—	533	26,6
4	45—56	0,2—0,25	610	610	457	47,6
5	60—75	—	—	—	610	63,3
6	74—93	—	—	—	762	79,3
7	90—110	—	—	—	914	95,1
8	82—110	0,22—0,3	762	762	610	99,1
9	100—140	—	—	—	762	123,6
10	125—170	—	—	—	914	148,5
11	160—250	0,25—0,4	914	914	914	213

Таблица 82

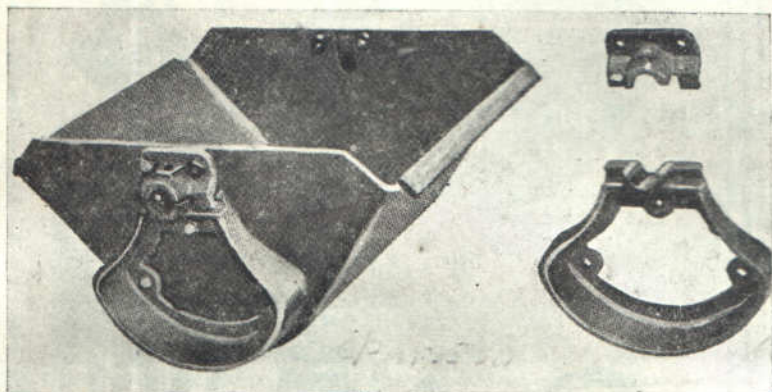
Цепи и ковши конвейера Chain Belt

№	Производительность по углю т/час	Скорость м/сек.	Шаг цепи мм	К о в ш и			Средний вес пог м цепей с ковшами кг/м	Диаметр роликов мм
				длина мм	ширина мм	емкость в литрах		
1	20—24,5	0,2—0,25	457	457	381	21,3	113	127
2	26—33	"	"	"	533	28,3	136	"
3	32—40	"	610	610	457	45,2	151	152
4	44—55	"	"	"	610	62,2	166	"
5	51,5—67	"	"	"	762	76,4	181	"
6	64—81	"	"	"	914	92,0	196	"

Фирма Джеффри изготовляет конвейеры с перекрытыми зазорами на цепях из двойных стальных планок, соединяемых на шарнирах сквозными осями (фиг. 531). Литые ковши подвешиваются на середине длины звеньев на коротких цапфочках. Эти цапфочки проходят сквозь пластины цепи и несут также распорные кольца (трубки), устанавливающие требуемый просвет между пластинами цепи. Шаг цепи примерно равен длине отверстия ковша, а зазоры между ковшами перекрываются отогнутыми кромками. Для свободного перехода ковшей по кривой с горизонтального участка на вертикальный и обратно одна перекрывающая кромка располагается под сквозной осью, а другая над ней и ковши подвешиваются на эксцентричных осях.

Фирма Stephens-Adamson также изготовляет ковши с отогнутыми кромками, перекрывающими зазоры между ними (фиг. 532). Стальные штампованные звенья цепи 1—2—3 изготовляются с шагом 475—915 мм, причем звенья 1—1 внутренние, а звенья 2—3 внешние. Ходовые ролики

11 монтируются на втулочках 7, скошенные края которых дают жесткое укрепление втулочек в отверстиях внутренних звеньев цепи. Соединение с внешними звеньями осуществляется короткими болтами 8, скошенные края которых также дают жесткое укрепление болтов в звене 3. Литые



Фиг. 530. Ковш с разъемными подшипниками (Chain Belt).

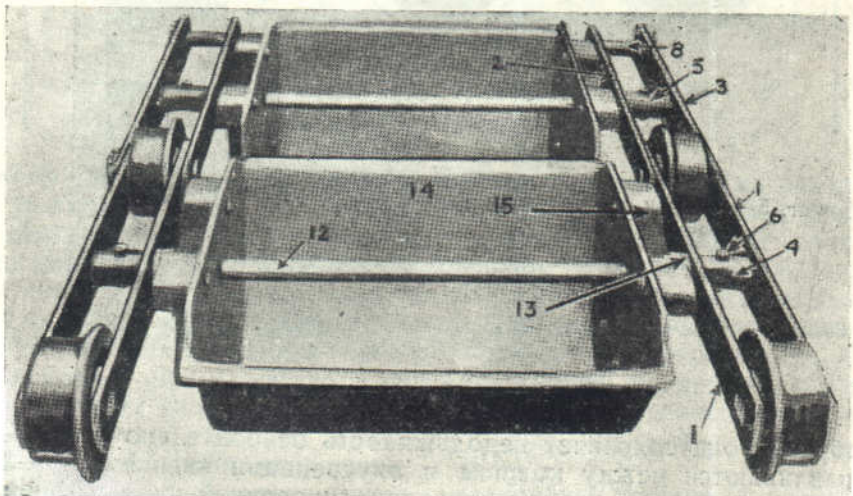
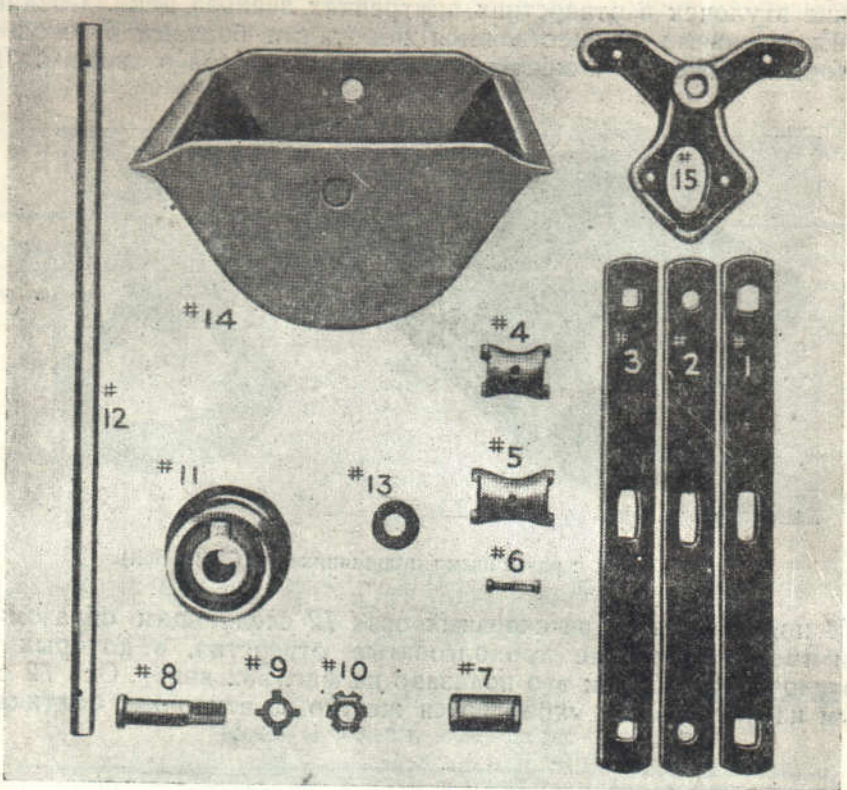
ковши 14 подвешивается на сквозных осях 12 следующим образом: звенья цепи имеют посредине продолговатые отверстия, в которых укреплены втулочки 4 и 5, как это показано на фиг. 532 внизу. Ось 12 с подвешенным на ней ковшом укрепляется жестко во втулочках болтиками 6,



Фиг. 531. Ковши с перекрытыми краями (Jeffrey).

таким образом она сохраняет неподвижность относительно цепи. Шайбы 13 устанавливаются между ковшом и внутренними звеньями 1—2. Эти шайбы служат для устранения чрезмерной поперечной игры ковшей, подвешенных между звеньями 1—1. Между ковшами и звеньями 2—2 устанавливать таких шайб не нужно, так как они примыкают непосредственно к ковшам. Некоторые данные о конвейерах этого типа приведены в таблице 83.





Фиг. 532. Ковши с перекрытыми краями (Stephens-Adamson).

Характеристика ковшевых конвейеров  
Stephens-Adamson

№	Производительность		Ковши		Скорость	Вес пог. м цепей с ковшами кг	Коэффициент сопротивл. движению
	по углю $\gamma=0,8$ т/м <sup>3</sup>	по шельбу $\gamma=1,6$ т/м <sup>3</sup>	длина ковша и шаг цепи мм	ширина мм			
1	15—20	30—40	457	381	0,152—0,203	144,5	0,100
2	22—30	44—60	"	534	"	153,4	"
3	22—30	44—60	"	"	"	158,0	0,113
4	40—50	80—100	610	457	0,203—0,254	143,0	0,102
5	40—50	80—100	"	"	"	164,0	0,113
6	50—62	100—124	"	610	"	158,0	0,102
7	50—62	100—124	"	"	"	174,3	0,113
8	70—87	140—174	"	762	"	187,8	0,102
9	70—87	140—174	"	"	"	210,0	0,113
10	90—112	180—224	"	915	"	206,0	0,102
11	90—112	180—224	"	"	"	219,0	0,113
12	78—96	156—192	762	610	0,228—0,279	247,5	0,106
13	100—125	200—250	"	762	"	262,0	"
14	100—125	200—250	"	"	"	275,5	0,117
15	125—150	250—300	"	915	0,228—0,279	301,0	0,106
16	125—150	250—300	"	"	"	314,5	0,117
17	125—150	250—300	"	"	"	320,0	0,128
18	175—210	350—420	915	"	0,254—0,305	365,5	0,102
19	175—210	350—420	"	"	"	371,5	0,113
20	175—210	350—420	"	"	"	414,0	0,135

## b) Соотношения между геометрическими размерами ковша

Основные величины, характеризующие ковш (фиг. 533), — его длина  $A$ , ширина  $B$ , глубина  $h$ , радиус закругления дна  $r$  и угол наклона стенки  $\beta$ . Этими величинами определяется емкость ковша, выбираемая в зависимости от требуемой производительности конвейера или кусковатости материала. Для лучшего опораживания ковша угол  $\beta$  и радиус закругления его дна должны быть по возможности большими, но с увеличением их уменьшается емкость ковша, поэтому при выборе наиболее выгодных значений  $r$  и  $\beta$  нужно руководствоваться характером и свойствами перемещаемого материала.

В большинстве американских и немецких конструкций ковшевых конвейеров приняты следующие соотношения:

угол наклона стенки ковша

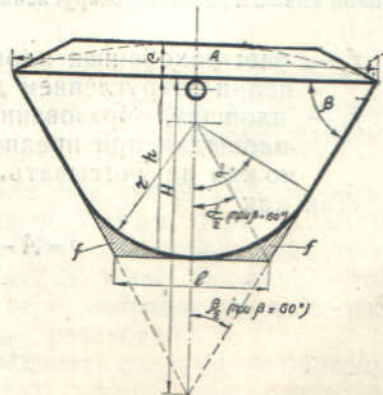
$$\angle \beta \approx 60^\circ$$

и глубина ковша

$$h = k \cdot A,$$

причем коэффициент  $k$  меняется в пределах

$$k = 0,43 \div 0,65.$$



Фиг. 533. Соотношение между размерами ковша.



Радиус закругления дна, как это видно из фиг. 534,

$$r = H - h. \quad (128)$$

Здесь  $H$  — высота равностороннего треугольника, в который вписан ковш, т. е.

$$H = A \sin \beta;$$

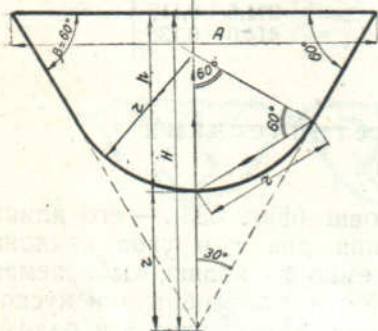
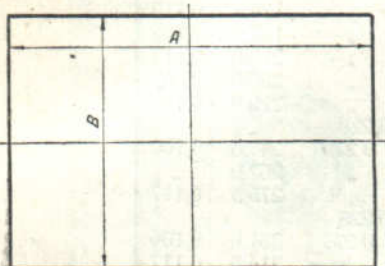
в нашем случае

$$H = A \sin 60^\circ = 0,866 A.$$

Подставив в формулу (128) значение  $H$  и  $h$ , будем иметь:

$$r = (0,866 - k) A. \quad (129)$$

Ур-ние (129) показывает, что радиус закругления увеличивается с уменьшением коэффициента  $k$ , что в свою очередь приводит к уменьшению глубины ковша  $h$ , а следовательно и его емкости.



Фиг. 534. Соотношение между глубиной ковша и радиусом закругления.

Вообще большие значения  $r$  выбирают при транспортировании более липких материалов и относительно меньшем угле опрокидывания ковша при его опоражнивании. Для увеличения коэффициента наполнения ковша боковые его стенки, к которым примыкают ролики, часто делают с некоторым превышением, конструктивно выполняя их так, как это показано на фиг. 533 сплошной ломаной линией или пунктирной кривой.

Обычно принимают

$$c = (0,07 \div 0,20) A.$$

Верхний предел для  $c$  назначают при большей длине ковша.

Если известны основные величины, характеризующие ковш, то площадь его поперечного сечения по фиг. 533

$$F = F_1 - 2f_1 + f_2, \quad (130)$$

где

$$F_1 = \frac{(A+e)}{2} h,$$

$f_1$  — заштрихованная площадка, на которую уменьшена площадь трапеции закруглением дна ковша,

$f_2$  — площадь, образованная превышением боковых стенок ковша; эти площадки при предварительных расчетах в большинстве случаев можно не учитывать.

Так как

$$e = A - 2h \operatorname{ctg} \beta = A - 2h \operatorname{tg} \frac{\beta}{2},$$

то

$$F_1 = \left( A - h \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) \cdot h$$

или

$$F_1 = \left( A - kA \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) \cdot kA,$$

т. е.

$$F_1 = \left(1 - k \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}\right) kA^2.$$

При  $\angle\beta = 60^\circ$

$$F_1 = (1 - 0,577 k) kA^2. \quad (131)$$

Площадка  $f_1$  определится из следующего:

$$f_1 = r^2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \frac{\alpha^\circ}{360^\circ} \pi r^2, \quad (132)$$

но так как  $\angle\alpha = \angle\beta$ , как углы с взаимно перпендикулярными сторонами, то при  $\angle\beta = 60^\circ$

$$f_1 = 0,054 r^2 \quad (133)$$

или

$$f_1 = 0,054 (0,866 - k)^2 \cdot A^2. \quad (133')$$

Объем ковша

$$i = F \cdot B. \quad (134)$$

В расчетах можно принимать

$$F = F_1 - 2f_1, \quad (135)$$

т. е.

$$F = (1 - 0,577 k) kA^2 - 2 \cdot 0,054 (0,866 - k)^2 \cdot A^2$$

или

$$F = [(1 - 0,577 k) k - 0,108 (0,866 - k)^2] A^2.$$

Соответственно этому емкость ковша в литрах

$$i = [(1 - 0,577 k) k - 0,108 (0,866 - k)^2] A^2 \cdot B, \quad (136)$$

где длина ковша  $A$  и ширина его  $B$  взяты в дециметрах.

Подставив крайние пределы численных значений, а именно

$$k_1 = 0,43 \quad \text{и} \quad k_2 = 0,65,$$

получим формулу для определения емкости в следующем виде:

$$i = (0,3 \div 0,39) A^2 B. \quad (137)$$

Чаще всего  $k = 0,5$ . В этом случае емкость ковша

$$i = 0,34 A^2 B. \quad (138)$$

В зависимости от производительности и кусковатости материала, емкость ковшей колеблется на выполненных конструкциях от 10 до 400 литров, но целесообразно, как указывалось, не выбирать ковшей, близких к нижнему пределу.

Проф. Ашунд рекомендует нижний предел емкости 50 литров, этому соответствует расстояние между осями ковшей 700 мм. При скорости 0,2 м/сек. и коэффициенте наполнения ковшей 0,7 соответствующая этому часовая производительность по углю составляет 30 т/час. Половина этой производительности может быть достигнута, если, сохраняя прежние размеры ковшей, расставить их на вдвое большее расстояние.

Ориентировочный вес ковша можно определить следующим образом.

Площадь боковой стенки ковша (фиг. 533) можно приблизительно принять

$$f_6 = \frac{h}{\sin 60^\circ} \cdot B = \frac{k}{\sin 60^\circ} AB. \quad (139)$$



Площадь дна

$$B \cdot e = B \left( A - 2 h \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) = (1 - 1,15 k) AB. \quad (140)$$

Площадь всей поверхности ковша

$$F = 2 F_1 + 2 \frac{k}{\sin 60^\circ} A \cdot B + (1 - 1,15 k) AB \quad (141)$$

или

$$F = 2 (1 - 0,577 k) k A^2 + 2,3 k AB + (1 - 1,15 k) AB. \quad (141')$$

Объем материала ковша при одинаковой толщине его стенки и дна

$$U = F \cdot \delta',$$

где  $\delta'$  — толщина стенки.

Окончательно

$$U = [(2 - 1,15 k) k A^2 + (1 + 1,15 k) A \cdot B] \delta' \quad (142)$$

и

$$p_0 = \frac{1,2 [(2 - 1,15 k) k A^2 + (1 + 1,15 k) AB] \delta' \gamma}{1000} \text{ кг}, \quad (143)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $\delta$  взяты в сантиметрах и  $\gamma$  — вес 1 см<sup>3</sup> материала ковша в граммах (или кг/л).

В формуле (143) впереди стоящий коэффициент 1,2 учитывает вес дополнительной арматуры ковша, а именно усиливающего пояса, опрокидного ролика или бугеля, заклепочных головок и пр.

При  $k=0,5$  ур-ние (143) принимает вид

$$p_0 = \frac{1,2 (0,72 A^2 + 1,57 AB) \delta' \gamma}{1000} \quad (144)$$

Для ковша, изготовленного из листовой стали электросваркой или клепаного,  $\gamma = 7,8$  кг/л.

$$p_0 = \frac{9,35 (0,72 A^2 + 1,57 AB) \delta'}{1000} =$$

$$= 0,00935 (0,72 A^2 + 1,57 AB) \delta' \text{ кг}, \quad (145)$$

где  $A$ ,  $B$  и  $\delta$  взяты в сантиметрах.

## 2. ПРОВОДНИКИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

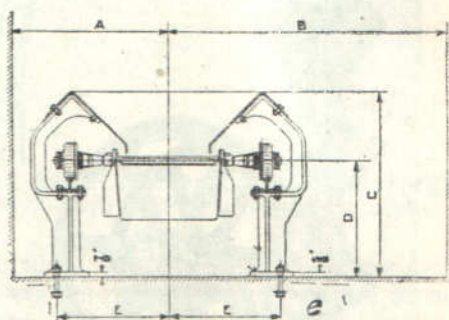
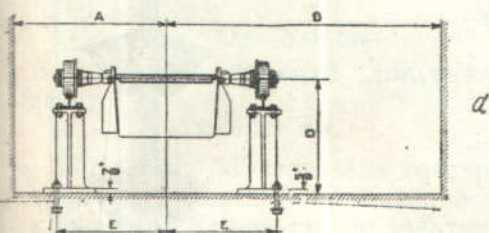
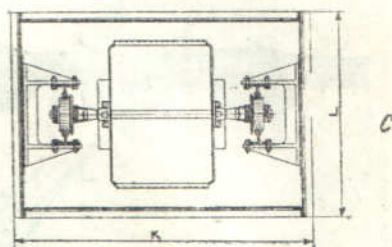
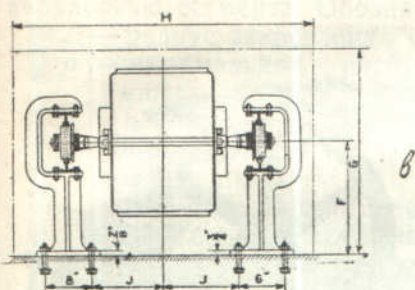
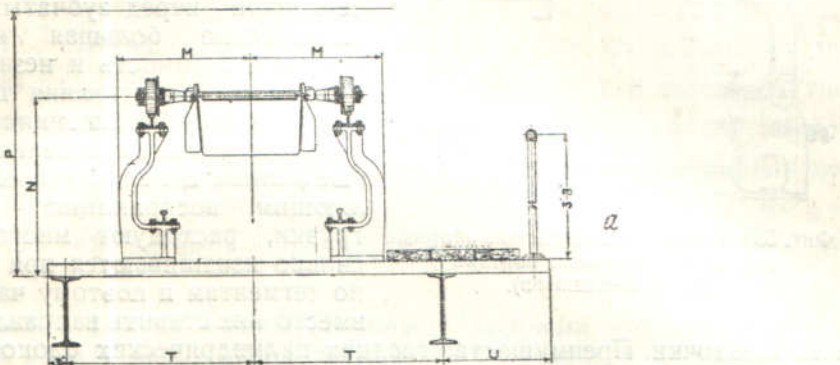
Проводниками для роликов ковшевого конвейера служат уголки, швеллеры или легкие рельсы, монтируемые на подвесках, стойках или кронштейнах. На верхней и нижней горизонтальной ветви параллельно им устанавливаются вспомогательные рельсы для питателей и опрокидывателей, если эти устройства предусмотрены конструкцией конвейера передвижными.

В германских типах поддерживающих стоек и кронштейнов применяются преимущественно клепаные стальные конструкции; в американских, напротив, часто встречаются литые части. Рассмотрим несколько примеров последнего типа.

Горизонтальные проводники обыкновенно устанавливаются односторонними, открытыми сверху (фиг. 535, поз. а, d, e). В тех пунктах нижней ветви, где на конвейер поступает материал, опорные стойки и проводники перекрываются защитным фартуком из листового железа такого очертания, чтобы материал, попадая непосредственно в ковши, не рассыпался по сторонам (фиг. 535 e).

В некоторых конструкциях часть опорной стойки горизонтальной ветви, несущая защитный фартук, устраивается на шарнире (фиг. 536). Эти шарниры дают возможность защитным бортам автоматически откидываться в том случае, если вдоль них проходит поврежденный или зажатый в неправильном положении ковш.

На вертикальных ветвях проводники устраиваются двухсторонними и должны предохранить подвижные части транспортера от раскачивания.



Фиг. 535. Опорные стойки для горизонтальных и вертикальных ветвей конвейера (Chain Belt)

Иногда проводники ставятся не по всей длине вертикальной ветви, а с перерывами и в особо легких конструкциях даже вовсе отсутствуют. На фиг. 535 б показаны кронштейны с установленными на них проводниками в том случае, если вертикальная ветвь конвейера проводится вдоль стены и фасонные кронштейны могут быть на ней укреплены.

На фиг. 535 с показан пример укрепления кронштейнов и проводников вертикальной ветви конвейера в стальной обшивке.

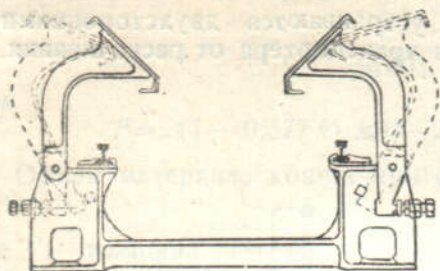
Данные о проводниках и поддерживающих деталях, применяемых для ковшевых конвейеров Гунта, были уже нами приведены.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> „Конвейерные установки“, ч. I, 1932, стр. 39—40.

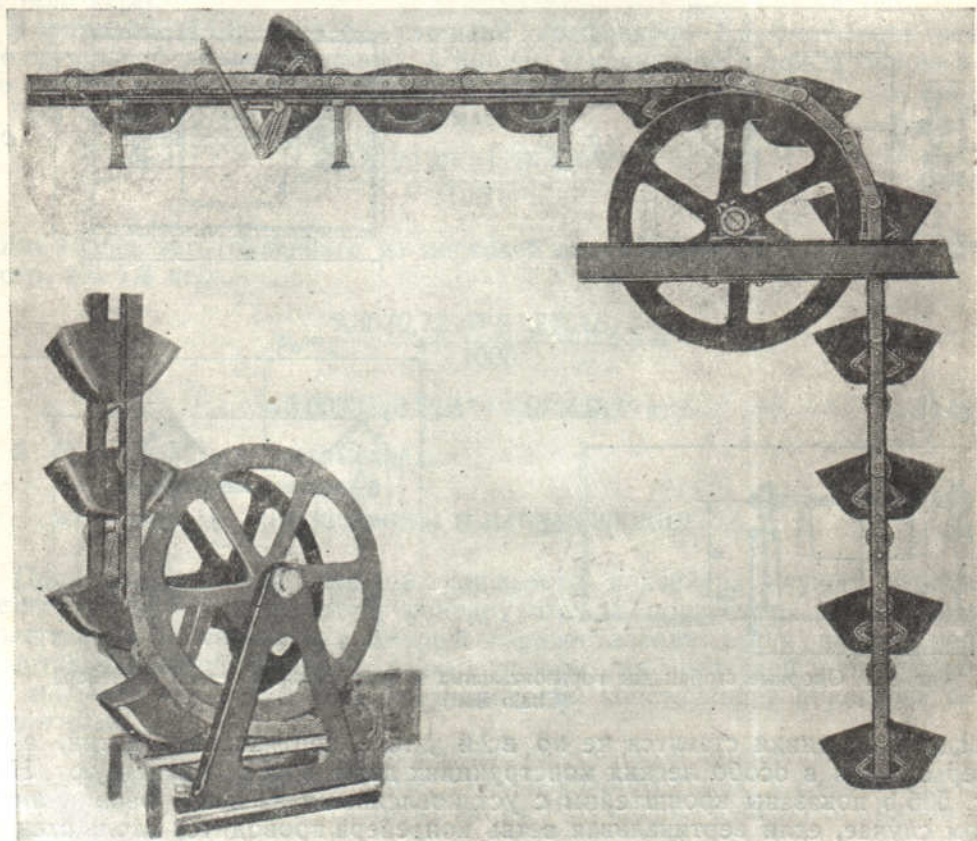


В таблице 84 помещены габаритные размеры разных типов опор по фиг. 535.

На поворотных пунктах для изменения направления движения конвейерной ленты устраиваются либо неподвижные сегменты, либо гладкие шкивы (фиг. 537) или звездочки, вращающиеся вместе с огибающей их цепью. Преимущество направляющих сегментов перед зубчатыми блоками — значительно большая компактность, меньшая стоимость и независимость их работы от вытягивания цепи. Однако при больших натяжениях цепи и при больших углах отклонения ветви ходовые ролики цепей, катящиеся по направляющим, воспринимают большие нагрузки, расходуют много энергии и сильно изнашиваются при прохождении по сегментам и поэтому часто выгоднее вместо них ставить направляющие блоки или звездочки. Преимущество гладких цилиндрических блоков перед звездочками заключается в независимости их эксплуатации от удлинения



Фиг. 536. Шарнирные откидные опорные стойки с защитными бортами (Stephens-Adamson).



Фиг. 537. Гладкие шкивы на поворотных пунктах (Hunt).

шага цепи и меньшем износе ходовых роликов, однако применение их требует наличия достаточных габаритных размеров, так как при прочих равных условиях они занимают больше места не только по сравнению



с направляющими шинами, но и звездочками. В ковшевых конвейерах Hunt'a диаметр гладких направляющих блоков принят 1,7—2,1 м.

Таблица 84

Габаритные размеры (в мм) поддерживающих деталей по фиг. 535

Размеры ковшей	A <sub>min</sub>	B <sub>min</sub>	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	R	T	U
457×381	610	1 120	635	380	435	380	710	1220	298	1170	762	533	625	925	248	584	710
457×533	685	1 200	635	380	510	380	710	1370	375	1320	762	610	626	925	248	660	710
610×457	685	1 220	787	482	488	507	915	1320	320	1335	915	570	776	1180	286	838	507
610×610	760	1 300	787	482	565	507	915	1475	400	1485	915	648	776	1180	286	915	507
610×762	838	1 370	787	482	640	507	915	1630	478	1640	915	725	776	1180	286	990	507
610×915	915	1 450	787	482	718	507	915	1780	554	1790	915	800	776	1180	286	1070	507

Если ходовые ролики помещены между звеньями тяговой цепи, то минимальный радиус закругления сегмента определяется в зависимости от наименьшего допустимого зазора между звеном цепи и рабочей поверхностью сегмента. Обозначим (фиг. 538) через

$R$  — радиус закругления шины,

$a$  — минимальное расстояние между сегментом и звеном цепи,

$b$  — ширина звена цепи,

$l$  — шаг цепи,

$D_p$  — диаметр ходового ролика.

Из треугольника  $OAB$  имеем

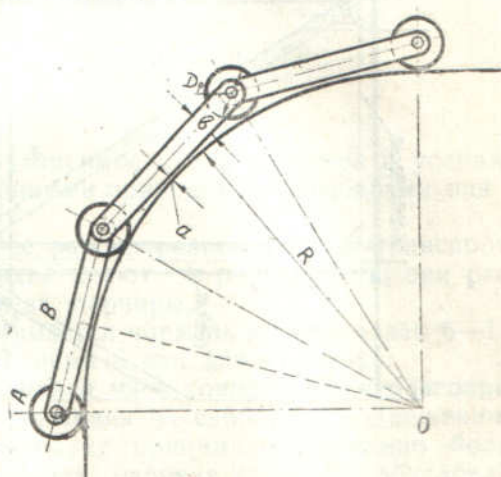
$$\left(R + \frac{D_p}{2}\right)^2 = \left(R + a + \frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2$$

или после преобразований

$$R = \frac{1}{4} \frac{l^2 + 4\left(a + \frac{b}{2}\right)^2 - D_p^2}{D_p - b - 2a}. \quad (146)$$

В ряде конструкций допускают зазор

$$a \approx 10 \text{ мм.}$$



Фиг. 538. К определению минимального радиуса закругления направляющей шины.

На фиг. 539 показана конструкция нижней поворотной станции Союзтранстехпрома с направляющей шиной для нисходящей порожней ветви конвейера. Как видно из чертежа, радиус криволинейной шины принят  $R = 2250$  мм при шаге цепи  $l = 650$ . На этом же конвейере, для изменения направления восходящей ветви, установлена звездочка диаметром всего лишь 1300 мм. Поэтому при длиннозвенных цепях для компактности конструкций на поворотных пунктах часто рациональнее применять в качестве направляющих многогранные барабаны или звездочки.

На фиг. 540 показаны направляющие звездочки, монтированные на неподвижной литой станине. Такие направляющие звездочки устанавливаются на конвейерах в пунктах перехода нижней горизонтальной ветви на подъем по вертикальной ветви.

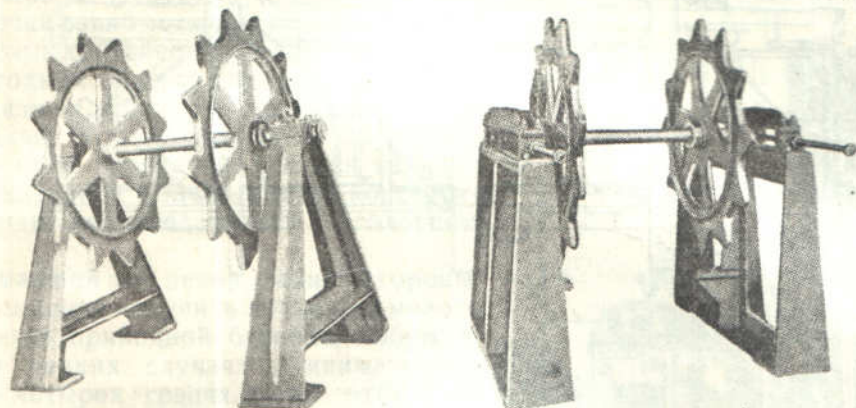
На фиг. 541 показана конструкция верхней поворотной станции конвейера Союзтранстехпрома. Направляющие звездочки диаметра 1300 мм монтированы на опорной конструкции, выполненной из профилированного







железа. На фиг. 542 показана угловая станция в сочетании с натяжным устройством, устанавливаемым обычно в пункте перехода опускающейся вертикальной ветви конвейера в горизонтальную. На массивной литой станине укреплена рама винтового натяжного устройства, в прорезах которой скользят подшипники направляющих звездочек. Затяжка на натяжном устройстве производится вручную. Еще один пример угловой станции на натяжном устройстве приведен на фиг. 543. В этой конструкции, выполненной Союзтранстехпромом, для смягчения толчков и обеспечения равномерности натяжения устройство снабжается двумя пружинами.



Фиг. 540. Нижние направляющие звездочки (Chain Belt).

### 3. ПРИВОД

Привод ковшевого конвейера, в зависимости от характера и условий работы, устраивается или с многогранными приводными барабанами или с зубчатыми звездочками.

В последнем случае, как и на ранее рассмотренных цепных транспортных устройствах, зубцы звездочек захватывают за ролики, если они расположены между звеньями цепи, или за шарниры.

Число зубцов на звездочках принимается нормально в пределах 6—12, и только на барабанах с гладкими гранями 5 или даже 4 зубца.

Ввиду значительного веса движущихся масс конвейера и неблагоприятного действия толчкообразного движения на свободно подвешенные ковши, число зубцов на звездочках следует принимать возможно большим. Большой диаметр звездочек и малая рабочая скорость обуславливают необходимость установки тройной зубчатой передачи, или зубчатой и червячной.

На фиг. 544 показан привод конвейера с тройной зубчатой передачей. Привод смонтирован на массивной литой станине и устанавливается в одном из поворотных пунктов, так что угол обхвата на звездочках составляет 90°.

На фиг. 545 показан привод ковшевого конвейера Союзтранстехпрома тоже с тройной зубчатой передачей, смонтированный на клепаной раме. Привод снабжен мотором  $N=28$  л. с. при 730 об./мин. Средняя скорость тяговых цепей принята 0,26 м/сек.

Передаточное число привода

$$K = \frac{28}{133} \cdot \frac{25}{125} \cdot \frac{11}{88} = \frac{1}{190}$$

Шестерня на валу мотора взята с кожаными зубьями, а последняя пара зубчатых колес, ввиду большого передаточного числа ( $K_3=8$ ), сделана с шевронными зубьями.





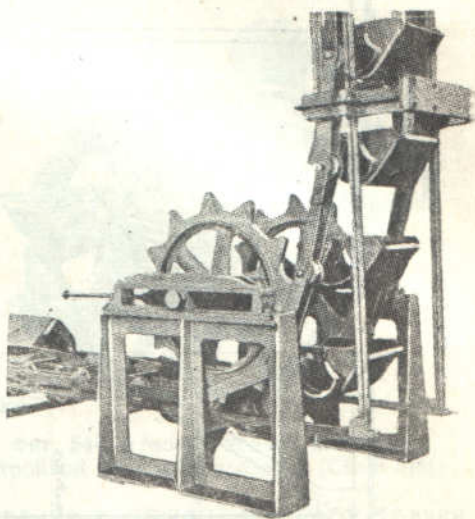


В некоторых конструкциях приводных станций ковшевых конвейеров для большей компактности приводной станции применяют червячную передачу. Такой привод с одной червячной и одной зубчатой передачей показан на фиг. 546.

На фиг. 547 показан привод ковшевого конвейера тоже с червячной передачей и одной парой зубчатых колес, причем приводная станция одновременно является и натяжной. Для этого рама привода установлена на роликах и снабжена пружинным винтовым натяжным устройством. Опорой для подвижной рамы служит клепаная станина, укрепленная неподвижно на фундаменте. Как видно из чертежа, число зубьев приводной звездочки равно четырем, что в приводах ковшевых конвейеров встречается редко, если только он снабжен уравнивающим механизмом. Еще один случай винтовой передачи, установленной в сочетании с ременной передачей, показан на фиг. 548. Винтовое колесо в этой конструкции сидит непосредственно на головном валу.

Большой шаг цепей, с одной стороны, и стремление получить возможно малого диаметра приводной барабан, побуждают в редких случаях принимать его пяти-четырёх гранях. При этом для получения плавного хода цепей рационально применять уравнивающий привод.

На фиг. 549 показан пример применения уравнивающего привода проф. Ашмунда на ковшевых конвейерах с четырехгранным приводным барабаном. Привод включает ременную и двойную зубчатую передачу. Принцип, положенный в основу этого уравнивающего механизма, и конструкция привода уже были разобраны ранее.<sup>1</sup> Весьма плавный ход дает также привод с толкающими рычагами, устанавливаемый на прямолинейном участке конвейера.<sup>2</sup>



Фиг. 542. Направляющие звездочки в сочетании с натяжным устройством (Chain Belt).

#### 4. ПИТАНИЕ КОВШЕЙ

В конвейерах с открытыми зазорами между ковшами, загрузка материала в ковши может производиться либо непосредственно из самотечных труб или лотков, либо, если материал поступает неравномерно или должен быть загружен на конвейер из какого либо промежуточного аккумулятора (например из бункера, из ямы), то ставятся обыкновенные питатели, обеспечивающие равномерность струи материала. В этом случае в пункте загрузки на конвейер устанавливаются, как и на ленточных и пластинчатых транспортерах, боковые щиты (см. фиг. 535 и 536), предохраняющие от рассыпания материала.

При наличии конвейеров с просветами между ковшами способ подачи материала непрерывной струей исключается и для питания ковшей требуется специальное устройство, дозирующее материал в строгом соответствии с емкостью отдельных ковшей. По принципу действия дозаторы можно разделить на два основных типа. В первом типе загрузка ковшей производится из бункера, заслонка которого открывается и затем снова закрывается при помощи системы рычагов за интервал времени, пока

<sup>1</sup> «Конвейерные установки», ч. I, 1932, стр. 48 — 75.

<sup>2</sup> Там же стр. 51.



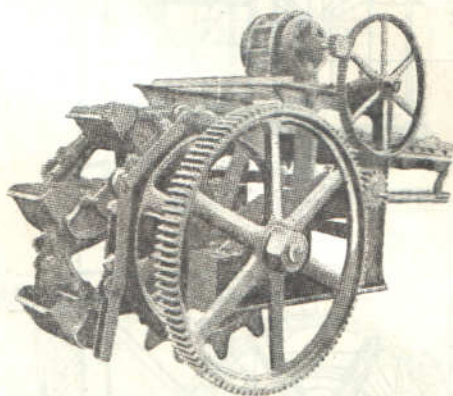




пустой ковш проходит под бункером, так что в него насыпается соответствующая порция материала. Во втором типе дозаторов загрузка ковшей производится вращающимися барабанами с прорезами на цилиндрической поверхности. Материал по трубам подводится во вращающийся барабан, а из него попадает в ковши. Обыкновенно автоматического действие питающих приспособлений осуществляется движением самого конвейера от ходовых роликов тяговых цепей.

В случае, если погрузка производится в одном или немногих местах, устанавливают стационарные дозаторы, в противном случае применяются передвижные дозаторы, перемещающиеся на роликах по рельсам вдоль погрузочного фронта.

На фиг. 550 показан питатель Schenck с бункерным затвором стационарного типа. Ходовой ролик *A* движущегося ковша захватывает упорный ролик рычага *H* и поворачивает его в положение, отмеченное пунктиром. С рычагом *H* соединена заслонка *S*, пружина *F* и воздушный демпфер *P*. При отклонении рычага *H* влево, задвижка *S* открывается и материал из воронки *T* насыпается в последующий ковш, перемещающийся в этот момент под засыпным отверстием. В крайнем левом положении ходовой ролик освобождает рычаг *H* и пружина *F* оттягивает его в исходное положение, перекрывая вместе с тем отверстие бункера. При этом, для смягчения слишком сильного толчка, вызываемого пружиной, питатель снабжен воздушным демпфером *P*.



Фиг. 544. Угловой привод конвейера с тройной зубчатой передачей (Chain Belt).

При погрузке из бункера или из ямы, вследствие давления на задвижку слоя материала и сопротивления пружины, усилие на открывание задвижки может быть в этом типе дозатора довольно значительным. При крупнокусковых твердых материалах потребовалась бы сильная пружина для раздробления заклинившихся в затворе кусков (во избежание просыпания материала через неперекрытую щель), отчего еще возросло бы сопротивление при прямом ходе заслонки и толчок при обратном. Поэтому такие дозаторы следует применять только на мелкозернистом материале.

В рассматриваемой конструкции дозатора определенные порции материала отмеряются из заполненной материалом воронки. Действие дозатора рассчитано по определенному времени открытия заслонки. Для того чтобы при материалах с разным внутренним трением частиц (например — вследствие большей или меньшей влажности одного и того же материала) регулировать величину порций, предусмотрена возможность устанавливать механизм на различную величину отверстия воронки. С этой целью ось рычага *H* может переставляться на некоторую величину вверх или вниз. Но и при таком регулировании точность дозировки, зависящая от удобоподвижности частиц материала, степени заполнения воронки, возможности частичного зависания в ней материала, — относительно невысока.

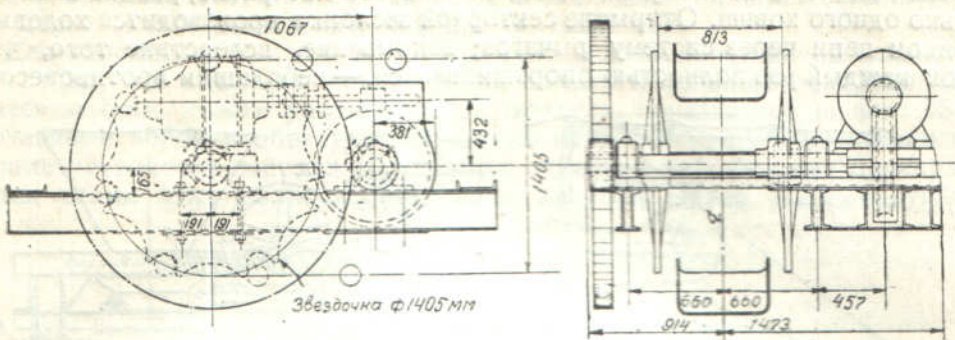
Для того чтобы лучше использовать емкость ковшей, применяются иногда дозаторы с питателем, на которых ссыпается с лотка через заслонку в бункер весь поданный на лоток питателем материал. Таков передвижной питатель Блейхерта, показанный на фиг. 551.

Материал забирается из бункерного отверстия ленточным питателем, приводимым в движение от цепи и звездочки, поворачиваемой каждый раз на определенный угол ходовыми роликами тяговых цепей и сообщаемой этим прерывистое движение транспортной ленте. Угол поворота звездочки рассчитывается таким образом, что при каждой подаче транс-

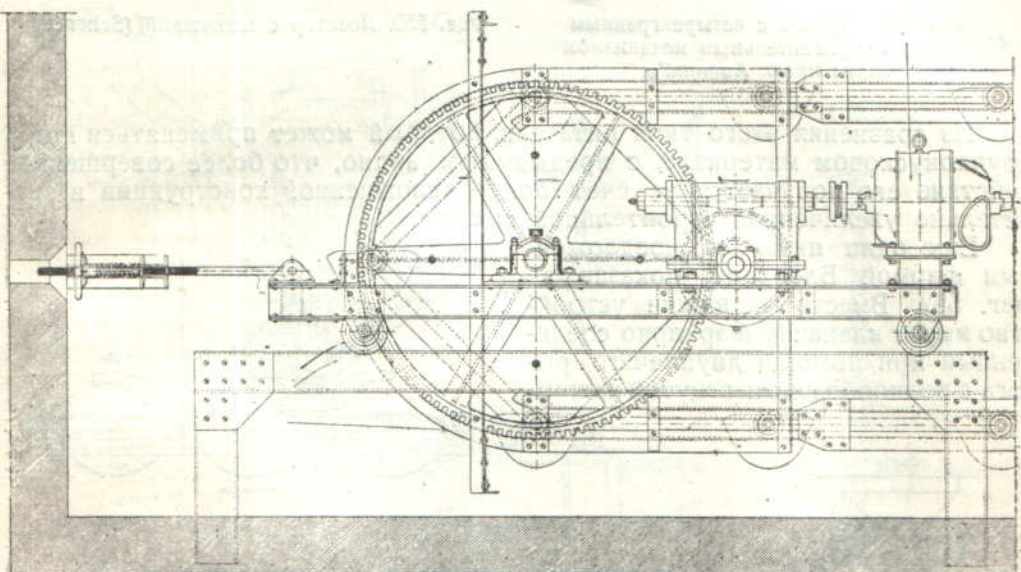




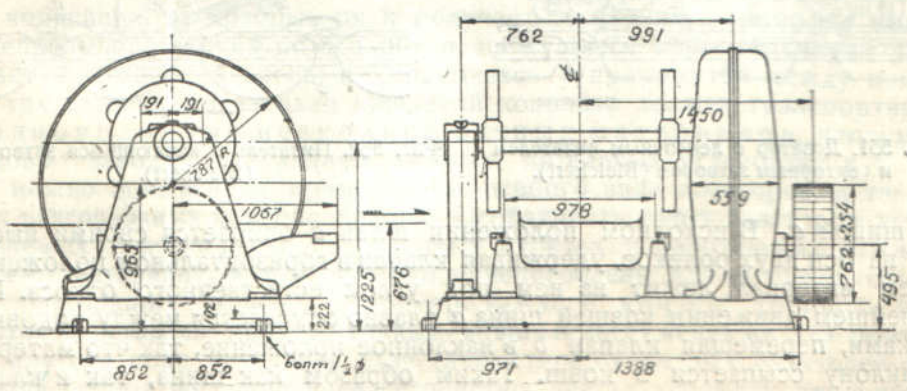




Фиг. 546. Привод с червячной передачей (Hunt).



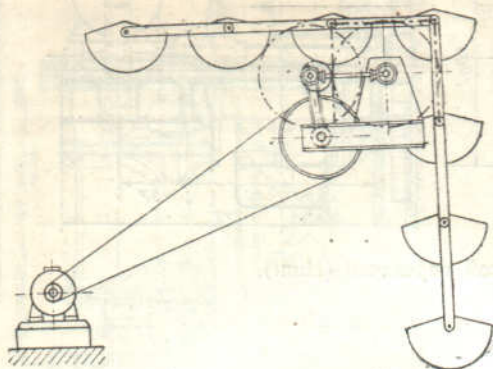
Фиг. 547. Привод конвейера в сочетании с натяжным устройством.



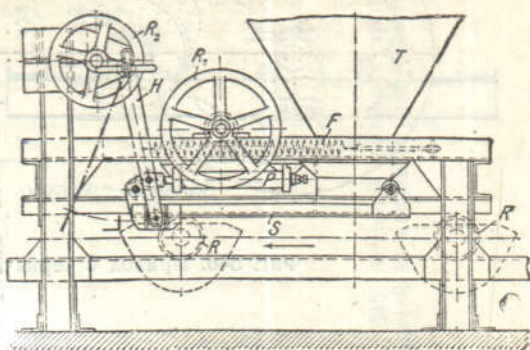
Фиг. 548. Привод с ременной и винтовой передачей (Hunt).



портной ленты в воронку попадает количество материала, равное емкости только одного ковша. Открытие секторной заслонки производится ходовым роликом цепи через систему рычагов; закрывание, вследствие того, что лоток каждый раз полностью опоражнивается, — небольшим противовесом.



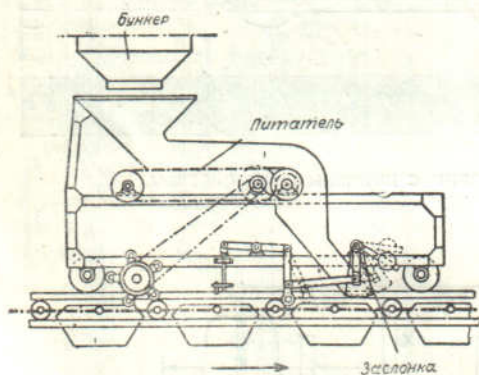
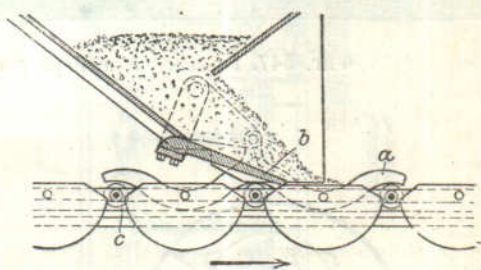
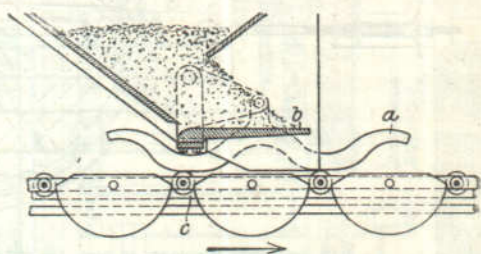
Фиг. 549. Привод с четырехгранным барабанным уравнивающим механизмом системы проф. Аумунд'а.



Фиг. 550. Дозатор с задвижкой (Schenck).

Из сравнения этого типа питателя, который может применяться и при крупнокусковом материале, с предыдущим, видно, что более совершенное действие его получается за счет более усложненной конструкции и значительно увеличенной строительной высоты.

Еще один питатель, предложенный фирмой Блейхерт, показан на фиг. 552. Вместо задвижки устройство имеет клапан *b*, шарнирно соединенный при помощи двуплечего рычага с волнообразно изогнутой нажим-



Фиг. 551. Дозатор с ленточным питателем и секторным затвором (Bleichert).

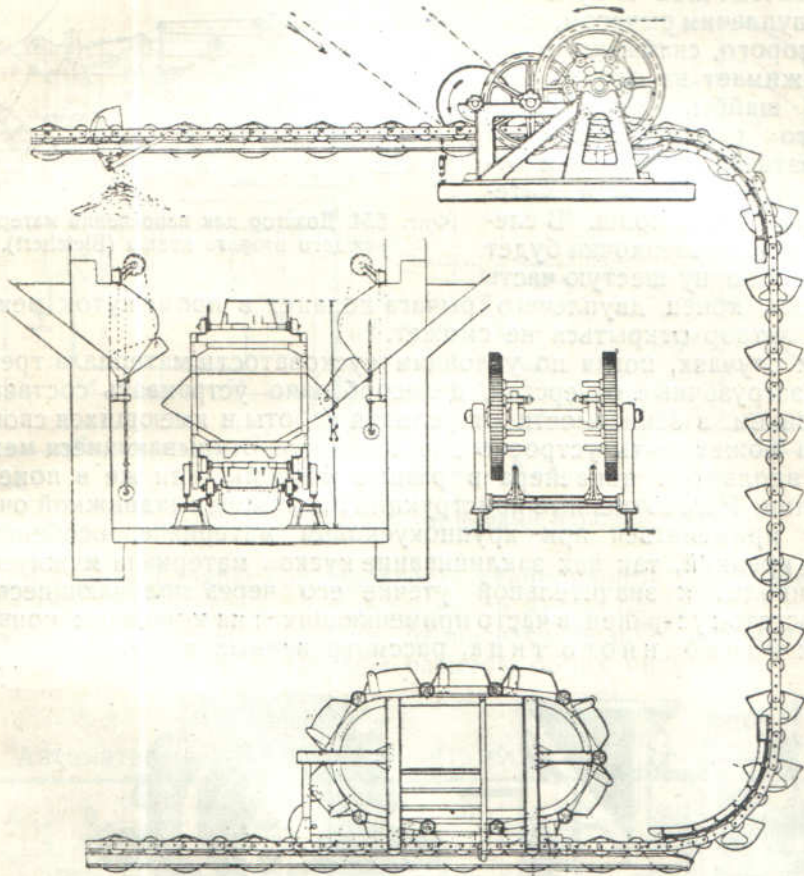
Фиг. 552. Питатель с качающимся затвором (Bleichert).

ной шиной *a*. В исходном положении шина *a* опирается своими выступами на оси двух роликов, удерживая клапан в горизонтальном положении, причем материал лежит на нем под углом естественного откоса. При дальнейшем движении ковшей шина *a* плавно опускается между ходовыми роликами, перемещая клапан *b* в наклонное положение, так что материал по наклону ссыпается в ковш. Таким образом как шина, так и клапан совершают непрерывные плавные качательные движения вверх и вниз. Достоинство этой системы: ее крайняя простота, компактность и отсут-



ствие заклинивания кусков материала. Однако в работе она, повидимому, дает менее точную дозировку, чем предыдущий тип.

Для наполнения ковшей, прикрепленных в непосредственной близости друг от друга и имеющих между собой только небольшие неперекрывающиеся зазоры, может употребляться питатель, показанный на фиг. 553. Загрузочные воронки образуют замкнутую цепь, движущуюся на роликах по раме устройства. Промежутки между отдельными воронками перекрываются осями этих роликов. Шаг цепи питателя равен шагу ведущих



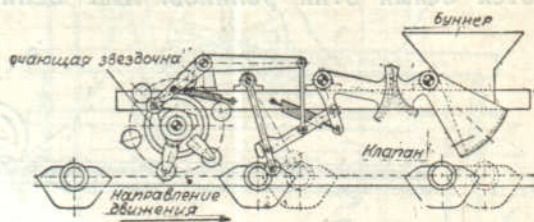
Фиг. 553. Питатель с подвижными воронками (Hunt-Pohlig).

цепей конвейера, от которых он и получает движение. Материал подается непрерывной струей по жолобу в движущиеся воронки, откуда уже попадает в ковши конвейера, не просыпаясь в промежутки между ними.

В тех случаях, когда один ковшевой конвейер должен транспортировать одновременно несколько разных материалов, например на содовых заводах, стеклянных заводах, котельных установках и т. п., этого можно достигнуть применением особого вида дозаторов, а также особых разгрузочных приспособлений. Особенность таких дозаторов, устанавливаемых в нескольких погрузочных пунктах и работающих каждый по своему материалу, в том, что они приспособлены для загрузки только части проходящих ковшей, например каждого второго, третьего или четвертого, оставляя промежуточные ковши незагруженными для подачи в них другого рода материала. Для такого типа бункерных питателей добавляется особое регулирующее устройство, действующее так, что в некоторые моменты система рычагов, связанных с бункерным отверстием, не захватывается очередным движущимся роликом ковша.

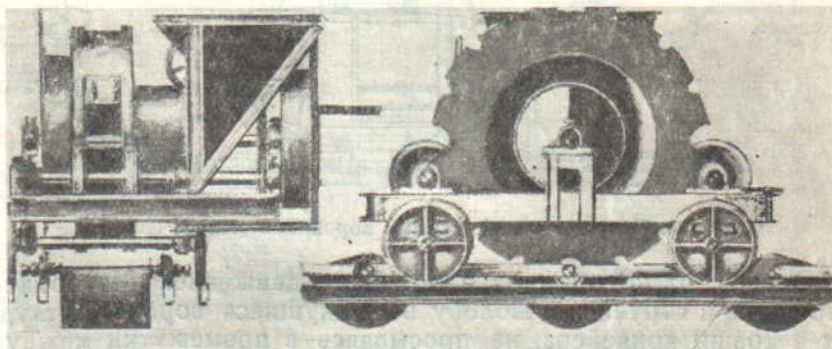


На фиг. 554 показан питатель с бункерным затвором, который загружает каждый второй ковш. На одной оси со звездочкой, имеющей шесть лучей, заклинен кулачный диск с тремя кулаками. Звездочка поворачивается тяговой цепью конвейера при проходе одного ковша на одну шестую часть окружности. Открывание и закрывание секторного затвора производится системой рычагов, включающей два рычага с зубчатыми сегментами, приводимой в действие тоже от конвейерной цепи. Действие этой системы рычагов связывается со звездочкой и кулачной шайбой двуплечим рычагом, один конец которого, снабженный роликом, нажимает на окружность кулачной шайбы. Когда конец двуплечего рычага лежит на кулаке, затвор открывается отклоняющимся рычагом и материал насыпается в ковш. В следующий момент звездочка будет повернута на одну шестую часть окружности, конец двуплечего рычага попадет в промежуток между кулаками и затвор открыться не сможет.



Фиг. 554. Дозатор для наполнения материалом каждого второго ковша (Bleichert).

В тех случаях, когда по условиям кусковатости материала требуются большие загрузочные отверстия, целесообразно устраивать составные затворы, причем, в зависимости от условий работы и имеющихся свободных габаритов может быть устроено две задвижки, открывающиеся механически или вдоль оси конвейера в разные стороны, или же в поперечном направлении. Рассмотренные конструкции питателей с задвижкой очевидно не могут применяться при крупнокусковом материале, особенно если материал крепкий, так как заклинивание кусков материала между задвижками приводит к значительной утечке его через получающиеся щели. Этот недостаток устранен в часто применяющихся на ковшевых конвейерах дозаторах барабанного типа, рассматриваемых ниже.



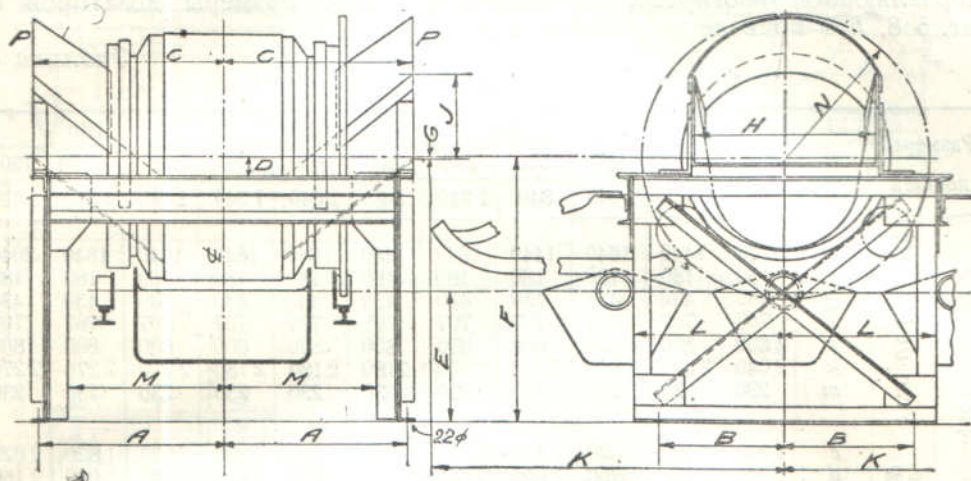
Фиг. 555. Общий вид барабанного дозатора (Rheinmetall).

На фиг. 555 показан общий вид барабанного дозатора, состоящего из клепаного железного барабана, на боковой поверхности которого видны отверстия. К одной из торцевых стенок барабана прибалчивается чугунное зубчатое колесо, шаг которого обыкновенно равен шагу конвейера. Это колесо приводит в движение барабан, сцепляясь с соединительными шарнирами цепи. Материал подается в барабан по трубам или лоткам, подведенным с одной или обеих его сторон, откуда уже распределяется по ковшам через два или три окна в барабане. Для предупреждения рассыпания материала в стороны окна иногда снабжаются с боков защитными фартуками. Если одно или два окна закрыты, то загружается половина



или треть всех ковшей, а остальные ковши могут загружаться в другом пункте другими материалами. Таким образом этот питатель особенно удобен в том случае, когда в определенном пункте требуется получить смесь различных материалов, т. е. он может быть применен вместо питателя, показанного на фиг. 554.

Барабанные дозаторы, как и ранее рассмотренные типы, делаются стационарными или (при наличии нескольких питательных пунктов) передвижными. Для передвижки питателя вдоль линии погрузки служит ручной механизм; для предохранения от самопроизвольного сдвига он снабжается захватами, зажимающими рельсы.



Фиг. 556. Стационарный барабанный питатель Hunt'a.

Hunt строит барабанные дозаторы стационарные (фиг. 556) и передвижные (фиг. 557). Тот и другой питатели имеют одинаковые части, смонтированные на раме. Второй тип отличается только наличием ходовых роликов. В таблице 85 приведены размеры обоих питателей.

Таблица 85

Автоматические барабанные питатели Hunt'a (фиг. 556, 557)

№	A	B	C	D	E	F	G	H	I	K	L	M	N
1	600	460	623	49	457	910	11	610	305	1219	524	483	508
2	676	460	699	49	457	910	11	610	305	"	524	559	508
3	783	559	801	76	568	1134	49	762	311	"	635	666	610
4	846	660	863	146	762	1393	76	914	533	"	762	717	717

Фирма ATG также изготовляет нормализованные барабанные питатели стационарного и передвижного типа, мало чем отличающиеся от рассмотренных конструкций питателей Hunt'a.

Если по местным условиям питатель не может быть установлен на горизонтальной ветви конвейера, то иногда пункт загрузки ковшей переносится на отклоняющие звездочки, на которых вертикальная ветвь конвейера отклоняется в горизонтальную.

На фиг. 558 показан такой „угловой“ питатель. Близ пункта погрузки ковш действием нажимной шины поворачивается на 90°, отверстием к барабану, и перекрывает его загрузочное окошко. В таком положении относительно барабана ковш огибает его по кривой и, переходя на горизонтальную ветвь, заполняется.



Если горизонтальная ветвь на конвейере отсутствует и питание конвейера должно производиться в нижней точке, например, в шахтных установках, то может применяться тип питателя, показанный на фиг. 559.

В этом случае порожние ковши, движущиеся по вертикальной ветви вниз, также сначала отклоняются на  $90^\circ$ , а после наполнения в нижней точке движутся уже параллельно самим себе. Возможность поворота ковша относительно его оси в следующем после загрузки квадранте обеспечивается своеобразным, видимым на фигуре, очертанием боковой поверхности барабана.

Ходовые ролики тяговой цепи на криволинейном участке движутся в направляющих, изогнутых по полуокружности. Размеры дозаторов по фиг. 558, 559 приведены в таблице 86.

Таблица 86

Размеры барабанных питателей АТГ

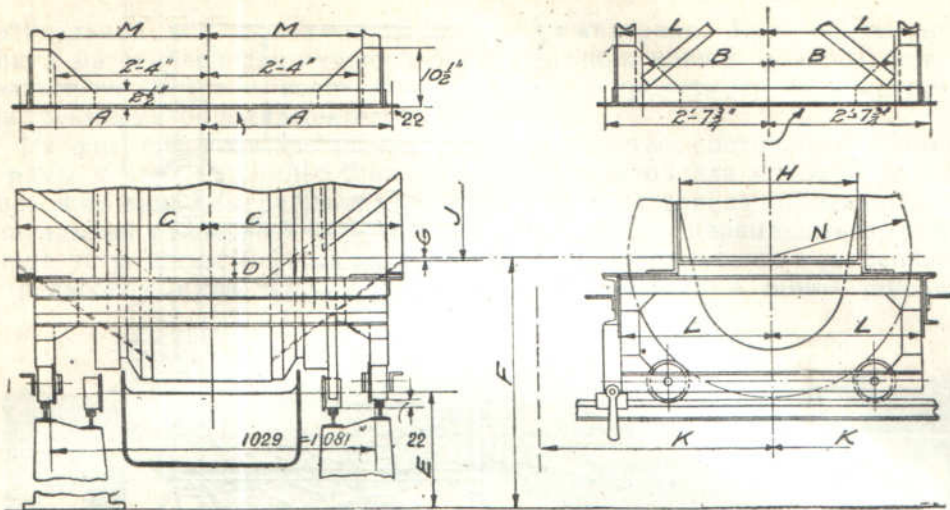
Размеры ковшей	<i>l</i>	500			620		780			960			
	<i>b</i>	400	600	800	600	800	600	800	1000	800	1000	1200	
	<i>s</i>	640	840	1040	840	1040	840	1040	1240	1040	1240	1440	
Размеры питателей	Угловые (фиг. 558)	<i>c</i>	1240	1440	1640	1440	1640	1440	1640	1840	1640	1840	2040
		<i>f</i>	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180
		<i>g</i>	430	430	430	430	430	430	430	430	430	430	430
		<i>h</i>	707	707	707	707	707	707	707	707	707	707	707
		<i>i</i>	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
		<i>k</i>	2040	2040	2040	2100	2100	2180	2180	2180	2270	2270	2270
	<i>m</i>	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	230	
	Угловые (фиг. 559)	<i>c</i>	1220	1420	1620	1420	1620	1420	1620	1820	1620	1820	2020
		<i>d</i>	1356	1556	1756	1556	1756	1556	1756	1956	1756	1956	2156
		<i>e</i>	1140	1140	1140	1200	1200	1280	1280	1280	1370	1370	1370
		<i>f</i>	2080	2080	2080	2200	2200	2360	2360	2360	2540	2540	2540
		<i>g</i>	2216	2216	2216	2336	2336	2496	2496	2496	2676	2676	2676
<i>h</i>		2010	2010	2010	2070	2070	2150	2150	2150	2240	2240	2240	

Еще один передвижной питатель фирмы Pohlг показан на фиг. 560. Он состоит из барабана *a* с четырьмя отверстиями на цилиндрических стенках, приводимого в движение от цепи конвейера. На барабане закреплены два зубчатых венца *c, c*, с которыми сцеплены зубчатые колеса *d*. На одной оси с зубчатыми колесами сидят звездочки, которые при помощи цепей *e* вращают шнек, помещенный эксцентрично внутри барабана. Материал поступает в жолоб шнека с двух сторон и подается последним в питающий барабан, который при вращении скользит по кольцам *g, g*. Все устройство поставлено на ходовые ролики и может перемещаться вдоль пути погрузки вращением рукоятки при неподвижной цепи конвейера. Для предотвращения самопроизвольного перемещения питателя служит упор *h*.

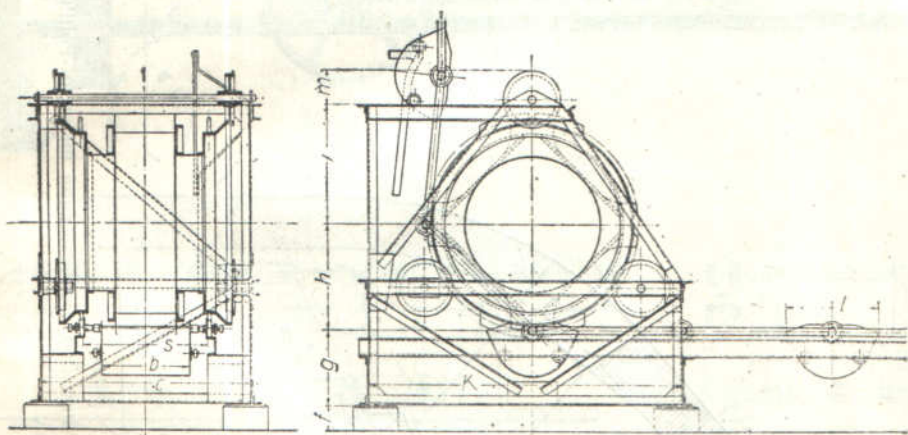
## 5. ОПОРАЖИВАНИЕ КОВШЕЙ

Разгрузка конвейера чаще всего производится на верхней горизонтальной ветви посредством опрокидывания ковшей. Подобно загрузочным приспособлениям, разгрузочные устройства выполняются стационарными и передвижными. Преимущество последних перед стационарными при загрузке бункеров или образовании штабелей в том, что они дают возможность насыпать сплошной хребтовой массив материала вместо отдельных „конусов“. Степень использования бункеров или эстакад при этом повышается. При перемещении сухих нелипких материалов ковши с закругленным дном и плоскими стенками, имеющими, как упоминалось, наиболее часто наклон  $60^\circ$ , достаточно отклонять на угол примерно  $120^\circ$  от

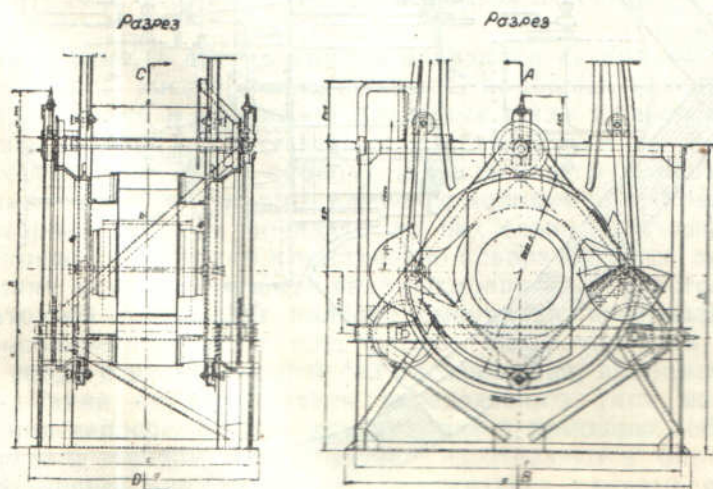




Фиг. 557. Передвижной барабанный питатель Hunt'a.

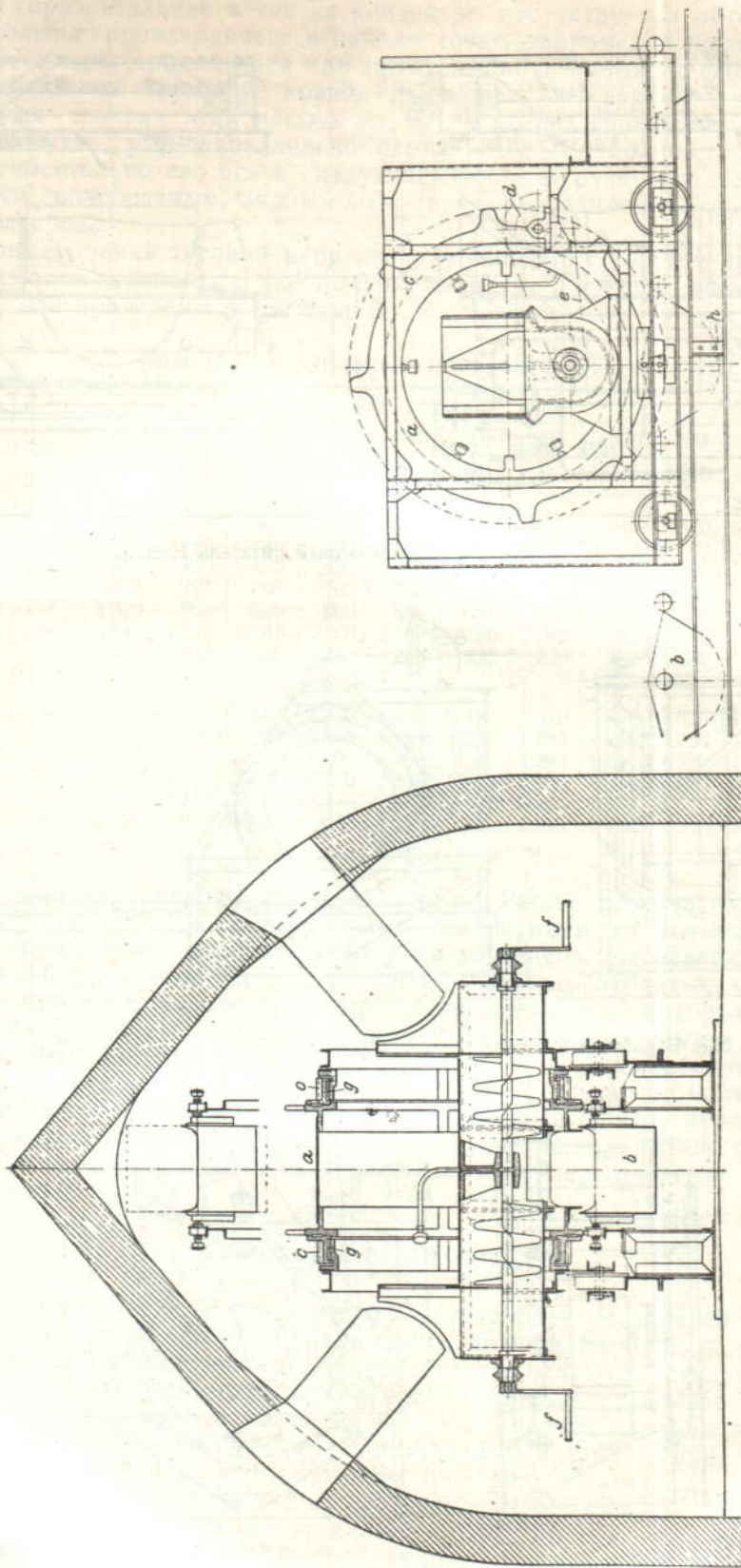


Фиг. 558. Барабанный питатель на поворотном пункте конвейера (АТГ).



Фиг. 559. Питатель на нижних звездочках конвейера (АТГ).

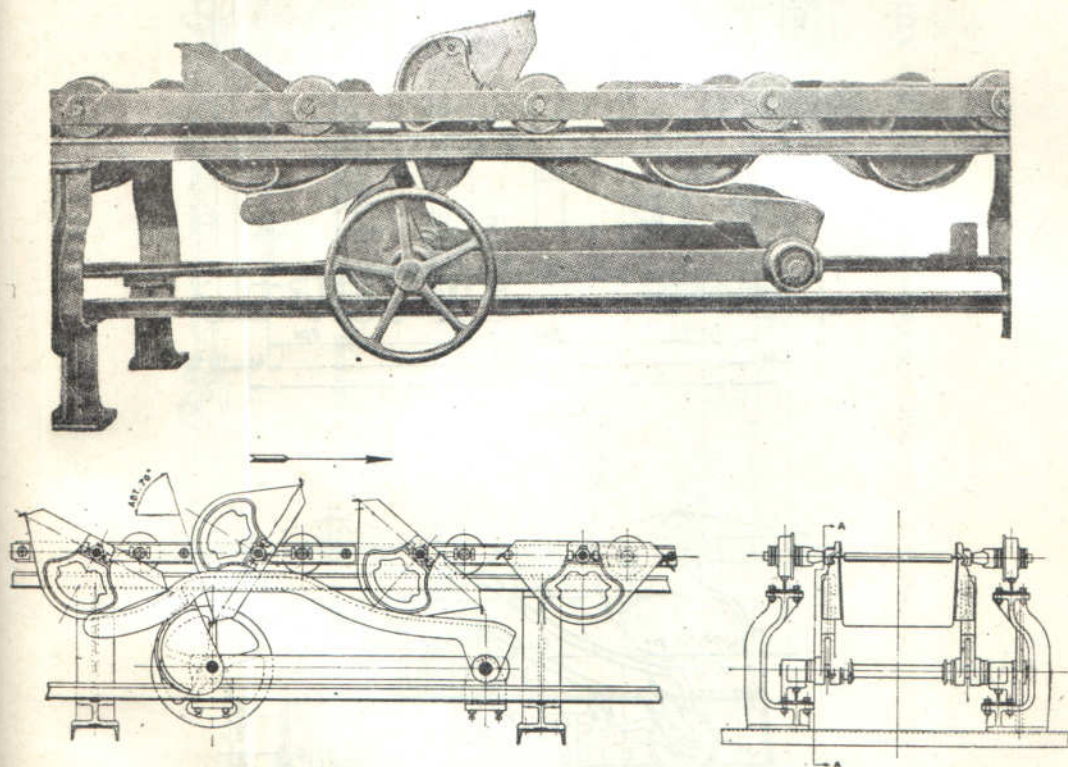




Фиг. 560. Передвижной питатель Rohlig.

вертикальной оси для полного их опоражнивания. При перемещении липких материалов для лучшего опоражнивания ковши должны поворачиваться на  $180^\circ$ , т. е. вверх дном, что также предусмотрено некоторыми конструкциями опрокидывателей.

На фиг. 561 показано разгрузочное устройство, состоящее в основном из рамы и двух нажимных шин. Ниже проводников для ходовых роликов, вдоль всей линии выгрузки транспортируемого материала, прокладывается специальный рельсовый путь, по которому может перемещаться разгрузочное устройство. В месте разгрузки оно устанавливается и закрепляется на рельсовом пути. Одним своим концом нажимные шины шарнирно



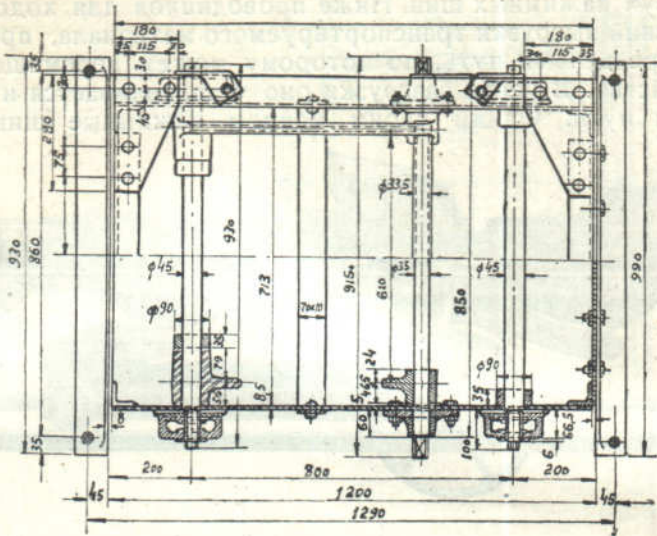
Фиг. 561. Передвижной опрокидыватель (Link-Belt).

прикреплены к раме, а другим концом опираются на кулаки, неподвижно насаженные на ось вместе с маховичком. С помощью маховичка кулаки могут поворачиваться и поднимать нажимные шины в рабочее положение для разгрузки ковшей или опускать их в крайнее нижнее положение, не препятствующее свободному проходу ковшей в нагруженном состоянии. Когда нажимные шины поставлены в рабочее положение, то ковши, подойдя к ним со стороны кулаков, попадают на них своими бугелями, скользят сначала по кривой части шины и постепенно поворачиваются до положения опоражнивания, проходят в таком виде прямолинейный участок нажимных шин (достаточной длины для полного высыпания материала), далее на второй криволинейной части шин плавно поворачиваются в обратную сторону и, сойдя с направляющей без раскачивания, принимают отвесное положение. Такие опрокидыватели передвижного типа изготавливаются с управлением непосредственно вручную или с помощью лебедки.

Харьковским заводом им. Шевченко изготавливаются опрокидыватели для ковшей; общий вид такого опрокидывателя показан на фиг. 562. Этот опрокидыватель снабжается рычажным управлением, позволяющим легко его выключить.

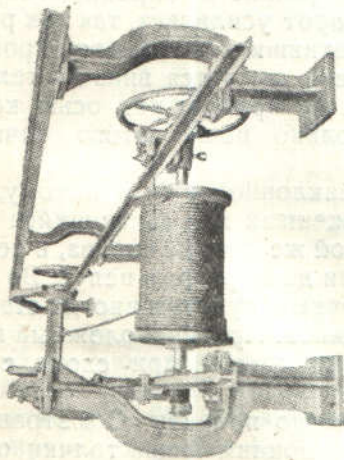


Передвижение опрокидывателя с одного места выгрузки на другое может производиться с помощью ручной лебедки, показанной на фиг. 563, посредством каната из любого пункта. Лебедка сделана одностороннего действия, так как в сторону движения конвейера разгрузочное устройство передвигается самими ковшами, а в обратную подтягивается канатом.



Фиг. 562. Передвижной опрокидыватель завода им. Шевченко.

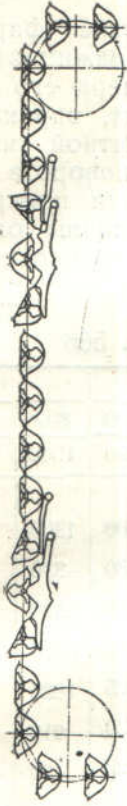
Для опоражнивания ковшей, нагруженных липким материалом, фирма Stephens-Adamson применяет устройство, общий вид которого показан на фиг. 564. При этом устройстве нагруженный ковш поворачивается на  $360^\circ$ , благодаря чему он лучше очищается от приставших к его стенкам частиц материала. Схема движения ковшей по нажимным шинам этого опрокидывателя показана на фиг. 565. Передний край каждого ковша с перекрытыми зазорами при сходе с кривых находится ниже заднего



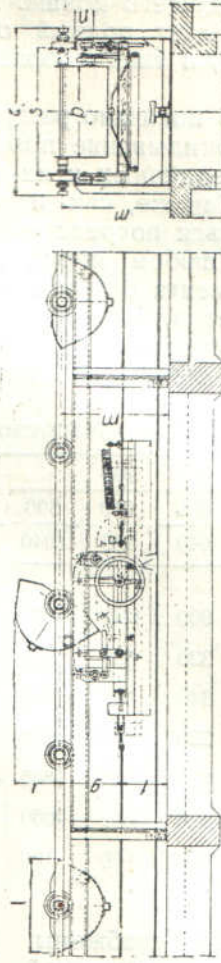
Фиг. 563. Лебедка для перемещения опрокидывателя (Chain Belt).



Фиг. 564. Общий вид опрокидывателя с поворотом ковшей на  $360^\circ$  (Stephens-Adamsen).



Фиг. 565. Схема движения ковша по нажимной шине с поворотом на  $360^\circ$  (Stephens-Adamsen).



Фиг. 566. Разгрузочное устройство АТГ.



края впереди идущего ковша. На выступах нажимной шины ковш по мере продвижения делает полный оборот вокруг своей оси, не задевая за соседние ковши, и таким образом возвращается в первоначальное положение.

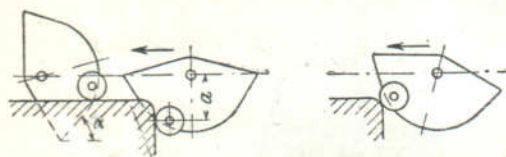
На фиг. 566 показано разгрузочное устройство ковшей фирмы АТГ, в котором опрокидывание производится посредством нажимной шины и роликов, прикрепленных к их боковым стенкам. Размеры его помещены в таблице 87. Так же, как и в прежних конструкциях, опрокидыватель может помещаться посредством ручной лебедки с канатной тягой, устанавливаемой в любом месте. Для увеличения угла поворота ковша и уменьшения момента сил при опрокидывании, его ролики прикрепляются не по оси симметрии ковша, а сбоку. Угол поворота ковша ограничивается тем, что нажимная сила должна быть поставлена ниже осей ходовых роликов, чтобы с ними не сталкиваться.

Таблица 87

Размеры разгрузочных устройств по фиг. 566

Размеры ковшей	<i>l</i>	500			620		780			960		
	<i>b</i>	400	600	800	600	800	600	800	1000	800	1000	1200
	<i>s</i>	640	840	1040	840	1040	840	1040	1240	1040	1240	1440
Размеры разгрузочных устройств	<i>c</i>	900	1100	1300	1100	1300	1100	1300	1500	1300	1500	1800
	<i>f</i>	320	320	320	320	320	330	330	330	330	330	330
	<i>g</i>	340	340	340	400	400	490	490	490	580	580	580
	<i>i</i>	250	250	250	310	310	390	390	390	480	480	480
	<i>k</i>	1825	1825	1825	1825	1825	1825	1825	1825	1825	1825	1825
	<i>m</i>	660	660	660	720	720	820	820	820	910	910	910
	<i>n</i>	100	100	100	100	100	120	120	120	120	120	120

Если ковши снабжены роликами, торцевая кромка нажимной шины делается вертикальной. Профилирование ее с наклоном, как это



Фиг. 567. Конструкции упора при роликах.

делается при наличии ковшей с бугелями или как намечено пунктиром на фиг. 567 слева, не уменьшает резкость опрокидывания, а наоборот усиливает, так как ролик, встретившись с торцевой кромкой, сначала движется вниз до тех пор, пока не пройдет под осью ковша, и только после этого начинает

перемещаться вверх по торцевой кромке.

Торцевую стенку не следует делать наклонной еще и потому, что движущийся наклонно эксцентрично нагруженный или качающийся ковш может на ней заклинить, как показано на той же фигуре справа, в результате чего может произойти поломка ковша или даже разрыв цепей. Во избежание раскачивания ковшей перед разгрузочным пунктом иногда ставятся „успокоители“ в виде направляющих угольников. Противоположный конец упорной шины, для уменьшения раскачивания ковшей при сходе с нее, делается криволинейным.

На фиг. 568 представлен опрокидыватель по проекту Союзтранстехпрома для ковшей с упорными роликами. Воспринимающая толчки от роликов кромка нажимной шины профилирована по кривой, чем обеспечивается, как это следует из предыдущего, большая плавность опрокидывания ковша.

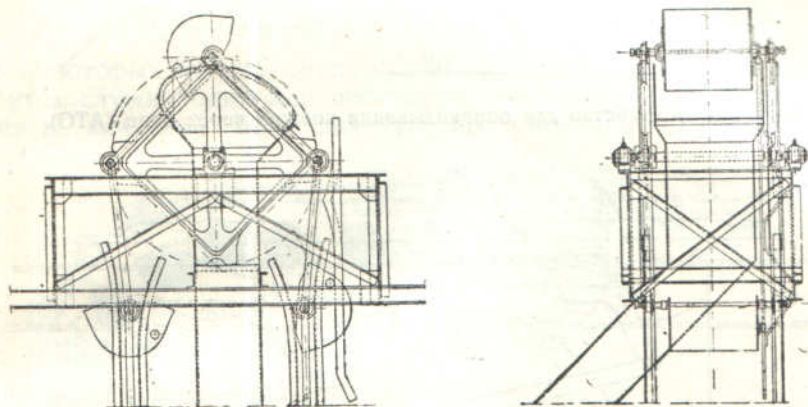




Показанное на чертеже устройство — стационарного типа, с клепаной рамой. Для смягчения ударов, передающихся от роликов ковшей на нажимную шину, последняя укрепляется к раме посредством двух пружин.

При вертикальной установке ковшевого конвейера ковши можно разгружать и в самом верхнем их положении аналогично тому, как их наполняют при питателе по фиг. 559. Такой опрокидыватель, устраиваемый наверху вертикального участка, показан на фиг. 569.

Иногда желательно предусмотреть, чтобы выгрузку материала можно было производить в двух или нескольких различных пунктах, причем у первого пункта должна быть пропущена неразгруженной часть ковшей. Для этого пользуются двумя (или несколькими) опрокидывателями, установленными в требуемых местах разгрузки. Посредством системы рычагов,



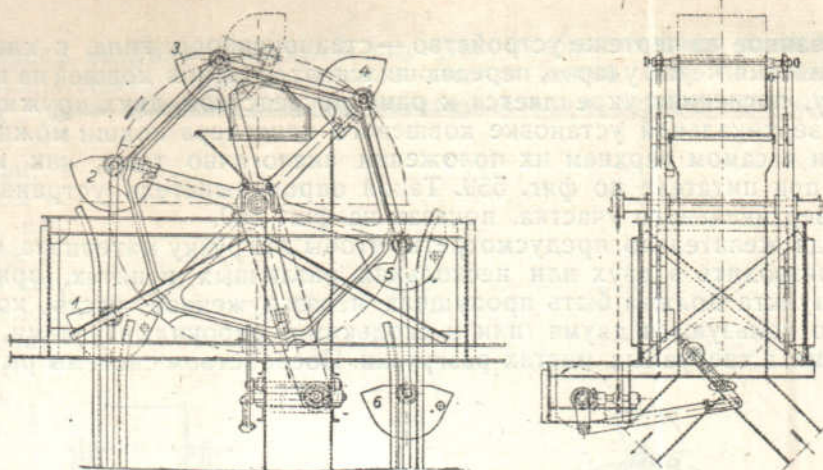
Фиг. 569. Устройство опрокидывателя для ковшей при вертикальном подъеме (АТГ).

действующих периодически и управляемых от руки или механическим способом, можно устроить, чтобы выключение первого опрокидывателя производилось в нужные промежутки времени. В частности можно пропустить неразгруженным у первого пункта каждый второй ковш. Для этого существует много способов, например упорные ролики на всех четных и нечетных ковшах располагаются с разной стороны и справа и слева в разных пунктах устанавливаются односторонние упоры. Можно также упорные ролики установить на некоторых ковшах ближе к их стенке, так что один упор их не захватывает. Пример такого разгружающего устройства, при котором опрокидывается каждый четный ковш в то время, как нечетный свободно проходит, показан на фиг. 570.

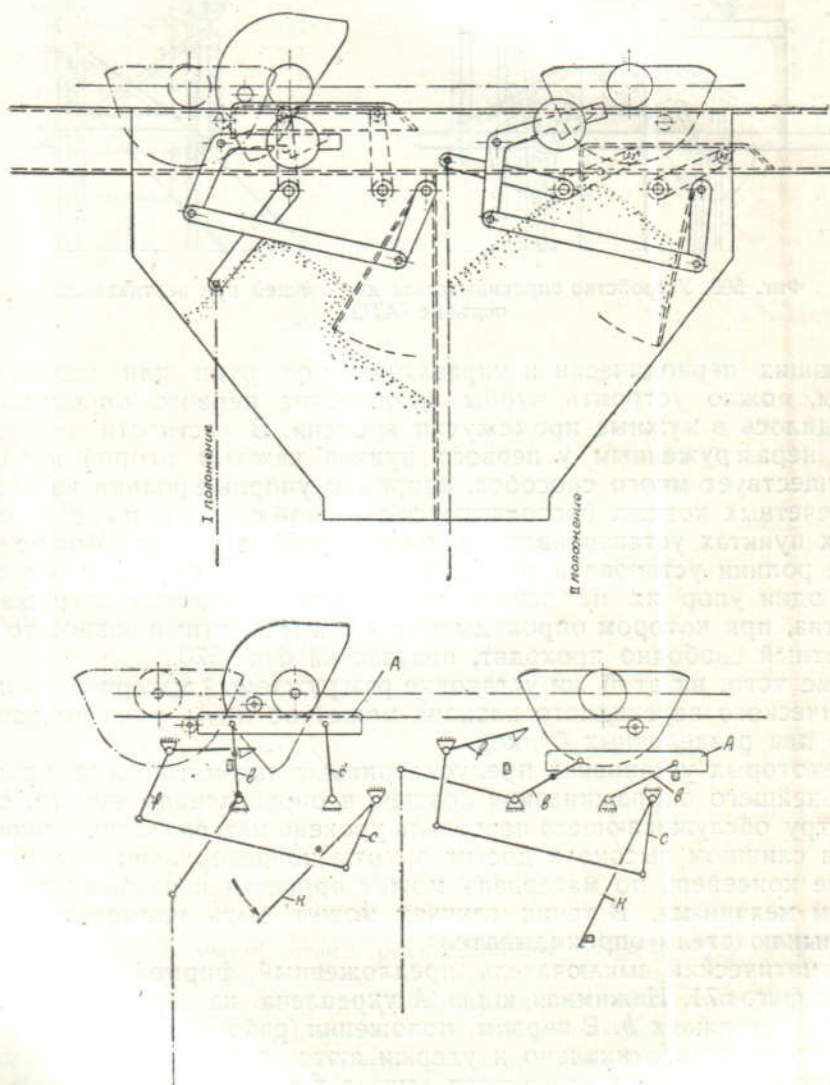
Кроме того, на этой же установке разгружаемый материал с помощью автоматического перекидного клапана может по двум рукавам распределяться в два разделенных бункера.

В некоторых установках предусматривают автоматическое прекращение дальнейшего опоражнивания ковшей в определенном пункте, если по недосмотру обслуживающего персонала уровень материала под конвейером поднялся слишком высоко и достиг высоты конвейера, так как при этом движение конвейера по материалу может привести к разрыву цепей или поломкам механизма. В таких случаях может быть применен автоматический выключатель опрокидывателя.

Автоматический выключатель, предложенный фирмой Schenck, изображен на фиг. 571. Нажимная шина *A* укреплена на двух параллельных шарнирных стержнях *b*. В первом положении (рабочем) нажимной шины эти рычаги стоят вертикально и удерживаются в устойчивом положении посредством двуплечего изогнутого рычага *f* с крючком. Упорный ролик ковша, ударяясь и катясь по нажимной шине, заставляет ковш опроки-



Фиг. 570. Устройство для опрокидывания ковшей через один (АТГ).



Фиг. 571. Автоматический выключатель опрокидывания (Schenck).

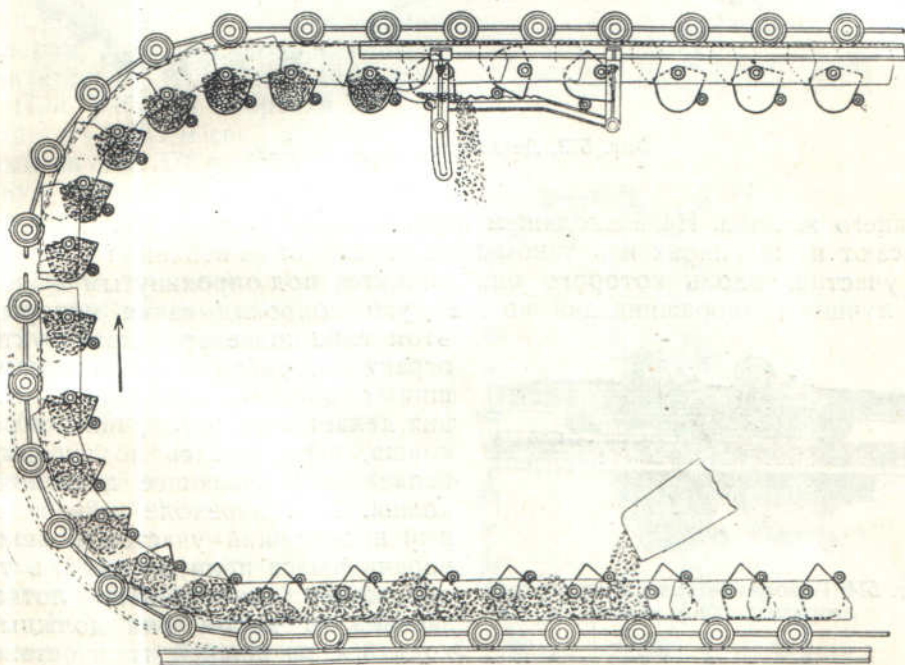


дываться и высыпать свое содержимое в бункер. В верхней части бункера установлен клапан *k*, который сидит шарнирно на оси вместе с коромыслом *c*. Последнее связано шатуном с рычагом *f*. Когда бункер наполняется, то материал начинает давить на клапан *k*, последний поворачивается в направлении, указанном стрелкой, и, действуя на систему рычагов, приподнимает крючок рычага *f*, освобождая этим качающиеся опоры *b*. Последующий ковш при своем движении толкает нажимную шину *A* и она сталкивается во второе положение, при котором наполненные ковши свободно проходят над ней дальше. При опорожнении бункера нажимная шина снова может быть поставлена в рабочее положение, для чего служит свисающая вниз цепочка.

### § 3. ОСОБЫЕ ВИДЫ КОВШЕВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

#### 1. КОНВЕЙЕРЫ С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

В некоторых конструкциях ковшевых конвейеров вместо цепи тяговым элементом служит один или несколько соединенных вместе канатов. Применением канатной тяги значительно уменьшается вес и стоимость



Фиг. 572. Канатный конвейер Bradley (Bomag).

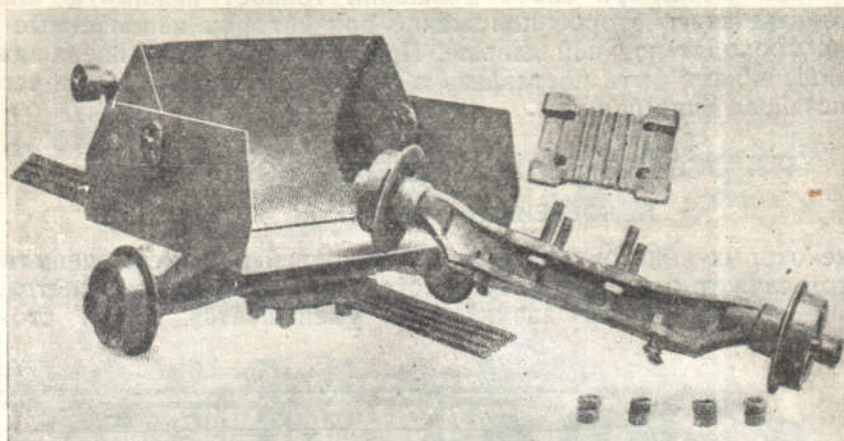
подвижных частей всего конвейера. На фиг. 572 приведена схема конвейера Бредлея (Bradley) с канатной тягой, существенно отличающегося от других типов ковшевых конвейеров. Наряду с применением в качестве тягового элемента каната, в этом конвейере по иному разрешен также вопрос об укреплении ковшей и их питании.

Ковши укрепляются шарнирно на боковых стенках лотковых звеньев, образующих движущийся вместе с ковшами сплошной жолоб. На нижнем горизонтальном участке производится непрерывная подача материала, как на пластинчатый лотковый конвейер, а так как ковши на этом участке лежат сверху жолоба в полуопрокинутом виде, то материал, попадая в промежутки между ними, заполняет ковши только частично. При переходе на вертикальный участок звенья жолоба наклоняются и лежащий на них материал осыпается в ковши. Для устранения переполнения ковшей



и просыпания излишка материала, подача его на конвейер должна соответствовать производительности на вертикальной и верхней горизонтальной ветви.

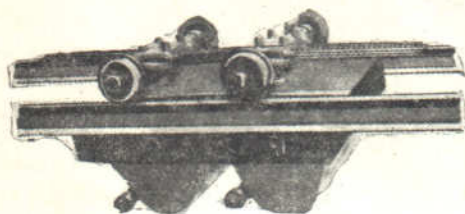
На нижнем горизонтальном участке, во избежание заклинивания, ковши опираются укрепленными на них роликами на верхние грани бортов



Фиг. 573. Детали конвейера Bradley.

соседнего жолоба. На восходящем вертикальном участке ковши свободно повисают на шарнирах и в таком виде переходят на верхний горизонтальный участок, вдоль которого они движутся под опрокинутым жолобом.

Для лучшего опораживания ковшей, угол опрокидывания которых на этом типе конвейеров конструктивно ограничен, рабочая грань нажимной шины опрокидывающего приспособления делается зубчатой, так что ролик ковша, передвигаясь по зубцам, передает встряхивающее движение на ковши. При переходе на вертикальный нисходящий участок ковши поворачиваются принудительно в такое положение относительно лотковых звеньев, в каком они должны находиться на нижней горизонтальной



Фиг. 574. Положение ковшей на верхнем горизонтальном участке.

ветви, т. е. движутся вниз в опрокинутом положении.

К каждому звену жолоба с подвешенным к нему ковшом приболчена литая поперечина, служащая осью для двух ходовых роликов (фиг. 573, 574). Таким образом каждое звено образует одноосную тележку, катящуюся при движении конвейера по направляющим. На поворотных пунктах направляющие профилируются по дуге радиуса около 2—3 м. Связь отдельных тележек между собой осуществляется с помощью стальных гибких канатов.



Фиг. 575. Сращивание отдельных кусков каната.

В зависимости от нагрузки применяется от четырех до восьми канатов с длиной отдельных отрезков 8—12 м, соединяющихся между собой зажимами, как это показано на фиг. 575. При таком способе сращивания канатов из отдельных сравнительно коротких



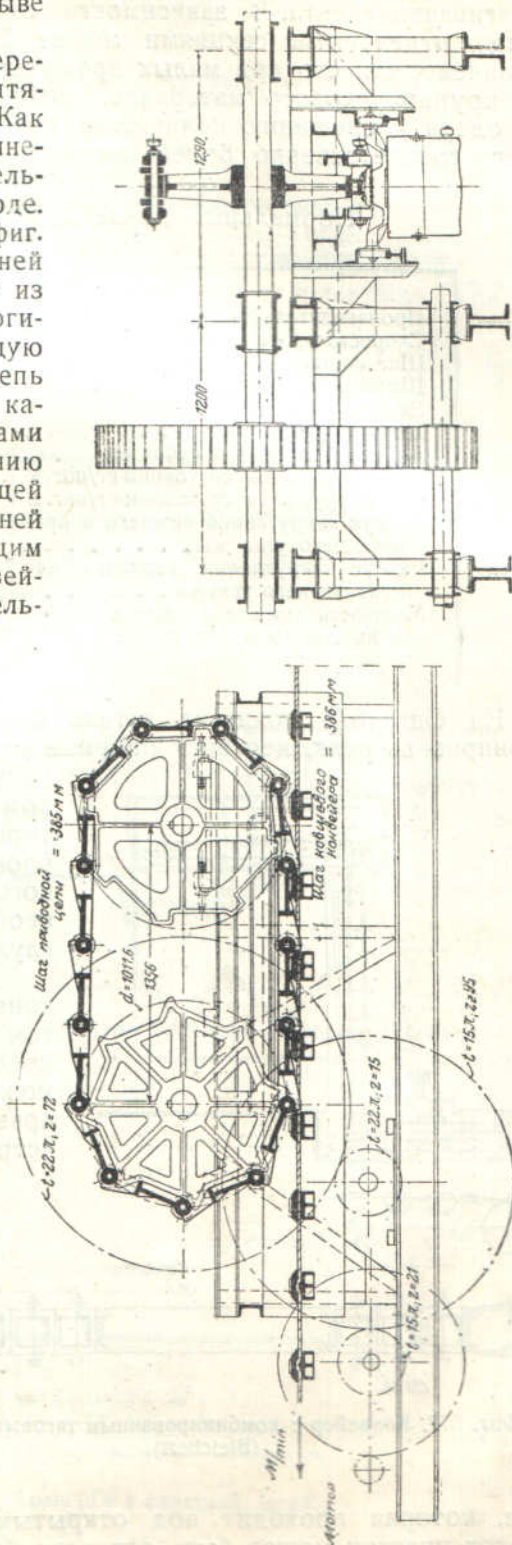
отрезков упрощается первоначальный монтаж конвейера и демонтаж при вытяжке, износе или разрыве отдельных канатов.

Тяговое усилие на конвейер передается через зажимные планки, притянутые к поперечинам болтами. Как показывает практика, такое соединение может воспринимать значительные усилия, возникающие из привода.

Привод конвейера Бр. длей (фиг. 576) устанавливается на верхней горизонтальной ветви. Он состоит из приводной цепи с захватами, огибающей ведущую и направляющую оттяжную звездочку. Приводная цепь движется параллельно рабочим канатам и упирается своими захватами в нажимные планки. Отклонению вверх нагруженной ветви ведущей цепи препятствуют укрепленные на ней ролики, катящиеся по направляющим швеллерам. Ходовые ролики конвейера катятся по направляющим рельсам. При рабочей скорости на конвейере  $\sim 0,285$  м/сек. изображенный на фиг. 576 привод имеет тройную зубчатую передачу и снабжается мотором, делающим 780 об./мин. Шаг на приводной цепи сделан немного (на 1 мм) меньше расстояния между планками на канате, благодаря чему каждый вновь вступающий в зацепление захват воспринимает на себя только часть нагрузки от тягового каната, в зависимости от степени его упругости. Ведущая звездочка имеет восемь зубьев. При разных размерах ковшей скорость ведущей цепи меняется в пределах  $0,25-0,285$  м/сек. Колебания скорости на приводной цепи несколько сглаживаются на конвейере упругим действием канатов.

Главные данные о конвейерах Бредлея с канатной тягой приведены в таблице 88.

Фирма Блейхерт изготавливает конвейеры с комбинированным тяговым элементом, состоящим частью из цепей, частью из канатов. Общий вид такого конвейера показан на фиг. 577. Отдельные секции конвейера, заключающие по три ковша, соединены между собой бесконечным канатом, который огибает горизонтальные блоки, укрепленные на раме каждой секции. Этим соеди-



Фиг. 576. Привод конвейера Бредлея (Bomag).



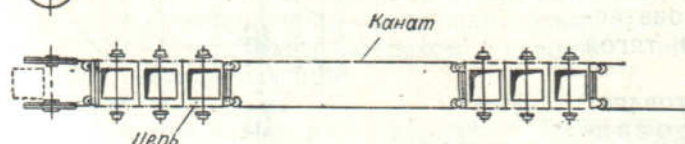
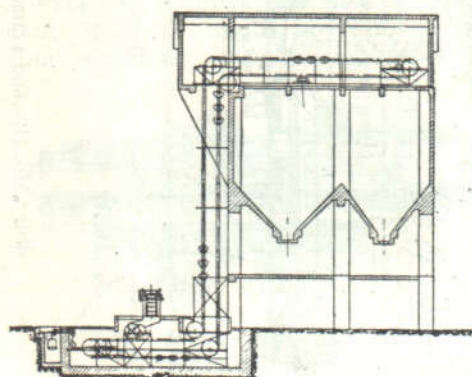
нением исключается перекося ходовых роликов при неравномерном вытягивании каната. В зависимости от производительности расстояние между отдельными секциями может быть произвольно уменьшено или увеличено, так что при малых производительностях, даже при перемещении крупнокускового материала, требующего больших размеров ковшей, благодаря уменьшению количества потребных секций конструкция получается соответственно более легкая и дешевая.

Таблица 88

Нормальные размеры ковшевых конвейеров  
Bradley (Bamag)

Производительность по углю т/час . . . . .	30	50	90	100	120
Скорость м/сек . . . . .	0,254	0,254	0,270	0,270	0,270
Шаг ковшей мм . . . . .	380	380	535	535	535
Ширина ковшей мм . . . . .	460	610	715	765	915
Емкость ковшей в литрах . . . . .	14,2	20	55,5	60	71,5
Ширина колен мм . . . . .	610	765	865	915	1070
Диаметр ходовых роликов мм . . . . .	130	130	180	180	180
Вес в порожнем состоянии кг/пог. м . . . . .	164	178	233	242	265
Вес в груженом состоянии кг/пог. м . . . . .	200	225	318	332	372
Радиус закругления нижнего направляющего угла мм . . . . .	1835	1835	3050	3050	3050
Радиус закругления верхнего направляющего угла мм . . . . .	2135	2135	3050	3050	3050
Мощность при длине конвейера 30 м и высоте 15 м в л. с. . . . .	10	15	18	22	25

На фиг. 578 показана деталь этого конвейера. Ковши подвешены шарнирно на осях, несущих опорные ролики. Ведущим элементом секции служит короткозвенная цепь. На каждом звене цепи одеты колодки, которыми цепь опирается на гладкие блоки при переходе с горизонтального участка на вертикальный или наоборот. Для отклонения каната служат эти же направляющие блоки.



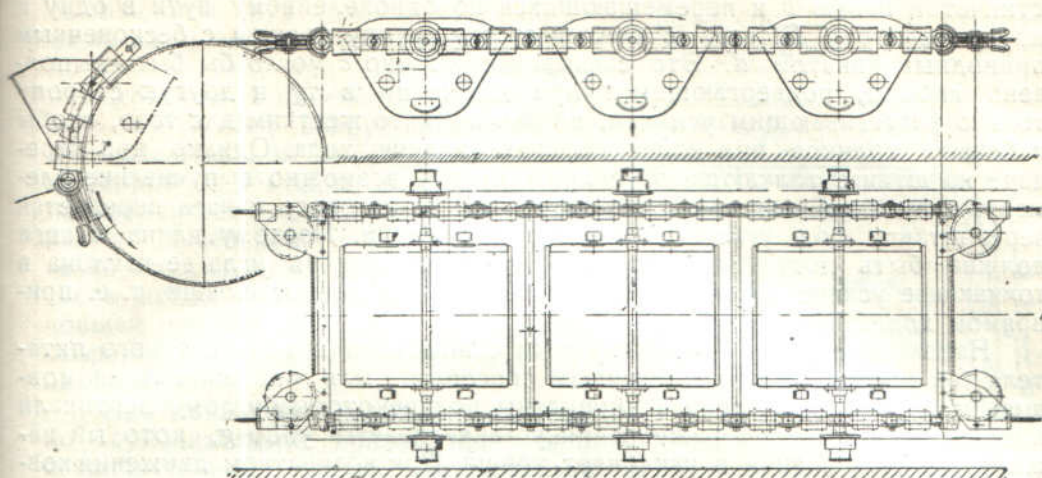
Фиг. 577. Конвейер с комбинированным тяговым элементом (Bleichert).

При больших участках ветвей конвейера, расположенных на открытом воздухе, ведущий канат с прикрепленными к нему группами ковшей можно свободно подвесить между направляющими блоками, избежав этим устройства дорогостоящих поддерживающих опор. Пример такой установки приведен на фиг. 579.

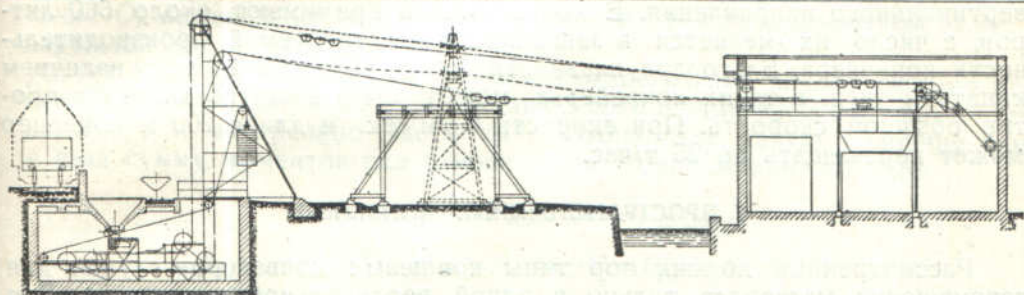
Для питания котельной углем установлен канатный конвейер небольшой производительности, так что понадобилось всего четыре секции по три ковша каждая. Если часть конвейерного

пути, которая проходит под открытым небом, имеет длину 30—60 м, то этот участок может быть оставлен без промежуточной опоры (назначенной пунктиром) и канат вместе с укрепленными на нем группами ковшей свободно провисает.

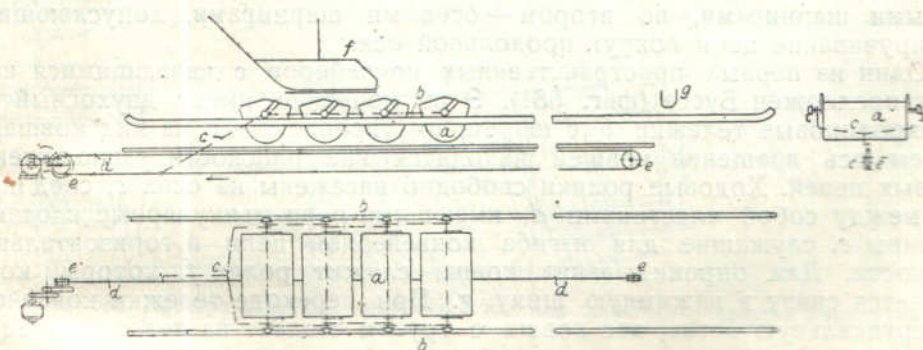




Фиг. 578. Деталь конвейера с комбинированной тягой (Bleichert).



Фиг. 579. Схема ковшевого конвейера со свободным провисанием ветвей (Bleichert).



Фиг. 580. Конвейер проф. Аумунд'а с канатной тягой.



Проф. Aumund'ом предложен одноколейный ковшевой конвейер с канатной тягой и возвратнопоступательным движением ковшей (фиг. 580). Конвейер состоит из группы ковшей *a*, соединенных между собой пластинчатой цепью *b* и перемещающихся по одноколейному пути в одну и другую сторону. Штанга *c* соединяет эту группу ковшей с бесконечным приводным канатом *d*. Это связывающее звено *c* могло бы быть выполнено гибким, подвергающимся при движении в ту и другую сторону только растягивающим усилиям, но оно принято жестким для того, чтобы избежать толчков при изменении направления хода. Однако при передаче на штанге толкающего усилия (вправо) возможно выпучивание элемента конвейера, так как движущая сила от тягового каната передается через штангу под углом к конвейерной линии. Поэтому длина штанги должна быть достаточно большой для уменьшения угла ее наклона и толкающее усилие должно передаваться на груженные ковши, т. е. при прямом ходе.

Наполнение ковшей производится с помощью автоматического питателя *f* в пункте погрузки обычным способом. Для опорожнения ковшей на их боковых стенках укреплены под некоторым углом к вертикали планки, а в пункте опорожнения устанавливается упор *g*, который нажимает на эти планки и наклоняет ковши. При возвратном движении ковшей порожняком они снова слегка отклоняются, проходя под упором. Угол отклонения невелик, так как благодаря косому укреплению планок он получается при обратном движении уменьшенным на двойной угол наклона планок к вертикали. Описанный конвейер может быть устроен для перемещения материала под любым углом к горизонту вплоть до вертикального направления. Емкость ковшей принимают около 600 литров, а число их меняется в зависимости от требуемой производительности конвейера. Благодаря плавности хода, обеспечиваемой наличием канатной тяги, в таких конвейерах может быть взята повышенная против обычной скорость. При скорости 0,5 м/сек. и длине 200 м конвейер может перемещать до 25 т/час.

## 2. ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Рассмотренные до сих пор типы ковшевых конвейеров служат для перемещения материала только в одной вертикальной плоскости. Для перемещения материала в любом направлении, т. е. по проводникам — либо имеющим кривизну последовательно в разных плоскостях, либо двоякую (пространственную кривизну) — применяются, как об этом уже упоминалось, „пространственные“ конвейеры.

В первом типе пользуются последовательными взаимно перпендикулярными шарнирами, во втором — осевыми шарнирами, допускающими перекручивание цепи вокруг продольной оси.

Один из первых пространственных конвейеров с качающимися ковшами предложен Буссе (фиг. 581). Этот конвейер имеет двухосный четырехроликовые тележки *b* с шарнирно укрепленными на них ковшами, причем ось вращения ковшей находится вне плоскости расположения тяговых цепей. Ходовые ролики свободно насажены на осях *c*, соединенных между собой пластинами *d*, имеющими перпендикулярные к осям *c* шарниры *e*, служащие для изгиба конвейерной цепи в горизонтальной плоскости. Для опрокидывания ковша служит ролик *f*, которым ковш упирается снизу в нажимную шину *g*. При переходе тележки конвейера на вертикальную ветвь, вес ковша с грузом создает на тележке внецентренную нагрузку, для восприятия которой конвейерная цепь движется на этом участке между двусторонними направляющими *h*.

Большой вес внецентренно нагруженных тележек и повышенный износ на ходовых роликах заставили отказаться от этой системы конвейера. В настоящее время в пространственных конвейерах получили распростра-

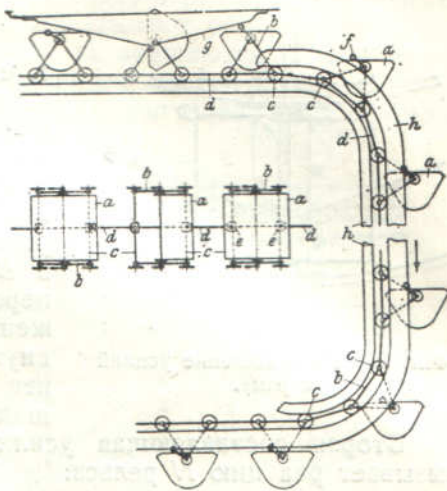


нение одноосевые тележки, впервые примененные Шенком (фиг. 582). На осях ходовых роликов *a* подвешены ковши *c*. Ведущим органом служит шарнирная рама и соединительные пластины. Оси *a* служат шарнирным соединением двух половин рамы, соседние рамы соединены промежуточными звеньями на перпендикулярных к осям шарнирах *b*. Как показано на фиг. 582, при огибании кривых в вертикальной плоскости конвейерная цепь изгибается вокруг шарниров *a*, в горизонтальной плоскости — вокруг шарниров *b*. Питание ковшей должно производиться с помощью дозатора, так как по своей конструкции такой конвейер относится к типу, имеющему просветы между ковшами. Опораживание ковшей при движении в ту или другую сторону производится с помощью роликов *d*.

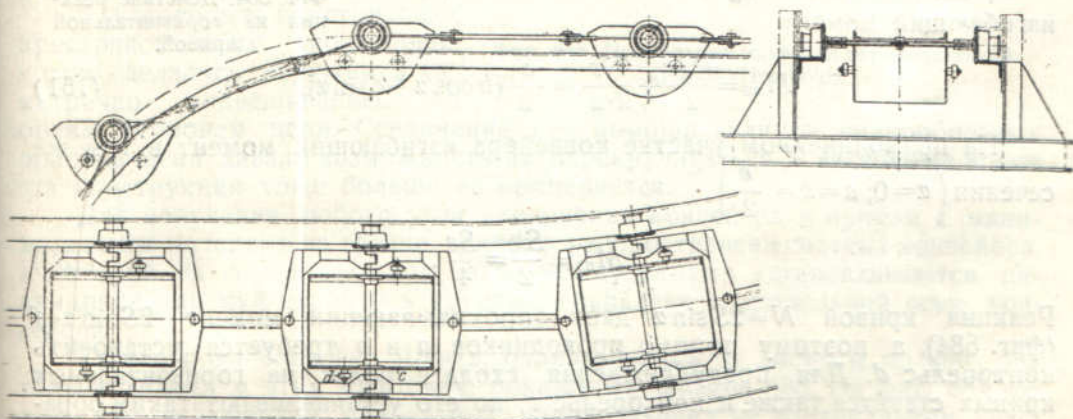
При движении тележки конвейера по горизонтальной кривой (фиг. 583) соединительные звенья поворачиваются на некоторый угол  $\alpha$  по отношению к оси тележки, следовательно тяговые усилия  $S$  и  $S_1$  (только незначительно различающиеся между собой, так что полагаем  $S \cong S_1$ ) пересекаются в некоторой точке  $O$ , лежащей на расстоянии  $b$  от наружной части рамы  $BC$ . Переносим усилия  $S$  и  $S_1$  в точку  $O$  и разлагаем каждое из них на две взаимно перпендикулярные составляющие. Усилия  $S \cos \alpha$  растягивают наружные части рамы  $BC$  и внутренние части  $AD$ . Отбрасывая левую половину рамы и взяв сумму моментов сил относительно точек  $A$  и  $B$ , получим

$$S \cos \alpha \cdot a = P_B (a + b) = P_B \cdot e,$$

$$S \cos \alpha \cdot b = P_A (a + b) = P_A \cdot e,$$



Фиг. 581. Первоначальная конструкция пространственного конвейера Bousse.



Фиг. 582. Пространственный конвейер с взаимно перпендикулярными шарнирами.

откуда усилие, растягивающее наружную часть рамы  $BC$ ,

$$P_B = \frac{Sa \cos \alpha}{e}. \quad (147)$$

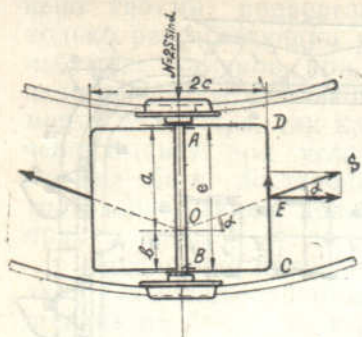


Усилие, растягивающее внутреннюю часть рамы  $AD$ ,

$$P_A = \frac{S \cdot b \cos \alpha}{e}, \quad (148)$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$\frac{P_B}{P_A} = \frac{a}{b}, \quad (149)$$



Фиг. 583. Распределение усилий в раме.

т. е. от растягивающего усилия наружные части рамы тележки испытывают большее напряжение растяжения, чем внутренние части рамы. Разница в этих напряжениях будет тем больше, чем больше разница в плечах  $a$  и  $b$  или, что то же самое, чем меньше радиус закругления. При положении точки  $O$  в  $B$  все растягивающее усилие полностью передается через внешнее звено. При положении точки  $O$  вне четырехугольника рамы внутреннее плечо испытывает сжатие, а внешнее передает растягивающее усилие, превышающее  $S \cos \alpha$ .

Вторая составляющая усилий  $S$  передается через раму на ролик и вызывает реакцию  $N$  рельса:

$$N = 2S \sin \alpha.$$

На наружные части рамы это усилие обычно не действует, если только незначительная игра в зазоре между ковшем и шарниром рамы не вызывает передачи на них этого усилия. Полагая, что изгибающее усилие испытывают только внутренние части рамы  $AD$ , находим момент этого усилия

$$M_{из}' = S \sin \alpha \cdot c. \quad (150)$$

Поперечная часть рамы  $CD$  подвержена изгибу двумя силами —  $P_A$  и  $\frac{N}{2}$ , дающими в сечении  $E$  изгибающий момент

$$M_{из} = \frac{P_A e}{2} + \frac{Nc}{2 \cdot 2} = \frac{S}{2} (b \cos \alpha + c \sin \alpha). \quad (151)$$

На прямолинейном участке конвейера изгибающий момент в том же сечении ( $\alpha = 0$ ;  $a = b = \frac{e}{2}$ )

$$M_{из} = \frac{Sb}{2} = \frac{Se}{4}. \quad (152)$$

Реакция кривой  $N = 2S \sin \alpha$  дает опрокидывающий момент  $2S \sin \alpha \cdot f$  (фиг. 584), а поэтому помимо проводников  $a$  и  $b$  требуется установить контррельс  $d$ . Для предупреждения схода с рельс на горизонтальных кривых ставится также и контррельс  $c$ , но его устанавливают таким образом, чтобы, во избежание заклинивания, ходовые ролики нормально с ним не соприкасались.

Для уменьшения изнашивания реборд ходовых роликов в некоторых конструкциях пространственных конвейеров устанавливают специальные ролики, укрепленные на вертикальных осях и катящиеся на горизонтальной кривой по дополнительной шине<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> См. напр. Michenfelder, Die Materialbewegung in chemishtechnischen Betrieben, стр. 65.



В ряде других конструкций пространственных конвейеров уменьшение сопротивления на горизонтальных кривых и разгрузка реборд ходовых роликов достигается заменой криволинейных шин вращающимися шкивами. На фиг. 585 изображен элемент конвейера Гумбольдта с двухосной тележкой и направляющим шкивом. С прямолинейного участка на направляющий шкив и обратно ходовые ролики переходят через промежуточные стальные направляющие. Ходовые ролики захватывают обод на направляющего шкива и увлекают его; сами при этом не вращаются. Недостаток этого типа конвейера — большой вес движущихся частей и, кроме того, удары роликов при входе на обод шкива. Для смягчения ударов была предложена конструкция шкива с шарнирно укрепленными на нем буферными подушками, воспринимающими давление роликов.<sup>1</sup> Однако эта система вносит значительное усложнение.

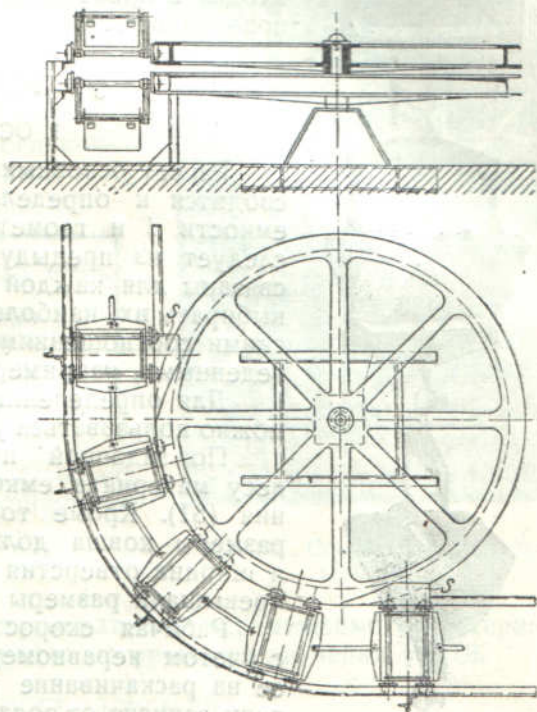
Если криволинейные горизонтальные участки пути заменить поворотом цепи с ковшами на некоторый угол вокруг продольной оси на вертикальных ветвях, то можно значительно уменьшить потери на преодоление сопротивлений.

В первых конструкциях этого рода, при небольших углах поворота и достаточной длине вертикальной ветви, делались попытки перекручивать по спирали обыкновенную двухцепную конвейерную ленту за счет игры в шарнирах и некоторой деформации цепей, однако вследствие возникавших при этом напряжений цепи быстро изнашивались.<sup>2</sup>

В некоторых конструкциях пространственных конвейеров ковши делались парными и симметрично подвешивались по обеим сторонам цепи. Соединение при помощи валиков вилообразных половин цепи давало возможность им перекручиваться. В настоящее время эта конструкция тоже больше не применяется.<sup>3</sup>

Для получения любого угла отклонения конвейера и притом с минимальными потерями на трение, широко распространена система конвейера, в которой на соединительном звене между рамами устанавливаются цилиндрические муфточки, ось которых совпадает с продольной осью конвейера.

Такого рода конвейер Шенка, отличающийся от системы по фиг. 582 только наличием этих муфточек, показан на фигуре 586. На фиг. 587 видно, как включением спиральных направляющих на вертикальном участке два последовательных горизонтальных участка повернуты один относительно другого на  $90^\circ$ . Значительно упрощенный тип конвейера со спиральным поворотом на вертикальном участке, не требующий цепей описанной



Фиг. 585. Поворотный шкив на горизонтальной кривой (Humboldt).

<sup>1</sup> Проф. П. С. Козьмин, Элеваторы, транспортеры и конвейеры, 1932, стр. 372.

<sup>2</sup> Проф. Ганфштенгель, Транспортные устройства для массовых грузов, ч. I, 1927, стр. 197 и 198.

<sup>3</sup> См. проф. Aumund, Hebe und Förderanlagen, I, 1926, стр. 237.



конструкции и допускающий взаимное сближение ковшей, показан на фиг. 588. Он состоит из отдельных секций по несколько ковшей, соединенных длиннозвенными шарнирными цепями и движущихся по горизонтальным участкам на ходовых роликах  $f$ . Секции соединяются между собой с помощью осевых стержней  $b$ , цилиндрические головки которых заложены в пазы поперечины  $a$ , несущие вспомогательные ролики  $c$  для уширенной колеи. На горизонтальных участках конвейера ролики  $c$  не работают, на вертикальном они входят в проводники  $d$  и на спиральном изгибе сразу поворачивают всю секцию на необходимый угол.



## § 4. РАСЧЕТ КОНВЕИЕРА

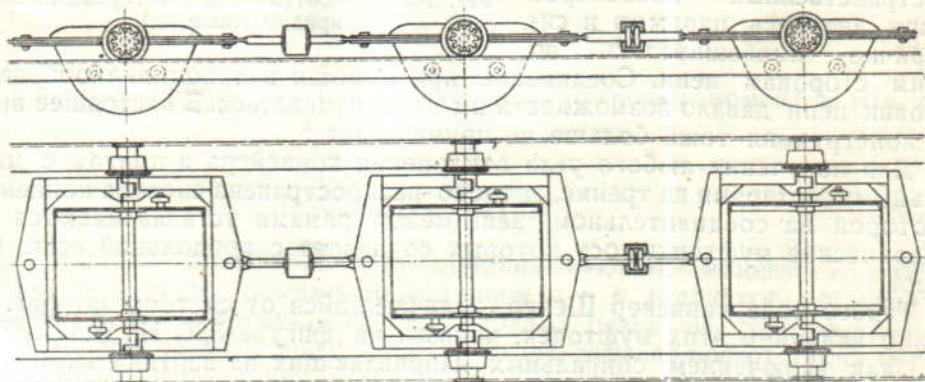
### 1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Расчет основных размеров ковшевого конвейера сводится к определению шага цепей  $l$  и ковшей  $a$ , емкости  $i$  и геометрических размеров ковшей. Как следует из предыдущего, значения  $l$ ,  $a$  и  $i$  взаимно связаны для каждой конструкции конвейера; поэтому выбирать их наиболее удобно, пользуясь геометрическими соотношениями выполненных конструкций, приведенными, например, в фирменных таблицах.

Для определения размеров ковша по его емкости можно пользоваться ур-ниями (137) и (138).

По заданной производительности и насыпному весу материала емкость ковша находится из уравнения (81). Кроме того, при кусковатости материала размеры ковша должны быть таковы, чтобы длина и ширина отверстия ковша не менее чем в два раза превышали размеры отдельных кусков в поперечнике.

Рабочая скорость  $v$  на конвейере назначается с учетом неравномерности рабочего хода и влияния ее на раскачивание ковшей, т. е. в значительной степени зависит от рода привода и тягового элемента. На



Фиг. 586. Цепь спирального конвейера (Schenck).

основании практики иностранных фирм рекомендуются следующие значения скорости.

1. При длиннозвенных цепях с шагом 500 мм и более, с числом зубцов на звездочках или барабане 4—5 и без уравнительного механизма

$$v = 0,10 \div 0,15 \text{ м/сек.}$$



2. Чаще всего в ковшевых конвейерах с тяговым элементом — цепью и числом зубцов  $z=6-8$  и больше принимают

$$v=0,15 \div 0,40 \text{ м/сек.}$$

3. В конвейерах Бредлея с канатной тягой

$$v=0,25 \div 0,30 \text{ м/сек.}^*$$

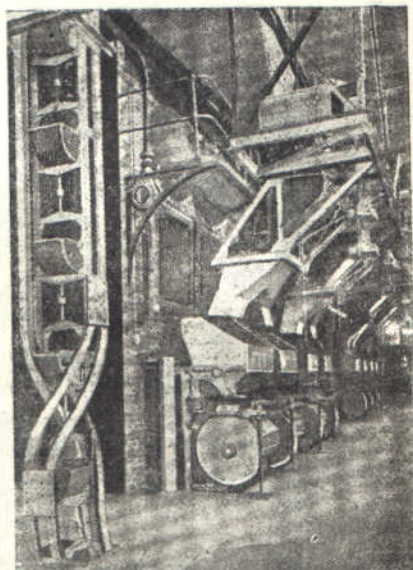
Кроме того, при назначении рабочей скорости сообразуются еще и с родом перемещаемого материала, определяющим условия подачи его на конвейер.

Для различных материалов, на основании американской практики, ориентировочно можно принимать скорости, приведенные в таблице 89.

Таблица 89

Рекомендуемые рабочие скорости ковшевого конвейера для разных материалов

Кокс . . . . .	0,2 м/сек.
Рядовой или кусковой уголь, поро- рода в кусках . . . . .	0,25 "
Зола, известь, цемент . . . . .	0,30 "
Руда, дробленый камень, песок, гравий . . . . .	0,35 "
Штыб . . . . .	0,40 "



Фиг. 587. Спиральный конвейер (Schenck).

Величину коэффициента наполнения ковшей  $\psi$  в уравнении (81) принимают в пределах

$$\psi=0,75 \div 1,0$$

тоже в зависимости от рода и кусковатости перемещаемого материала. Для не крупнокускового угля нередко встречаются значения  $\psi=0,8$ .

## 2. МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Мощность двигателя ковшевого конвейера, как и ранее рассмотренных типов транспортных устройств, находится путем последовательного определения сопротивлений на всех участках установки. Как и в предыдущих типах, одним из факторов, определяющим величину сопротивлений, является собственный вес конвейерной ленты, зависящий от конструкции и толщины стенок ковшей, рода и нагрузки цепей. Так как, однако, нагрузка на цепи определяется только после подсчета сопротивлений, то, подобно предыдущему, собственный вес конвейера назначается первоначально на основании данных выполненных установок; пользуясь этими данными, находится мощность двигателя и наибольшее натяжение цепей, а затем полученные таким способом величины проверяются более точным расчетом.

Отношение  $k'$  собственного веса конвейерной ленты  $q_0$  кг м к весу груза  $q$  кг/м зависит, кроме указанных факторов, еще от рода перемещаемого материала и от производительности конвейера, уменьшаясь с возрастанием последней. Разные фирмы дают довольно сильно отличающиеся величины. Так, для конвейеров, работающих по углю, при производительности от 20 до 90 т/час

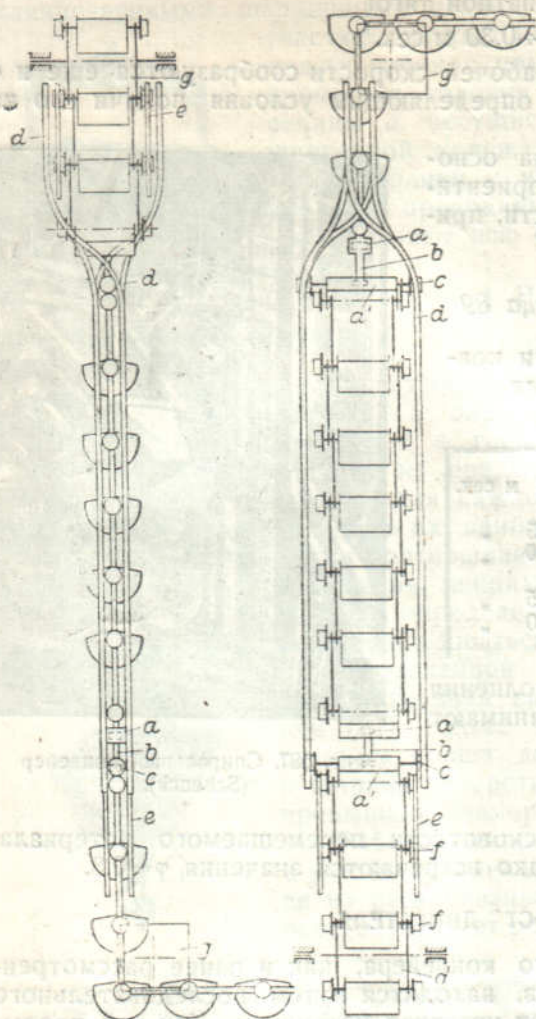
$$k' = \frac{q_0}{q} = 2,36 - 1,30 \text{ по данным Hunt'a,}$$

$$2,88 - 1,36 \text{ по данным Pohl'ig,}$$

$$5,20 - 1,75 \text{ по данным Stephens-Adamson.}$$



Значения  $k'$  для производительности по углю от 10 до 250 т/час при скорости  $v=0,2\div 0,3$  м/сек. можно найти из диаграммы на фиг. 589. Кривые 1 и 2 построены на ней для конвейеров с перекрытыми зазорами по данным Stephens-Adamson и Chain Belt, кривые 3 и 4 — для конвейеров с просветами между ковшами по данным Hunt-Pohlig и Hunt. Наименьшие значения  $k'$  дает Hunt, что объясняется облегченной конструкцией конвейерной ленты и сравнительно большой емкостью ковшей при той же производительности. При производительности свыше 250 т/час значения  $k'$  для конвейеров с просветами между ковшами можно ориентировочно принимать равным 1.



Фиг. 588. Комбинированный спиральный конвейер.

При определении сопротивлений на прямолинейных участках коэффициент тяги  $w'$  следует назначать ниже, чем на пластинчатых транспортерах и V-конвейерах, так как диаметр роликов на ковшевых конвейерах принимается сравнительно большим, а условия работы конвейера (в смысле лучшей защищенности от засорения цапф осей роликов и проводников) более благоприятны.

В американских данных для коэффициента тяги указывается значение  $w'=0,06\div 0,07$ .

Проф. Hanfstengel рекомендует принимать даже меньшие значения

$$w'=0,04\div 0,055.$$

Учитывая возможность перекоса роликов и трения на ребрах, указанные значения при определении величины сопротивлений и мощности двигателя следует увеличивать на 25%.

При передвижении на роликах на криволинейных участках (см., например, фиг. 582 вверху) величина сопротивления находится по уравнению (29), или, после преобразования его, по уравнению

$$W = S_{\text{нб}} \frac{e^{w'a} + \frac{\delta f'}{R} - 1}{1 - \frac{\delta f'}{2R}}, \quad (153^1)$$

где для  $w'$  принимаются прежние значения, а  $f'=0,35-0,45$ .

<sup>1</sup> См. ч. I, 1932, стр. 44.



Если давление на горизонтальной кривой радиуса  $R$  воспринимается ребрами ходовых роликов (фиг. 582 внизу), то добавочное сопротивление на роликах возникает вследствие: 1) трения на торцах ступиц, 2) увеличенного трения на цапфах и 3) трения на ребрах.

Нормальная сила  $N$ , прижимающая ролик к направляющей (фиг. 590), полагая, что растягивающие силы, действующие вдоль двух смежных звеньев цепи, равны, находится из подобия равнобедренных треугольников  $ACD$  и  $AOB$ :

$$N = \frac{l}{R} S_{нб}. \quad (154)$$

Сопротивление на одном ролике от трения на торцах ступиц (фиг. 591)

$$W_1' = N f_1 \frac{d+b}{2D_p} = S_{нб} \frac{l}{R} \cdot f_1 \cdot \frac{d+b}{2D_p}. \quad (155)$$

Добавочное сопротивление на цапфах ролика вызывается силами  $N_1$  вследствие возникновения пары сил  $N_1 c$  от эксцентрично приложенной силы  $N$ ,

$$N_1 = N \frac{D_p}{2c}. \quad (156)$$

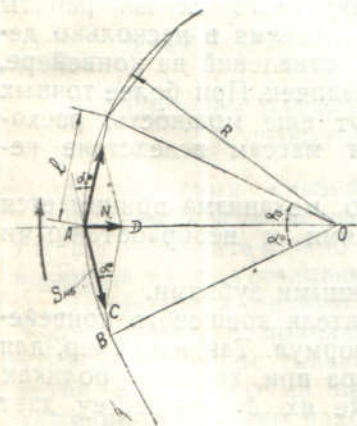
Величину  $c$  можно принимать равной  $\frac{2}{3} \div \frac{3}{4}$  длины ступицы ролика.

Добавочное сопротивление в ступице

$$W_2' = 2 N_1 f_2 \frac{d}{D_p} = N f_2 \frac{d}{c} = S_{нб} \frac{l}{R k} f_2 \frac{d}{c}. \quad (157)$$

Для определения сопротивления от трения на ребрах можно пользоваться ур-нием

$$W_3' = \frac{2 a' N f_3}{l} = S_{нб} \cdot \frac{l}{R} \cdot f_3 \cdot \frac{2 a'}{l}, \quad (158)$$

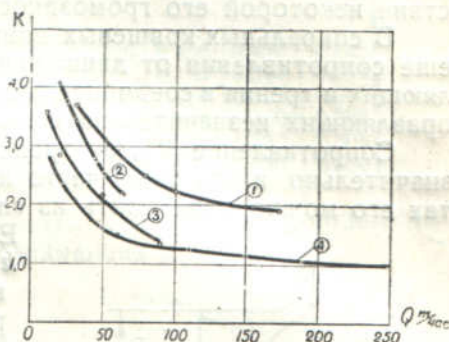


Фиг. 590. Определение радиальной силы на криволинейных направляющих.

где  $a$  — расстояние между осями роликов. Складывая отдельные сопротивления, находим общее сопротивление, приходящееся на одну ось роликов вида

$$W' = AS_{нб} + B, \quad (161)$$

где  $A$  и  $B$  — для данного конвейера постоянные коэффициенты.



Фиг. 589. Диаграмма значений  $k' = q_0 : q$ .

<sup>1</sup> См. ч. II, 1933, стр. 96.



На следующих от начала кривой осях сопротивления равны

$$W'' = A (S_{нб} + W') + B \quad (161')$$

$$W''' = A (S_{нб} + W' + W'') + B \quad (161'')$$

и т. д. Суммировав значения  $W, W', W'', W''', \dots$ , находим для этого случая полное сопротивление на кривой. Общее выражение не приводим вследствие некоторой его громоздкости.

В спиральных ковшевых конвейерах, кроме рассмотренных, возникают еще сопротивления от движения ходовых роликов в спиральных направляющих и трения в соединительных муфтах. Величина сопротивления в направляющих незначительна и ею обычно пренебрегают.

Сопротивление  $W_m$  от трения в соединительных муфтах также незначительно и его тоже часто не учитывают. При более точных подсчетах его можно определить из следующего.

Если обозначить через  $h$  — подъем на спирали по вертикали, соответствующий повороту на ней на угол  $\alpha$  (в радианах),

$d_0$  — внутренний диаметр муфты,

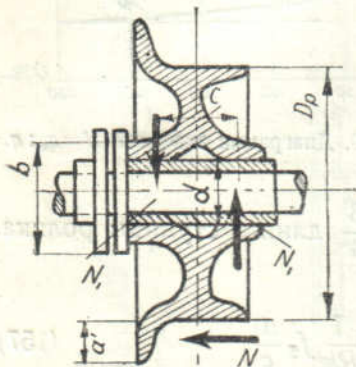
$d_1$  — внешний диаметр муфты.

То из уравнения работ получим

$$W_m h = f S \frac{d_0 + d_1}{2} \alpha,$$

откуда

$$W_m = \frac{\alpha f S (d_0 + d_1)}{2h}. \quad (162)$$



Фиг. 591. Усилия, действующие на ролик на кривой.

Сопротивлениями, возникающими при опрокидывании ковша и приведении в движение загрузочного приспособления, можно либо вовсе пренебрегать, либо учитывать для каждого конкретного случая работы конвейера, назначая добавочную величину сопротивления в несколько десятков килограммов. Определив сумму всех сопротивлений на конвейере, можно найти мощность  $N_0$  на валу приводных звездочек. При более точных подсчетах к найденной мощности  $N_0$  прибавляют еще мощность, расходуемую на сообщение живой силы движущимся массам вследствие неравномерности хода [уравнение (26)].

Коэффициент полезного действия приводного механизма принимается  $\eta = 0,65$  — для привода с литыми шестернями и необработанными зубьями,

$\eta = 0,80$  — при зубчатых колесах с фрезерованными зубьями.

Ориентировочно потребную мощность двигателя ковшевого конвейера можно определить также из эмпирических формул. Так, например, для определения потребной мощности на валу мотора при ходовых роликах с обыкновенными подшипниками и густой смазке их фирма Jeffrey дает формулу

$$N = \frac{mH + nL}{\eta}, \quad (163)$$

где  $m$  и  $n$  — коэффициенты, определяемые либо из таблицы 90, либо из диаграммы фиг. 592,

$H$  — высота подъема в метрах,

$L$  — горизонтальное расстояние подачи,

$\eta \approx 0,75$ .



Значения коэффициентов  $m$  и  $n$  в ур-нии (163)  
для определения мощности двигателя

$V$ м <sup>3</sup> /час при $v=0,25$ м/сек	Ковши		Цепь		$\gamma=0,8$ т/м <sup>3</sup>		$\gamma=1,6$ т/м <sup>3</sup>		$\gamma=2,4$ т/м <sup>3</sup>	
	Ширина мм	Длина мм	Шаг мм	Положение цепи М	$m$	$n$	$m$	$n$	$m$	$n$
34	406	457	457	127	0,143	0,086	0,285	0,106	0,430	0,126
56	457	610	610	152	0,212	0,100	0,425	0,130	0,640	0,159
79	610	610	610	152	0,282	0,116	0,565	0,156	0,837	0,200
97	762	610	610	152	0,350	0,146	0,705	0,200	1,060	0,252
142	762	762	762	178	0,450	0,176	0,910	0,239	1,350	0,305
170	914	762	762	178	0,545	0,192	1,090	0,265	1,630	0,350

Так, например, если требуется определить приблизительно мощность двигателя для ковшевого конвейера при следующих данных:

производительность  $Q=100$  т/час или  
 $V=125$  м<sup>3</sup>/час угля

длина доставки  $L=60$  м,

высота подъема  $H=15$  м,

то находим из таблицы 90

при  $V=97$  м<sup>3</sup>/час значения  $m=0,350$  и  $n=0,146$ ,

при  $V=142$  м<sup>3</sup>/час  $m=0,450$  и  $n=0,176$ .

Интерполяцией находим значения

$$m=0,415, n=0,166.$$

Следовательно, потребная мощность двигателя

$$N = \frac{0,415 \cdot 15 + 0,166 \cdot 60}{0,75} \approx 22 \text{ л. с.}$$

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАТЯЖЕНИЯ В ЦЕПЯХ И ВЫБОР ПОЛОЖЕНИЯ ПРИВОДА

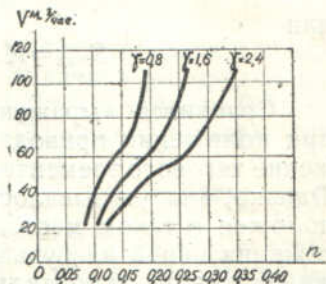
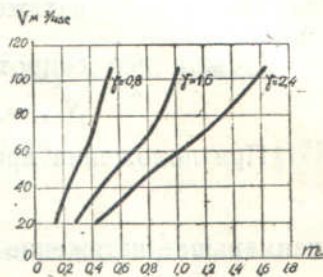
В ковшевых конвейерах, как и в других транспортных устройствах, наибольшее натяжение тягового элемента можно уменьшить рациональным выбором места установки привода.

Наиболее типичные схемы установок ковшевых конвейеров, подобно V-конвейерам, вписываются по фиг. 506; на некоторых установках встречаются, однако, не только горизонтальные и вертикальные, но и наклонные ветви. Как видно из приводимого ниже определения наибольшего натяжения цепей, оно находится примерно таким же способом, как и для V-конвейеров.

#### Схема 1

Привод расположен в пункте А, наименьшее натяжение получается в D и сопротивления на участках

$$\left. \begin{aligned} W_{DC} &= q L w' + q L_2' w' = (q_0 L + q L_2') w' \\ W_{CB} &= (q + q_0) H \\ W_{BA} &= q_0 L w' + q L_1' w' = (q_0 L + q L_1') w'. \end{aligned} \right\} (164)$$



Фиг. 592. Диаграмма значений коэффициентов  $m$  и  $n$  в ур-нии (163).



Зная отношение  $k' = \frac{q_0}{q}$  и учитывая дополнительное сопротивление на

поворотных пунктах коэффициентом  $K$ , получим для максимального натяжения у набегающего конца цепи выражение:

$$S_{\max} = K \{ q [(2k'L + L_1' + L_2') \omega' + (1+k) H] + S_0 \}. \quad (165)$$

При этом значение  $k'$ , входящее в ур-ние (165), можно определять из диаграммы фиг. 589, а величину  $K$  можно принимать, по предыдущему, в зависимости от числа блоков от пункта  $S_{\min}$  до привода и угла обхвата на них:

$$K = 1,1 \div 1,15.$$

Если привод находится в  $B$ , причем

$$q_0 H < W_{BA},$$

т. е.

$$q_0 H < (q_0 L + q L_1') \omega',$$

то наименьшее натяжение цепей получается в точке  $B$  — на сбегающей ветви.

Сложив все сопротивления, после преобразования получим

$$S_{\max} = K \{ q [(2k'L + L_1' + L_2') \omega' + H] + S_0 \}. \quad (166)$$

При положении привода в  $B$ , причем

$$q_0 H > (q_0 L + q L_1') \omega'$$

наименьшее натяжение получается в  $D$  и

$$S_{\max} = K \{ [(L_2' \omega' + H) q + (L \omega' + H) q_0] + S_0 \} \quad (167)$$

или

$$S_{\max} = K \{ q [(k'L + L_2') \omega' + (1+k') H] + S_0 \}. \quad (168)$$

Сравнивая выражение (165) с выражениями (166) и (168), видим, что при положении привода в пункте  $B$  в обоих случаях максимальное натяжение тягового элемента меньше, чем при положении привода в пункте  $A$ . Однако, как указывалось в предыдущей главе, привод должен быть расположен в таком месте, чтобы наряду с уменьшением максимального натяжения цепей нагрузка на звездочки на поворотных пунктах и на поддерживающие их строительные конструкции была возможно меньшей.

#### Схемы 2—5

По аналогии с предыдущим можно вывести выражения для максимального натяжения набегающей ветви ковшевого конвейера, выполненного по схемам 2—5.

При расположении привода в пункте  $A$ , если

$$q_0 H > q_0 L_3 \omega',$$

то наименьшее натяжение на схемах 2 и 3 получается в  $C$  и на схемах 4—5 в  $D$ , а наибольшее натяжение

$$S_{\max} = K \{ q [k'L + L_1' + L_2') \omega' + (1+k') H] + S_0 \}. \quad (169)$$

Если же

$$H_1 < L_3 \omega',$$

то наименьшее натяжение на всех схемах в  $A$  и наибольшее натяжение находится по ур-нию (166).



При расположении привода в пункте *B* будем иметь:

при

$$q_0 H_1 > (L_1 + L_3) q_0 \omega' + L_1' \omega' q$$

или

$$k' H_1 > [(L_1 + L_3) k' + L_1'] \omega'$$

наименьшее натяжение на схемах 2—3 будет в *C* и на схемах 4—5 в *D* и

$$S_{\max} = K \{ q [(k' L_2 + L_2') \omega' + (1 + k') H] + S_0 \}. \quad (170)$$

Если же

$$k' H_1 < [(L_1 + L_3) k' + L_1'] \omega',$$

то наименьшее натяжение получается в *B* и наибольшее находится по ур-нию (166).

#### Схемы 6—7

При положении привода в *A* наименьшее натяжение получается всегда в *E* и наибольшее находится по ур-нию (165).

При положении привода в *B* и

$$q_0 H > (q_0 L_1 + q L_1') \omega'$$

наименьшее натяжение получается по предыдущему в *E* и наибольшее находится по ур-нию:

$$S_{\max} = K \{ q \omega' [L_2 + L_3] k' + L_2' + q H (1 + k') \}. \quad (171)$$

Если

$$q_0 H < (q_0 L_1 + q L_1') \omega',$$

наименьшее натяжение получается в *B* и наибольшее находится по ур-нию (166).

#### 4. ЧИСЛЕННЫЙ ПРИМЕР

Определить основные размеры и потребную мощность двигателя ковшевого конвейера по фиг. 593, служащего для подачи и распределения по всей длине верхнего горизонтального участка 100 т/час угля ( $\lambda = 0,8 \text{ т/м}^3$ ) с наибольшей крупностью кусков *a* до 120 мм. Основные размеры конвейера указаны на эскизе.

Рабочую скорость конвейера принимаем  $v_p = 0,28 \text{ м/сек}$ . Нагрузка на 1 пог. м конвейера

$$q = \frac{Q}{3,6 v} = \frac{100}{3,6 \cdot 0,28} = 99 \approx 100 \text{ кг/м}.$$

По диаграмме фиг. 589, пользуясь кривой 4, определяем значение коэффициента  $k'$ :

$$k' \approx 1,3,$$

следовательно,

$$q_0 = k' q = 1,3 \cdot 100 \approx 130 \text{ кг/м}.$$

Фиг. 593. Схема ковшевого конвейера (к численному примеру).

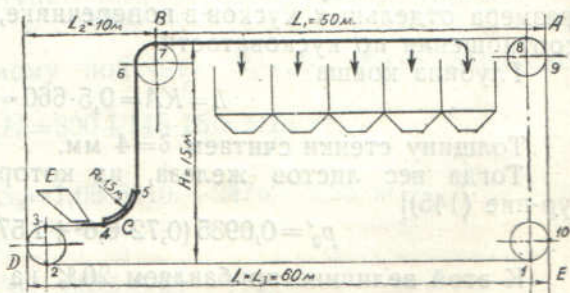


Схема конвейера по фиг. 593 идентична схеме 7 на фиг. 506. Полагая, что привод расположен в *A* и коэффициент сопротивления движению на роликах

$$\omega' = 0,07,$$

а также принимая во внимание, что  $L_1' \approx L_1$  и  $L_2' \approx L_2$ , находим, что

$$q_0 H = 130 \cdot 15 = 1950 \text{ кг} > (q + q_0) L_1 \omega' = (100 + 130) 50 \cdot 0,07 = 800 \text{ кг}.$$



Поэтому наименьшее натяжение получается в  $E$  и наибольшее, определяемое по ур-нию (165), равно

$$S_{\max} = K[q\omega_1' L(2k' + 1) + qH(k' + 1) + S_0].$$

Полагаем  $S_0 = 300$  кг, тогда

$$S_{\max} = 1,15 [100 \cdot 0,07 \cdot 60 (2 \cdot 1,3 + 1) + 100 \cdot 15 (1,3 + 1) + 300] = 5680 \text{ кг}$$

или по

$$\frac{5680}{2} = 2840 \text{ кг}$$

на каждую ветвь.

По таблице 4 выбираем (для предварительного определения веса) цепи с шагом  $l = 400$  мм, рабочей нагрузкой 3000 кг. Вес таких цепей  $q_{ц} = 27,9$  кг на пог. м. Считая, что ролики будут взяты большего диаметра, полагаем  $q_{ц} = 30$  кг/м.

Принимаем расстояние между ковшами равным двум шагам цепи, т. е.

$$a = 2 \cdot 400 = 800 \text{ мм.}$$

Тогда емкость ковша, считая коэффициент наполнения  $\psi = 0,8$ , должна быть

$$i = \frac{Qa}{3,6v\psi} = \frac{100 \cdot 0,8}{3,6 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 0,8} = 124 \text{ литра.}$$

Для определения зависимости между размерами и емкостью ковша нами были выведены ур-ния (136) и (137). Полагая в них  $K = 0,5$ , имеем. [ур-ние (138)]

$$i = 0,34 A^2 B \text{ литров.}$$

Длину ковша  $A$  принимаем несколько меньшей шага ковшей:

$$A = 660 \text{ мм} = 6,6 \text{ дцм,}$$

тогда ширина ковша

$$B = \frac{i}{0,34 A^2} = \frac{124}{0,34 \cdot 6,6^2} = 8,4 \text{ дцм} = 840 \text{ мм.}$$

Размеры отверстия ковша  $A$  и  $B$  соответственно в 5,5 и 7 раз больше размера отдельных кусков в поперечнике, так что удовлетворяют условиям соотношения по кусковатости.

Глубина ковша

$$h = KA = 0,5 \cdot 660 = 330 \text{ мм.}$$

Толщину стенки считаем  $\delta = 4$  мм.

Тогда вес листов железа, из которых собран ковш (стенок ковша) [ур-ние (145)]

$$p_0' = 0,0935 (0,72 \cdot 6,6^2 + 1,57 \cdot 6,6 \cdot 8,4) 4 = 44 \text{ кг.}$$

К этой величине прибавляем 20% на арматуру ковша (усиливающую пояс, опрокидной ролик, подшипнички), так что

$$p_0 = 1,2 p_0' = 1,2 \cdot 44 = 53 \text{ кг.}$$

Полный вес конвейерной ленты

$$q_0 = C \left( \frac{p_0}{a} + 2 q_{ц} \right) = 1,15 \left( \frac{53}{0,8} + 2 \cdot 30 \right) = 145 \text{ кг/м,}$$

где  $C = 1,15$  — коэффициент, учитывающий увеличение веса ленты весом сквозных болтов. Полученный результат на 10% превышает принятое выше табличное значение  $q_0$ .



Так как вес нисходящей порожней ветви  $AE$  больше, чем сопротивление на верхней горизонтальной ветви  $BA$ , то наименьшее натяжение получается в  $E$  независимо от того, расположен ли привод в  $A$  или  $B$ . Полагая по предыдущему натяжение в пункте  $E$

$$S_{10} = S_0 = 300 \text{ кг}$$

и считая, что натяжное устройство для удобства помещено в пункте  $D$ , определим сопротивления на отдельных участках и суммарное для положения привода в  $A$  и  $B$ . При этом приближенно будем считать увеличение сопротивления на звездочках, огибаемых цепями под углом  $90^\circ$ , в 5% и огибаемых под углом  $180^\circ$  в 7% от натяжения набегающей ветви.

1. Привод в  $A$ .

$$S_1 = 1,05 S_{10} = 1,05 \cdot 300 = 315 \text{ кг},$$

$$S_2 = S_1 + q_0 L \omega' = 315 + 145 \cdot 60 \cdot 0,07 = 925 \text{ кг},$$

$$S_3 = 1,07 S_2 = 1,07 \cdot 925 = 990 \text{ кг}.$$

Сила натяжного устройства

$$P_n = S_2 + S_3 = 910 + 990 = 1900 \text{ кг},$$

$$S_4 = S_3 + (q + q_0) L_2 \omega' = 990 + (100 + 130) 10 \cdot 0,07 = 1162 \text{ кг.}^1$$

Натяжение в точке 5 определяем, пользуясь ур-нием (29) и полагая в нем предварительно

$$S_5 = 1,07 S_4 = 1,07 \cdot 1162 = 1243 \text{ кг},$$

$$S_5 = S_4 \cdot e^{w' \beta} + W_{4-5} = S_4 e^{w' \beta} + (S_4 + S_5) \frac{\delta f'}{2R},$$

$$S_5 = 1162 \cdot e^{0,07 \cdot \frac{\pi}{2}} + (1162 + 1243) \frac{30 \cdot 0,4}{2 \cdot 1500} = 1225 + 10 = 1235 \text{ кг}.$$

Расчет показывает, что с достаточной степенью точности сопротивление на кривых можно определять по ур-нию (30).

$$S_6 = S_5 + (q + q_0) H = 1235 + (100 + 145) 15 = 4725 \text{ кг},$$

$$S_7 = 1,05 S_6 = 1,05 \cdot 4725 = 4950 \text{ кг},$$

$$S_8 = S_{\max} = S_7 + (q + q_0) L_1 \omega' = 4950 + (100 + 145) 50 \cdot 0,07 = 5810 \text{ кг}$$

и на каждую цепь

$$\frac{5810}{2} = 2905 \text{ кг}.$$

тогда как по предварительному подсчету  $S_8 = S_{\max}$  было определено равным 5680 кг

$$S_9 = S_{10} + q_0 H = 300 + 145 \cdot 15 = 2475 \text{ кг}.$$

Тяговое усилие

$$W_0' = 1,05 S_8 - S_9 = 1,05 \cdot 5810 - 2475 = 3625 \text{ кг}$$

и мощность на головном валу

$$N_0' = \frac{W_0' v}{75} = \frac{3625 \cdot 0,28}{75} = 13,5 \text{ л. с.}$$

2. Привод в  $B$ .

Натяжения в пунктах 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 10 и 9 остаются теми же

$$S_9 = \frac{S_9}{1,05} = \frac{2475}{1,05} = 2350 \text{ кг},$$

$$S_7 = S_8 - (q + q_0) L_1 \omega' = 2350 - (100 + 145) 50 \cdot 0,07 = 1490 \text{ кг}.$$

<sup>1</sup> В действительности перемещение груза происходит не по всей длине участка 3-4. Полагаем, что избыток тяговой силы затрачивается на приведение в действие дозатора.



Наибольшее натяжение каждой цепи

$$\frac{S_6}{2} = \frac{4725}{2} \approx 2365 \text{ кг.}$$

Так же, как и в численном примере при рассмотрении V-конвейеров, можно показать, что с перенесением привода из А в В уменьшается не только наибольшее натяжение цепей, но и сумма давлений на оси отклоняющих звездочек, а также (в значительно меньшей мере)—расходуемая мощность.

Наибольшее ускорение движения цепей, если считать приводную звездочку о восьми зубцах [ур-ние (25)]

$$\dot{v}_{\max} = 2\pi^2 \frac{v^2}{z^2 L} = 2\pi^2 \frac{0,28^2}{8^2 \cdot 0,4} = 0,061 \text{ м/сек.}^2$$

и динамическая нагрузка на цепи [ур-ния (23), 24)]

$$S_d = \frac{3(q+2q_0)(L+H) \dot{v}_{\max}}{g} = \frac{3(100+2 \cdot 145)(60+15) \cdot 0,061}{9,81} = 505 \text{ кг,}$$

т. е. в данном случае составляет около 10% от наибольшего натяжения цепей. Прибавив половину этой величины к наибольшему натяжению одной цепи, не трудно убедиться, что принятые цепи с избытком удовлетворяют по прочности. Определив, подобно предыдущему, число оборотов головного вала, находим передаточное число, коэффициент полезного действия передаточного механизма и мощность двигателя. Величину добавочной „динамической“ мощности, как незначительную, можно не учитывать.

## § 5. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ

### 1. КОВШЕВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ НА ГАЗОВЫХ И ЦЕМЕНТНЫХ ЗАВОДАХ, КОТЕЛЬНЫХ УГЛЕМОЙКАХ И КОКСОВЫХ УСТАНОВКАХ

Благодаря большой „гибкости“ ковшевых конвейеров и возможности перемещения на них в любом направлении, один агрегат таких конвейеров заменяет две или несколько последовательных транспортных установок, например, ленты и элеваторы. Этим часто не только значительно упрощается вся механическая часть установки и устранивается промежуточная перегрузка материала, но и избегается связанная с перегрузкой деградация некоторых материалов. Рассмотрим несколько примеров таких установок.

На фиг. 594 приведен общий вид ковшевого конвейера для доставки угля к печам небольшой газовой установки. Уголь подвозится в опрокидных вагонетках, разгружаемых в воронку *a*, снабженную решеткой, на которой разбиваются вручную крупные куски. Пройдя питающее устройство по типу фиг. 553, уголь подается конвейером *b* либо на бункерный склад, либо к лотку *c* в жолобы *e* ретортовой погрузочной машины. Питающее устройство, сделанное передвижным вдоль нижнего тоннеля, служит также для подачи угля на конвейер из бункеров. Жолобы *e* висят на катучем кране *d*, перемещающемся вдоль фронта горизонтальных ретортовых печей по рельсовому пути, расположенному выше загрузочных люков.

На фиг. 595 показана установка ковшевого конвейера на портландцементном заводе, служащая для доставки шихты к печам. Конвейерная лента имеет длину 110 м, производительность ее 400 шт. брикетов и около 10 т клинкера в час. Подача брикетов в ковши производится на верхнем горизонтальном участке, выступающем справа внизу ветви; питание ковшей клинкером выполняется в четырех пунктах на нижней горизонтальной



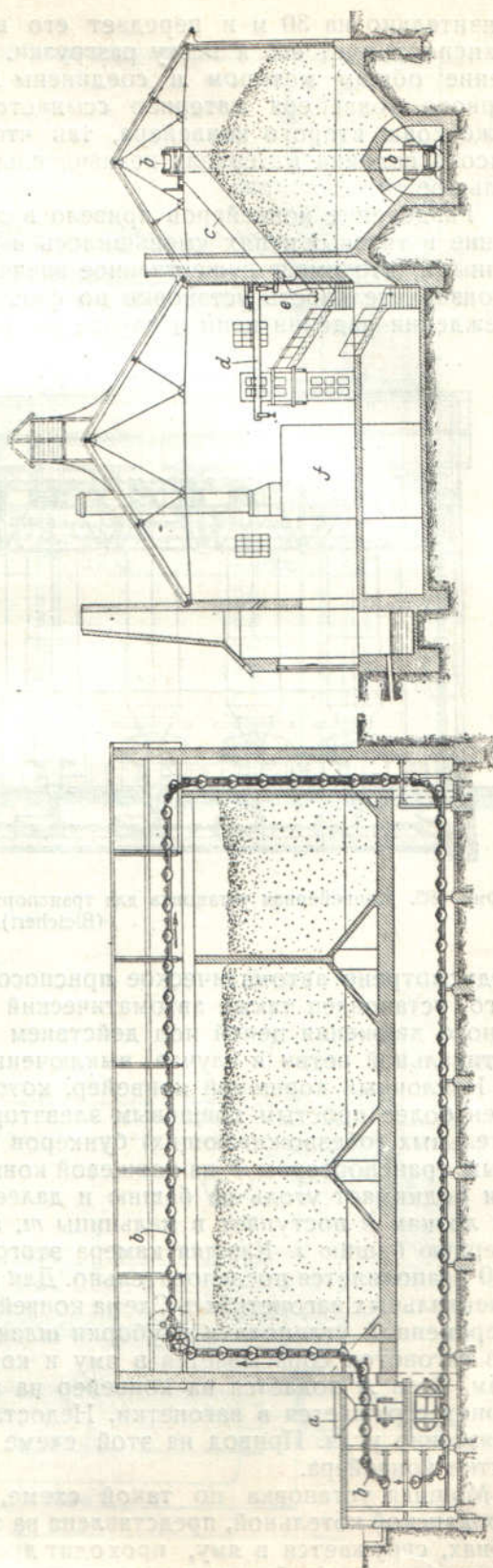
ветви с помощью питателей. На верхней горизонтальной ветви над печами оба рода материала снимаются с конвейера раздельно. Привод этого конвейера установлен вверху в конце восходящей ветви.

На фиг. 596 приведен общий вид ковшевого конвейера по проекту Союзтранстехпрома для завода „Красный строитель“. Производительность конвейера 50 т/час клинкера, длина конвейерного пути около 56 м и высота 13,4 м. Конвейерная лента охватывает слева погрузочные пункты и запасные силосы, а справа проходит над воронками, в которые материал сыпается из ковшей, следуя по нижней ветви.

Пример углеподачи с помощью ковшевого конвейера на бункера котельной дан на фиг. 597. Уголь подвозится по ж.-д. колее в саморазгружающихся вагонах и сыпается в зависимости от сорта в одну из трех отдельных ям. Из этих ям с помощью трех питающих лент уголь подается на смесительные шнеки и грузится через дозаторы в ковши конвейера, распределяющего его по бункерам. В целях механического резерва конвейеров установлено два. Производительность каждого—60 т/час.

В отдельных случаях при большой производительности и длине перемещения, а также когда движение конвейера должно происходить в различных плоскостях, рациональным бывает соединение двух конвейеров, из которых каждый расположен только в одной плоскости.

Таким примером может служить установка ковшевого конвейера на газовом заводе по фиг. 598. Установка состоит из двух конвейеров, расположенных во взаимно перпендикулярных плоскостях. Первый конвейер, длина тяговой цепи которого равна 280 м, подает кокс от башен для гашения сначала по нижней горизонтальной ветви, затем поднимает материал при-

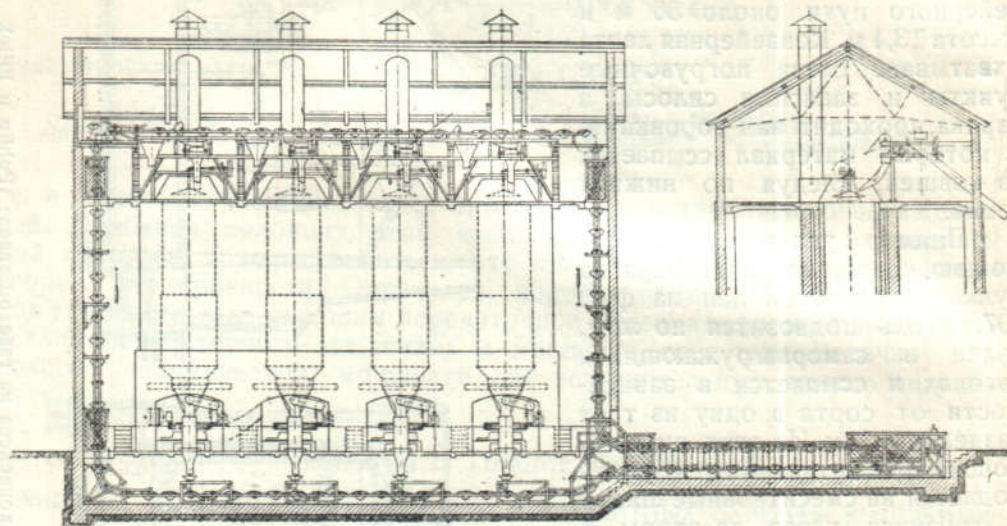


Фиг. 594. Установка ковшевого конвейера на газовом заводе (Pohlig и Eitle).



близительно на 30 м и передает его второму конвейеру, который уже транспортирует его к месту разгрузки. Оба конвейера приводятся в движение общим мотором и соединены между собой так, что из ковша первого конвейера материал ссыпается непосредственно в проходящий ниже ковш второго конвейера, так что дозатор применять не нужно. Высота падения материала незначительна, а поэтому дробление его небольшое.

Разделение конвейеров привело в данном случае к тому, что напряжение в тяговых цепях уменьшилось и их можно было выполнить облегченными, что имеет существенное значение при большой высоте подъема. Производительность установки по фиг. 598 равна 100 т/час. Для предупреждения падения цепи в случае ее разрыва на вертикальном участке



Фиг. 595. Конвейерная установка для транспортирования шихты на цементном заводе (Bleichert).

предусмотрено автоматическое приспособление для захвата цепи. Кроме этого, установлен также автоматический тормоз предупреждения обратного движения цепей под действием веса материала, находящегося на вертикальной ветви в случае выключения тока.

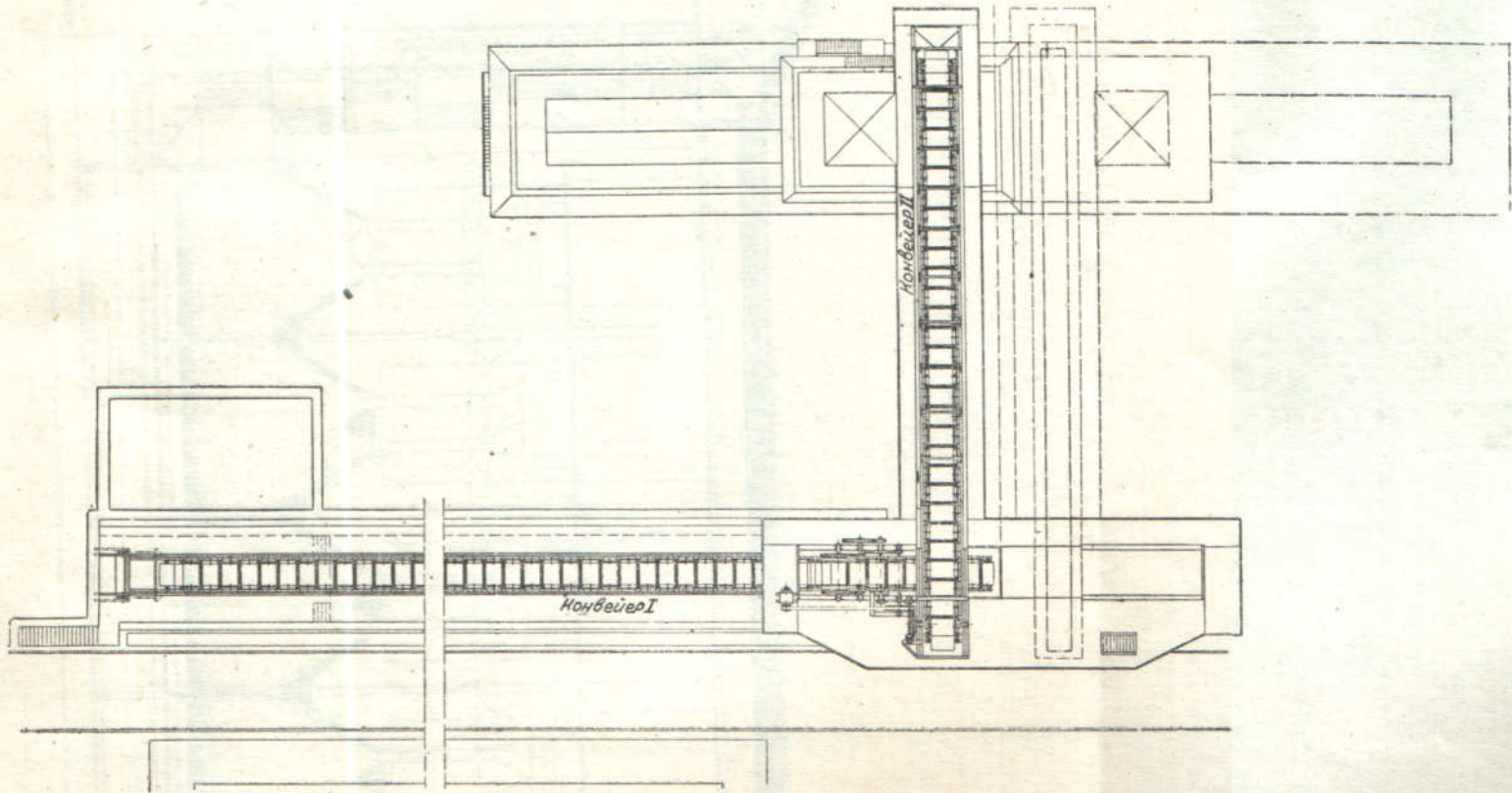
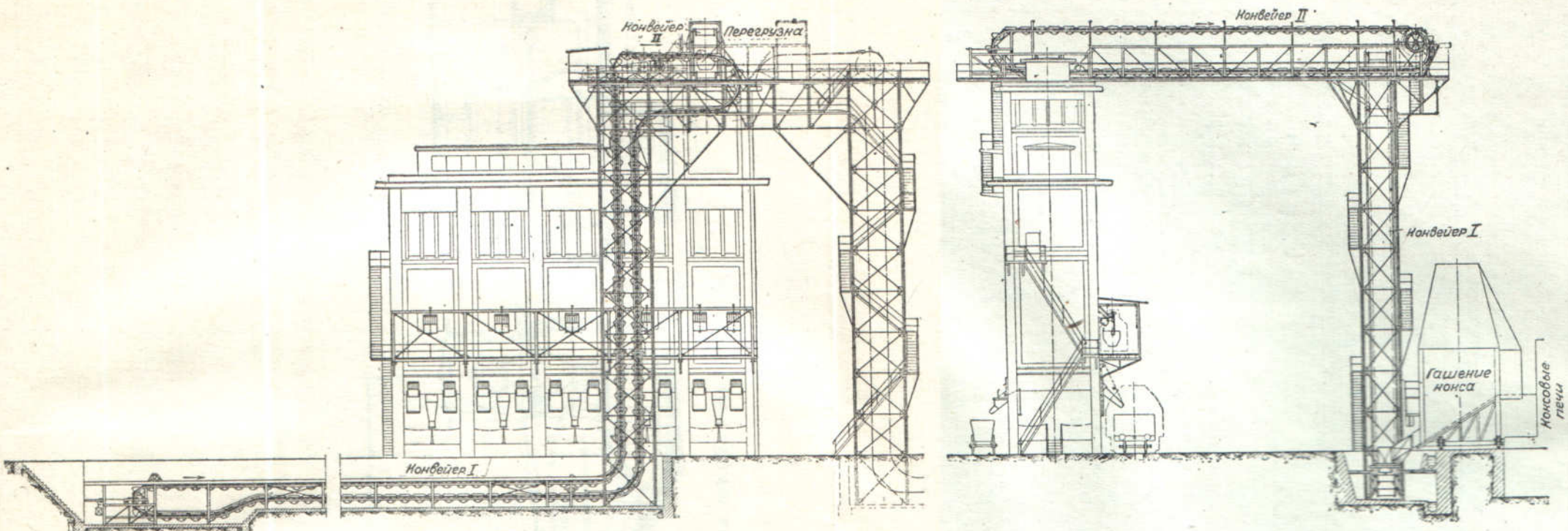
Наклонный ковшевой конвейер, который, впрочем, мог бы быть заменен более простым ковшевым элеватором, показан на фиг. 599. Из осушительных (обезвоживающих) бункеров мойки *a* уголь подается пластинчатым транспортером *b* на ковшевой конвейер *h*. Конвейер по наклонному пути поднимает уголь на башню и далее он по распределительным спускным лоткам *k* поступает в мельницы *m*, а затем по рукавам *l* в четырехкамерную башню *i*. Каждая камера этого запасного приемника емкостью в 600 т заполняется последовательно. Для загрузки в печь уголь подвозится в специальных вагонетках *e*. Схема конвейера, служащего в котельной для попеременной углеподачи и уборки шлаков, показана на фиг. 600. Уголь *K* из вагонеток сбрасывается в яму и конвейером распределяется по бункерам. Зола *A* подается на конвейер на нижней ветви и через спускную воронку сгружается в вагонетки. Недостаток такой системы — возможное загрязнение угля. Привод на этой схеме расположен на прямолинейном участке конвейера.

Мощная установка по такой схеме, работающая в одной крупной американской котельной, представлена на фиг. 601. Уголь подвозится в ж.-д. вагонах, сгружается в яму, проходит дробилку и питатель и конвейером относится либо на бункеры над котлами, либо на промежуточный склад.



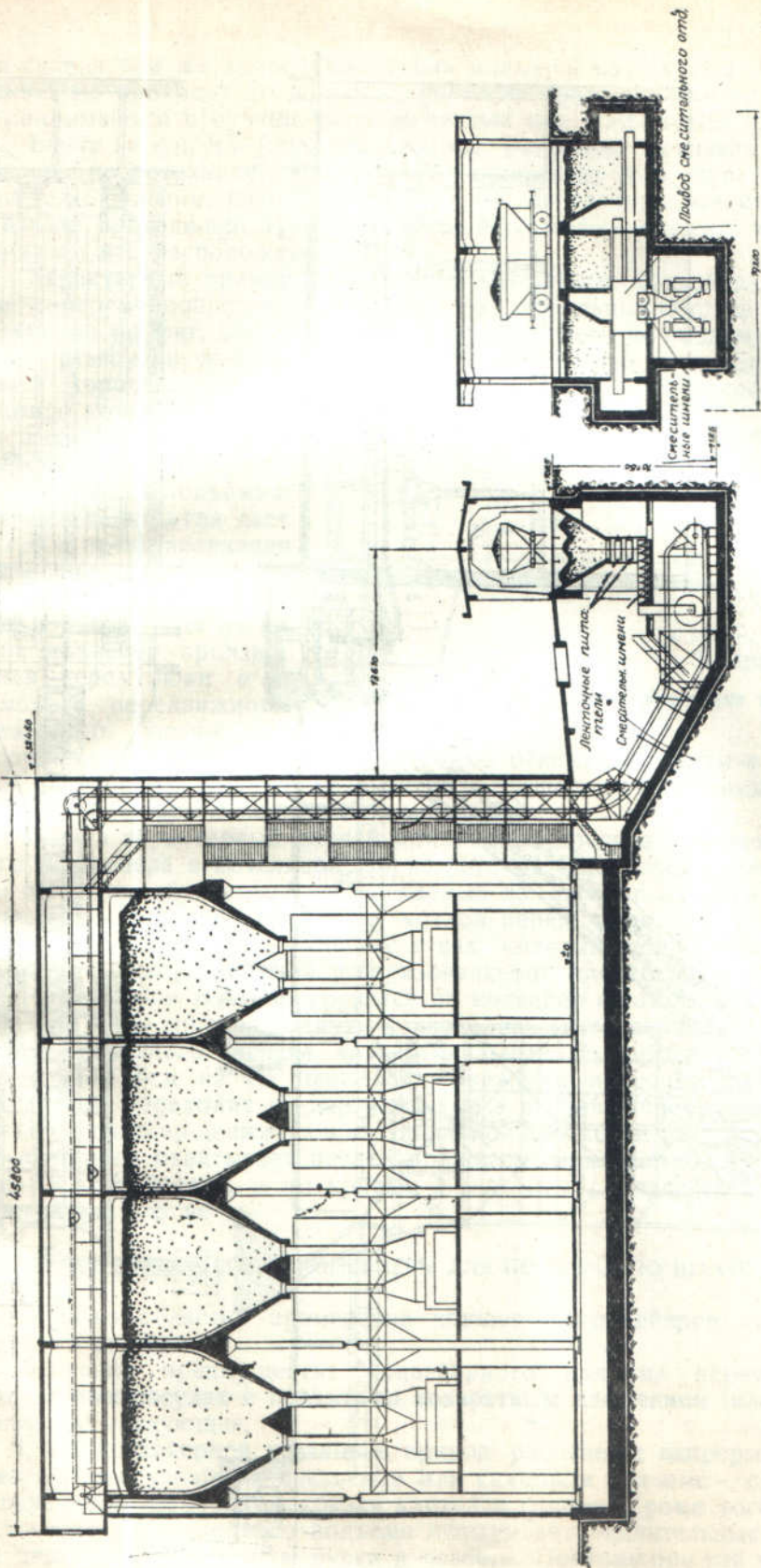






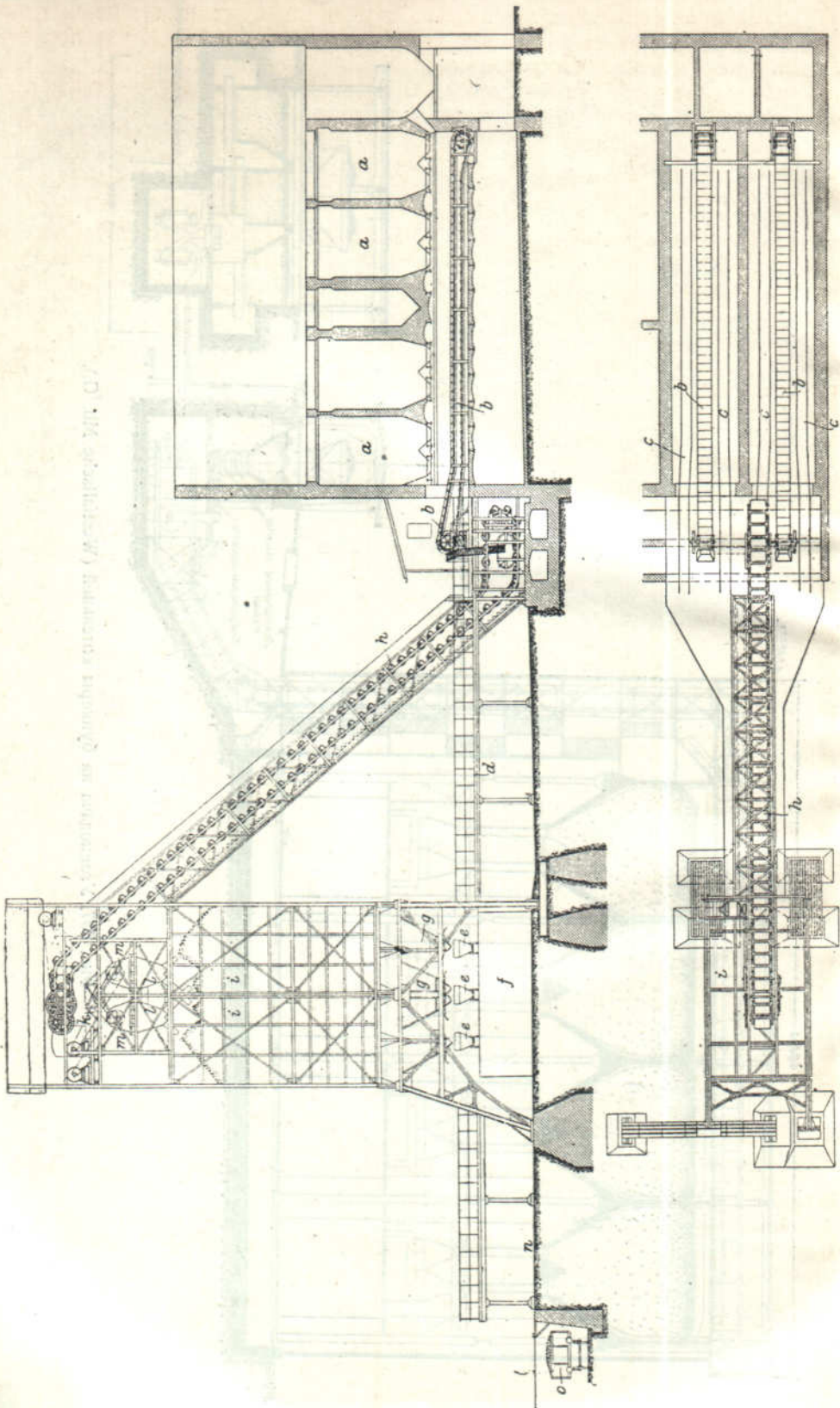
Фиг. 598. Ковшевой конвейер производительностью 150 т/час кокса на газовом заводе (Bleichert).





Фиг. 597. Угледодача на бункеры котельной (Westfälische Mb. G.).





фиг. 599. Подача угля от мойки до угольного бункера над коксовыми печами.

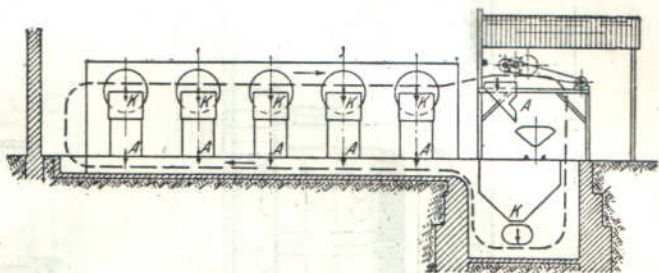


Со склада тем же конвейером уголь подается на бункеры. Нижняя ветвь конвейера проходит по зольному тоннелю, зола и шлаки грузятся на ней и поднимаются в бункер, расположенный над ж.-д. путем (слева).

Внизу на фигуре (под продольным разрезом) показаны поперечные разрезы по котельной, складу угля и приемному ж.-д. пункту с бункером для золы над ним. Привод конвейера по местным условиям установлен в начале восходящей груженной ветви, что может служить примером неудачного его расположения.

Характерный пример применения ковшевого конвейера в котельной для попеременной подачи угля и уборки котельных сгарков представляет установка по фиг. 602. Конвейер соединяет здесь по подземному тоннелю пункт разгрузки ж.-д. вагонов и здание котельной, разъединенные проезжей дорогой. Собирательный бункер для сгарков расположен слева в конце котельной.

Еще один пример применения ковшевого конвейера для подъема и распределения угля дает фиг. 603, представляющая установку для питания углем паровозных тендеров. Подача угля из ям *a* на конвейер производится через люки *b* с помощью передвижного питающего устройства,



Фиг. 600. Схема конвейера для углеподдачи и золоудаления (Pohlrig).

загрузка на тендера из бункеров *d* — по откидным люкам *e*. Недостаток этой установки — большая глубина ям и тоннеля и часто связанные с этим трудности борьбы с подпочвенными водами.

Весьма характерный случай применения пространственного (спирального) конвейера в котельной дан на фиг. 604. По местным условиям угольные приемные бункеры *B*, загружаемые из вагонов на пути *A*, расположены здесь параллельно фронту котлов, перед ними. Поэтому конвейер, поднимающий уголь в воронку *p* над котлами, должен иметь двоякую кривизну — в вертикальной и горизонтальной плоскости.

Из бункеров *B* уголь грузится на конвейер с помощью передвижного питателя через спускные окна *a*. Конвейерная лента переходит по кривой *d* с горизонтального участка на вертикальный *m*, перекручивается вокруг продольной оси на  $90^\circ$  (фиг. 587), движется по горизонтальному участку, снова переходит на вертикальные *e* и снова перекручивается на  $90^\circ$ . Далее конвейер движется в вертикальной плоскости на участках *o-f-g-h*, причем охватывает петлей привод *q*, служащий одновременно натяжным устройством, и по кривым *h-k-n-i* опускается на нижнюю горизонтальную ветвь.

## 2. КОВШЕВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ДЛЯ ПОДЪЕМА ПО ШАХТЕ

Одна из областей применения ковшевых конвейеров — конвейерный подъем в шахте.

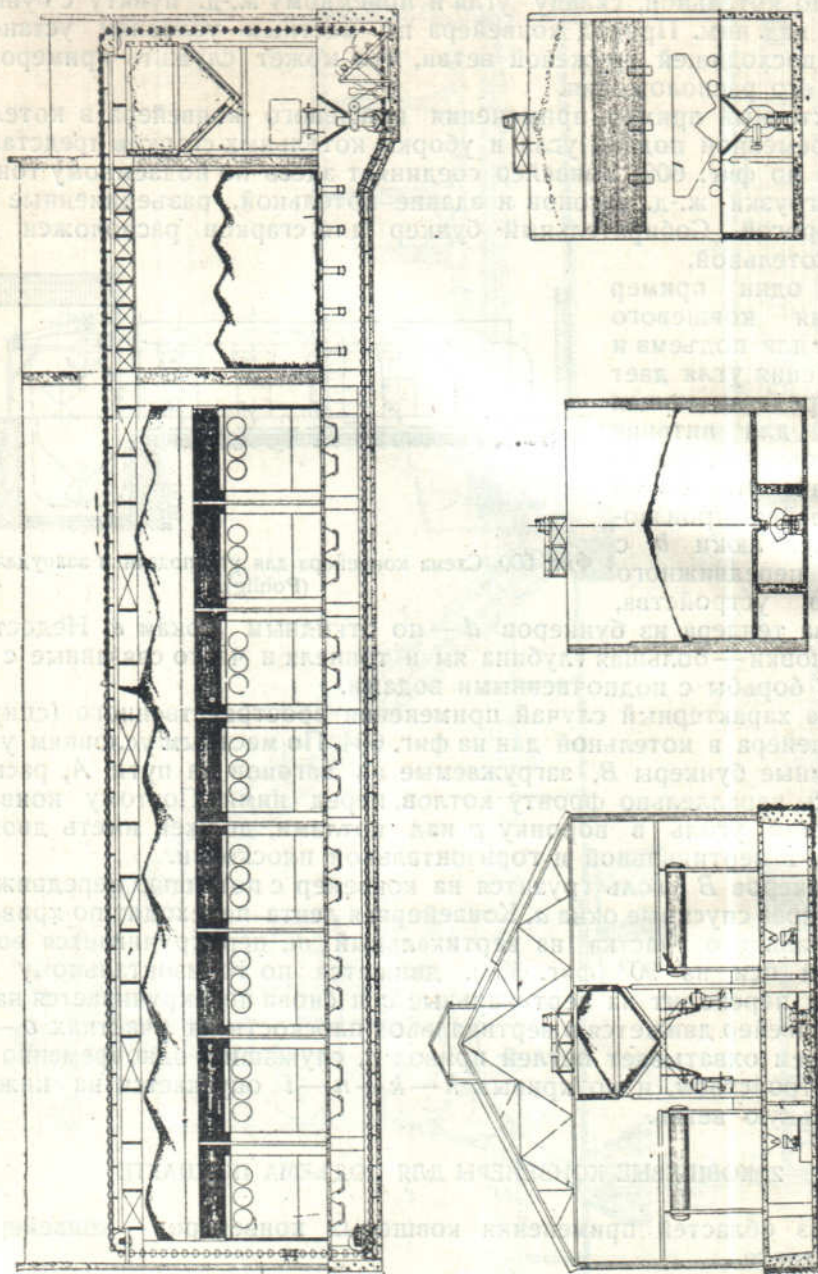
Основные преимущества конвейерного подъема перед подъемом в отдельных сосудах с переменным возвратным движением (клетевым или скиповым) следующие.

1. На конвейерной установке привод работает с непрерывной и равномерной нагрузкой, на клетевом или скиповом подъеме — с перерывами на паузы для загрузки-разгрузки клеток и скипов. Кроме того, двигатель клетьевого или скипового подъема испытывает значительные динамические перегрузки в периоды пуска и разбега. Поэтому при той же полезной работе, выраженной в т/м, конвейерный двигатель получается в несколько



раз меньшей мощности, чем двигатель машины клетьевого или скипового подъема.

2. Конвейерный подъем требует меньшего сечения ствола, чем клетевой подъем, и даже меньшего, чем скиповой.



Фиг. 601. Конвейер в котельной для углеподачи и уборки шлаков (Hunt).

15-45

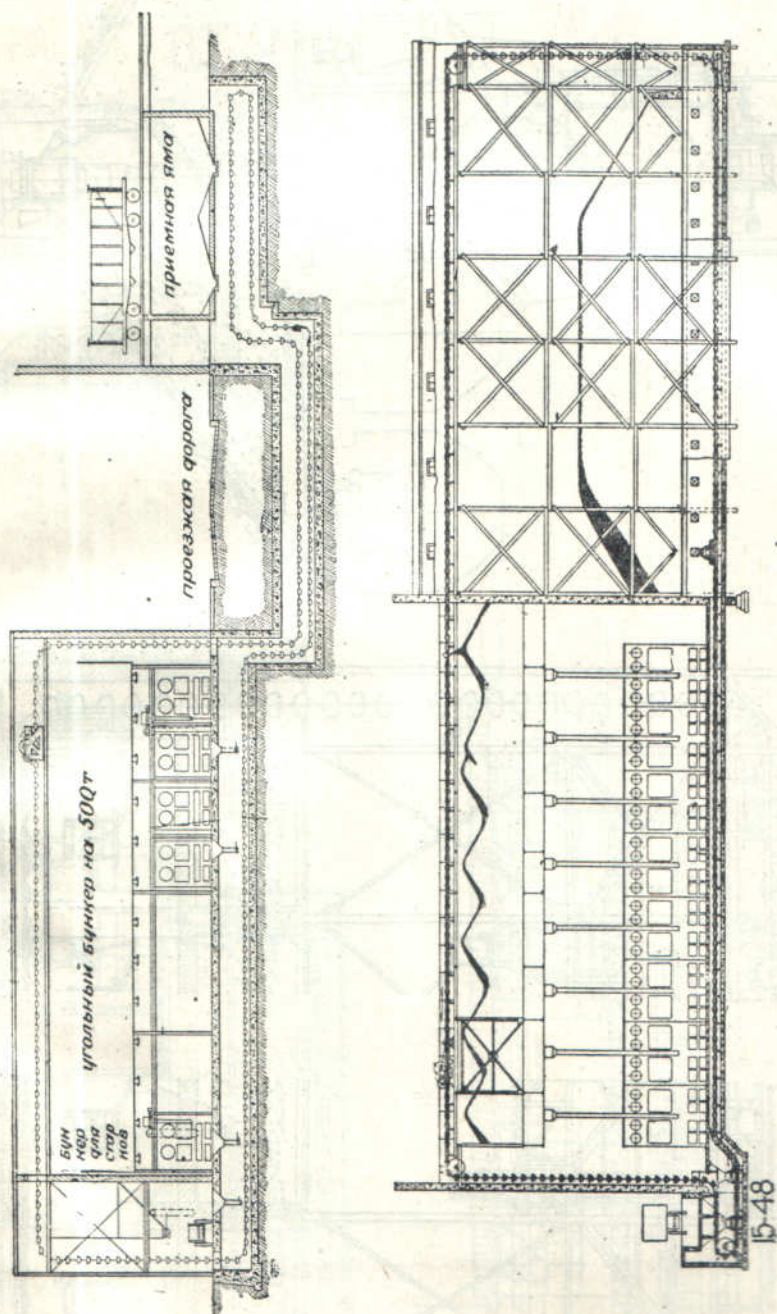
3. Устройство рудничного двора, особенно же поверхностных сооружений, для конвейерного подъема проще.

4. Условия эксплуатации для механизмов, а также ствола шахты более благоприятны, так как рабочие скорости на конвейере во много раз меньше, чем при клетевом или скиповом подъеме.

5. В некоторых выполненных установках капитальные затраты на механическое оборудование были одинаковы с клетевым подъемом, а стоимость всей установки и ее эксплуатация дешевле.



6. Благодаря высокой автоматичности работы конвейерной установки обслуживающего ее персонала требуется меньше, чем при клетьевом подъеме.

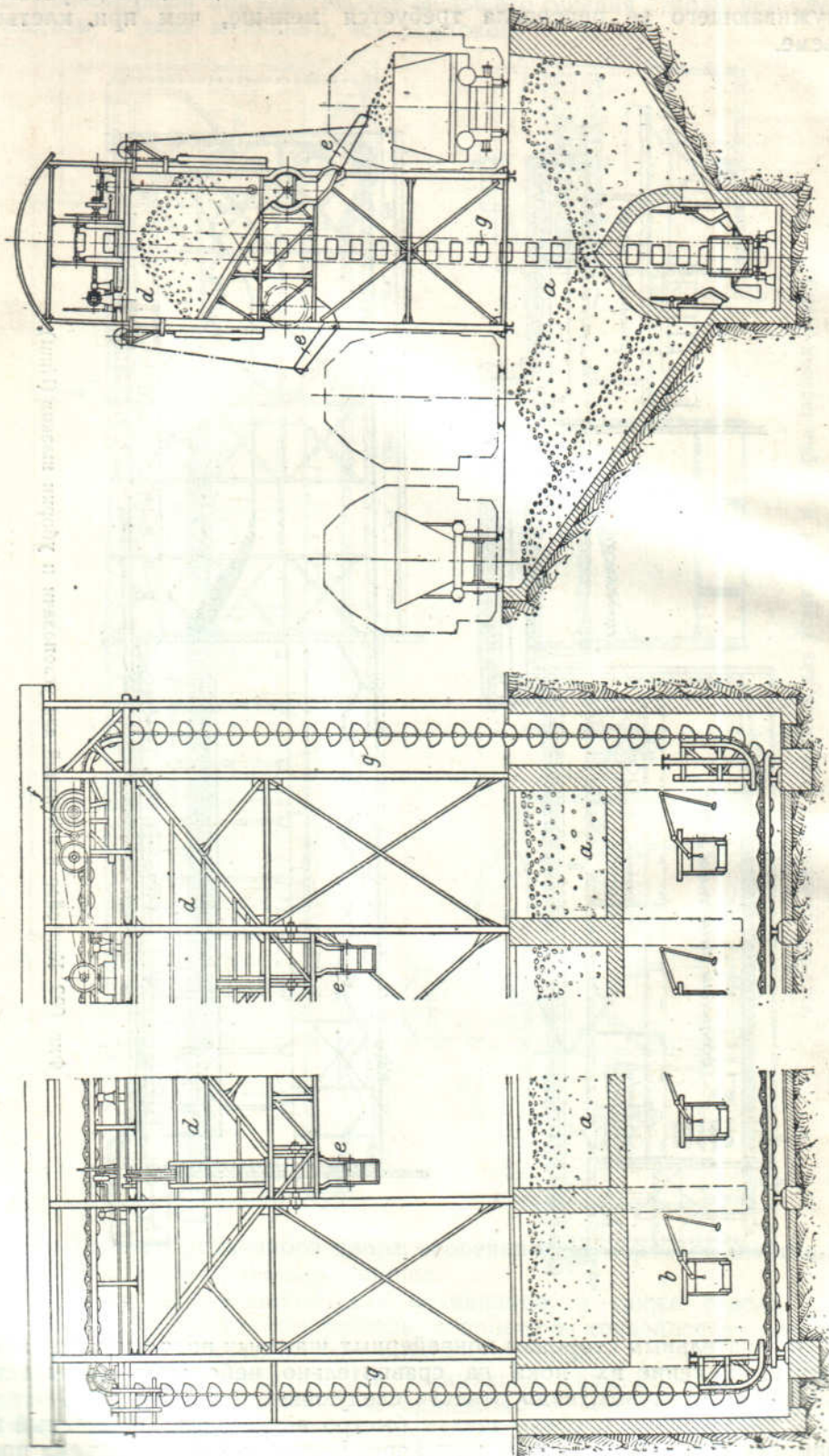


Фиг. 602. Конвейер в котельной для углеподачи и уборки шлаков (Hunt).

К отрицательным сторонам конвейерных шахтных подъемов, ограничивающим применение их пока на сравнительно небольшом количестве выполненных установок, надо отнести следующее.

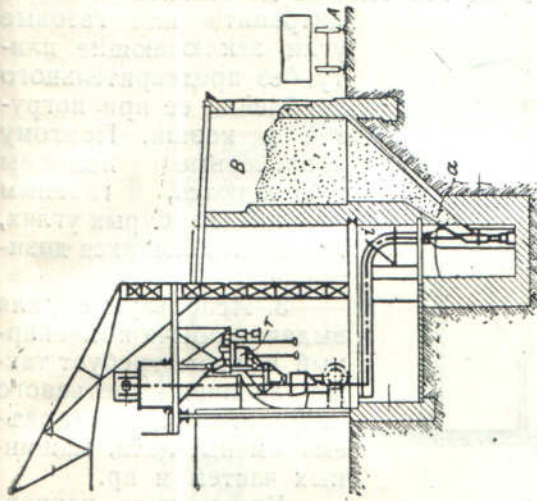
1. С увеличением глубины шахты быстро возрастает собственный вес и стоимость подвижных частей конвейера. Поэтому высота подъема практически ограничивается несколькими десятками метров.



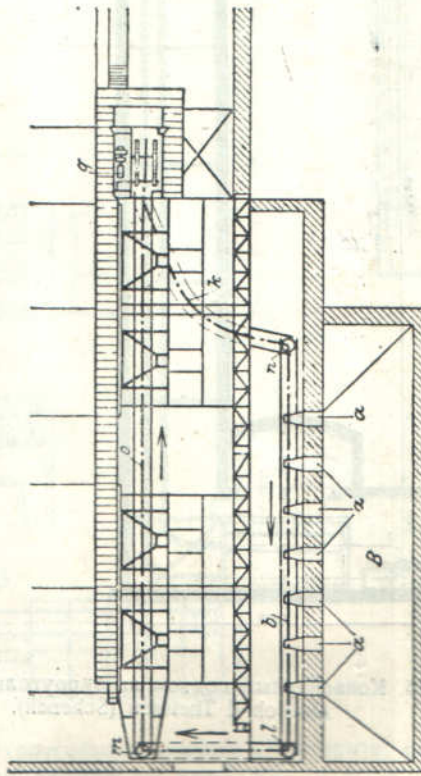
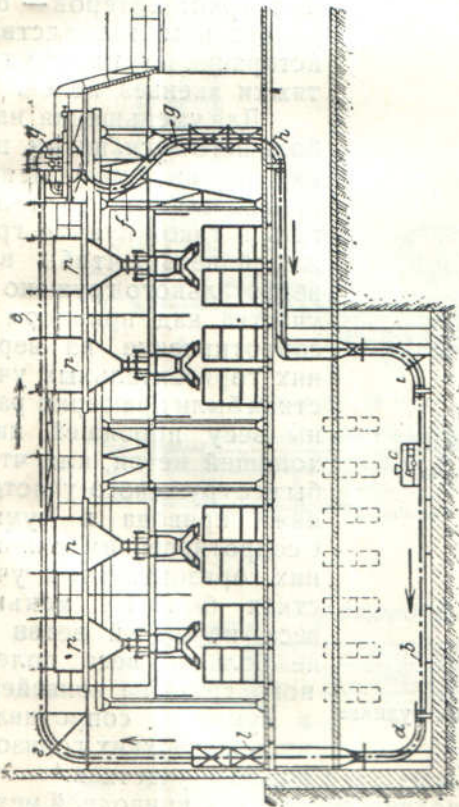


Фиг. 603. Установка для питания тендеров паровозов углем (Pohlzig).





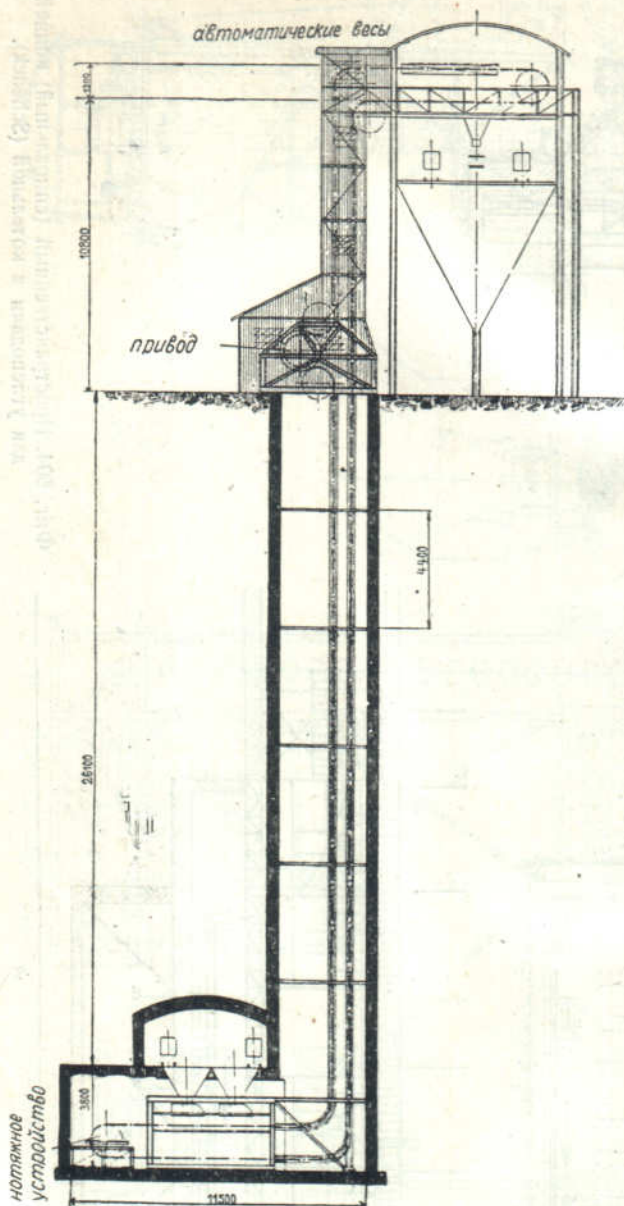
Фиг. 604. Пространственный (спиральный) конвейер для углеподачи в котельной (Schepcsk).



A



2. Необходимость дозировки угля при подаче в ковши и сравнительно малые размеры ковшей не допускают применения конвейеров в случае, если транспортируется крупнокусковой материал. Так, например, конвейерным подъемом нерационально или даже невозможно доставлять по шахте антрациты или газовые угли, заключающие плиту, без предварительного дробления ее при погрузке в ковши. Поэтому конвейерные подъемы применяются, главным образом, на бурых углях, легко поддающихся дозировке.



Фиг. 605. Конвейерный подъем на буроугольном руднике Gottlob II Theissen (Schenck).

Однако это правило не всегда выполняется, так как приводной механизм предпочитают устанавливать не в стволе шахты, а на поверхности на уровне почвы.

Три конвейерных установки такого рода на германских буроугольных рудниках показаны на фиг. 605—607.

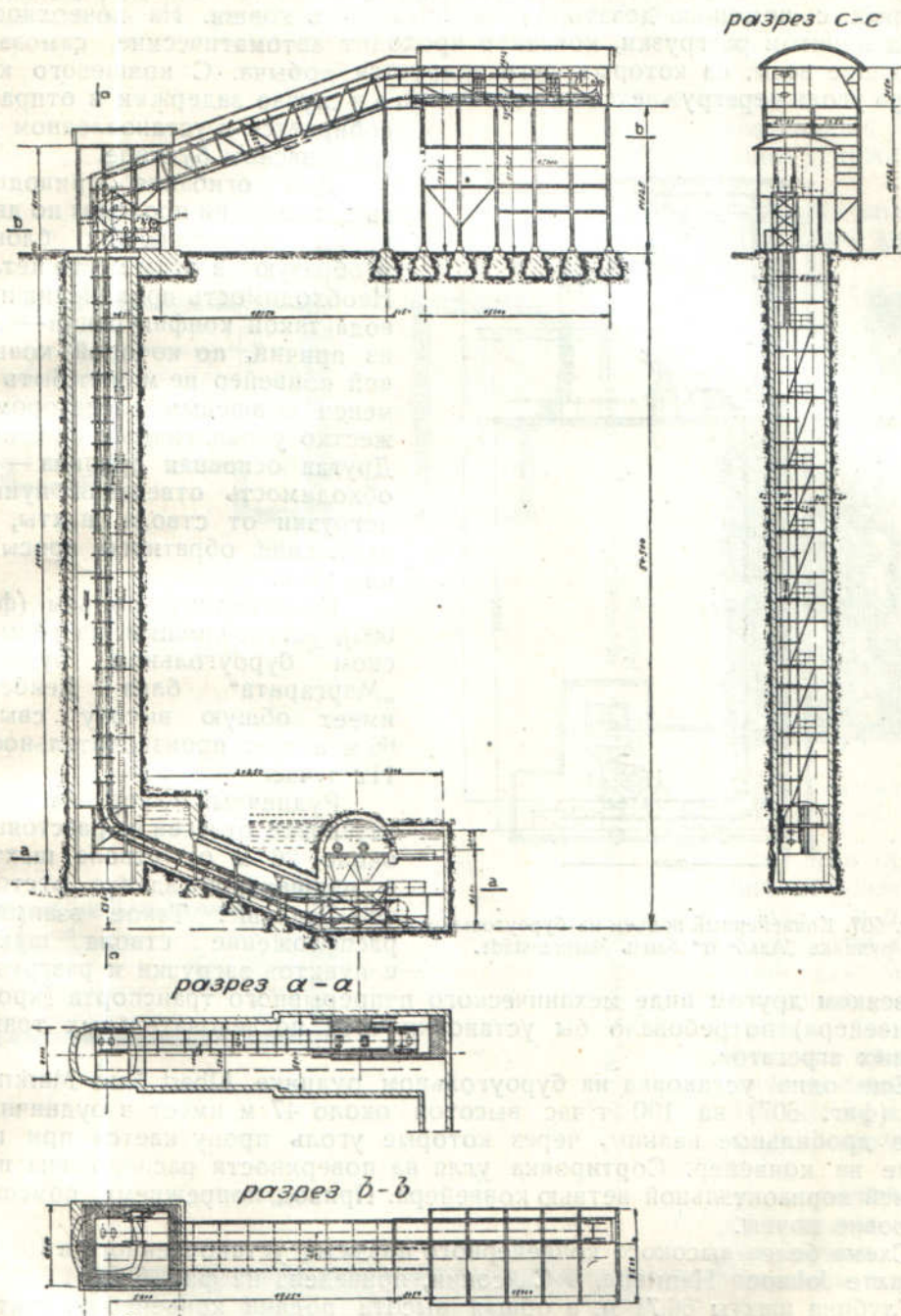
<sup>1</sup> Подробнее см. ч. I, 1932, стр. 83—85.

3. Используемый для выдачи добычи конвейерный подъем требует также наличия клетьевого подъема для спуска-подъема смены, леса, машинных частей и пр.

Кроме того, конвейерному подъему присущи недостатки всех цепных транспортеров — отрицательные последствия истирания шарниров и вытяжки звеньев цепей.

Для уменьшения наибольшего усилия на цепях и вытяжки цепей привод следует располагать в таком пункте грузовой ветви, чтобы вес вертикального грузовой участка над приводом и сопротивление на верхних горизонтальных участках были примерно равны весу порожней нисходящей ветви, или чтобы вес грузовой участка ниже привода в сумме с сопротивлением на нижних горизонтальных участках был не меньше веса порожней ветви и не больше веса полезного груза на конвейере в сумме с сопротивлением на верхних горизонтальных участках.<sup>1</sup>



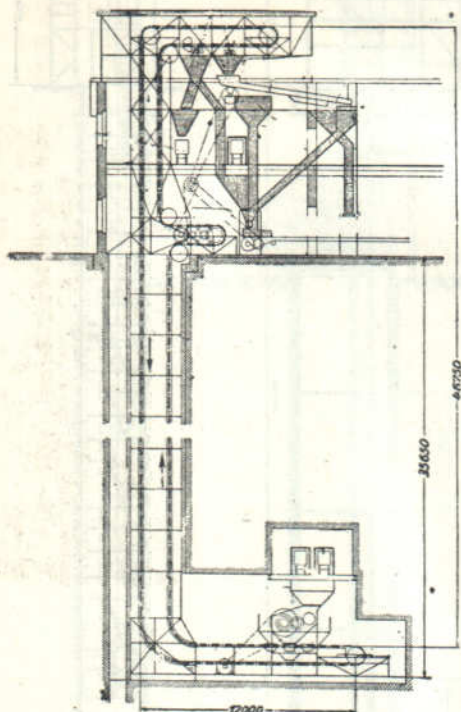


Фиг. 606. Конвейерный подъем на бурогольном руднике „Маргарита“ близ Дейбена (Schenck).



Конвейер на фиг. 605 установлен на руднике Gottlob II Theissen; он имеет общую высоту подъема 41 м и рассчитан на производительность 80 т/час.

Вагонетки в рудничном дворе сгружают уголь в две воронки, из которых с помощью дозаторов он подается в ковши. На поверхности, перед пунктом разгрузки, конвейер проходит автоматические, самозаписывающие весы, на которых регистрируется добыча. С ковшевого конвейера уголь перегружается на ленточный, а в случае задержки в отправке собирается в установленном ниже запасном бункере.



Фиг. 607. Конвейерный подъем на бурюгольном руднике „Альберт“ близ Markranstädt.

Для огибания приводных звездочек цепи проходят по двум парам направляющих блоков и образуют в этом месте петлю. Необходимость применения привода такой конфигурации—одна из причин, по которой ковшевой конвейер не может быть заменен ковшевым элеватором с жестко укрепленными ковшами. Другая основная причина—необходимость отведения пункта погрузки от ствола шахты, во избежание обратного просыпания угля.

Конвейерный подъем (фиг. 606), установленный на германском бурюгольном руднике „Маргарита“ близ Дейбена, имеет общую высоту свыше 66 м и дает производительность 112 т/час.

Рудничный двор на этой установке отнесен на расстояние около 20 м от ствола шахты, а надшахтное здание отстоит еще дальше. Такое взаимное расположение ствола шахты и пунктов загрузки и разгрузки

при всяком другом виде механического непрерывного транспорта (кроме V-конвейера) потребовало бы установки трех последовательных транспортных агрегатов.

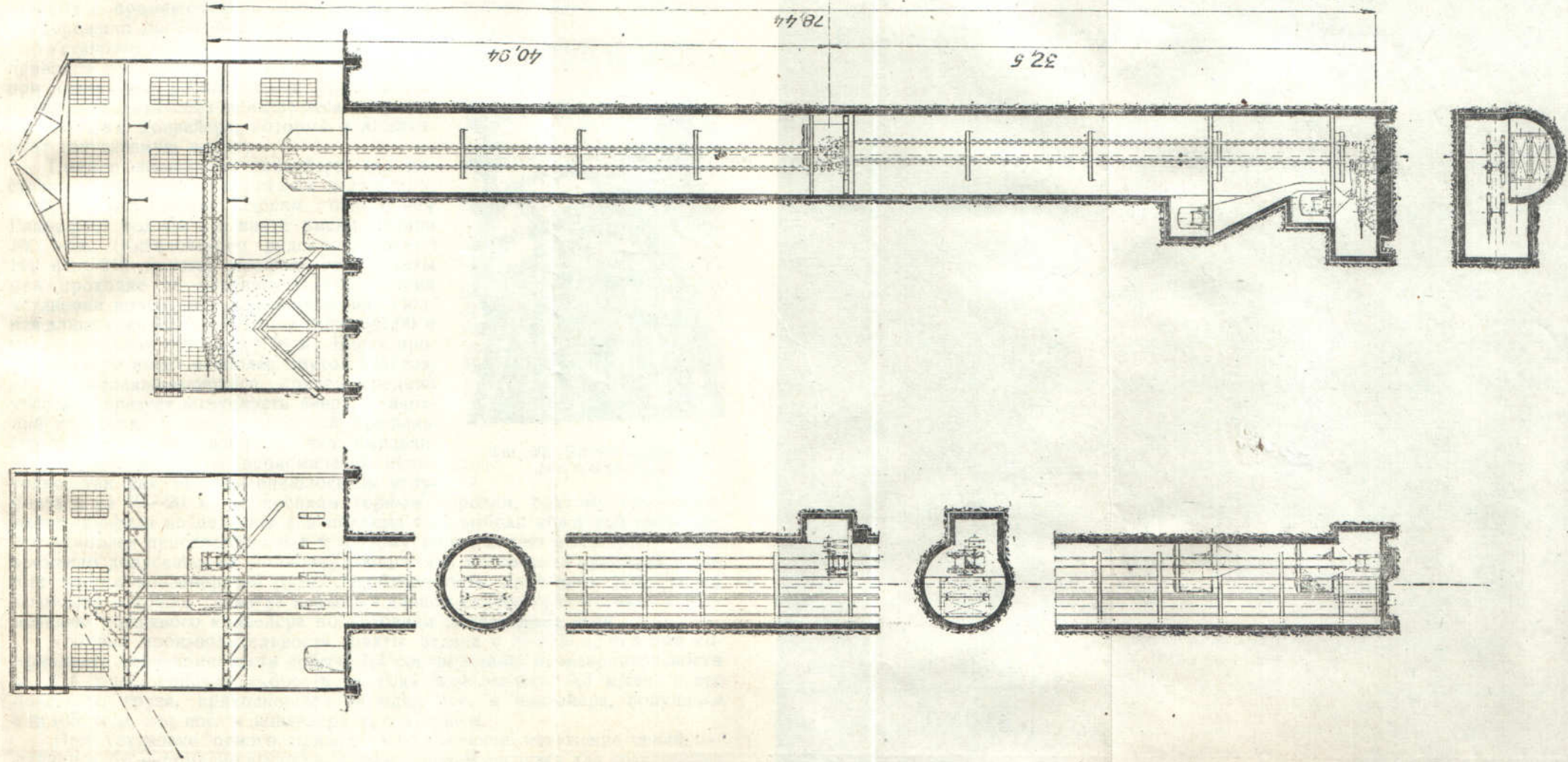
Еще одна установка на бурюгольном руднике Albert близ Markranstädt (фиг. 607) на 100 т/час высотой около 47 м имеет в рудничном дворе дробильные вальцы, через которые уголь пропускается при погрузке на конвейер. Сортировка угля на поверхности расположена под верхней горизонтальной ветвью конвейера. Привод, попрежнему, помещен на уровне почвы.

Схема более высокого конвейерного подъема, установленного в 1911 г. на шахте Johanne Henriette, в Саксонии, приведена на фиг. 608.

Глубина шахты 66,71 м, а общая высота подачи конвейером, считая от подошвы шахты и до приемной площадки, 78,44 м. Приводной механизм, в отличие от трех рассмотренных установок, расположен не на поверхности, а в стволе шахты приблизительно на половине ее глубины.

Из фигуры видно, что на этой шахте вместе с ковшевым конвейером имеется клетевой (электрический) подъем. Это обстоятельство дало возможность установить сравнительные результаты работы обоих видов





Фиг. 603. Шахтный конвейерный подъем с промежуточным расположением привода в шахте (Вискау).

Спиритовский—351 (к стр. 490).



подъема, показавшие для данного случая экономические преимущества конвейера.<sup>1</sup>

Привод шахтного ковшевого конвейера по фиг. 608 представлен отдельно на фиг. 609. Из снимка видно, что приводная звездочка охватывается цепями по дуге только в  $90^\circ$ . Цепи, для увеличения сопротивляемости на растяжение и износ, сделаны со звеньями из специальной стали, со втулками.

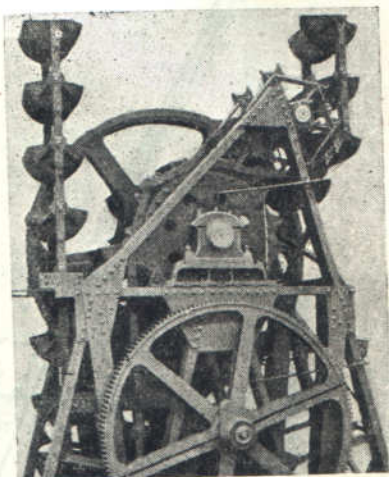
Для дальнейшего увеличения высоты подъема без утяжеления цепей потребовалась бы установка двух или больше последовательных конвейеров с промежуточной перегрузкой, что, понятно, сильно усложнило и удорожило бы подъем.

Установка на грузной ветви двух или больше синхронно работающих приводов тоже не достигла бы цели, так как наибольшее натяжение цепей при правильном расположении привода получается практически не выше веса по рожденной ветви конвейера, который и лимитирует допускаемую высоту.

Пример ковшевого конвейера для доставки по наклонной шахте дает запроектированный Ленинградским отделением Гипрошахт подъем по шахте имени Ленина № 1-бис (Кизеловского рудоуправления).<sup>2</sup> На фиг. 610 показан профиль этой шахты при проходке по падению пласта и схема установки ковшевого конвейера в ней. Полная длина конвейера по уклону равна 341,00 м и вертикальная проекция 176 м. Внизу профиля шахты имеет наиболее крутой участок, затем выполаживающийся, причем средний участок образует выпуклость вверх, а верхний переходит в слегка вогнутый профиль. Исследованием установлено, что выравнивание профиля шахты экономически невыгодно, так как местами пришлось бы углубляться на 19—20 м по крепким горным породам, поэтому при оставлении профиля по падению для подъема был выбран ковшевым конвейер, как наиболее приспособленный к любому направлению доставки и одновременно допускающий установку одного или нескольких приводов в любых местах конвейерного пути. Необходимость дробления угля перед загрузкой в ковши также не явилась в данном случае препятствием к применению ковшевого конвейера по условиям потребления угля.

Годовая производительность шахты задана в 550 000 т, что при коэффициенте неравномерности добычи 1,2 соответствует производительности  $Q=114$  т/час. Рабочая скорость на конвейере выбрана 0,3 м/сек. и вес полезного груза, приходящийся на один пог. м конвейера, получился  $q \cong 105$  кг/м, вес пог. м конвейера  $q_0 \cong 170$  кг/м.

При установке одного привода максимальное натяжение цепей получилось бы непомерно высоким, превышающим нагрузку для практически применяющихся цепей. По сравнению с вертикальным конвейерным подъемом, результаты установки двух приводов в рассматриваемом случае



Фиг. 609. Привод подъема по фиг. 608 (Вуцкав).

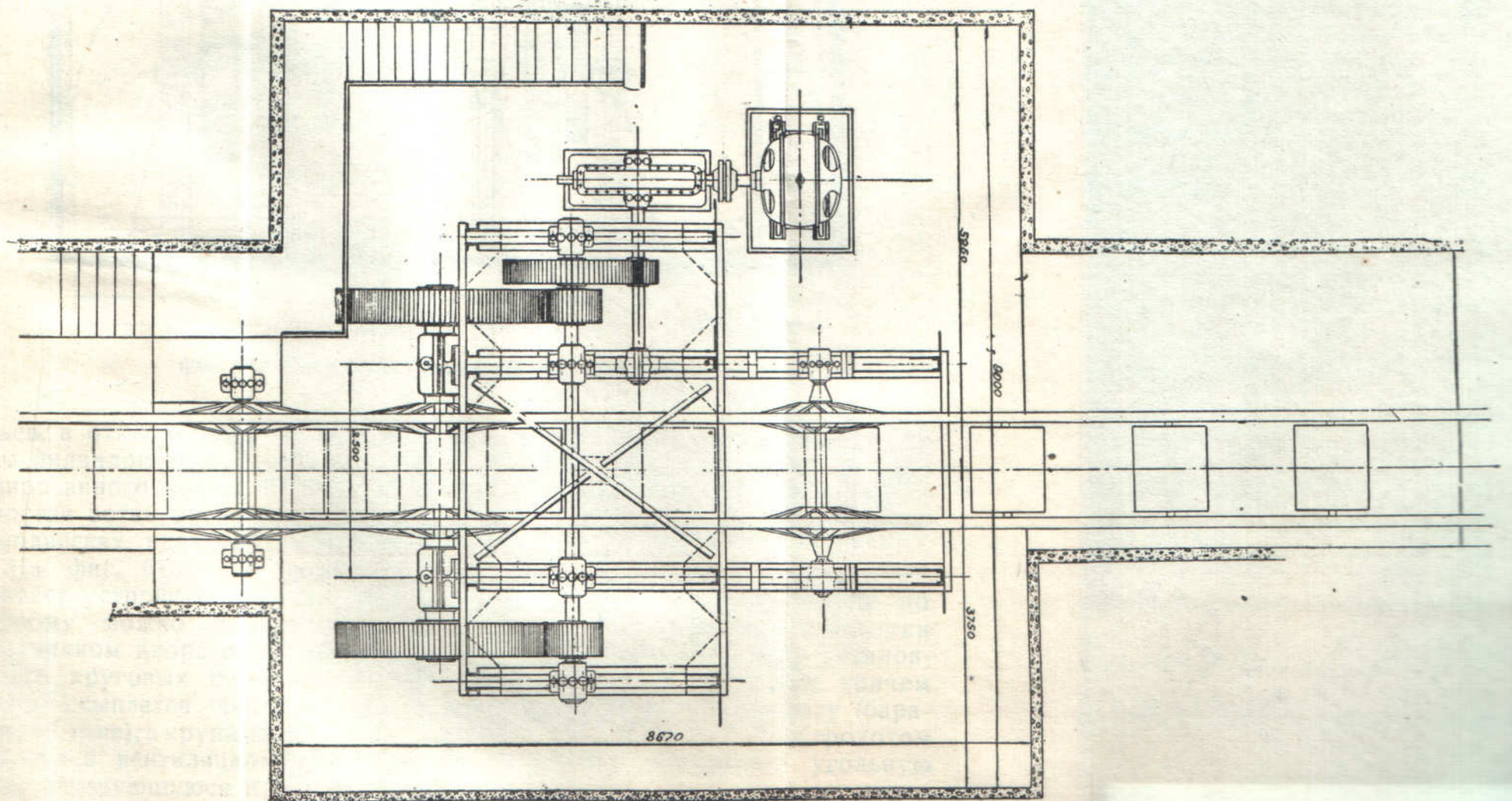
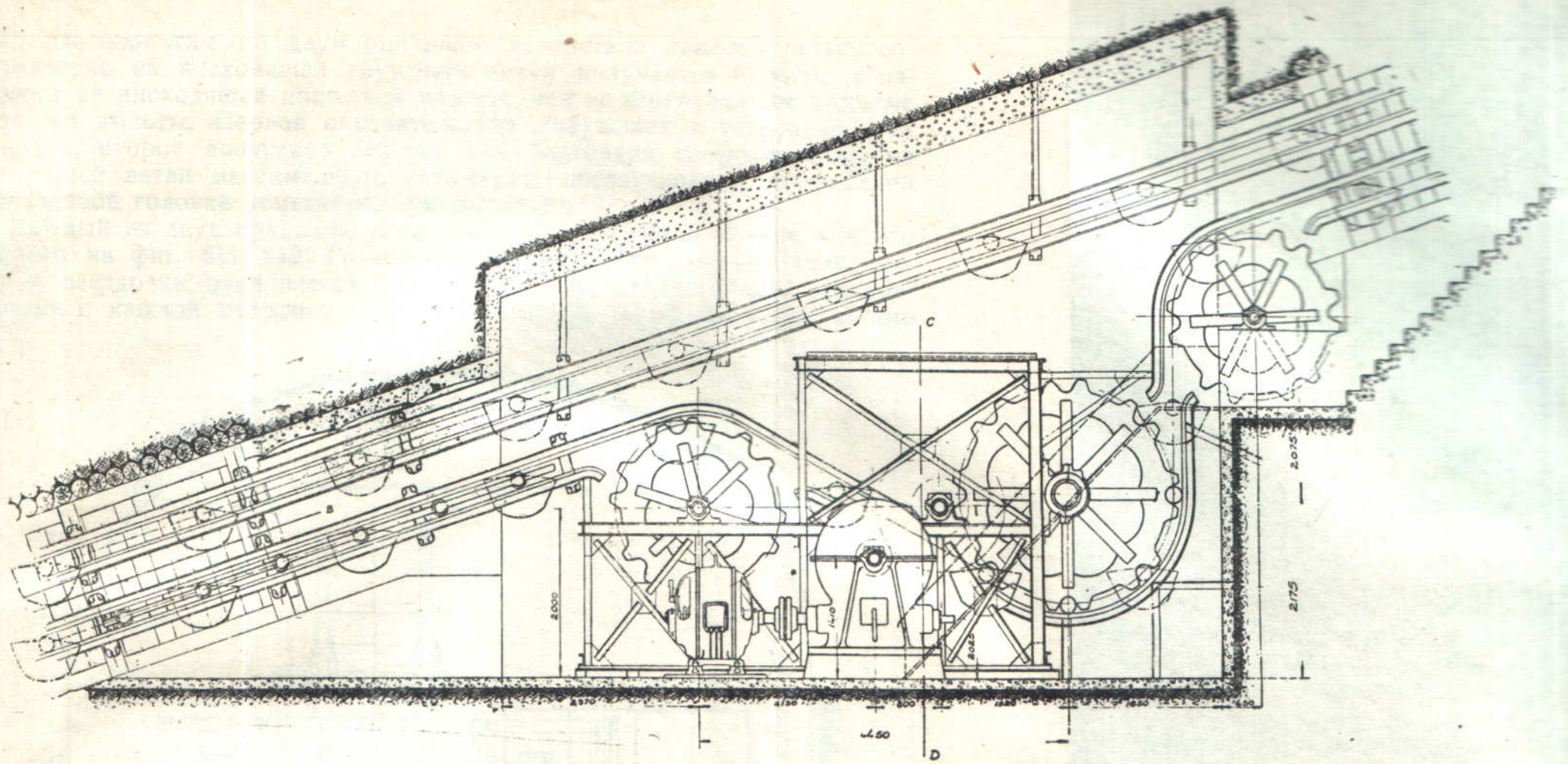
<sup>1</sup> Более подробные данные таковы. При клетевом подъеме ежемесячные расходы и амортизация установки равнялись в общем 1881, 53 марки. Ежемесячные расходы по доставке ковшевым конвейером равнялись 1291,3 марки и месячная производительность 225 000 л. Стоимость 1 гл—0,57 пф. Таким образом экономия при работе установки ковшевого конвейера составила 0,33 пф. на 1 гл. т. е. 47%. Наряду с прочим экономия получилась благодаря уменьшению обслуживающего персонала, особенно на загрузке и разгрузке.

<sup>2</sup> А. И. Чистяков, Конвейерный подъем наклонной шахты № 1-бис им. Ленина Кизеловского рудоуправления, „Уголь и железо“, 1931, № 66, стр. 65.







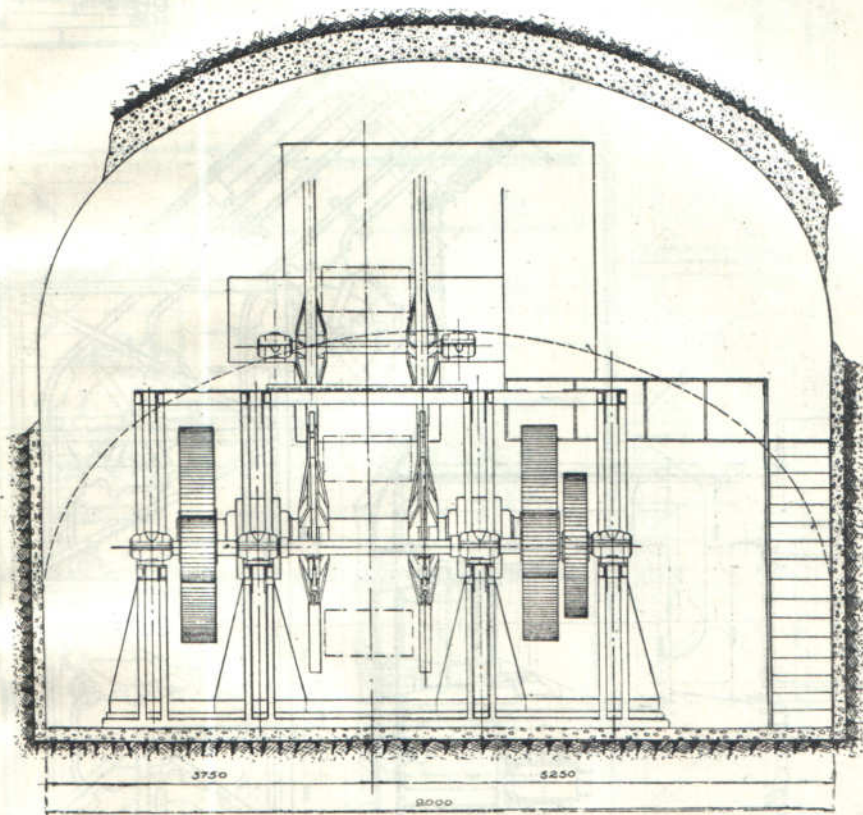


Фиг. 611. Продольный разрез и вид сверху на камеру приводного механизма (Гипрошахт).



более благоприятны по двум причинам: вследствие наклона шахты сопротивление на восходящей грузовой ветви получается больше, а натяжение на нисходящей порожней меньше, чем на вертикальном подъеме такой же высоты. Первое обстоятельство побуждает к установке двух приводов, второе допускает ее, так как благодаря сопротивлению на нисходящей ветви максимальное натяжение, образующееся на верхней разгрузочной головке конвейера,—уменьшается.

Каждый из двух приводов установлен в специальной камере, как это показано на фиг. 611, 612. Грузовая ветвь конвейера при огибании приводной звездочки отклоняется двумя холостыми звездочками, установленными с каждой стороны, причем приводная звездочка имеет восемь

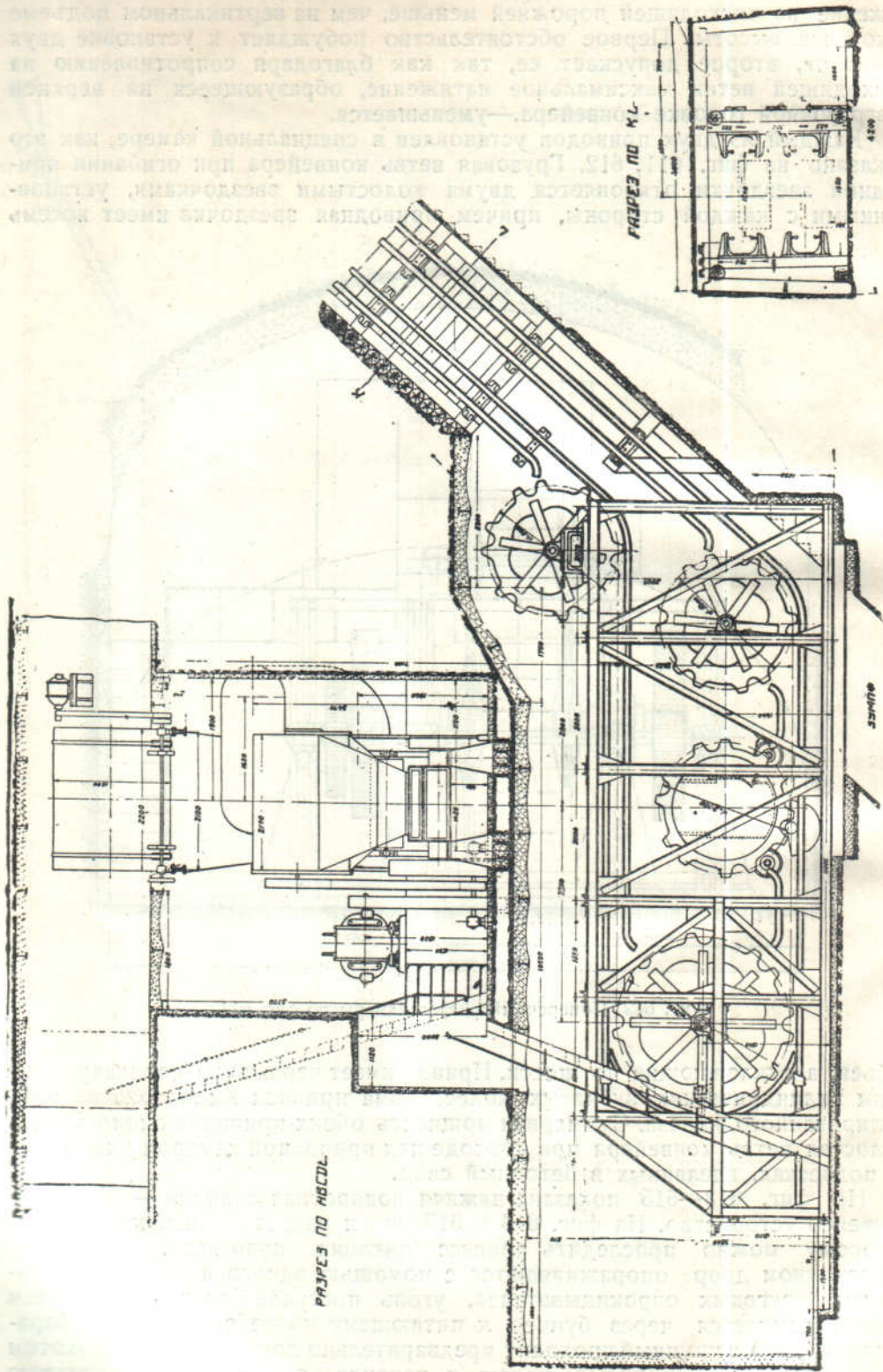


Фиг. 612. Поперечный разрез камеры по фиг. 611.

зубьев, а отклоняющие по шести. Привод имеет червячную передачу и две пары цилиндрических зубчатых колес. Рама привода выполнена из профилированного железа. Суммарная мощность обоих приводов около 50 л. с. Холостая ветвь конвейера при проходе над приводной камерой укреплена на подвесках, вделанных в бетонный свод.

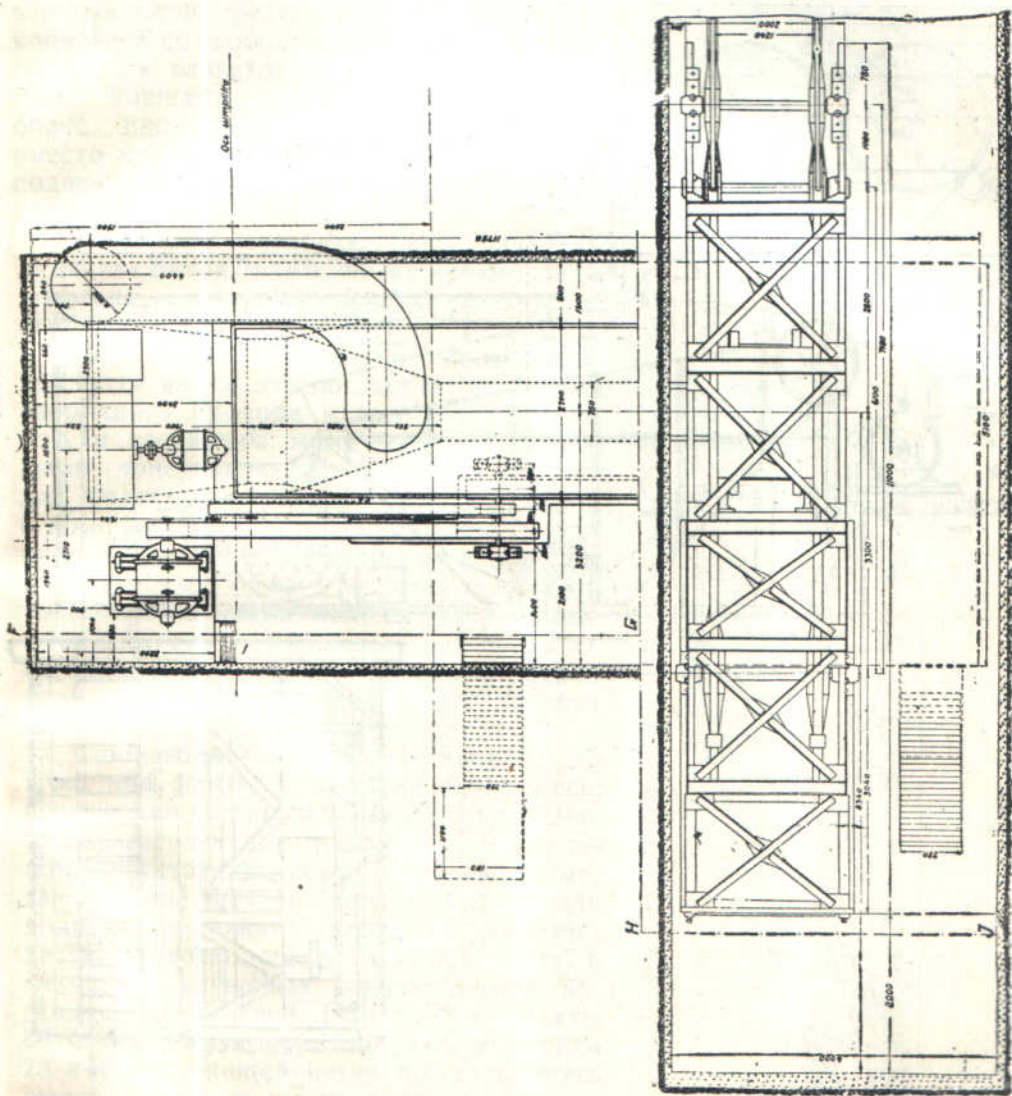
На фиг. 613—615 показана нижняя поворотная станция — питающее конвейер устройство. На фиг. 613 и 615 виден разрез нижней камеры, по которому можно проследить процесс питания конвейера. Вагонетки в рудничном дворе опоражниваются с помощью одного из двух установленных круговых опрокидывателей, уголь поступает на грохот, причем мелочь сыпается через бункер к питающему конвейер аппарату (барбанного типа), а крупный проходит предварительно дробилку. Над грохотом установлен вентиляционный кожух и вентилятор, удаляющий угольную пыль, образующуюся при грохочении и дроблении.





Фиг. 613. Загрузочная станция наклонного шахтного конвейера (продольный разрез).





Фиг. 614. Загрузочная станция наклонного шахтного конвейера (план).







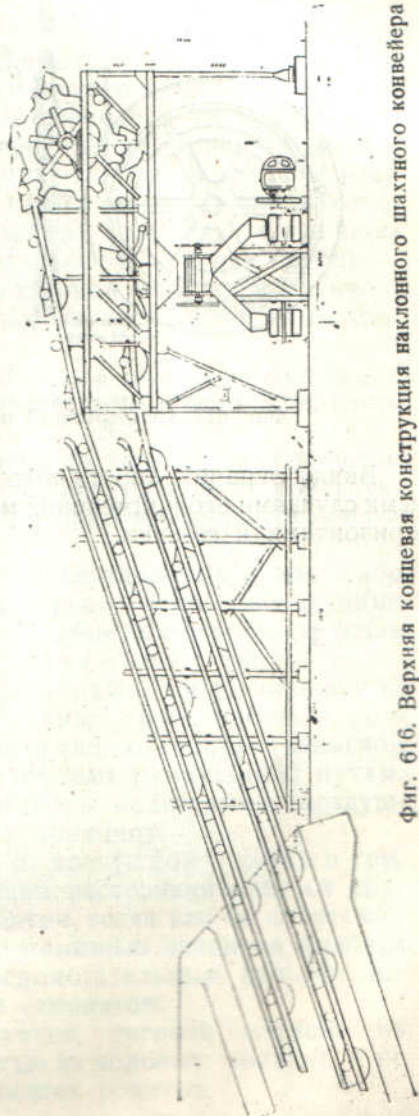
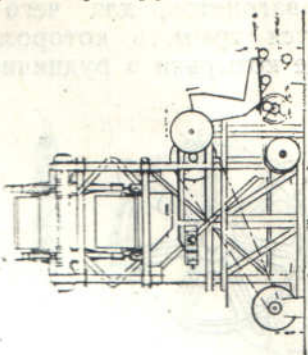
Поднятый конвейером на поверхность уголь разгружается автоматически опрокидыванием ковшей (фиг. 616) и через промежуточную воронку с помощью питателя подается на ленточный транспортер, передающий его в погрузочные бункеры, расположенные над железнодорожными путями.

При небольшой производительности вертикальной шахты вместо ковшевого конвейера со свободно подвешенными ковшами или элеватора с жестко укрепленными ковшами может быть применено более простое устройство, в котором вместо ковшей к двум бесконечным цепям подвешиваются на крючьях рудничные вагонетки.<sup>1</sup>

Подобная установка, работающая на рудниках Битон Вали в Ланкашире (Англия), показана на фиг. 617. Две тяговые цепи огибают сверху семилучевые звездочки, а внизу в шахте — гладкие шкивы. Цепи движутся на расстоянии, достаточном для свободного прохода между ними вагонеток, и соединены между собой распорными поперечниками, предназначенными для подвески к ним на ходу вагонеток с помощью служащих разъемным соединением вспомогательных цепочек и крючьев, пропускаемых через отверстия в верхней части кузова вагонетки. Цепочки снимаются с вагонетки уже после установки ее на приемную площадку и, наоборот, перед подвешиванием вагонетки на нее должны быть предварительно одеты цепочки.

Производительность установки 75 т/час при скорости подъема 0,915 м/сек. и шаге между вагонетками 14560 мм. Шаг между вагонетками принят равным двойному расстоянию между поперечниками, так как на верхней приемной площадке подвеска порожних вагонеток производится на восходящей грузовой ветви, а снятие груженых вагонеток — на нисходящей порожней. При глубине шахты 80 м число поперечин получается равным 23 и на восходящей ветви можно принять шесть груженых, а на нисходящей пять порожних вагонеток. Наибольшая глубина, при которой была установлена такая система подъема, — 145 м. Такой тип подъема может применяться только в качестве выдачного и требует параллельного вспомогательного подъема, так как спуск и подъем людей на нем производить нельзя.

Одно из условий правильной эксплуатации подъема — принятие мер против

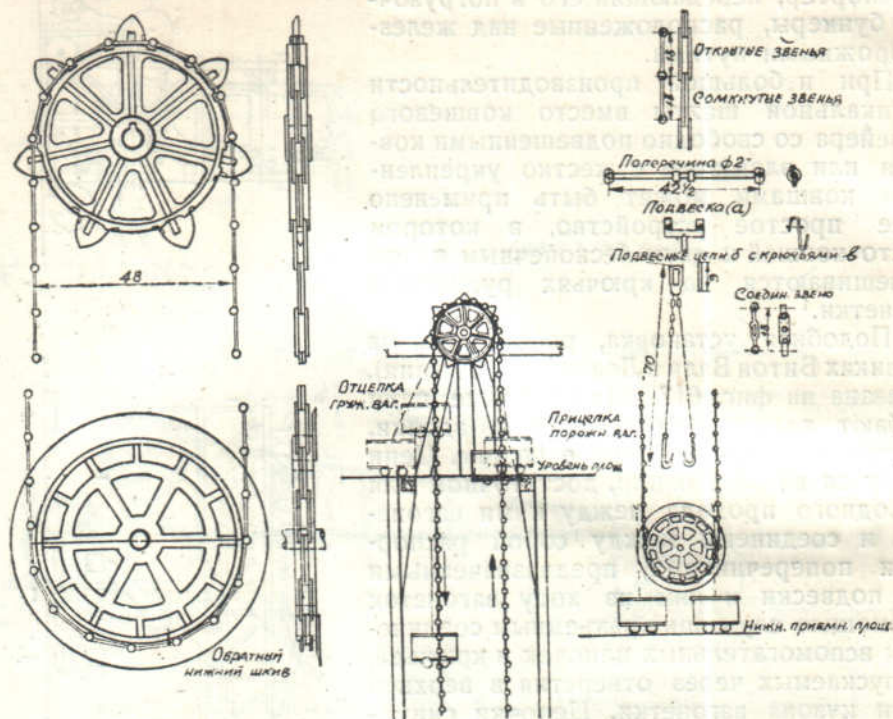


Фиг. 616. Верхняя концевая конструкция наклонного шахтного конвейера (Гипрошахт).

<sup>1</sup> А. В. Некос, Шахтные элеваторы, „Инженерный работник“, № 5, 1929, стр. 60.



падения вниз по шахте отдельных кусков угля из поднимаемых гру-  
 женых вагонеток, для чего устанавливаются ляды на поверхности,  
 обшиваются трупом, в котором движутся вагонетки, и устанавливаются  
 защитные козырьки в рудничном дворе.



Фиг. 617. Непрерывный шахтный подъем с прицепкой вагонеток.

Ввиду ограниченности высоты и производительности подъема, основ-  
 ными случаями его применения могут быть слепые шахты между отдельными  
 горизонтами и гезенки.



## ГЛАВА V

### ПОДВЕСНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ДЛЯ ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ

#### § 1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Подвесные конвейеры для штучных грузов<sup>1</sup> по роду конструкции и способу работы мало отличаются от рассмотренных в предыдущей главе ковшевых конвейеров. Они состоят из замкнутого тягового элемента, движущегося вдоль проводников, на котором укреплены на равных расстояниях одноосные двухроликковые тележки, несущие шарнирные подвески для грузов и поддерживающие смежные участки тягового элемента (фиг. 618). Грузы подаются на конвейер и снимаются с него вручную или автоматически на ходу, в любом пункте по длине конвейера. Подвесные конвейеры для штучных грузов, подобно ковшевым, разделяются на две группы — конвейеры, расположенные в одной горизонтальной (или вертикальной) плоскости, и конвейеры, движущиеся в разных плоскостях или „пространственные“.

Тяговым элементом, как правило, служит одна цепь; имеются также попытки, не приведшие пока к широким промышленным типам, применять в качестве тягового элемента канат.

Применение двух цепей или двух канатов составляет сравнительно редко встречающуюся разновидность подвесных конвейеров, по конструкции наиболее близко стоящую к ковшевым конвейерам. Такие конвейеры рассмотрены в конце главы отдельно.

Проводниками служат либо нижние полки двутавровых балок, либо два уголка или швеллера, сближенных настолько, чтобы между ними мог проходить только корпус каретки. Таким образом обе эти конструкции проводников могут быть отнесены к монорельсовому типу.

Ряд конструктивных признаков — монорельсовый путь, одинарный тяговой элемент, расположение кузова тележки ниже точек опоры, в подвешенном состоянии — роднит рассматриваемый тип конвейера с канатной или цепной откаткой в вагонетках по подвесным (воздушным) путям. Это дает основание называть подвесные конвейеры подвесными (воздушными) путями, работающими по конвейерному принципу.

Основное отличие подвесного конвейера от воздушной откатки в том, что тележки движутся на значительно меньшем расстоянии одна от другой и нераздельно соединены с тяговым элементом, тогда как на подвесных дорогах они приключаются и отключаются с помощью сцепного прибора и могут передвигаться по ответственным вспомогательным рельсам, независимо от тягового элемента, вручную или самокатом.

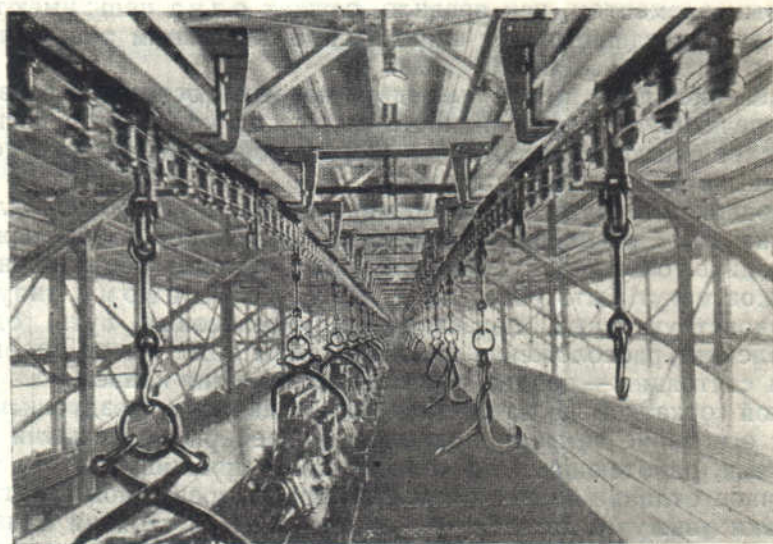
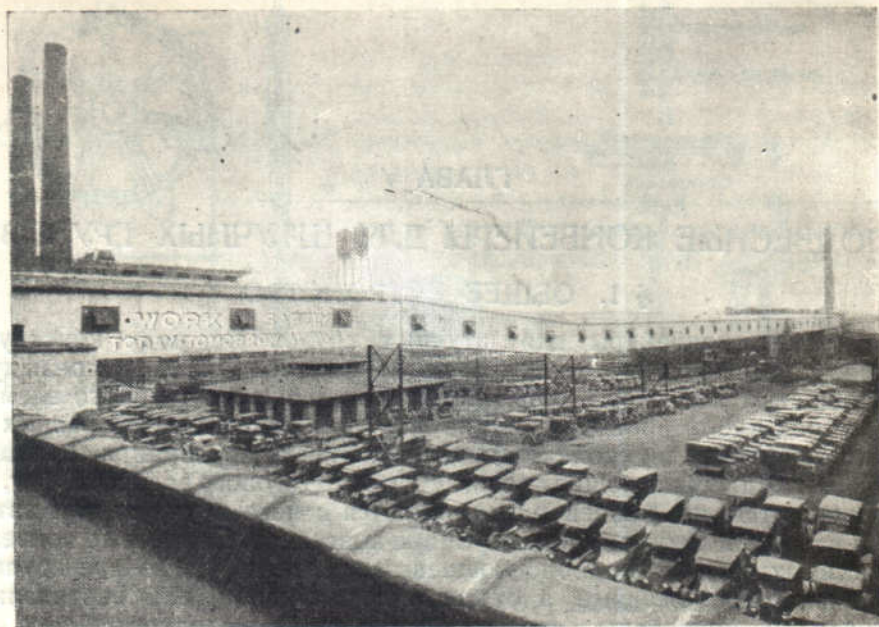
Кроме того, в отличие от воздушной откатки, тяговой элемент на подвесных конвейерах перемещается полностью на ходовых роликах и не имеет добавочных стационарных поддерживающих роликов.

<sup>1</sup> Schaukelförderer, Kreistransporteur (нем.), Trolley conveyors (англ.).

В русской литературе встречается дословный перевод с немецкого: „люлечные конвейеры“.



Рабочая скорость на подвесных конвейерах, при загрузке и разгрузке их на ходу, назначается не свыше 0,15—0,25 м/сек., часто значительно меньше. Расстояние между тележками принимается в зависимости от потребной производительности конвейера, величины перемещаемых предметов



Фиг. 618. Перспективный вид на часть цепного конвейера (Palmer-Bee).

и рабочей скорости. Кроме того, расстояние между тележками ограничивается практически допустимым провесом тяговой цепи. В фирменных таблицах конвейеров расстояние между тележками указывается от 300 до 1500 мм, в отдельных случаях оно может быть и больше.

Нагрузка на каждую тележку составляет обычно от нескольких десятков до 200—600 кг, для особо тяжелого типа конвейера указывается даже нагрузка в 1350 кг (3000 англ. фунтов).



Длина подвесных конвейеров достигает часто весьма значительных величин, составляя по периметру сотни метров.

Рекордная цифра длины, которую приводит фирма Palmer-Vee для одного из выполненных ею конвейеров (фиг. 618), действующего от одного привода,—2250 м. Общая величина нагрузки на этом конвейере 300 т и притом мощность двигателя по данным фирмы равна всего 5 л. с.<sup>1</sup>

Относительно низкие значения мощности двигателя на выполненных установках объясняются, с одной стороны, очень малыми скоростями, с другой—незначительными коэффициентами сопротивления движению, достигаемыми благодаря применению совершенных типов подшипников на тележках.

Очертание пути подвесных конвейеров, приспособляемых к обслуживанию одновременно многих помещений и агрегатов, отличается обычно сложностью и извилистостью. Возможность обходить встречающиеся на пути конвейерной линии препятствия, поднимать проводники под перекрытие на тех участках, где не требуется иметь к ним непосредственного доступа, благодаря чему получается значительный выигрыш в площади пола рабочих помещений,—одно из достоинств подвесных конвейеров.

Гибкость конвейеров, легкость подведения их последовательно к большому количеству как угодно расположенных рабочих агрегатов, малый расход энергии, относительно невысокие капитальные затраты привели к довольно широкому применению этого типа транспортного устройства в промышленности. В тех областях ее, где требуется перемещать большое количество однотипных грузов, например в кирпичном производстве, во всякого рода штамповальных, механических и литейных мастерских, в проволочнопрокатных цехах и пр.—подвесные конвейеры дают возможность легко механизировать транспортные операции. Особенное значение эти конвейеры имеют в поточном процессе для подачи деталей от одного агрегата к другому на механических и машиностроительных заводах. В частности, на современных автомобильных заводах они являются почти необходимой составной частью их механического оборудования.

## § 2. ДЕТАЛИ ПОДВЕСНОГО КОНВЕЙЕРА

### 1. ЦЕПИ

Основной тип цепей, применяемых на подвесных конвейерах,—стальные шарнирные. На нетяжелых установках встречаются также сварные (корабельные) цепи (фиг. 619 и 620). Их достоинство, помимо меньшей стоимости,—возможность отклонения в любую сторону, а следовательно возможность применения их на „пространственных“ конвейерах. Главный недостаток этих цепей в том, что тяговая сила на них передается гладкими шкивами трением, для создания которого требуется повышенное по сравнению с шарнирными цепями натяжение. Применение же калиброванных цепей и кулачковых блоков не оправдывается вследствие быстрой вытяжки звеньев.

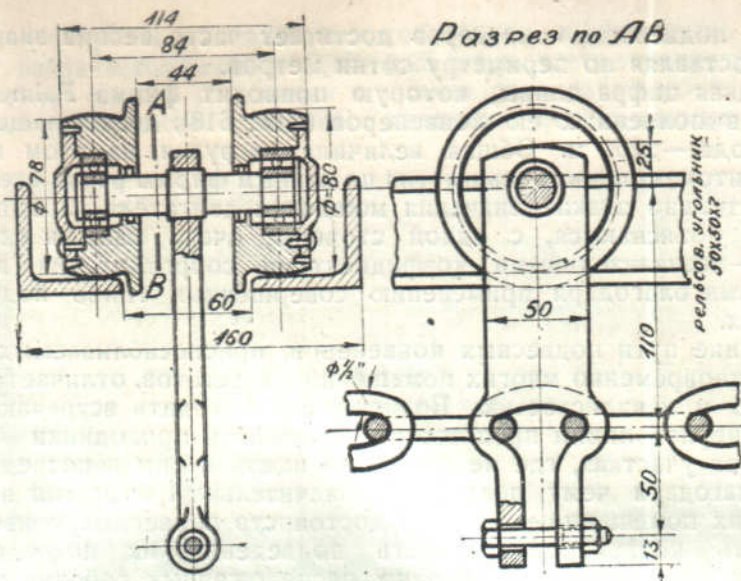
Шарнирные цепи укрепляются всегда на тележках в положении, при котором они имеют гибкость в горизонтальной плоскости, т. е. с шар-



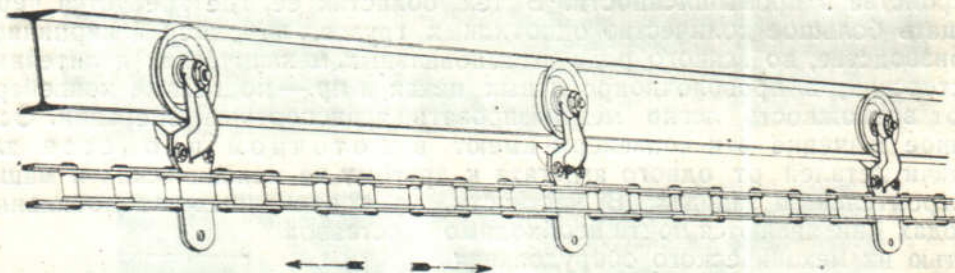
Фиг. 619. Конвейер легкого типа с корабельной цепью (Stotz).

<sup>1</sup> Следует, однако, отметить, что указанная мощность для конвейера такой длины и пропускной способности является необычно низкой и возможной разве только при исключительно благоприятных условиях — малом количестве поворотных пунктов и безукоризненном состоянии подшипников и путей. Для подшипников типа Timken та же фирма указывает коэффициент сопротивления меньше 0,001. В обычных средних условиях, по литературным данным, тяговое усилие на цепи составляет 4—5% от суммарного веса груза и движущихся частей конвейера.

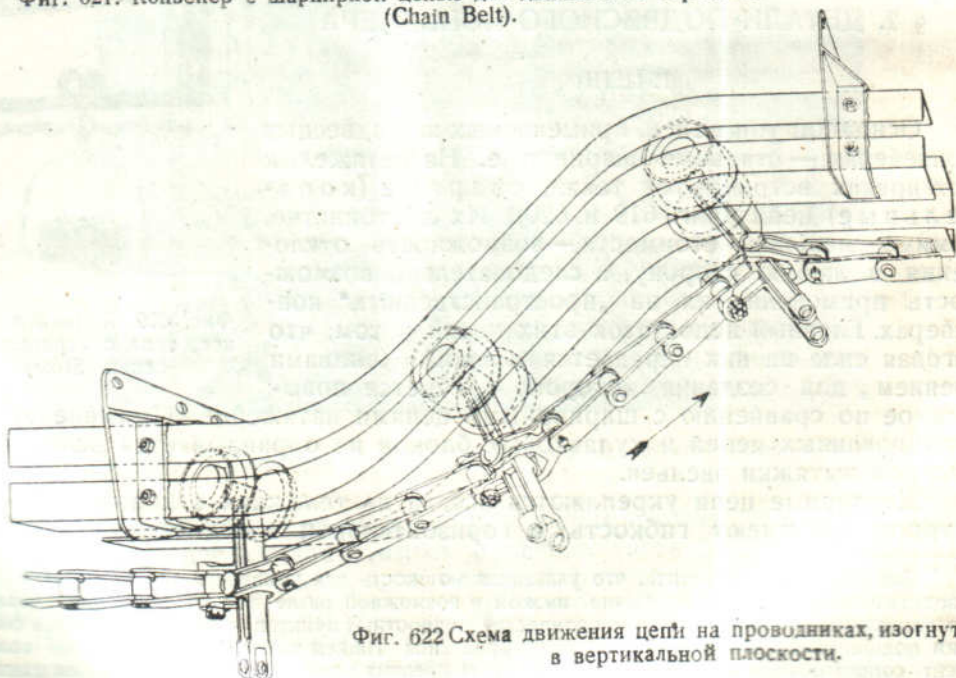




Фиг. 620. Укрепление корабельной цепи на каретке (Союзтранстехпром).



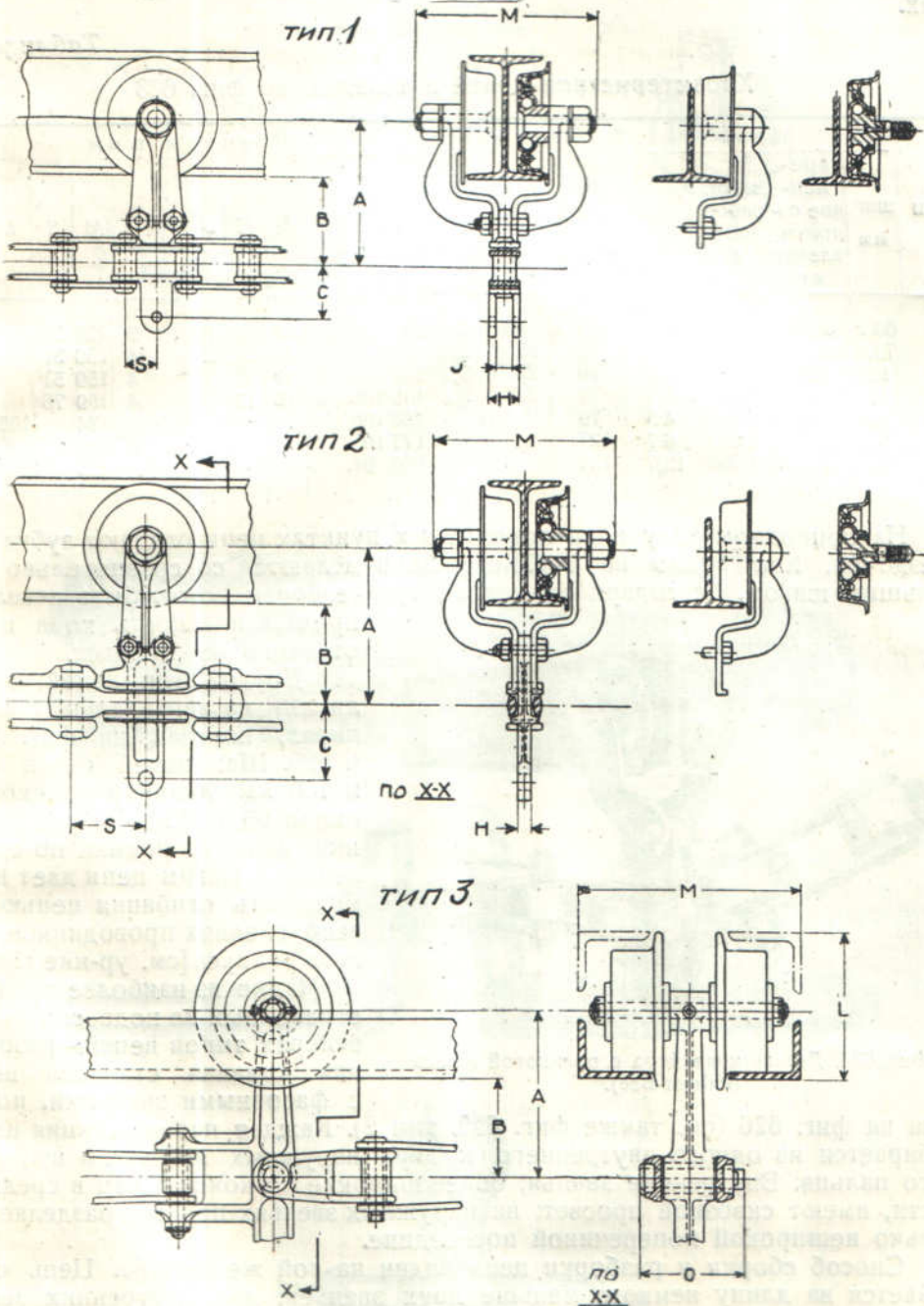
Фиг. 621. Конвейер с шарнирной цепью для движения в горизонтальной плоскости (Chain Belt).



Фиг. 622 Схема движения цепи на проводниках, изогнутых в вертикальной плоскости.



нирами, направленными вертикально (фиг. 621). Поэтому на „пространственных“ конвейерах каждый участок цепи между тележками снабжается еще одним горизонтальным шарниром, дающим возможность изгиба цепи



Фиг. 623. Типы шарнирных цепей и ролики для „плоскостных“ и „пространственных“ конвейеров (Chain Belt).

в вертикальной плоскости (фиг. 622). При движении такой цепи по кривым в вертикальной плоскости корпус тележки не остается параллельным самому себе, но отклоняется в положение, при котором он становится нормально к ветви цепи, укрепленной на тележке без горизонтального шарнира.



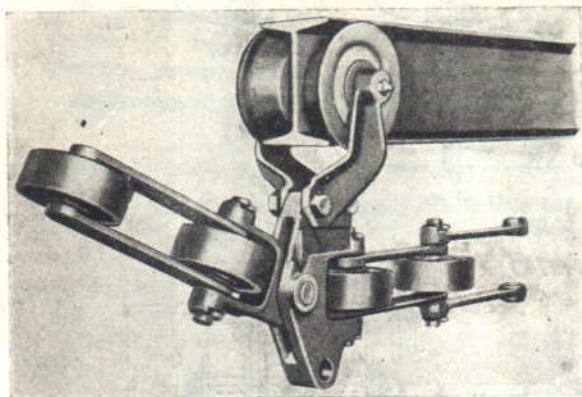
Три конструкции стальных цепей, из коих первые две применяются для „плоскостных“ конвейеров и третья — для „пространственных“, показаны на фиг. 623; в таблице 91 приведены основные данные о них.

Таблица 91

Характеристика цепей и тележек по фиг. 623

Тип	Цепь				Тележка			Размеры в мм										
	шаг мм	временное сопротивление кг	макс. рабоч. нагр. кг	вес кг/м	диаметр колеса мм	макс. нагрузка кг	вес кг	A	B	C	D	H	J	K	M	S	L	O
1	66,2	6 350	900	5,2	57	45	2,5	130	95	54	13	29	16	3	127	33		
1	76,5	10 880	1 450	10,90	79	225	3,6	150	103	55	16	38	23	4	159	39		
2	102	13 600	1 360	4,5	79	225	3,2	143	81	80	19	13		4	159	51		
2	153	27 200	2 720	9,2	79	225	3,2	145	100	78	19	13		4	159	76		
3	152	7 500	1 250	4,5	79			152	106					2,5×2	184		105	76
3	210	17 200	2 080	6,7	127			177	106					3×2,5	235		156	114
3	228	26 300	4 080	13,7	127			165	94					3×2,5	235		156	117

На приводном валу и на поворотных пунктах цепи огибают зубчатые звездочки. Как видно из таблицы, цепи делаются со сравнительно небольшим шагом, благодаря чему диаметр звездочек может быть невелик, причем плавность хода цепи от этого не страдает.



Фиг. 624. Деталь конвейера с роликовой цепью (Palmer-Bee).

Другой тип цепей, с роликами на вертикальных шарнирах, показан на фиг. 624 и 625. Шаг цепей равен 100 и 150 мм, диаметр роликов — около 65 и 80 мм. Такой большой диаметр ролика по сравнению с шагом цепи дает возможность огибания цепью на закруглениях проводников малого радиуса [см. ур-ние (146)].

Один из наиболее распространенных на подвесных конвейерах типов цепей — разборная ковкая стальная цепь с фасонными звеньями, показана на фиг. 626 (см. также фиг. 622, тип 2). Каждая парная секция цепи собирается из одного внутреннего и двух наружных звеньев и шарнирного пальца. Внутренние звенья, более широкие по концам, чем в средней части, имеют сквозной просвет; на наружных звеньях просвет разделяется только неширокой поперечиной посередине.

Способ сборки и разборки цепи виден на той же фигуре. Цепь стягивается на длину немного меньше двух звеньев, два внутренних звена поворачиваются поперек ее продольной оси и наружное звено сдвигается вдоль них к средней суженной части. Сблизив наружные звенья, можно вынуть головки шарнирного пальца из гнезд и, повернув палец вокруг его оси, снять наружные звенья.

Благодаря тому, что шарниры цепи с одной стороны открыты и ширина внутреннего звена немного меньше просвета между наружными звеньями, цепи допускают некоторую игру звеньев в плоскости осей шарниров, как показано на фиг. 627. Это свойство цепей дает возможность применять их



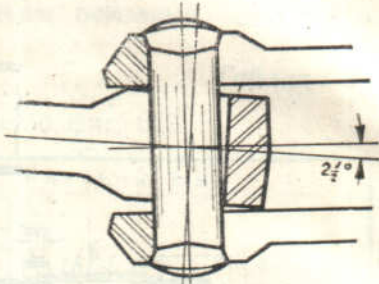




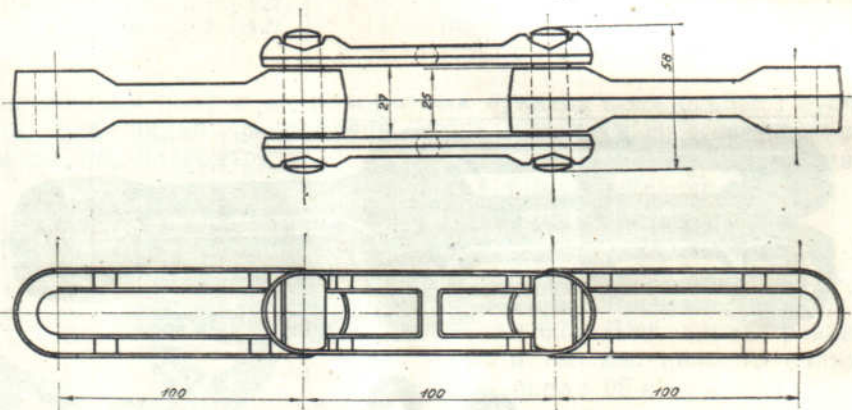
на „пространственных“ конвейерах с некрутыми переходами в вертикальной плоскости без добавочных горизонтальных шарниров на каретке.

Размеры изготавливаемой у нас в Союзе разборной цепи этого типа видны на фиг. 628 и 629. Шаг цепи принят в 100 мм, вес погонного метра равен 4,25 кг. Марка стали, из которой изготавливаются пластины и палец, — SAE 1040.

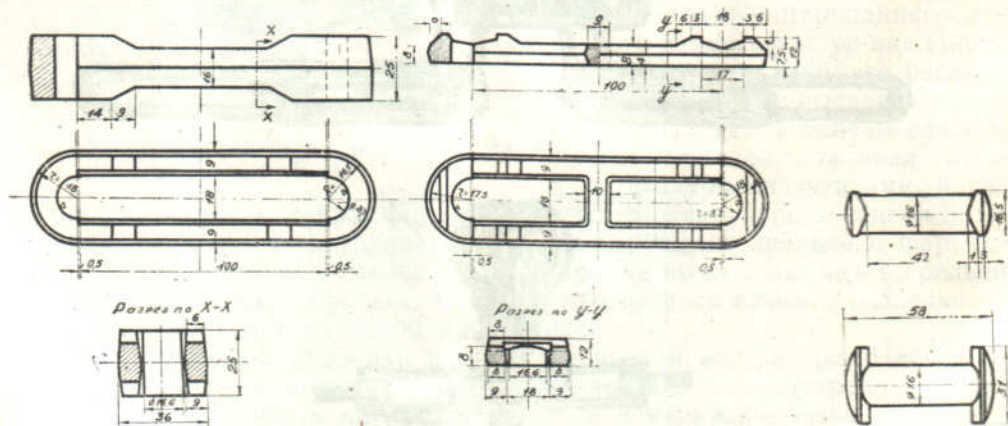
Для уменьшения веса и стоимости конвейера конструкторская мысль неизменно обращается к применению каната. Сконструированы до сих пор канатные конвейеры двух типов — обычного, в котором каретка укреплена наглухо на канате, и особого (подобного канатной откатке по подвесным путям), отличающегося тем, что на приводной станции канат для уменьшения необходимого натяжения огибает в два или три обхвата два приводных шкива, а каретки автоматически отцепляются от каната на набегающей ветви, переводятся вспомогательной



Фиг. 627. Изгиб цепи в плоскости осей шарниров.



г. 628. Газборная кованая цепь Союзтранстелпрома.



Фиг. 629. Детали разборной цепи Союзтранстелпрома.

цепью к сбегавшей ветви и снова автоматически включаются на канатную тягу.

Кроме того, в качестве тягового элемента на подвесных конвейерах применяются так называемые канатные цепи (фиг. 206).



По конструкции каретки подвесных конвейеров можно разделить на два основных типа — предназначенные для езды по полкам двухтавровой балки и по уголкам. В первом типе корпус каретки охватывает балку вилкой (фиг. 621, фиг. 623, тип. 1 и 2, фиг. 626), в каждой щеке которой укреплена короткая консольная ось для ролика; во второй — корпус выполняется в виде вертикального стержня или пластины с уширенной проушиной вверху, охватывающей сквозную двустороннюю ось для роликов (фиг. 620, 622, 623, тип. 3). Нетрудно видеть, что каретка второго типа получается конструктивно проще.

Корпус тележки изготавливается литым или кованным и собирается из отдельных частей на болтах. Для закрепления консольных осей роликов в корпусе каретки применяются разные способы: запрессовка нагорячо, плотная посадка и закрепление шплинтом или заклепкой, затяжка болтом.

Ролики изготавливаются стальными литыми, чугунными и штампованными из листовой стали. Чугунные ролики отливаются в металлических формах для получения гладкой закаленной поверхности.

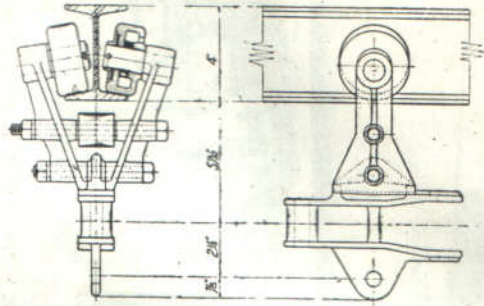
Профиль обода роликов в разных исполнениях также принимается разным. Так, ролики для двухтавровых балок иногда делают без реборд. Для движения по уголкам ролики выполняются либо цилиндрическими, либо слегка бочкообразными; для движения по двухтавровым балкам — коническими или коноидальными (закругленными).

Для уменьшения истирания на конических роликах и связанного с ним добавочного сопротивления движению, применяется в виде исключения конструкция каретки с осями, параллельными наклону полок балки, и с цилиндрическими роликами (фиг. 630). Для восприятия получающегося распора обе половины корпуса стягиваются двумя расположенными один над другим болтами.

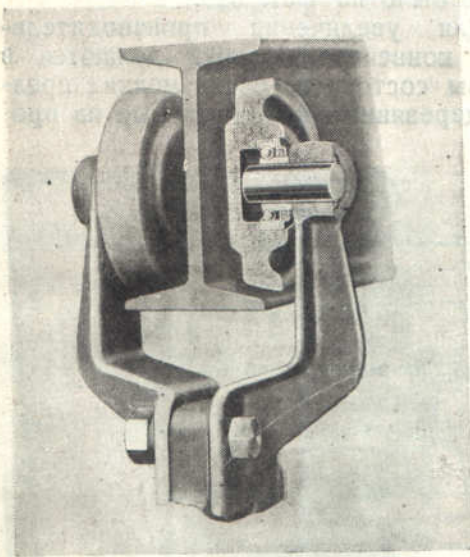
Особого внимания к себе требуют роликовые подшипники, их конструкция, монтаж и смазка. Подшипники

скользящего трения в современных конструкциях не применяются вовсе. Закрепление шарикоподшипника в штампованном ролике видно на фиг. 623, тип 1 и 2; литой ролик на шариках показан в разрезе на фиг. 631. В полости ролика имеется довольно большая камера для заполнения маслом.

Для более тяжелых типов конвейеров ставятся чаще роликовые подшипники. Фирма Palmer-Bee применяет два весьма совершенных типа роликовых подшипников — на цилиндрических спиральных роликах (Hyatt)



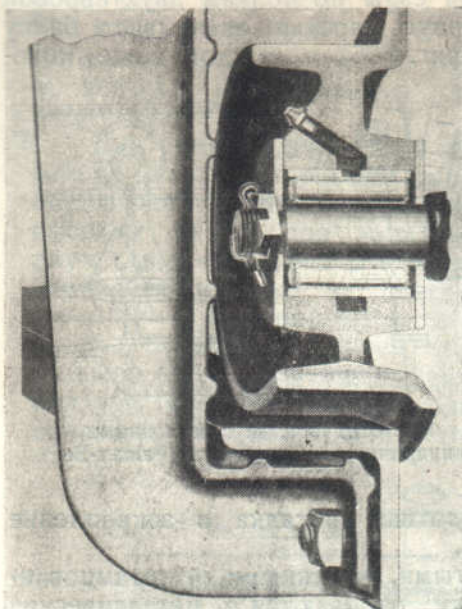
Фиг. 630. Каретка с наклонными цилиндрическими роликами (Palmer-Bee).



Фиг. 631. Безребордные ролики на шарикоподшипниках (Palmer-Bee).



и на конических роликах Timken (фиг. 632 и 633). В обоих случаях в теле ролика предусмотрен канал для подвода смазки.



Фиг. 632. Ролики на спиральных роликоподшипниках (Palmer-Bee).

Типовая каретка Союзтранстехпрома с коваными собранными на болтах щеками и коническими безребордными роликами, монтированными на роликоподшипниках, показана на фиг. 634. Общий вес каретки 5,7 кг. При сборке каретки на сварную подвеску ее надевается предварительно внутреннее звено разборной цепи. Простота соединения каретки и цепи составляет одно из достоинств этого типа цепей.

Шарнирное соединение с кареткой роликовой стальной цепи было показано уже на фиг. 624. Оно выполняется с помощью специального концевое звена.

Подвеске, служащей несущим элементом для грузов, придается самая разнообразная форма в зависимости от рода грузов. Если грузы имеют плоскую опорную поверхность, как например кирпичи, строительные камни, бруски и пр., то их наиболее удобно укладывать на подвесную полочку, как показано было на фиг. 619.

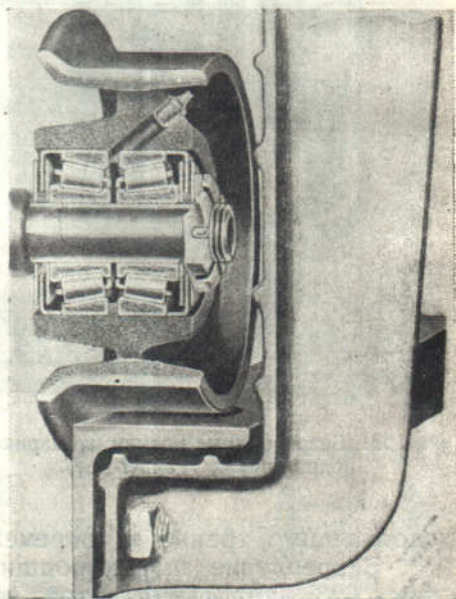
Для увеличения производительности конвейера полочки делают в несколько этажей (фиг. 635). Если грузы состоят из очень мелких предметов, вместо полочек подвешиваются деревянные или плетеные из проволоки корытца.

Некоторые грузы, например, бунты проволоки (фиг. 636), в особенности же фасонные детали машин, наиболее удобно подвешивать к крючкам или захватам, имеющим к тому же сравнительно малый собственный вес. На фиг. 618 был изображен способ подвеса автомобильных моторов на зажимах специальной несимметричной формы.

Пример подвеса сразу трех деталей одного валика внизу и двух фасонных деталей — по бокам, примененного на одном из наших автозаводов, показан на фиг. 637.

### 3. ПРОВОДНИКИ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ

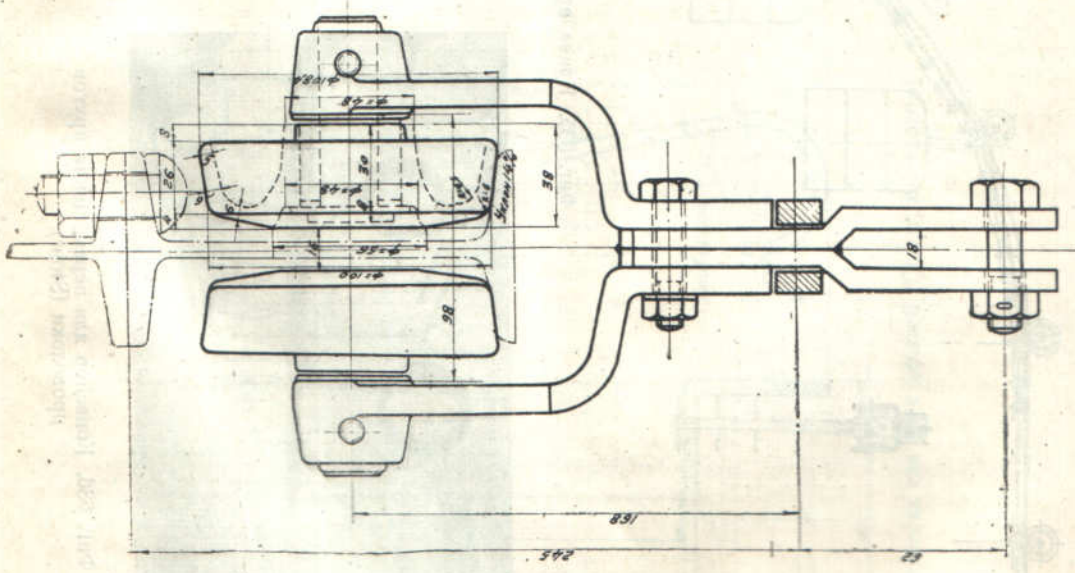
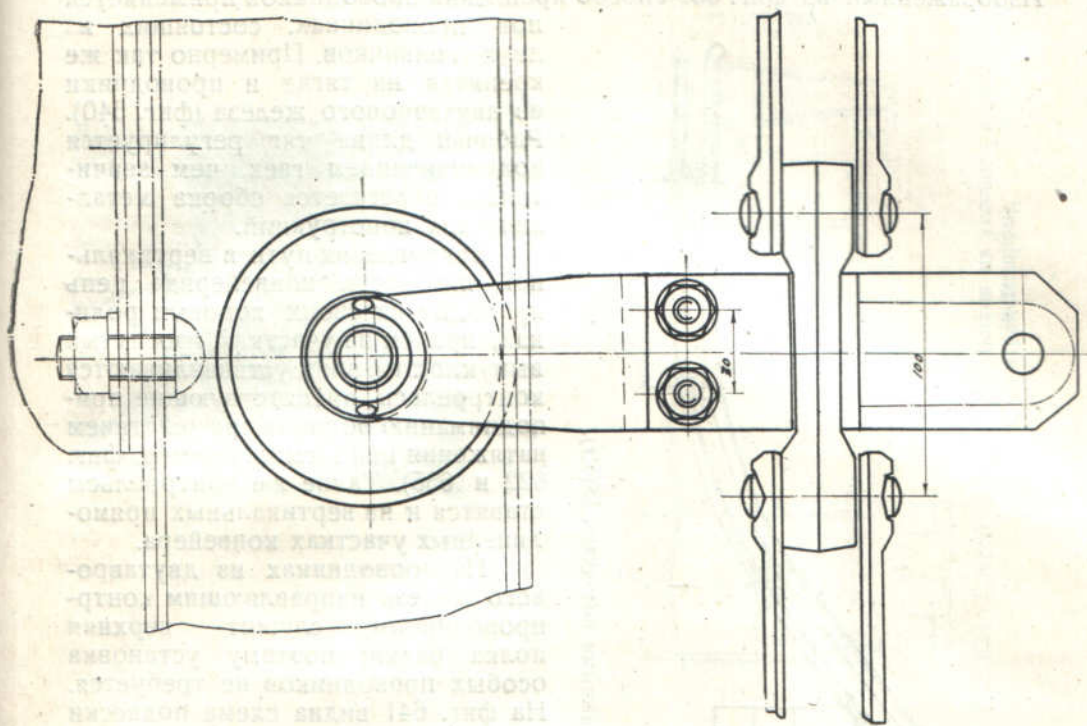
Рельсовый путь подвесных конвейеров крепится обычно к перекрытию обслуживаемого помещения, так что площадь пола остается свободной (см., например, фиг. 618), либо подшивается к укрепленным на стойках перекладам (фиг. 638). Если конвейер должен проходить не под перекрытием непосредственно, то проводники его подвешиваются на тягах, как показано на фиг. 639. Через каждые два пролета в этой конструкции вместо



Фиг. 633. Ролики на роликоподшипниках системы Timken (Palmer-Bee).



1. Проверка качества сборки и регулировки механизма. Проверка качества сборки и регулировки механизма. Проверка качества сборки и регулировки механизма.



2. Проверка качества сборки и регулировки механизма. Проверка качества сборки и регулировки механизма. Проверка качества сборки и регулировки механизма.

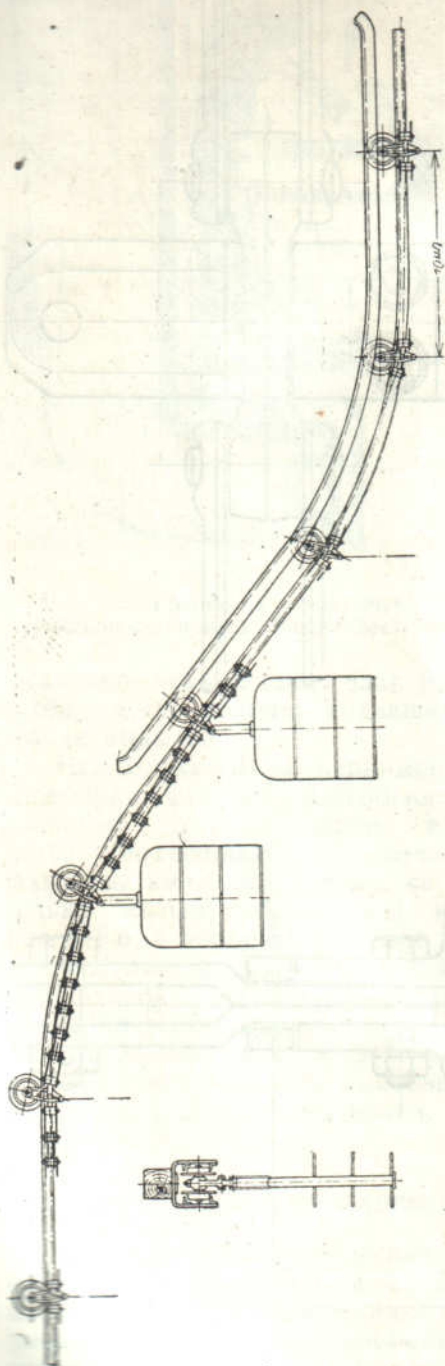


тяг установлена склепанная из угольников подвеска, обеспечивающая жесткость пути. Вес пог. метра такого пути составляет 49 кг, вес движущихся частей конвейера — 16 кг на пог. м.

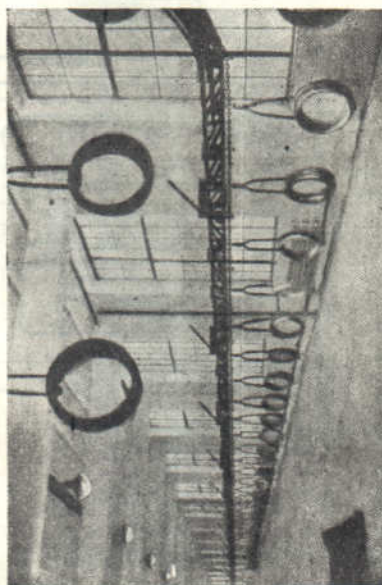
Изображенный на фиг. 639 способ крепления проводников применяется при проводниках, состоящих из двух угольников. Примерно так же крепятся на тягах и проводники из двутаврового железа (фиг. 640). Рабочая длина тяг регулируется подвинчиванием гаек, чем значительно облегчается сборка металлических конструкций.

Закругления пути в вертикальной плоскости конвейерная цепь проходит на своих ходовых роликах, причем на участках, изогнутых выпуклостью вниз, устанавливаются контррельсы, препятствующие приподниманию роликов под действием натяжения цепи (см. например, фиг. 622 и 635). Такие же контррельсы ставятся и на вертикальных прямолинейных участках конвейера.

На проводниках из двутаврового железа направляющим контрпроводником служит верхняя полка балки; поэтому установка особых проводников не требуется. На фиг. 641 видна схема подвески изогнутых проводников двутаврового профиля на затяжных струнах,



фиг. 635. Конвейер с этажными полочками (Stolz).



фиг. 636. Конвейер для перемещения кругов проводки (Stolz).

а на фиг. 642 показаны отдельно детали соединительных узлов этой конструкции.

Как видно из фиг. 622, цепи, расположенные на прямолинейных участках ниже проводников, на криволинейном, обращенном выпуклостью

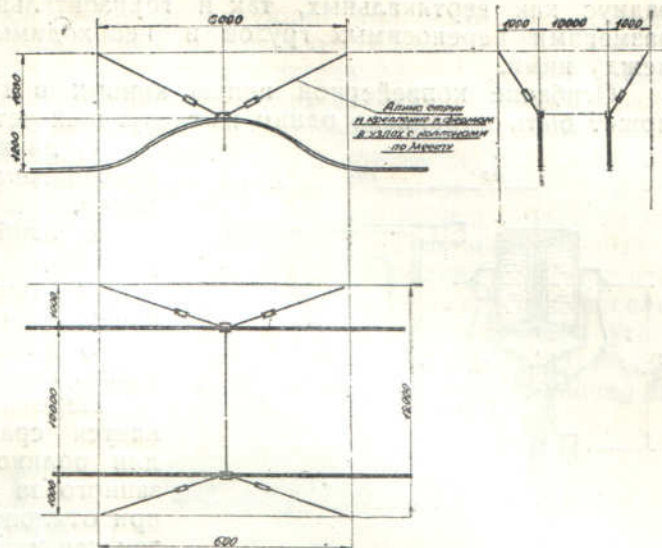




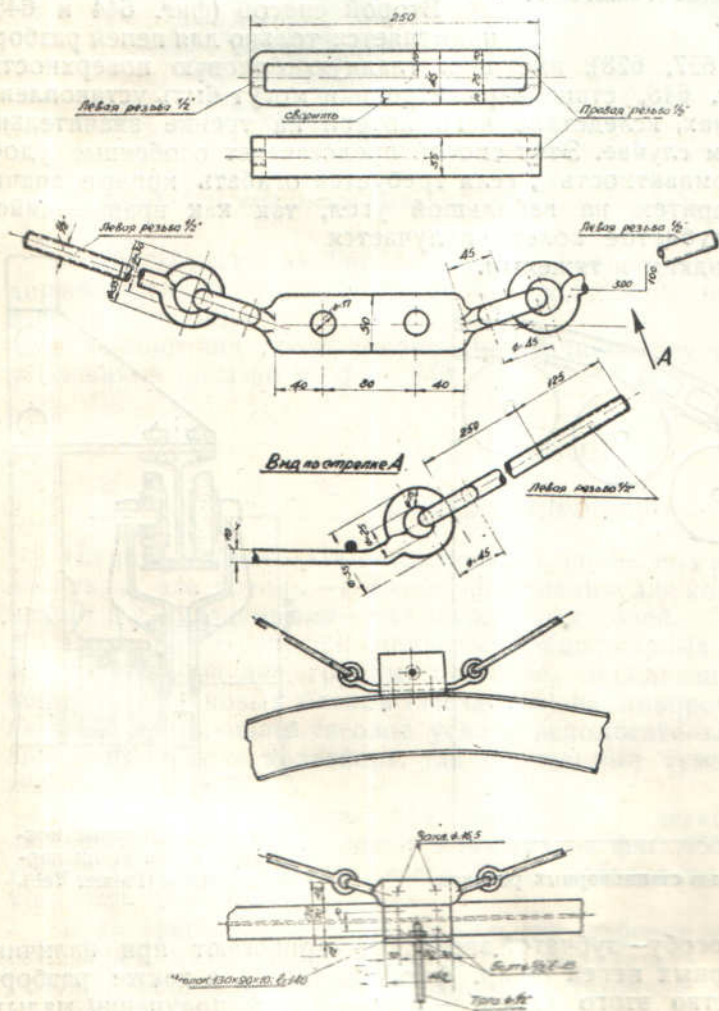








Фиг. 641. Схема подвески проводников на изгибе в вертикальной плоскости (Союзтранстехпром).



Фиг. 642. Детали крепления растяжек на подвесной конструкции по фиг. 641 (Союзтранстехпром).



радиус как вертикальных, так и горизонтальных кривых определяется размерами переносимых грузов и [необходимым свободным просветом между ними.

Огибание конвейерной цепью кривых в горизонтальной плоскости может быть выполнено одним из следующих четырех способов:

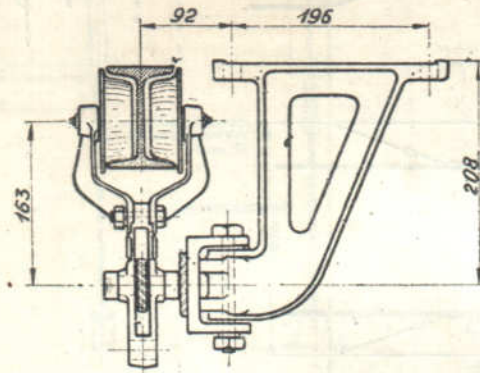
1) движение на роликах вдоль неподвижных криволинейных проводников,

2) огибание ряда стационарных роликов,

3) движение вместе с вращающейся зубчатой звездочкой,

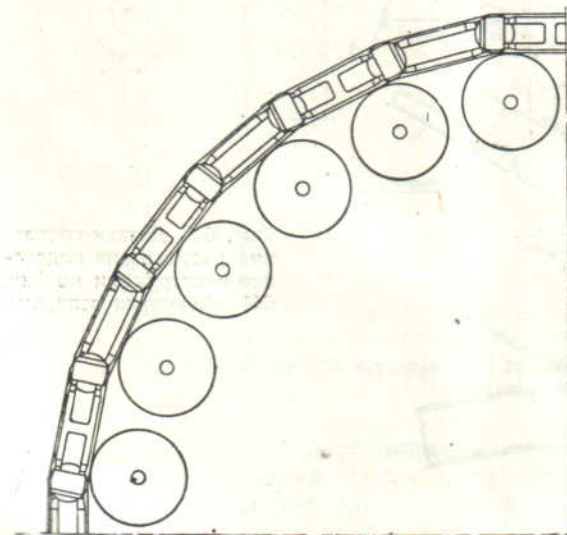
4) движение вместе с вращающимся гладким шкивом.

Первый способ (фиг. 643) применяется сравнительно мало, только для роликовых цепей типа, показанного на фиг. 624 и 625 и притом при отклонении на небольшие углы, так как иначе потери на трение становятся значительными.

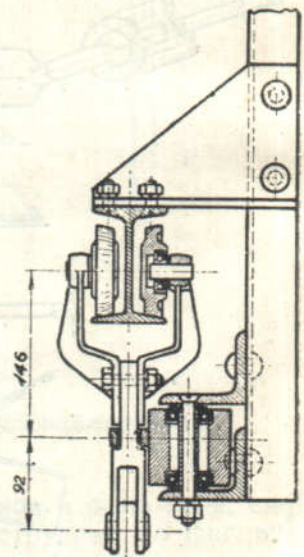


Фиг. 643. Укрепление криволинейного проводника на кронштейнах (Palmer-Bee).

Второй способ (фиг. 644 и 645) применяется только для цепей разборного типа (фиг. 626, 627, 628), имеющих гладкую боковую поверхность. Как показано на фиг. 645, стационарные ролики могут быть установлены на шарикоподшипниках, вследствие чего потери на трение значительно меньше, чем в первом случае. Этот способ представляет особые удобства и отличается компактностью, если требуется огибать кривые значительного радиуса и притом на небольшой угол, так как вращающийся гладкий шкив или зубчатое колесо получается в этом случае громоздким и тяжелым.



Фиг. 644. Огибание цепью стационарных роликов.



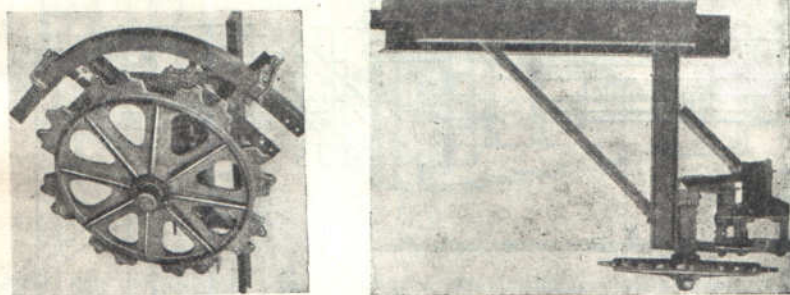
Фиг. 645. Опорные конструкции для стационарных роликов (Palmer-Bee).

К третьему способу—зубчатой звездочке—прибегают при наличии безроликовых шарнирных цепей (напр. фиг. 623, тип 1), а также разборных цепей. Достоинство этого способа—возможность получения малых радиусов закругления, общая компактность поворотной станции и малый



расход энергии при надлежащей конструкции подшипников звездочки. Способ установки звездочки, огибаемой цепью по углу в  $90^\circ$  и  $180^\circ$ , показан на фиг. 646. На фиг. 647 показана конструкция поворотной станции с двумя звездочками, монтированной на двух клепаных стойках.

При наличии роликовых цепей вместо зубчатой звездочки может быть установлен гладкий шкив (фиг. 648). Его преимущество перед звездочкой—более простая конструкция и меньшая стоимость, а также отсутствие влияния (как на звездочках) вытяжки или износа цепей на правильность положения звеньев на зубцах. Допустимый минимальный радиус шкива определяется соотношением диаметра ролика и длины звена из условия, чтобы звенья не работали на изгиб, т. е. не соприкасались с поверхностью шкива, а следовательно, чтобы прижимающее усилие воспринималось только роликами, а не планками. Следовательно, для определенной длины звена радиус шкива тем меньше, чем больше диаметр ролика.



Фиг. 646. Отклоняющая звездочка, огибаемая цепью по углу  $90^\circ$  (Chain Belt).

В конструкции на фиг. 648 (Palmer-Bee) неподвижная ось шкива поддерживается литым кронштейном и роликовые подшипники помещены в ступице шины.

Внешний вид такой поворотной станции с двутавровой балкой вместо угольников показан на фиг. 649.

### § 3. ПРИВОД

#### 1. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО

По роду гибкого элемента приводы подвесных конвейеров можно разделить на две группы—с гладкими блоками для корабельных цепей (и канатов) и с кулачковыми—для шарнирных цепей.

По типу конструкции приводы для шарнирных цепей в свою очередь разделяются на две группы—обычные, передающие тяговое усилие на цепи от кулачковых блоков (звездочек) на поворотном пункте, и специальные, передающие тяговое усилие вспомогательной цепью на прямолинейном участке конвейера, так называемые гусеничные или катерпильерные.

Конструкция привода для короткого и легкого конвейера с полудюймовой корабельной цепью показана на фиг. 650. Расчетное окружное усилие на блоке составляет всего 233 кг, рабочая скорость равна 0,15 м/сек. мощность двигателя—1,75 квт.

Если требуется передавать большие рабочие усилия и натяжение на сбегавшей ветви цепи приходится увеличивать сверх потребного из условия провисания (для создания достаточной сцепной силы), то для уменьшения натяжения цепи ставится двухобхватная приводная станция (фиг. 651).

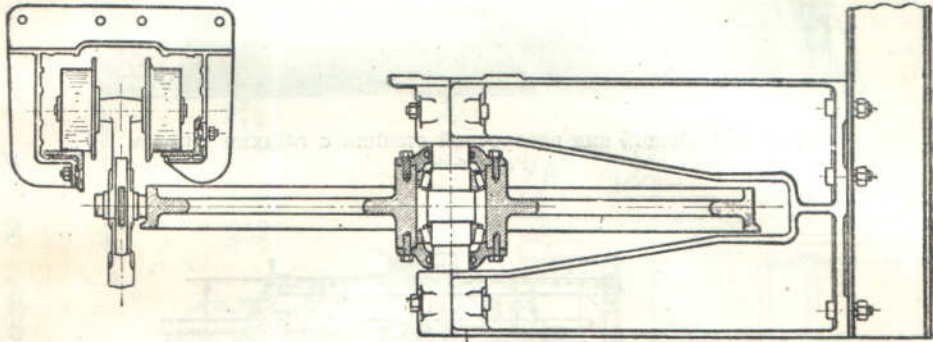






Применение одного, двух- или трехжелобчатого приводного блока и одного отклоняющего блока, как это часто делается на цепной откатке, в данном случае невозможно, так как близкое расположение двух ветвей цепи, при огибании блоков и на прямолинейных участках между ними мешает движению подвески. Поэтому привод делается с двумя приводными блоками и огибающая их конвейерная цепь образует S-образную петлю.

Одно из существенных требований, которое предъявляется к приводу подвесных конвейеров, — возможность регулирования скорости цепи в зависимости от условий рабочего процесса обслуживаемого конвейером производства.<sup>1</sup> Поэтому в современных конструкциях типовой приводной механизм всегда включает регулятор (вариатор скорости), состоящий из передачи гибкой связью на клинчатых шкивах со сдвигающимися и раздвигающимися щеками.



Фиг. 648. Отклонение цепи на гладком вращающемся шкиве (Palmer-Bee).

Такой типовой привод для шарнирной цепи с приводной звездочкой показан на фиг. 652. Он состоит последовательно из мотора, передачи бесшумной цепью Рейнольда, вариатора, редуктора скорости, пары конических колес и звездочки.

Аналогичной конструкции привод, но для передачи движения цепью, приведен на фиг. 653. Конструкция одного из видов гусеничной цепи показана отдельно на фиг. 654.<sup>2</sup> Как и на литейных конвейерах, ведущим кулакам сообщается при входе на прямую опережающее движение, на рабочем участке они зажимаются в положении перпендикулярном к продольной оси цепи, а при переходе на кривую — слегка отклоняются назад и освобождают конвейерную цепь. Для этого, как видно из чертежа, пластины на промежуточных звеньях снабжены сзади соответственными выступами.

## 2. СИСТЕМА ДВУХ ИЛИ НЕСКОЛЬКИХ ПРИВодОВ

Как уже указывалось, профиль пути подвесного конвейера, приспособляемого к расположению обслуживаемых им агрегатов, размещенных часто в разных этажах одного здания или даже в разных зданиях, отличается крайней извилистостью и имеет нередко десятки поворотных пунктов по всей длине. При большой длине конвейер переносит нередко одновременно десятки и сотни тонн груза. Вследствие этого натяжение цепи, возрастающее по геометрической прогрессии на поворотных пунктах от сбегающей ветви на приводе к набегающей, — получается при таких условиях весьма значительным, достигая нескольких тысяч кг. Высокое натяжение цепи, в свою очередь, влечет утяжеление и удорожание самой цепи и каретки и требует значительного усиления опорных конструкций,

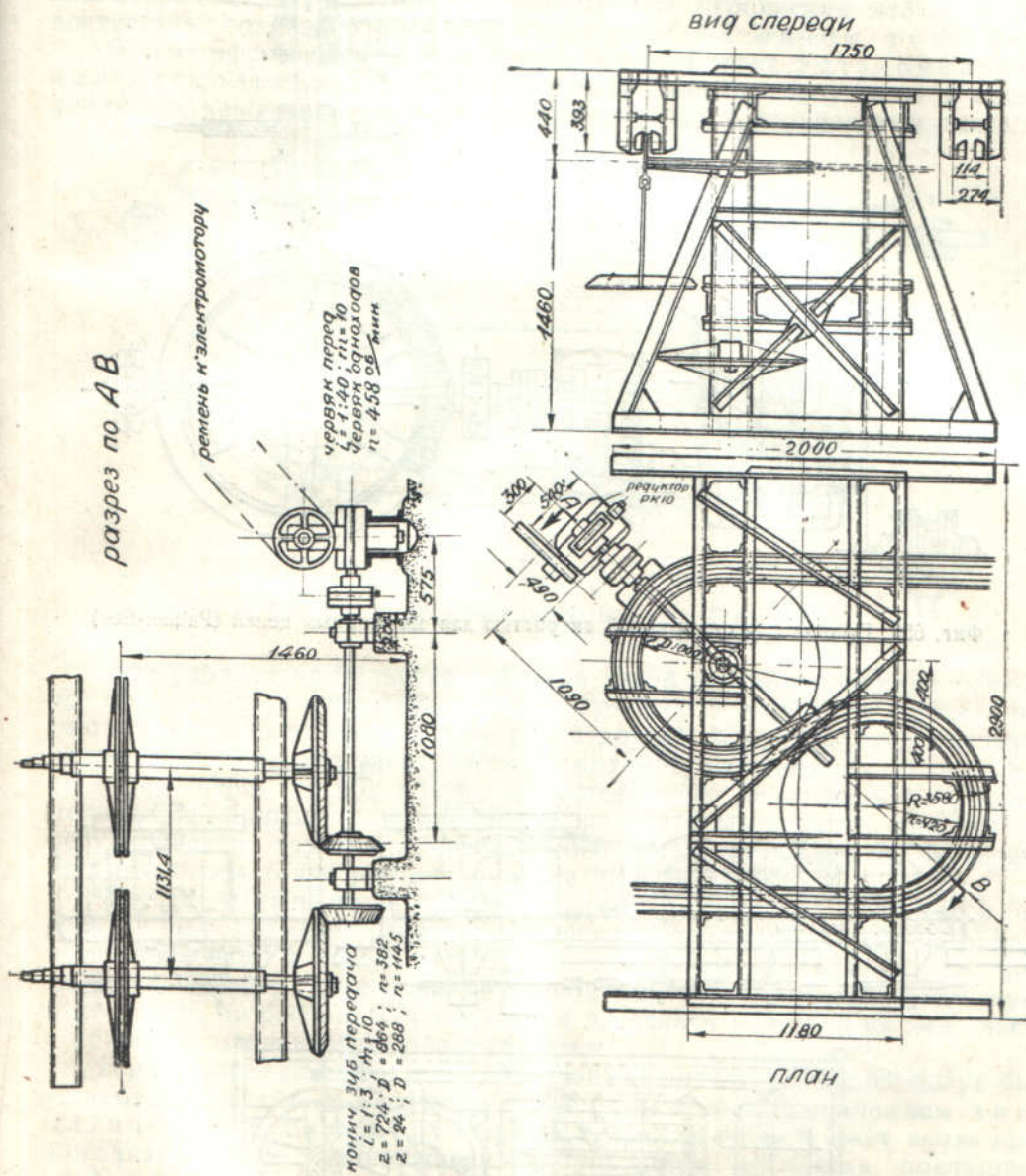
<sup>1</sup> Ср. с приводами пластинчатых конвейеров, обслуживающих рабочий процесс в литейных (гл. I, § 4, п. 10).

<sup>2</sup> „Mechanical Handling,” Март 1932, стр. 94.



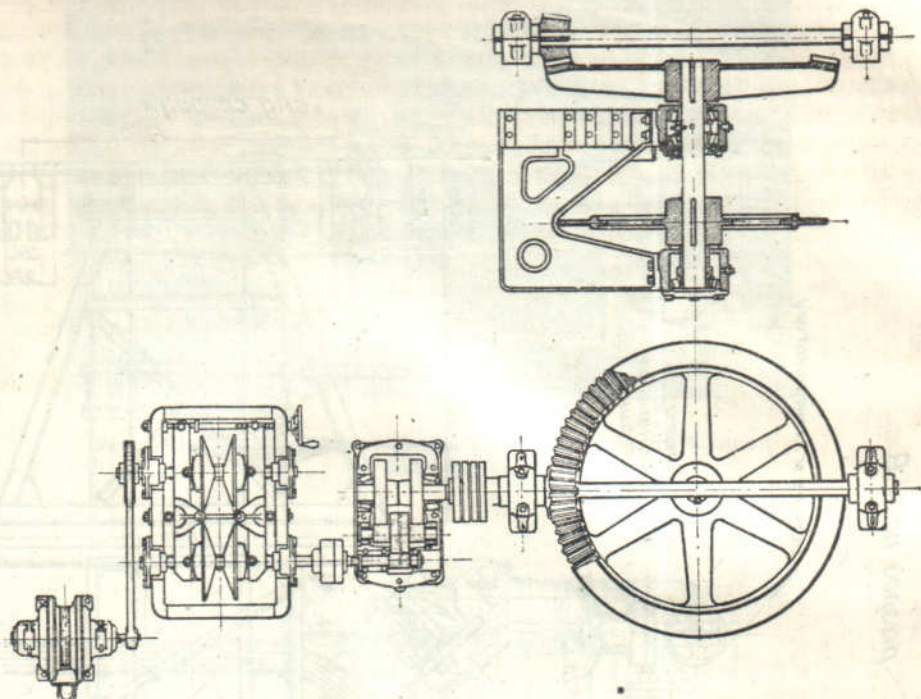




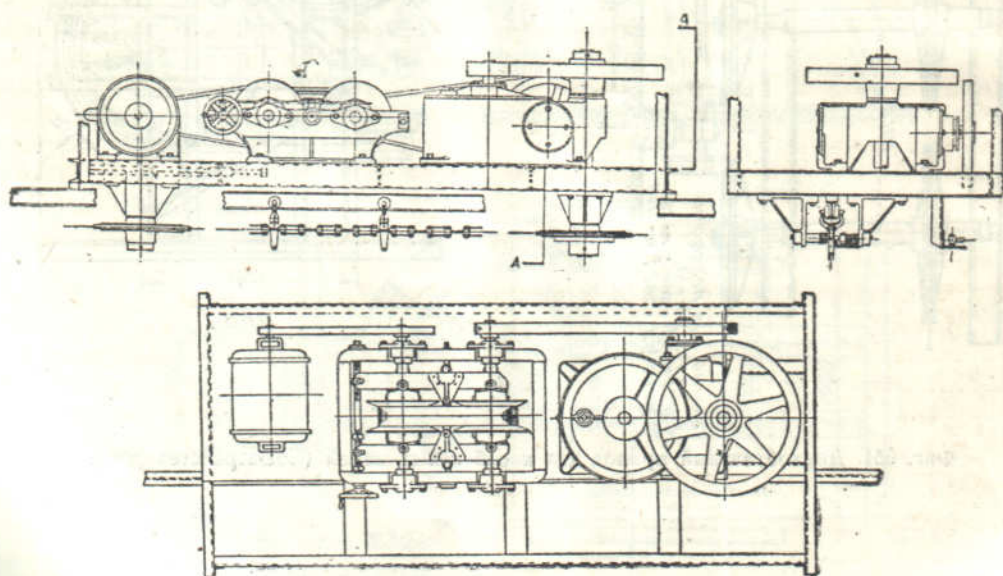


Фиг. 651. Двухобхватный привод для корабельных цепей (Союзтранстехпром).





Фиг. 652. Привод с регулируемой скоростью для шарнирных цепей (Palmer-Bee).



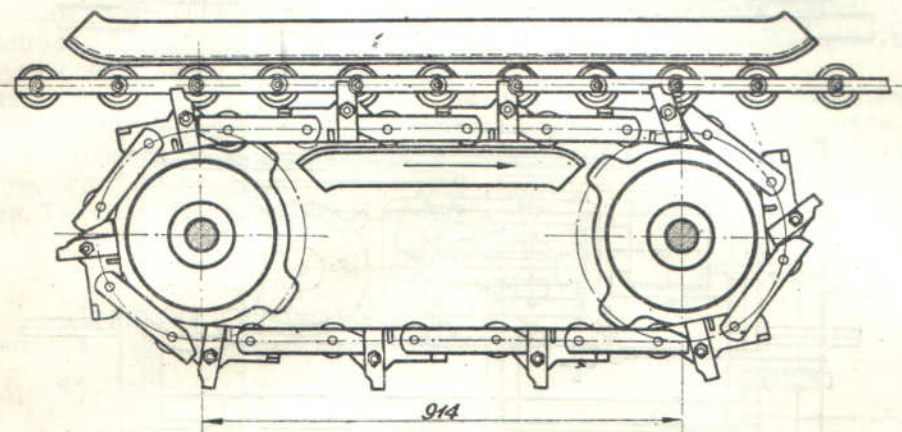
Фиг. 653. Типовой „катерпиллерный“ привод.



воспринимающих на поворотных пунктах большие нагрузки. Удорожание цепи, особенно же опорных конструкций, нередко ставит предел рациональному применению конвейера.

Установка нескольких последовательных конвейеров, как это делается при перемещении насыпных грузов, дает при штучных грузах значительно худшие результаты вследствие трудности передачи их с одного конвейера на другой. Поэтому естественны стремления найти способы достигнуть возможно большей длины цепи на одном конвейере.

Весьма эффективное решение этого вопроса дает установка двух или нескольких приводов, работающих на одну цепь и воспринимающих каждый свою часть рабочей нагрузки („парциальный тип“).



Фиг. 654. Конструкция приводной цепи (Palmer-Bee).

Для удовлетворительного действия такой системы необходимо, чтобы все приводные станции работали синхронно и чтобы не происходило разгрузки одной из них и перегрузки другой. Способы синхронизации например, с помощью электрических моторов, передающих вращение на редуктор через храповиковую, одностороннего действия муфту, неприменимы на приводах, заключающих регуляторы скорости, так как при регулировании вручную передаточного числа невозможно установить все механизмы точно на одно и то же число оборотов.

Вместо электрической связи парциальных групповых приводов в ряде случаев был применен сдвоенный привод, действующий на две ветви и установленный в таком пункте, где эти ветви сближаются (см. ниже фиг. 663). Однако далеко не на всяком конвейере имеется такой пункт и не всегда он расположен так, чтобы разделить конвейер на два участка с примерно одинаковым сопротивлением.

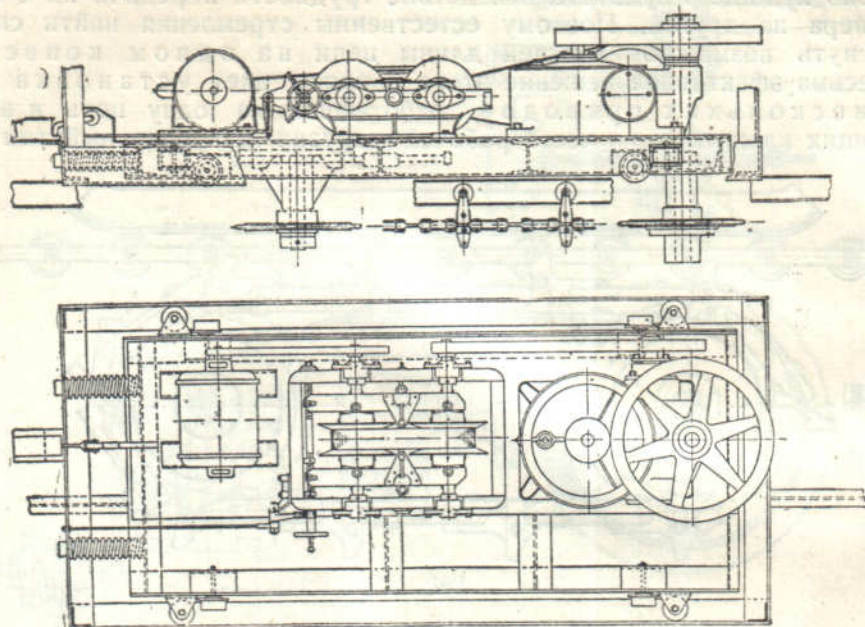
Более общее решение для парциальных приводов, которые могут быть установлены в любых пунктах конвейера и обладают свойством автоматического саморегулирования нагрузки дает вновь предложенная система уравновешенного приводного механизма, показанного на фиг. 655.<sup>1</sup>

Как видно из схемы, расположение частей и передаточный механизм привода оставлены совершенно такими же, как на приводе по фиг. 653, но весь привод установлен на раме, сделанной подвижной относительно второй стационарной рамы. Для этого первая рама монтируется на двух парах поддерживающих роликов и имеет еще две пары направляющих горизонтальных роликов.

<sup>1</sup> N. H. Preble, Application and design of the floating drive for conveyors, „Mechanica Handling“, Mapr 1932.



Со стороны, противоположной направлению хода конвейерной цепи, подвижная рама упирается в две спиральные пружины, воспринимающих передающееся на цепь тяговое усилие. Чем больше тяговое усилие, тем сильнее сжимаются пружины. Таким образом взаимное положение обеих рам зависит от передаваемой на привод нагрузки. Установив систему

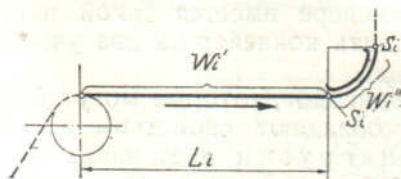


Фиг. 655. Уравновешенный парциальный привод.

рычагов, действующих на регулятор скорости так, что при возрастании нагрузки скорость цепи убывает, а при уменьшении увеличивается, достигают автоматического саморегулирования передаваемого на конвейерную цепь усилия.

Опыт с такой системой уравновешенных приводов показал, что колебания нагрузки на каждый отдельный привод при трех синхронно работающих механизмах составлял от 31 до 35% общего тягового усилия, т. е. что отклонения нагрузки на привод от одной трети тяговой силы не превышали  $\pm 2\%$ .

Дальнейшее практическое достоинство системы уравновешенных приводов — возможность легко приспособить на них автоматические прерыватели тока, действующие при внезапных и случайных перегрузках, например, при возникновении препятствия по пути движения тележек, защемления цепи и пр. Прерывание тока происходит, когда опорные пружины сжимаются больше определенного предела. Если приводные моторы соединены системой сигнализации, то на сигнальном указателе сразу можно обнаружить, на каком участке конвейера воз-



Фиг. 656. Участок конвейера с прямой и криволинейной частью.

никло препятствие. Такая система надежнее применения контрольных срезаемых болтов и фрикционных муфт.

Общее тяговое усилие на конвейере складывается из сопротивлений трения на прямолинейных и криволинейных участках и сопротивлений подъема, если движение груза происходит не в одной горизонтальной плоскости. Но и в этом случае на конвейере, движущемся обычно загруженным по большей части своей длины, работа подъема на одних участках компенсируется работой самого груза при движении вниз по другим.



Рассмотрим здесь именно такой случай.

Соппротивление на каждом  $i$ -ом участке конвейера, состоящем из прямолинейной части и примыкающем к нему в конце закругления (фиг. 656), равно соответственно

$$W_i' = (q + q_0) L w'$$

и

$$W_i'' = S_i - S_i' = S_i' (e^{w''} - 1) \quad (172)$$

или

$$W_i'' = (\bar{S}_i' + \bar{S}_i) \frac{f d}{D} + (S_i' - S_i) \frac{f' \delta}{D}, \quad (173)$$

в зависимости от того, огибает ли цепь на данном криволинейном участке неподвижные направляющие (как показано на фиг. 652), или вращающуюся звездочку, или шкив.

Как видно из выражения (172), потери на трение на закруглении в первом случае пропорциональны натяжению набегающей ветви цепи  $S_i'$ . К такому же виду можно привести и выражение (173), заменив в нем  $S_i$  на  $S_i' \eta$ , где  $\eta$  — к. п. д. поворотной станции. Таким образом, в обоих случаях

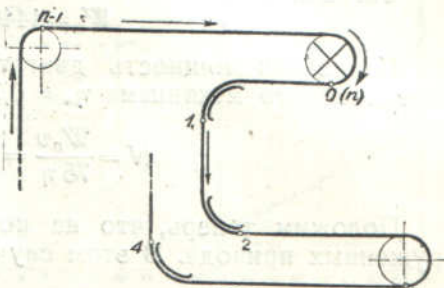
$$W_i'' = C S_i', \quad (174)$$

где  $C$  — коэффициент пропорциональности. Отсюда

$$S_i = S_i' + W_i'' = S_i' (1 + C) = K S_i',$$

причем  $C$ ,  $\eta$  и  $K$  связаны соотношением

$$K = (1 + C) = \frac{1}{\eta}. \quad (175)$$



Фиг. 657. Схема конвейера с  $n$  прямолинейными участками.

При таких обозначениях, если конвейер имеет  $n$  прямолинейных участков (фиг. 657), то натяжение цепи после каждого примыкающего к этому участку закругления находится из выражений:

$$S_1 = (S_0 + W_1') K_1, \quad (176)$$

$$S_2 = (S_1 + W_2') K_2 = [(S_0 + W_1') K_1 + W_2'] K_2 = (S_0 + W_1') K_1 K_2 + W_2' K_2, \quad (177)$$

$$S_3 = (S_2 + W_3') K_3 = (S_0 + W_1') K_1 K_2 K_3 + W_2' K_2 K_3 + W_3' K_3, \quad (178)$$

$$\dots$$

$$S_n' = S_{нб} = (S_0 + W_1') K_1 K_2 K_3 \dots K_n + W_2' K_2 K_3 \dots K_n + \dots + W_{n-1}' K_{n-1} K_n + W_n' K_n. \quad (179)$$

Предыдущее выражение дает значение натяжения набегающей ветви, включая и сопротивление на приводном валу. Тяговое усилие

$$W = S_n' - S_0. \quad (180)$$

Если вместо одной приводной станции установлено  $c$  приводных станций, воспринимающих каждая равное тяговое усилие, то натяжение на набегающей ветви находится из:

$$\frac{S_n'}{c} = S_{нб} = (S_0 + W_1') K_1 K_2 K_3 \dots K_n + W_2' K_2 K_3 \dots K_n + \dots + W_{\frac{n}{c}-1}' K_{\frac{n}{c}-1} + W_{\frac{n}{c}}' K_{\frac{n}{c}} \quad (181)$$

и суммарное тяговое усилие при равных  $S_0$

$$W = (S_{нб} - S_0) c. \quad (182)$$



Для определения того, в какой мере установка нескольких парциальных приводов может уменьшить наибольшее натяжение цепи и расход энергии, рассмотрим численный пример.

### 3. ЧИСЛЕННЫЙ ПРИМЕР

Положим, что конвейер состоит из 24 прямолинейных участков, и будем считать для простоты расчетов сопротивление на всех прямолинейных участках одинаковыми и равными 75 кг ( $W_1' = W_2' = \dots W_n' = 75$  кг и относительные потери на всех поворотных станциях тоже одинаковыми и равными 5% ( $C = 0,05$ ,  $K = 1,05$ ) от натяжения на набегающей ветви.

В этом случае ур-ние (179) переписывается так:

$$S_n' = S_0 K^n + W' (K^n + K^{n-1} + K^{n-2} + \dots + K) = S_0 K^n + W' \frac{K(K^n - 1)}{K - 1}. \quad (183)$$

Подставляя численные значения и полагая  $S_0 = 300$  кг, находим

$$S_n' = S_{нб} = 300 \cdot 1,05^{24} + 75 \frac{1,05(1,05^{24} - 1)}{1,05 - 1} = 4440 \text{ кг.}$$

Тяговая сила

$$W_0 = 4440 - 300 = 4140 \text{ кг.}$$

Потребная мощность двигателя при скорости  $v = 0,20$  м/сек. и к. п. д. передаточного механизма  $\eta_m = 0,70$

$$N = \frac{W_0 v}{75 \eta} = \frac{4140 \cdot 0,20}{75 \cdot 0,70} = 15,7 \text{ л. с.}$$

Положим теперь, что на конвейере установлены три одинаково нагруженных привода. В этом случае по ур-нию (183)

$$S_{нб}' = 300 \cdot 1,05^8 + 75 \frac{1,05 \cdot (1,05^8 - 1)}{1,05 - 1} = 1180 \text{ кг.}$$

Тяговая сила на каждом приводе

$$W_0' = 1180 - 300 = 880 \text{ кг}$$

и суммарная потребная мощность двигателя

$$N = \frac{c W_0' v}{75 \cdot \eta} = \frac{3 \cdot 880 \cdot 0,20}{75 \cdot 0,70} = 10,0 \text{ л. с.}$$

Таким образом во втором случае расход энергии уменьшается в

$$\frac{15,7}{10,0} = 1,57 \text{ раза.}$$

Наибольшее натяжение цепи в первом случае

$$S_{нб} = \frac{4440}{1,05} = 4220 \text{ кг}$$

и во втором

$$S_{нб} = \frac{1180}{1,05} = 1120 \text{ кг,}$$

т. е. во втором случае меньше в

$$4220 : 1120 = 3,8 \text{ раза.}$$

Построим диаграмму изменения натяжения цепи при наличии одного и трех приводов (фиг. 658). Из нее видно, что в первом случае растягивающее усилие цепи изменяется от натяжения на сбегающем конце, равного 300 кг, до наибольшего натяжения  $S_{нб} = 4220$  кг по восходящей ступенчатой ломаной линии AB, образованной постепенно возрастающими сту-



пеньками (вертикальными отрезками) и параллельными между собой наклонными отрезками, соответственно — сопротивления на поворотных пунктах и прямолинейных участках.

Во втором случае закон натяжения цепи определяется ломаной линией  $ACDEFG$ , состоящей из трех одинаковых участков.

Тяговое усилие изображается в первом случае отрезком  $B'H$  и во втором — суммой равных отрезков  $C'D$ ,  $E'F$  и  $G'H$ . Если для первого и второго случаев сложить арифметически натяжения набегающих и сбегающих ветвей на закруглениях, то в первом случае

$$\Sigma_1 S \cong 90\,000 \text{ кг}$$

и во втором

$$\Sigma_2 S = 33\,000 \text{ кг},$$

т. е. во втором случае сумма в 2,74 раза меньше.

В соответствии с этим и давление на опорные конструкции, а следовательно и вес их, получается значительно меньше.

Если считать, что и в первом и во втором случае цепь огибает участок кривой в вертикальной плоскости под натяжением, близким к максимальному, соответственно в 4000 кг и 1000 кг, двигаясь при этом по направляющим на своих ходовых роликах, то добавочная нагрузка на ролики от реакции направляющих во втором случае получается соответственно в четыре раза меньше.

Для определения этой добавочной нагрузки в обоих случаях, положим расстояния между осями кареток  $a=800$  мм, радиус кривой  $R=1940$  мм и диаметр роликов  $D_p=120$  мм. Давление на ролики  $P_d=BC$  (фиг. 659) находится из подобия двух равнобедренных треугольников  $OAB$  и  $BCD$ , имеющих общий угол при основании

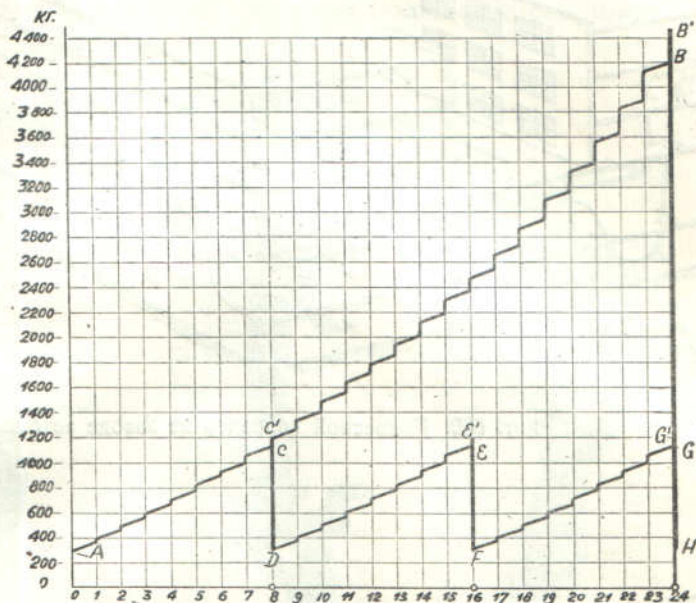
$$P_d = BC = \frac{Sa}{R + \frac{D_p}{2}} \quad (184)$$

Фиг. 659. Усилия на роликах на вертикальном участке.

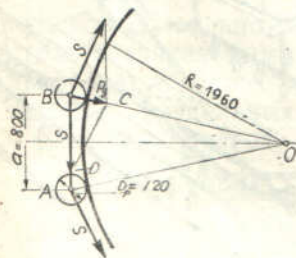
В первом случае величина  $P_d$  равна 1600 кг и во втором — 400 кг. Для определения полного давления к этим значениям надо прибавить составляющую веса подвески и груза. Если переход с кривой происходит на горизонталь, то вес груза прибавляется почти полностью.

Таким образом, установка вместо одного трех синхронно действующих секционных приводов значительно уменьшает:

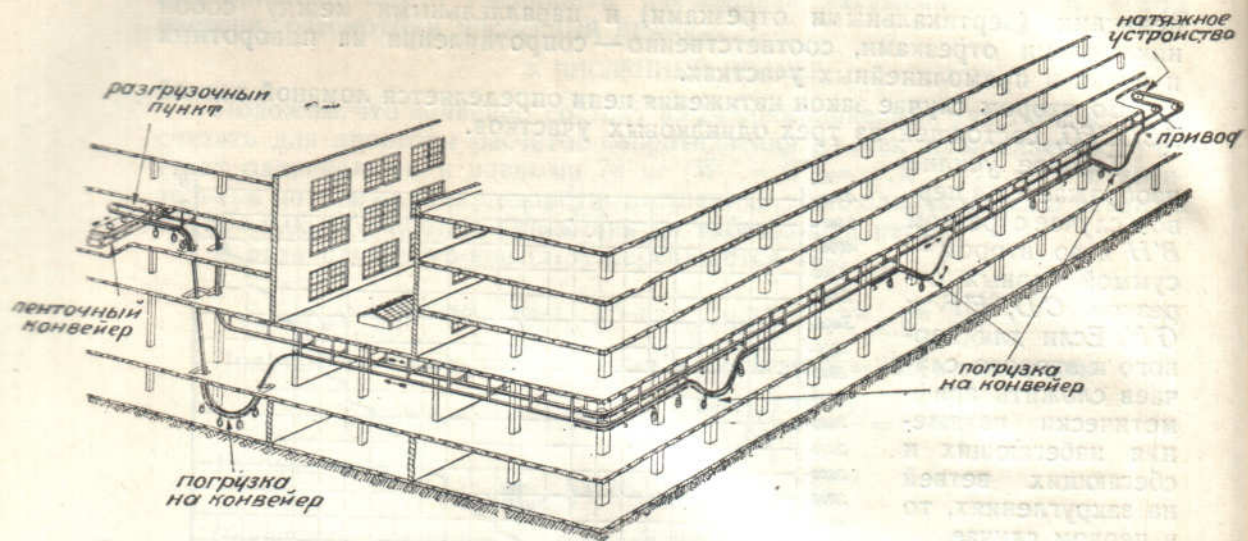
- 1) максимальное растягивающее усилие, действующее на цепь,
- 2) расход энергии,



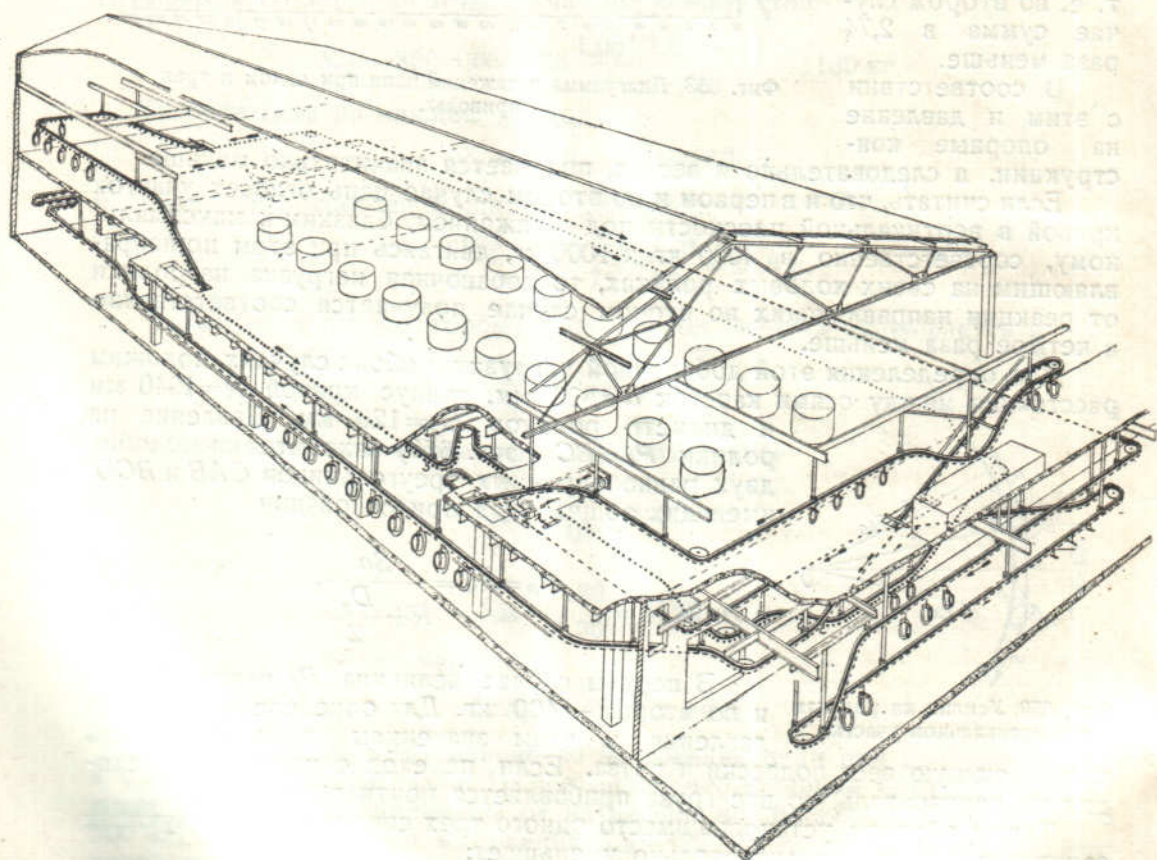
Фиг. 658. Диаграмма натяжений цепи при одном и трех приводах.







Фиг. 660. Подвесной конвейер на заводе автошин (Chain Belt).

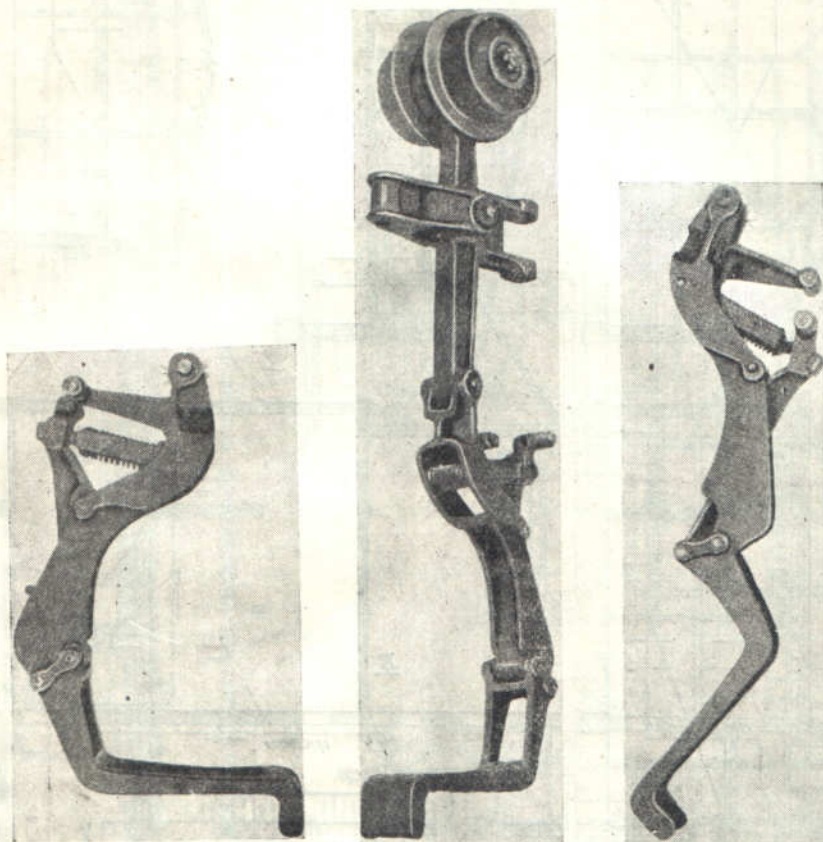


Фиг. 661. Два конвейера на заводе автошин (Chain Belt).



- 3) усилия, действующие на опорные конструкции,
- 4) усилия, действующие на ходовые ролики.

Выигрыш на весе и стоимости цепи, роликов и опорных конструкций, а также на стоимости энергии, столь значителен, что оправдывает во многих случаях механическое усложнение, вызываемое установкой двух или нескольких приводов. Кроме того, как указывалось и как следует из разобранного примера, при длинных, имеющих большое число поворотных



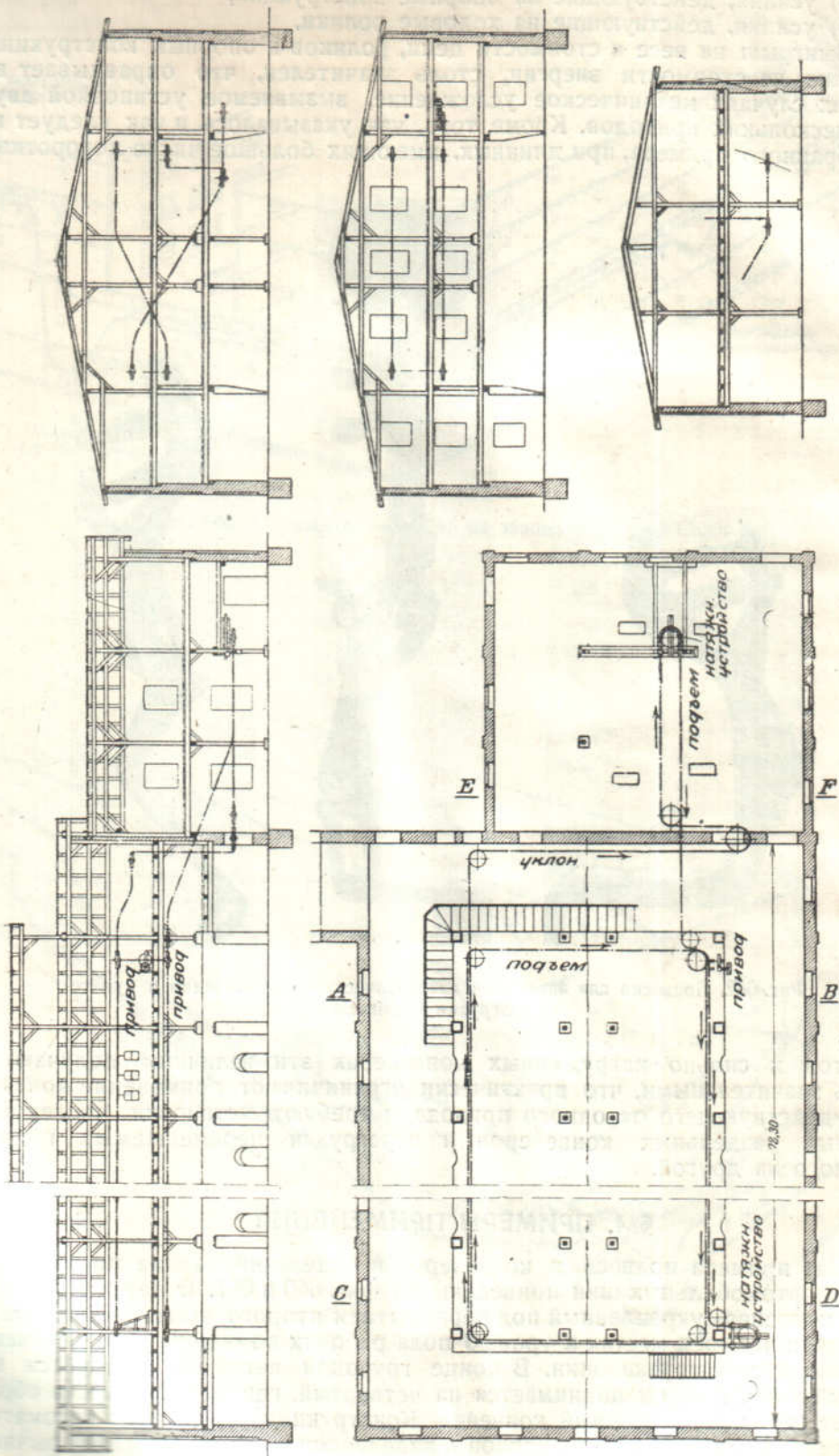
Фиг. 662. Подвеска для автошин с автоматическим сбрасыванием в пункте разгрузки (Chain Belt).

пунктов и сильно нагруженных конвейерах эти величины получаются столь значительными, что практически ограничивают применение конвейера, действующего от одного привода, и требуют установки последовательных раздельных конвейеров и перегрузки перемещаемых грузов с одного на другой.

#### § 4. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ

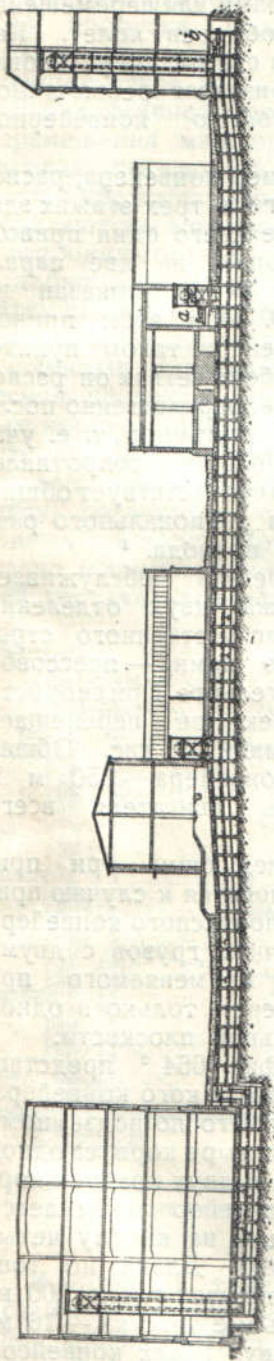
Два примера подвесных конвейеров в отделении завода по изготовлению автомобильных шин приведены на фиг. 660 и 661. В первом случае один конвейер, укрепленный под перекрытием второго этажа здания, опускается в четырех местах к уровню пола рабочих помещений, где на него производится загрузка шин. В конце грузовой ветви он опускается на первый этаж, а затем поднимается на четвертый, где автоматически сбрасывает шины на ленточный конвейер. Конструкция подвески с автоматическим сбрасыванием, выполненной в виде шарнирного коленчатого рычага с пружинным замком, показана отдельно на фиг. 662.



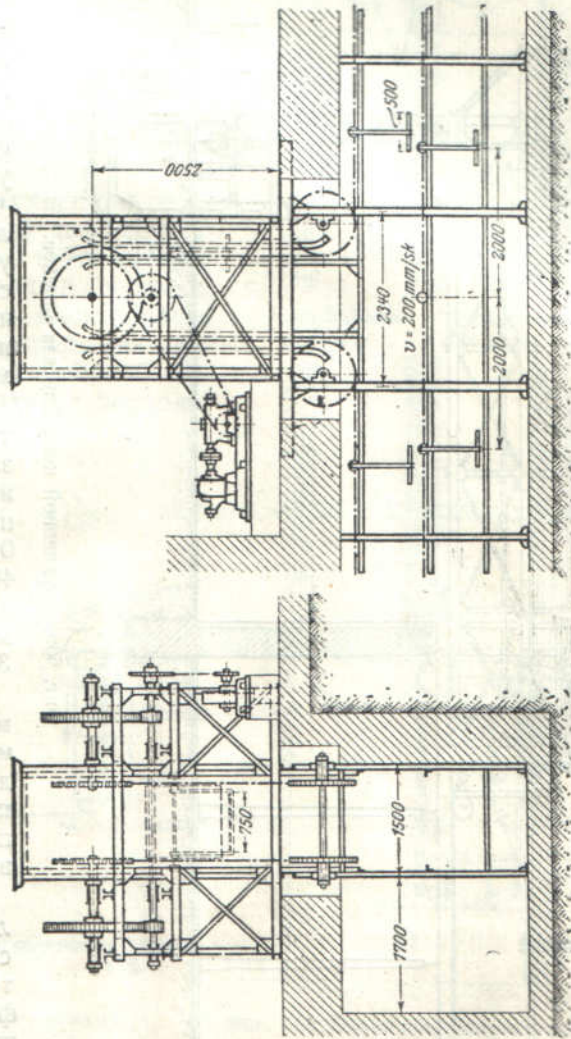


Фиг. 663. Конвейер с приводом, глбогающим на две ветви (Stotz).



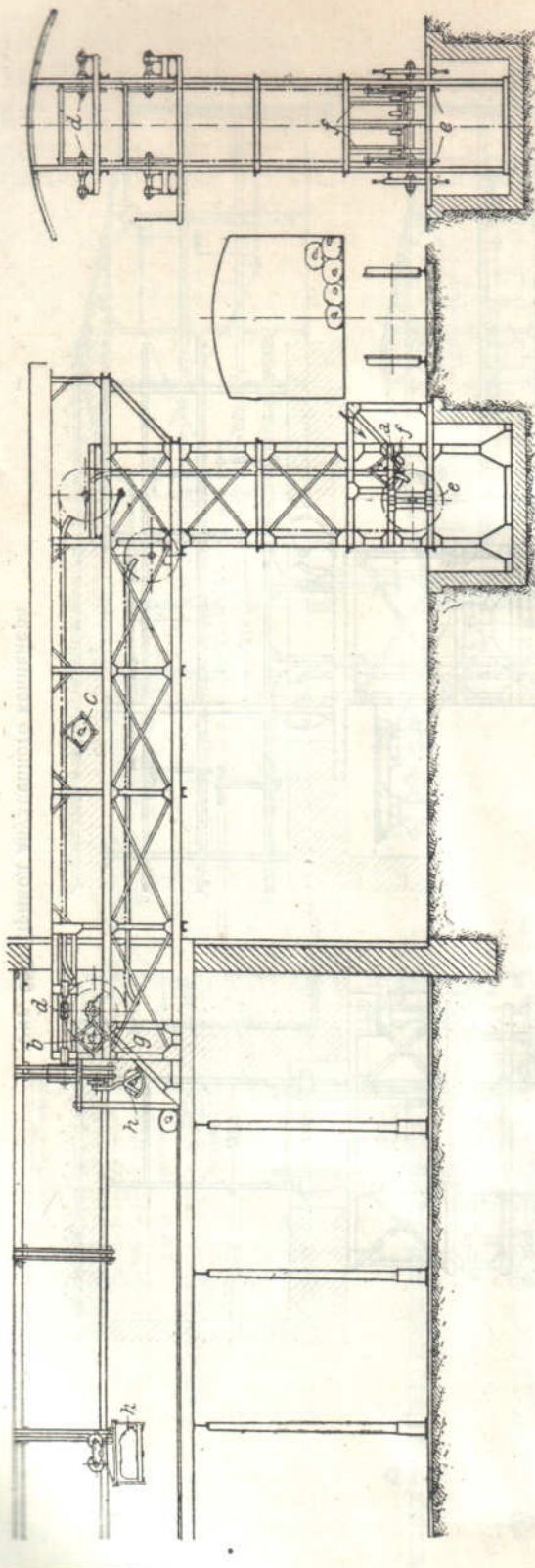


Фиг. 664. Двухъярусный конвейер, соединяющий четыре фабричных корпуса.



Фиг. 665. Привод двухъярусного конвейера.





Фиг. 666. Трехцепной конвейер для мешков.

Привод и натяжное устройство расположены с противоположной стороны.

Во втором случае этажи здания опоясываются двумя конвейерами для перемещения шин и ободьев колес. Как видно из схемы, эта установка характеризуется чрезвычайной извилистостью конвейерной линии.

Пример конвейера, расположенного в трех этажах здания и имеющего один привод, действующий на две параллельные ветви, показан на фиг. 663. При этом привод установлен в таком пункте, что на обеих ветвях он расположен непосредственно после участка с подъемом, т. е. участка с большим сопротивлением, что соответствует общим правилам рационального размещения привода.<sup>1</sup>

Конвейер обслуживает три этажа двух отделений завода искусственного строительного камня — прессовое и отжигательное. При скорости 0,25 м/сек. он перемещает 4000 камней в час. Общая длина конвейера — 250 м и мощность двигателя всего 3,5 л. с.

Последующие три примера относятся к случаю применения подвесного конвейера для штучных грузов с двумя цепями, применяемого при перемещении только в одной вертикальной плоскости.

На фиг. 664<sup>2</sup> представлена схема такого конвейера, соединяющего по подземному тоннелю четыре корпуса одной фабрики. В двух крайних корпусах конвейер подымается вертикально на высоту четырех этажей. Длина по тоннелю составляет около 200 м, вертикальные участки — 16 м.

На двух цепях конвейера к шарнирам, движущимся на ходовых роликах, укреплены полочки для грузов. На пово-

<sup>1</sup> Об этом см. „Конвейерные установки“, ч. I, 1932, стр. 75 — 85.

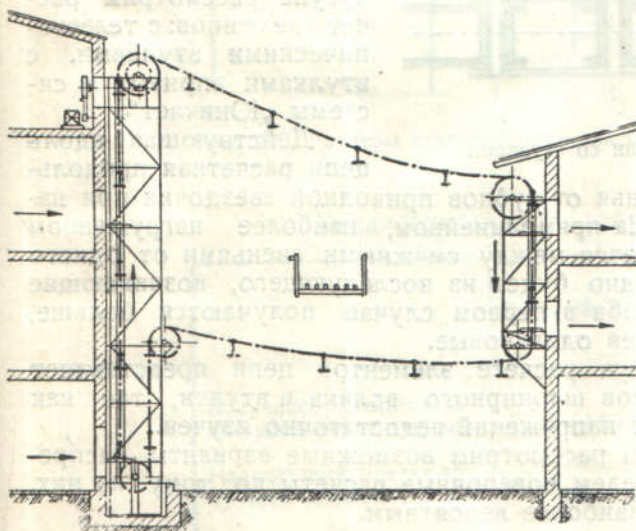
<sup>2</sup> „Z. VDI“, 1914, стр. 286.



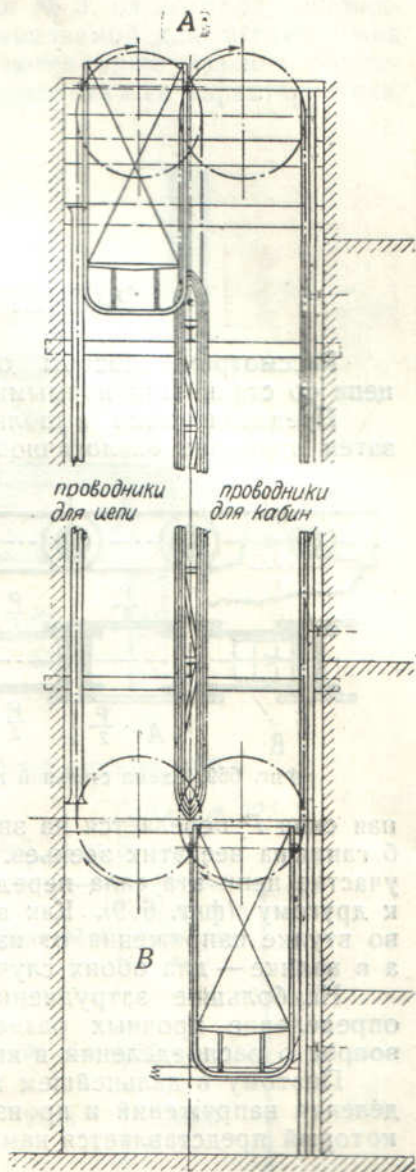
ротных пунктах цепи огибают зубчатые блоки. Одна из петель, делаемых конвейером при подъеме в корпус промежуточного здания (пункт *a*), использована для установки привода; натяжное устройство расположено в *b*. Привод конвейера показан отдельно на фиг. 665. Для пропуска подвесок посередине он сделан двоянным. Мощность мотора на приводе равна 20 л. с.

Аналогичной конструкции конвейер для перемещения мешков, подвозимых в ж.-д. вагонах, показан на фиг. 666. В пункте *a* мешки сбрасываются на решетку *f*, с которой попадают на желобчатые подвески. В пункте *b* опрокидыванием подвесок (совершенно подобно ковшам) мешки передаются в вагоетки подвесной дороги. Производительность установки составляет 250 мешков в час.

Весьма оригинальный двухцепной подвесной конвейер, соединяющий два фабричных корпуса, показан на фиг. 667.<sup>1</sup> В пролете между корпусами он подвешен свободно, без направляющих. Натяжные блоки (слева внизу) регулируют стрелу провеса на свободных участках. Привод расположен, согласно общим правилам, вверху на восходящей вертикальной ветви.



Фиг. 667. Двухцепной конвейер со свободно подвешенными участками.



Фиг. 668. Схема пассажирского подъемника непрерывного действия.

К этому же типу конвейеров относятся разного рода товарные и пассажирские подъемники непрерывного действия с подвешенными на цепях кабинами. Схема такого элеватора (*Paternosteraufzug*) показана на фиг. 668.<sup>2</sup>

Кабины *A* и *B* подвешены на двух диагонально расположенных цепях, огибающих каждая свою пару блоков. Цепи и кабины имеют свои вертикальные проводники.

<sup>1</sup> „Z. VDI“, 1933, № 9, стр. 222.

<sup>2</sup> Н. Bethmann, Der Aufzugaubau.

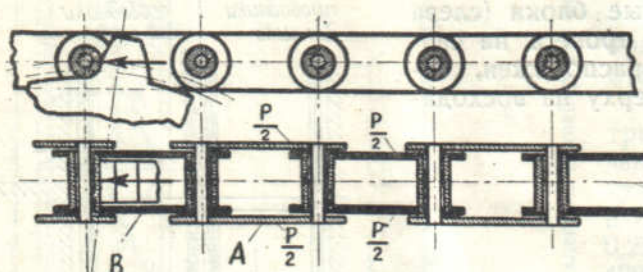


## ПРИЛОЖЕНИЕ

### РАСЧЕТ ШАРНИРНЫХ ЦЕПЕЙ

Рассмотрим способы определения размеров элементов шарнирной цепи со стальными прямыми планками и втулками.

Предварительно выполним расчет роликовой цепи Шахтострой, а затем примерно аналогичной конструкции цепи Науинко, предназначенной



Фиг. 669. Схема стальной цепи со втулками.

специально для подземных пластинчатых конвейеров, затем стальной цепи без втулок.

Из цепей ковкого чугуна рассмотрим расчет трех типов: с телескопическими втулками, с втулками впритык и системы «Юникаст».

Действующая вдоль цепи расчетная продольная

сила  $P$  передается на звенья от зубцов приводной звездочки при набагании на нее этих звеньев. На прямолинейном, наиболее нагруженном участке цепи эта сила передается между смежными звеньями от одного к другому (фиг. 669). Как видно будет из последующего, возникающие во втулке напряжения от изгиба в первом случае получаются больше, а в валике — для обоих случаев одинаковые.

Наибольшие затруднения в расчете элементов цепи представляет определение прочных размеров шарнирного валика и втулки, так как вопрос о распределении в них напряжений недостаточно изучен.

Поэтому в дальнейшем мы рассмотрим возможные варианты распределения напряжений и произведем поверочные расчеты по тому из них, который представляется нам наиболее вероятным.

#### § 1. СТАЛЬНАЯ ЦЕПЬ СО ВТУЛКАМИ (ШАХТОСТРОЙ)

На фиг. 670 приведены размеры стальной роликовой цепи по фиг. 11, данные о которой помещены в таблице 4. Цепь предназначена для максимальной рабочей нагрузки  $P=2000$  кг, шаг цепи  $l=300$  мм.

Проверим отдельно прочные размеры звена с наружными планками  $A$  и с внутренними —  $B$  (фиг. 669).

В звене  $A$  должны быть рассчитаны:

- 1) шарнирный валик на изгиб и срез,
- 2) все звено — как жесткая рама,
- 3) цепные планки на сложное сопротивление растяжению и изгибу,
- 4) проушины планок на изгиб и по Ляме,
- 5) валик и втулка — на удельное давление между ними.

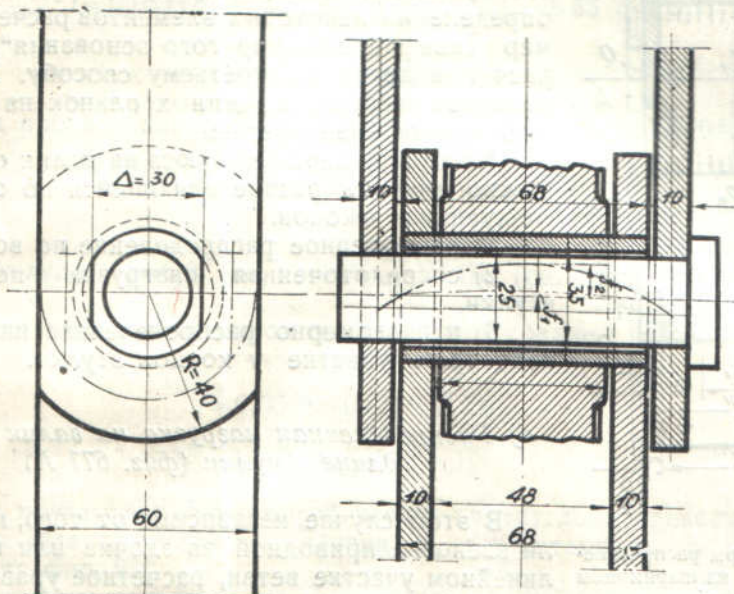


В звене *B* рассчитываем:

6) втулку на изгиб и срез,

7) проушины планок на изгиб и по Ляме.

Предварительно приведем данные о стали № 3, из которой рекомендуется изготовлять планки, и стали № 5, применяемой для изготовления валика и втулки (таблица 92). Так как встречаются также указания об изготовлении планок из стали № 4, то в таблице приведена и ее характеристика.



Фиг. 670. Размеры стальной цепи для рабочей нагрузки 2000 кг.

Таблица 92

Характеристика сталей № 3, 4 и 5

	Сталь № 3	Сталь № 4	Сталь № 5 (повышен- ная)
Временное сопротивление растяжению (кг/см <sup>2</sup> )	3 700—4 000	4 200—5 000	5 000—6 000
Наименьший предел те- кучести (кг/см <sup>2</sup> ) . . . . .	2 200	2 600	3 000
Относительное удлинение (в проц.) . . . . .	22	20	18
Модуль упругости(кг/см <sup>2</sup> )	2,1·10 <sup>6</sup>	2,1·10 <sup>6</sup>	2,1·10 <sup>6</sup>

ЗВЕНО А

1. Расчет шарнирного валика на изгиб

Усилия на нагруженной ветви изгибают шарнирный валик и втулку. При этом теоретически возможны три случая расчета валика на изгиб:

- 1) валик и втулка изгибаются как одно твердое тело,
- 2) валик изгибается во втулке как на упругом основании и
- 3) валик изгибается независимо от втулки.



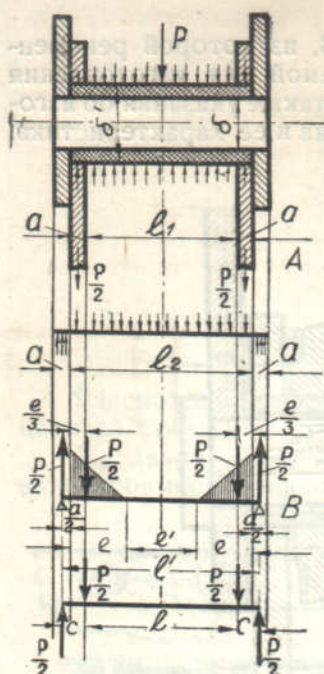
Для первого, наиболее благоприятного по распределению нагрузки способа расчета нет достаточных оснований, так как валик должен входить во втулку с некоторым свободным зазором, обеспечивающим доступ смазки к трущимся поверхностям и свободное вращение валика во втулке.

Второй способ расчета вряд ли оправдан теоретически и применим практически, ввиду его большой сложности и затруднительности определения некоторых элементов расчета, например «коэффициента упругого основания». Поэтому расчет ведется по третьему способу. При этом влиянием жесткости цепных планок на деформацию валика пренебрегаем.

Нагрузку, передающуюся на валик от втулки, можно считать распределяющейся по одному из следующих законов:

- 1) равномерное распределение по всей длине,
- 2) сосредоточенная нагрузка по концам втулки,
- 3) неравномерно распределенная нагрузка на некотором участке у концов втулки.

а) *Распределенная нагрузка на валик по всей длине втулки (фиг. 671 А)*



Фиг. 671. Эпюры распределения нагрузки на шарнирном валике.

В этом случае, независимо от того, находится ли звено на приводной звездочке или на прямолинейном участке ветви, расчетное уравнение для валика имеет вид

$$\frac{P}{2} \left( \frac{l_2}{4} + \frac{a}{2} \right) = W \cdot k_{из} = \frac{\pi \delta^3}{32} k_{из} = 0,1 \delta^3 k_{из}. \quad (185)$$

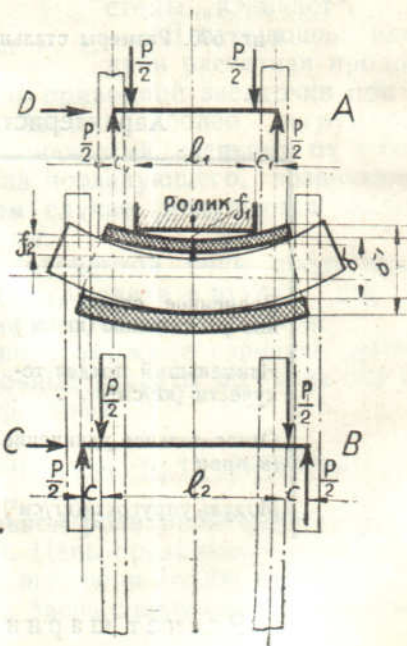
Подставляя из таблицы 4 значения  $l_2 = 6,8$  см,  $a = 1,0$  см,  $\delta = 2,5$  см,  $P = 2000$  кг, находим напряжение на изгиб

$$\sigma_{из} = \frac{P}{2} \left( \frac{l_2}{4} + \frac{a}{2} \right) \cdot \frac{1}{0,1 \delta^3} = 1400 \text{ кг/см}^2.$$

б) *Сосредоточенная нагрузка по концам втулки (фиг. 672)*

Такое приложение нагрузки возможно только в том случае, если втулка под действием приложенного к ней изгибающего момента прогибается меньше, чем валик. Для определения стрелы прогиба втулки положение звена следует рассмотреть отдельно на звездочке и отдельно на прямолинейной ветви.

Нетрудно видеть, что в первом случае, когда нагрузка на втулку передается от ролика, изгибающий ее момент получается больше. Стре-



Фиг. 672. Определение стрелы прогиба валика и втулки.



ла прогиба втулки (схема А на фиг. 672)

$$f_1 = \frac{P c_1}{2 \cdot 24 \cdot E \cdot I} = [3(l_1 - \frac{1}{2} c_1)^2 - 4 c_1^2]. \quad (186)$$

Подставляем  $l_1 = 4,5$  см,  $c_1 \cong 1,0$  см,  $E = 2\,000\,000$  кг/см<sup>2</sup>;

$$I = 0,05 (\delta^4 - \delta^4) = 0,05 (3,5^4 - 2,5^4) = 5,55 \text{ см}^4$$

и находим

$$f_1 = 0,000055 \text{ см.}$$

Стрела прогиба для валика равна в этом случае (фиг. 672)

$$f_2 = \frac{P}{E I_2} \cdot \frac{l_2^3}{8} \cdot \frac{c}{l_2}. \quad (187)$$

Подставляем:  $l_2 = 6,8$  см,  $c = \frac{8,9 - 6,8}{2}$  см (см. фиг. 670); считаем, что нагрузка от планок передается в плоскости средней оси

$$I = 0,05 \delta^4 = 0,05 \cdot 2,5^4 \text{ см}^4;$$

тогда

$$f_2 = 0,00078 \text{ см.}$$

Расчет показывает, что прогиб валика значительно превосходит прогиб втулки. Для наглядности значения  $f_1$  и  $f_2$  отложены в одинаковом масштабе на фиг. 670.

Рассчитываем теперь валик как двухконсольную балку под действием сосредоточенных сил:

$$\frac{P}{2} c = 0,1 \delta^3 k_{из}. \quad (183)$$

Подставляя численные значения, находим напряжение на изгиб

$$\sigma_{из} = 336 \text{ кг/см}^2.$$

### с) Распределенная нагрузка на некотором участке у концов втулки (фиг. 671 В)

Такой способ расчета с точки зрения запаса прочности представляет, очевидно, средний между двумя рассмотренными выше. По проекту типового расчета, составленному заводом им. Шевченко в Харькове, рекомендуется считать нагрузку распределенной по закону треугольника, причем длина нагруженного участка  $e$  определяется из условия, что среднее удельное давление на шарнире

$$k = 250 \text{ кг/см}^2,$$

$$e = \frac{P}{2 \cdot \delta \cdot k} = \frac{2000}{2 \cdot 2,5 \cdot 250} = 1,6 \text{ см.} \quad (189)$$

Размеры валика рассчитываются по уравнению

$$\frac{P}{2} \cdot c = 0,1 \delta^3 k_{из} \quad (190)$$

где

$$c = \frac{a}{2} + \frac{e}{3} = \frac{1,0}{2} + \frac{1,6}{3} = 1,03 \text{ см.}$$



$$\sigma_{из} = \frac{Pc}{2 \cdot 0,1 \cdot \delta^3} = 670 \text{ кг/см}^2. \quad (191)$$

Полученные результаты показывают, что при расчете валика по первому способу напряжения в нем получаются значительно (примерно в два раза) больше, чем по второму и третьему, т. е. первый способ обуславливает большие запасы прочности.<sup>1</sup>

Если и есть известные основания предположить, что нагрузка на валике распределяется не вполне равномерно и по краям она больше чем посередине, то вряд ли можно считать, что она распределяется на таком коротком участке, как это получается по третьему способу расчета, и во всяком случае следует отказаться от второго способа (сосредоточенная нагрузка).

Действительно, как видно из определения  $f_1$  и  $f_2$ , деформация изгиба валика и втулки весьма незначительна, точно также незначительны деформации сжатия между втулкой и валиком. Поэтому уже небольшое срабатывание валика и втулки на наиболее нагруженных участках (по краям) сразу приводит к более равномерному распределению нагрузки.

Из изложенного следует, что условия нагрузки валика и втулки получаются не совсем одинаковыми для новых и проработавшихся цепей. На новых цепях, вследствие меньшей деформации изгиба втулки, чем валика, нагрузка на валик распределяется ближе к краям его; в проработавшихся цепях, вследствие износа в местах наибольшего давления, нагрузка приближается к равномерно-распределенной. Этот последний вид нагрузки, как дающий большой изгибающий момент на валике, и следует, повидимому, считать основным при расчете цепи. По всем этим соображениям останавливаемся на первом способе расчета.

Что же касается допускаемого напряжения, то для стали (№ 5) при расчете цепи на суммарное статическое и динамическое усилие принимаем

$$k_{из} = 1500 \text{ кг/см}^2.$$

Такое допускаемое напряжение составляет около половины наименьшего предела текучести, равного для стали № 5 3000 кг и близкого к пределу упругости.<sup>2</sup>

До сих пор мы рассматривали шарнирный валик как балку, свободно лежащую на двух опорах. В действительности, если планки плотно насажены на шарнирный валик, то каждое звено следует рассматривать как жесткую раму (фиг. 673).

При этом углы, образуемые касательной к упругой линии валика и планки,  $\theta_1 = \theta_2$ .<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Исчисленные при таком способе расчета величины напряжения на изгиб в валике получаются для большинства образцов иностранных фирменных цепей столь значительными (см. ниже § 4 и в особенности § 6), что это дает основание предположить в действительности более благоприятный закон распределения нагрузки. Необходимые уточнения может внести только экспериментальное исследование вопроса.

<sup>2</sup> В сооружениях для стали № 5 принимают  $k_{из} = 1750 - 2100 \text{ кг/см}^2$  (см. напр. Иванов. Сопроотивление материалов, 1932, стр. 403). В машиностроении можно указать на пример допускаемого напряжения в 1500 кг для стали, близкой по своим механическим свойствам к стали № 5: поршневой палец тракторного двигателя, нагрузка которого за один ход меняется от  $+P_{max}$  до  $-P_{max}$  (Львов, Тракторы, их конструкция и расчет, 1931, стр. 255). Правда расчет поршневого пальца ведется на сосредоточенную нагрузку, тогда как шарнирного валика на равномерно-распределенную; однако следует учесть, что колебания величины нагрузки в шарнирном валике относительно невелики, так что такая нагрузка может быть отнесена к близкой к первому случаю по Баху, между тем как нагрузка поршневого пальца — к третьему.

Тимошенко и Лессельс, Прикладная теория упругости, 1931, стр. 89.



Обозначая момент инерции сечения валика через  $I$  и планки через  $I_1$ , при равномерно распределенной нагрузке на валике имеем

$$\frac{Pl^2}{24EI} - \frac{M_0 l}{2EI} = \frac{M_0 l}{2EI_1}, \quad (192)$$

откуда момент  $M_0$  в узле равен

$$M_0 = \frac{Pl_0}{12} \cdot \frac{1}{1 + \frac{l}{l} \frac{I}{I_1}}. \quad (193)$$

Подставляя в это выражение

$$I = 0,05 \delta^4 = 0,05 \cdot 2,5^4 \text{ см}^4,$$

$$I_1 = \frac{ba^3}{12} = \frac{6 \cdot 1,0^3}{12} \text{ см}^4,$$

$$P = 2000 \text{ кг}, \quad l_0 = 7,9 \text{ см}, \quad l = 30 \text{ см},$$

находим

$$M_0 = 62,0 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Момент, изгибающий валик, как раньше было определено, равен  $M = 2200 \text{ кг} \cdot \text{см}$ ; поэтому действительный изгибающий момент равен

$$M = M_0 = 2200 - 62 = 2138 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Таким образом, расчет показывает, что уменьшение изгибающего момента на валике, принимая во внимание жесткость звена, получается незначительным (так как размер  $l_0$  мал по сравнению с  $l$  и значение  $I$  по сравнению с  $I_1$ ) и валик можно по предыдущему рассчитывать как балку на двух опорах.

Фиг. 673. Деформация звена как жесткой рамы.

## 2. Расчет шарнирного валика на срез

Максимальное напряжение в шарнире на срез<sup>1</sup>

$$\sigma_{ср} = \frac{4}{3} \frac{P}{\pi \delta^2} = \frac{8P}{3\pi \delta^2}. \quad (194)$$

Подставляя числовые значения, находим

$$\sigma_{ср} = \frac{8 \cdot 2000}{3 \cdot \pi \cdot 2,5^2} = 272 \text{ кг/см}^2,$$

тогда как допускаемое напряжение может быть принято для стали № 5

$$k_{ср} = (0,5 \div 0,8) k_p = 750 \div 1200 \text{ кг/см}^2.$$

## 3. Проверка среднего удельного давления между валиком и втулкой

Величина удельного давления между валиком и втулкой не должна превышать значений, при которых удерживается еще смазка на трущихся

<sup>1</sup> Берло, Детали машин, вып. I, 1930, стр. 158.



поверхностях. Для данных условий предельным допустимым значением можно считать<sup>1</sup>

$$k_y = 150 \text{ кг/см}^2.^2$$

Действительное удельное давление на диаметральною площадь (фиг. 670, 671)

$$\sigma_y = \frac{P}{\delta l_2} = \frac{2000}{2,5 \cdot 6,8} = 118 \text{ кг/см}^2.$$

#### 4. Расчет планки на растяжение и изгиб

Каждая планка растягивается силой  $\frac{P}{2}$  и изгибается моментом  $M_0$  [ур-ние (193)].

Расчетное уравнение для планки с площадью поперечного сечения  $\Omega$  и моментом инерции сечения  $W$  имеет вид

$$k_z = \frac{P}{2\Omega} \pm \frac{M_0}{W}. \quad (195)$$

Для опасного, ослабленного отверстием для валика, сечения

$$\Omega = (b - \delta) \cdot a = (6 - 2,5) 1,0, \quad (196)$$

$$W = \frac{(b - \delta) a^3}{6} = \frac{(6 - 2,5) 1,0^3}{6}, \quad (197)$$

откуда

$$k_z = 286 + 106 = 392 \text{ кг/см}^2.$$

Допускаемым в данном ослабленном сечении можно считать при стали № 3 (планки изготавливаются из стали № 3), принимая во внимание неравномерность распределения напряжения

$$k_p' \cong 0,7 k_p,$$

при  $k_p$  допускаемом напряжении для неослабленного сечения

$$k_p = 1000 \text{ кг/см}^2$$

$$k_p' = 0,7 \cdot 1000 = 700 \text{ кг/см}^2.$$

#### 5. Расчет планок и валика на смятие в проушинах

Равномерно по длине  $a$  распределяющееся напряжение на смятие от силы  $\frac{P}{2}$  (фиг. 674) находится из

$$\sigma'_{см \max} = \frac{4}{\pi} \frac{P}{2\delta a}. \quad (198)^3$$

<sup>1</sup> Проф. И. И. Бобарыков, Детали машин, 1927, часть специальная, стр. 71.

<sup>2</sup> Проверка цепей по данным заграничных фирм показывает, что для  $k_y$  принимается обычно от 150 до 300 кг/см<sup>2</sup>, а в отдельных случаях даже выше. Наиболее часто встречающиеся значения  $k_y = 200 - 220$  кг/см<sup>2</sup>.

<sup>3</sup> Коэффициент  $\frac{4}{\pi} = 1,27$  введен в предположении, что напряжение распределяется на цилиндрической поверхности по закону косинуса, как показано на фиг. 674 справа.



Наибольшее напряжение на смятие, возникающее вследствие выворачивающего момента  $M_0$ ,  $\sigma''_{см\max}$ , находится из

$$M_0 = F \frac{2a}{3} = \frac{\sigma''_{см\max}}{3} \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{2}{3} a \delta \frac{\pi}{4}, \quad (199)$$

откуда

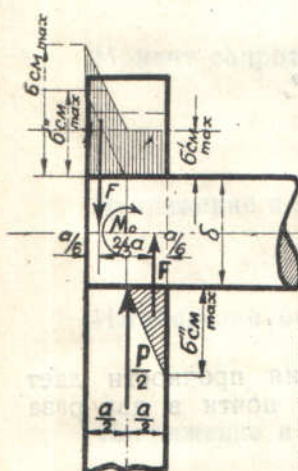
$$\sigma''_{см\max} = \frac{4}{\pi} M_0 \frac{6}{a^2 \delta}. \quad (199')$$

Следовательно, суммарное напряжение

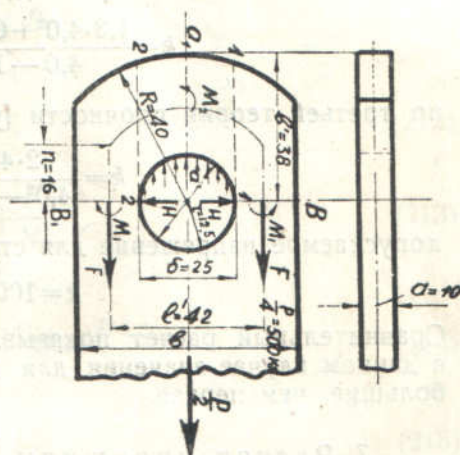
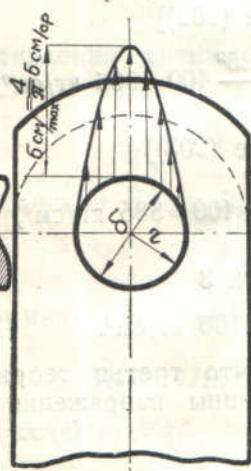
$$\begin{aligned} \sigma_{см\max} &= \sigma'_{см\max} + \sigma''_{см\max} = \frac{4}{\pi} \left( \frac{P}{2\delta a} + \frac{6M_0}{\delta a^2} \right) = \\ &= 1,27 \left( \frac{2000}{2 \cdot 2,5 \cdot 1,0} + \frac{6 \cdot 62}{2,5 \cdot 1,0^2} \right) = 696 \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \quad (200)$$

Допускаемое напряжение на смятие

$$k_{см} = (1,5 - 2,0) k_p = (1,5 - 2,0) 1000 = 1500 - 2000 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 674. К расчету проушины на смятие.



Фиг. 675. К расчету проушины по формуле Ляме.

## 6. Расчет проушины планки на растяжение (по Ляме)

На основании опытов проф. М. А. Воропаева<sup>1</sup> проушины (фиг. 675) рассчитываются по формуле Ляме. При этом следует иметь в виду, что в зависимости от той или иной теории прочности расчетные формулы Ляме приобретают следующий вид.<sup>2</sup>

По первой теории прочности

$$k = \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} P, \quad (201)$$

по второй теории прочности

$$k = \frac{1,3R^2 + 0,7r^2}{R^2 - r^2} P.$$

<sup>1</sup> М. А. Воропаев, Определение напряжения и деформации в брусках большой кривизны „Известия Киевского политехнического института“, 1910.

<sup>2</sup> Проф. И. И. Бобарыков, Сопротивление материалов, ч. II, стр. 96, 1929



по третьей теории прочности:

$$k = \frac{2R^2}{R^2 - r^2} p. \quad (203)$$

Здесь  $k$  — допускаемое напряжение растяжения,  $R$  — наружный радиус проушины (см. фиг. 675),  $r$  — внутренний радиус проушины,  $p$  — среднее внутреннее давление, которое в нашем случае выразится так:

$$p = \frac{P}{2a\delta} = \frac{2000}{2 \cdot 1,0 \cdot 2,5} = 400 \text{ кг/см}^2. \quad (204)$$

Наиболее правильной считается в настоящее время третья теория прочности,<sup>1</sup> поэтому можно рекомендовать применять при расчетах формулу (203). Однако в практике часто применяются и первые две формулы, поэтому на числовом примере сравним результаты, получающиеся по этим трем формулам:<sup>2</sup>

по первой теории прочности [ур-ние (201)]

$$k = \frac{4,0^2 + 1,25^2}{4,0^2 - 1,25^2} 400 = 488 \text{ кг/см}^2,$$

по второй теории прочности [ур-ние (202)]

$$k = \frac{1,3 \cdot 4,0^2 + 0,7 \cdot 1,25^2}{4,0 - 1,25^2} 400 = 606 \text{ кг/см}^2,$$

по третьей теории прочности [ур-ние (203)]

$$k = \frac{2 \cdot 4,0^2}{4,0^2 - 1,25^2} 400 = 885 \text{ кг/см}^2,$$

допускаемое напряжение для стали № 3

$$k = 1000 - 1100 \text{ кг/см}^2.$$

Сравнительный расчет показывает, что третья теория прочности дает в данном случае значения для величины напряжения почти в два раза большие, чем первая.

## 7. Расчет проушины планки как головки шатуна

Ввиду того, что в рассматриваемом примере проушина не ограничена целиком по наружному периметру окружностью и напоминает скорее глухую головку шатуна, произведем ее расчет аналогично этой детали.<sup>3</sup>

Момент инерции сечения  $a'a_1'$  (фиг. 67)

$$I_2 = \frac{a(R-r)^3}{12}. \quad (205)$$

Момент инерции сечения  $B$  или  $B_1$

$$I = \frac{a \left( \frac{b_1 - \delta}{2} \right)^3}{12} \quad (206)$$

<sup>1</sup> См. С. П. Тимошенко, Сопротивление материалов, ч. II, стр. 316, изд. Г ТТИ, 1932.

<sup>2</sup> Необходимо заметить, что проушина на планке рассматриваемой цепи не имеет снаружи полного кругового очертания (см. фиг. 675), но для упрощения считаем ее снаружи тоже круговой. Такой расчет, конечно, будет приближителен. Как аналогичный случай такого расчета, применяемого в практике, можно указать на расчет головки шатуна автомобильного двигателя, см. Л. В. Клименко, Проектирование двигателей автомобильного типа, 1930, стр. 182.

<sup>3</sup> Проф. И. И. Бобарыков, Детали машин, часть специальная, стр. 287 — 289, изд. 1927 г. Головку шатуна проф. Бобарыков рассматривает как жесткую раму.



Площадь сечения  $B$  или  $B_1$

$$\Omega = \frac{b - \delta}{2} a. \quad (207)$$

Растягивающая сила в сечении  $B$  или  $B_1$

$$F = \frac{P}{4}. \quad (208)$$

Изгибающий момент в сечении  $B$  или  $B_1$

$$M_1 = M_B = M_{B_1} = \frac{P(3l'^2 - \delta^2)}{2 \cdot 24 \cdot l' \left( 2 + \frac{h}{l'} \frac{I_1}{I_2} \right)}. \quad (209)$$

Сила распора

$$H = \frac{3M_1}{h}, \quad (210)$$

Момент сопротивления сечения  $a'a_1'$

$$W_2 = \frac{a(R - r)^2}{6}. \quad (211)$$

Момент сопротивления сечения  $B$  или  $B_1$

$$W_1 = \frac{a \left( \frac{b - \delta}{2} \right)^2}{6}. \quad (212)$$

Напряжение в сечении  $B$  или  $B_1$

$$k = \frac{M_1}{W_1} + \frac{F}{\Omega}. \quad (213)$$

Изгибающий момент в сечении  $a'a_1'$

$$M_2 = -Hh + F \frac{l'}{2} + M_1 - \frac{P\delta}{4}. \quad (214)$$

Напряжение в сечении  $a'a_1'$

$$k = \frac{M_2}{W_2}. \quad (215)$$

Подставляя в предыдущие уравнения числовые данные, находим

$$I_1 = \frac{1,0(4,0 - 1,25)^3}{12} = 1,73 \text{ см}^4; \quad I_2 = \frac{1,0 \left( \frac{6,0 - 2,5}{2} \right)^3}{12} = 0,445 \text{ см}^4;$$

$$\Omega = \frac{6,0 - 2,5}{2} \cdot 1,0 = 1,75 \text{ см}^2; \quad W_2 = \frac{1,0(4,0 - 1,25)^2}{6} = 1,25 \text{ см}^3;$$

$$W_1 = \frac{1,0 \left( \frac{6,0 - 2,5}{2} \right)^2}{6} = 0,51 \text{ см}^3.$$

Изгибающий момент в сечении  $B$  или  $B_1$

$$M_1 = M_B = M_{B_1} = \frac{1000(3 \cdot 4,2^2 - 2,5^2)}{24 \cdot 4,2 \left( 2 + \frac{1,6 \cdot 1,73}{4,2 \cdot 0,445} \right)} = 133 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$



Сила распора

$$H = \frac{3 \cdot 133}{1,6} = 250 \text{ кг.}$$

Напряжение в сечении  $B$  или  $B_1$

$$\sigma = \frac{133}{0,51} + \frac{500}{1,75} = 260 + 285 = 545 \text{ кг/см}^2.$$

Допускаемое  $k =$  до  $1100 \text{ кг/см}^2$ .

Изгибающий момент в сечении  $a'a_1'$

$$M_2 = -250 \cdot 1,6 + 500 \frac{4,2}{2} + 133 - 1000 \frac{2,5}{2} = -467 \text{ кг}\cdot\text{см.}$$

Напряжение в сечении  $a'a_1'$

$$\sigma = \frac{-467}{1,25} = 374 \text{ кг/см}^2.$$

### 8. Проверка проушины на срез

Проверка проушины на срез производится по плоскостям 11 и 22. Обозначим размер (1—1) и (2—2) через  $b'$  (фиг. 675); тогда максимальное напряжение на срез

$$\frac{P}{2} = 2b'a \frac{2}{3} k_{ср}, \quad (216)$$

$$\sigma_{ср} = \frac{3}{2} \frac{P}{4b'a} = \frac{3}{2} \frac{2000}{4 \cdot 3,8 \cdot 1,0} = 197 \text{ кг/см}^2;$$

допускаемым можно считать

$$k_{ср} = 500 - 700 \text{ кг/см}^2.$$

Практически проверка на срез всегда дает небольшие величины напряжения и ее в данном случае можно было бы и не делать.

### ЗВЕНО В

### 9. Расчет втулки на изгиб

Считаем, что звено  $B$  находится на звездочке и нагрузка на втулку передается через ролик (фиг. 676). Расчет втулки по существу ничем не отличается от расчета шарнирного валика. Можно считать, что нагрузка на втулку передается по всей толщине ролика равномерно или, в зависимости от конструкции ролика (фиг. 676), на двух участках по концам ролика и опять таки равномерно на этих участках (последний случай более общий). Изгибающий момент в общем случае (см. фиг. 676)

$$M_{из} = \frac{P}{2} \left( \frac{l_1'}{2} + \frac{a}{2} \right) - \frac{P}{2} \left( \frac{b_p - c}{4} + \frac{c}{2} \right). \quad (217)$$

В рассматриваемой нами конструкции канал для смазки (определяемый размером  $c$ ) сделан в виде отдельных полостей, разделенных диаметрными перегородками, так что возможно положение, когда ролик прилегает ко втулке по всей своей длине. Примем для расчета этот случай, как более опасный для изгиба втулки, т. е. предположим, что  $c=0$ . Кро-



ме того, ввиду ничтожной разницы, можно считать  $l_1' = b_p$ . При этих допущениях получим

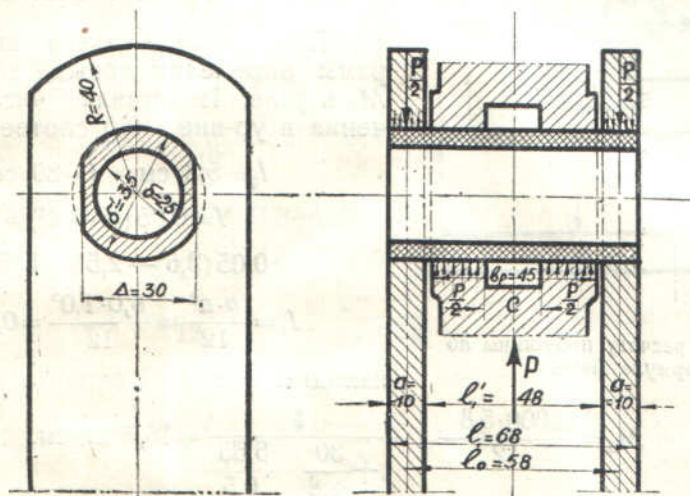
$$M_{из} = \frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{4} + \frac{a}{2} \right). \quad (218)$$

Расчетное уравнение

$$\frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{4} + \frac{a}{2} \right) = 0,1 \frac{\delta'^4 - \delta^4}{\delta'} k_{из}. \quad (219)$$

Следовательно

$$\sigma_{из} = \frac{P \left( \frac{l_1}{2} + a \right) \cdot \delta'}{0,4(\delta'^4 - \delta^4)} = \frac{2000 \left( \frac{4,8}{2} + 1,0 \right) 3,5}{0,4(3,5^4 - 2,5^4)} = 541 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 676. К расчету втулки на изгиб.

Напряжение во втулке получается значительно ниже, чем для валика, так как длина втулки меньше, чем длина валика, а момент инерции сечения втулки ( $I = 5,55 \text{ см}^4$ ) значительно больше, чем момент инерции сечения валика ( $I = 1,95 \text{ см}^4$ ).

#### 10. Проверка втулки на срез

Наиболее опасное сечение для среза получается по площади сечения конца втулки, ослабленного фасками. Из чертежа находим  $\Omega \cong 4,2 \text{ см}^2$ .

Будем считать, что напряжение среза распределяется по этой площади, как в прямоугольном сечении (см. фиг. 676 слева). Таким образом

$$\sigma_{ср} = \frac{3}{2} \frac{P}{2\Omega} = \frac{3}{2} \frac{2000}{2 \cdot 4,2} \cong 380 \text{ кг/см}^2,$$

допускаемое напряжение равно примерно

$$k_{ср} = 750 - 1200 \text{ кг/см}^2.$$

#### 11. Проверка среднего удельного давления между роликом и втулкой<sup>1</sup>

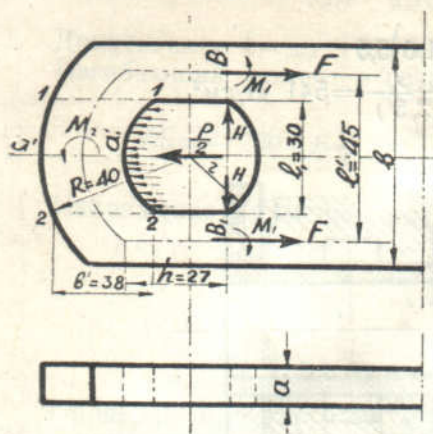
Если считать, что  $\epsilon = 0$ , то

$$\sigma_y = \frac{P}{l_1 \delta'} = \frac{2000}{4,5 \cdot 3,5} = 127 \text{ кг/см}^2.$$

<sup>1</sup> Проверка удельного давления между втулкой и валиком сделана раньше (см. п. 3).



Такое удельное давление следует признать высоким; действительно, даже для закаленной стали по бронзе в среднем допускается не выше  $k_y = 90 \text{ кг/см}^2$ ,<sup>1</sup> а для закаленной стали по чугуну, как в данном случае, можно рекомендовать назначать еще примерно на 30% ниже, т. е. допустимое  $k_y$  должно быть примерно равным 60 кг/см<sup>2</sup>. Однако, принимая во внимание, что давление на ролик на прямолинейных участках транспортера значительно ниже и достигает расчетного значения только коротковременно при огибании ведущего блока, можно допустить его  $k_y \leq 150 \text{ кг/см}^2$ .



Фиг. 677. К расчету проушины по формуле Ляме.

$$M_0 = \frac{2000 \cdot 5,8}{12}$$

12. Проверка звена *B* как жесткой рамы (см. фиг. 673 и п.1)

При расчете звена как жесткой рамы определим прежде всего момент  $M_0$  в узле. Подставляя численные значения в ур-ние (193) соответственно

$$l_0 = 5,8 \text{ см}, \quad l = 30 \text{ см},$$

$$I = 0,05 (\delta'^4 - \delta^4) =$$

$$= 0,05 (3,5^4 - 2,5^4) = 5,55 \text{ см}^4,$$

$$I_1 = \frac{b \cdot a^3}{12} = \frac{6,0 \cdot 1,0^3}{12} = 0,5 \text{ см}^4,$$

находим  $M_0$ :

$$\frac{1}{1 + \frac{30}{5,8} \cdot \frac{5,55}{0,5}} = 16,7 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Момент в узле звена *B* по сравнению с моментом в узле звена *A* настолько мал, что им можно пренебречь и рассматривать втулку как балку, свободно лежащую на двух опорах.

### 13. Расчет планок (фиг. 677)

Расчет планок звена *B* состоит в основном в расчете проушины подобно тому, как это было сделано для звена *A*. Ввиду большего отверстия проушины при той же толщине и ширине планки, удельное давление в ней получается для случая *B* меньше, чем для случая *A*, а напряжения на растяжение в ослабленном сечении и на изгиб проушины — больше.

Среднее давление в проушине найдем по уравнению

$$p = \frac{P}{2 l_1 a} = \frac{2000}{2 \cdot 3,0 \cdot 1,0} = 333 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = 1,27 p = 1,27 \cdot 333 = 423 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. значительно ниже допускаемого.

### 14. Расчет проушины на растяжение в сечении *BB*<sub>1</sub>

Напряжение растяжения найдем по ур-нию

$$\sigma_p' = \frac{P}{2(b - l_1)a} = \frac{2000}{2(6,0 - 3,0)1,0} = 333 \text{ кг}.$$

<sup>1</sup> Проф. И. И. Бобарыков, Детали машин, часть специальная, стр. 71, 1927.



## 15. Проверка проушины по Ляме

Пользуясь уравнениями (201), (202) и (203), находим напряжения в проушине по первой, второй и третьей теории прочности соответственно 490, 590 и 800 кг/см<sup>2</sup>.

## 16. Расчет проушины как головки шатуна

Теперь подобно тому, как это было сделано в п. 7, рассчитаем проушину, как головку шатуна. Относящиеся к этому расчету обозначения приведены на фиг. 677.

Нагрузка равна

$$\frac{P}{2} = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ кг.}$$

Момент инерции сечения  $a' a_1$

$$I_2 = \frac{a(R-r)^3}{12} = \frac{1,0(4,0-1,75)^3}{12} = 0,95 \text{ см}^4.$$

Момент инерции сечения  $B$  или  $B_1$ ,

$$I_1 = \frac{a \left( \frac{b-l_1}{2} \right)^3}{12} = \frac{1,0 \left( \frac{6,0-3,0}{2} \right)^3}{12} = 0,28 \text{ см}^4.$$

Площадь сечения  $B$  или  $B_1$

$$\Omega = \frac{b-l_1}{2} \cdot a = \frac{6,0-3,0}{2} \cdot 1,0 = 1,5 \text{ см}^2.$$

Растягивающая сила в сечении  $B$  или  $B_1$

$$F = \frac{P}{4} = 500 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент в сечении  $B$  или  $B_1$  [ур-ние (209)]

$$M_1 = M_B = M_{B_1} = \frac{P(3l'^2 - l_1^2)}{2 \cdot 24l' \left( 2 + \frac{h}{l'} \cdot \frac{I_1}{I_2} \right)} = \frac{2000(3 \cdot 4,5^2 - 3^2)}{2 \cdot 24 \cdot 4,5 \left( 2 + \frac{2,7}{4,5} \cdot \frac{0,95}{0,28} \right)} = 119 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Сила распора

$$H = \frac{3M_1}{h} = \frac{3 \cdot 119}{2,7} = 132 \text{ кг.}$$

Момент сопротивления сечения  $a' a_1'$

$$W_2 = \frac{a(R-r)^2}{6} = \frac{1,0(4,0-1,75)^2}{6} = 0,845 \text{ см}^3.$$

Момент сопротивления сечения  $B$  или  $B_1$

$$W_1 = \frac{a \left( \frac{b-l_1}{2} \right)^2}{6} = \frac{1,0 \left( \frac{6,0-3,0}{2} \right)^2}{6} = 0,375 \text{ см}^3.$$

Напряжение в сечении  $B$  или  $B_1$

$$\sigma = \frac{M_1}{W_1} + \frac{F}{\Omega} = \frac{119}{0,375} + \frac{500}{1,5} \approx 650 \text{ кг/см}^2.$$



Изгибающий момент в сечении  $a'a_1'$

$$M_2 = -Hh + F \frac{l}{2} + M_1 - \frac{Pl_1}{2.8} = -132 \cdot 2,7 + 500 \frac{4,5}{2} +$$

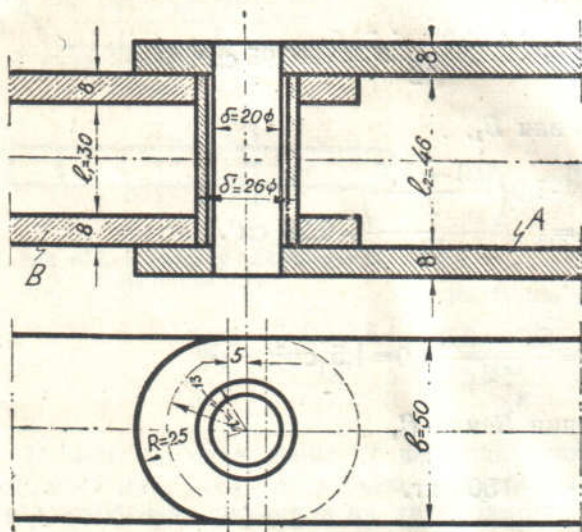
$$+ 119 - \frac{2000 \cdot 3,0}{2.8} = 538 \text{ кг} \cdot \text{см.}$$

Напряжение в сечении  $a'a_1'$

$$\sigma_{из} = \frac{M_2}{W_2} = \frac{538}{0,845} = 638 \text{ кг} \cdot \text{см}^2.$$

Из этого расчета и расчета проушин звена А можно сделать вывод, что проще всего и надежнее рассчитывать проушину по формуле Ляме, взятой на основании третьей теории прочности [ур-ние (203)].

При этом достаточно рассчитывать проушины внешних планок (звено В), как более ослабленных.



Фиг. 678. Звено цепи для подземных пластинчатых транспортеров.

## § 2. ЦЕПЬ ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ

(фиг. 283 и 678)

Пользуясь методами предыдущего параграфа, по заданным размерам цепи определим предельную допускаемую для нее нагрузку.

### 1. Определение нагрузки

Определение нагрузки выполним по расчету валика на изгиб, а затем произведем проверку прочных размеров других элементов цепи, причем считаем  $k_{из} = 1500 \text{ кг/см}^2$ .

Согласно ур-ния (185),

$$P = \frac{0,1 \delta^3 k_{из} 2}{\frac{l_2}{4} + \frac{a}{2}} = \frac{0,1 \cdot 2,0^3 \cdot 1500 \cdot 2}{\frac{4,6}{4} + \frac{0,8}{2}} = 1550 \text{ кг.}$$

Кругло допускаемую нагрузку можно принять равной

$$P = 1500 \text{ кг.}$$

Исходя из аналогичного расчета на изгиб втулки [ур-ние (219)], находим

$$P = \frac{2 \cdot 0,1 \frac{\delta'^4 - \delta^4}{\delta'} k_{из}}{\frac{l_1}{4} + \frac{a}{2}} = \frac{2 \cdot 0,1 \left( \frac{2,6^4 - 2,0^4}{2,6} \right) 1500}{\frac{3,0}{4} + \frac{0,8}{2}} \approx 3000 \text{ кг,}$$

т. е. больше исчисленной выше  $P = 1500 \text{ кг.}$



## 2. Среднее удельное давление между втулкой и шарниром

Определим среднее удельное давление между втулкой и шарниром:

$$\sigma_y = \frac{P}{\sigma l_2} = \frac{1500}{2,0 \cdot 4,6} \approx 163 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. несколько выше указанной нормы 150 кг/см<sup>2</sup>.

## 3. Проверка цепного звена А как жесткой рамы

Подобно предыдущему, изгибающий момент в узле найдется по уравнению (193) подстановкой в него

$$P=1500 \text{ кг}; l_0=l_2+a=4,6+0,8=5,4 \text{ см}; l=16,0 \text{ см};$$

$$I \approx 0,05 \delta^4 = 0,05 \cdot 2,0^4 = 0,8 \text{ см}^4;$$

$$I_1 \approx \frac{ba^3}{12} = \frac{5,0 \cdot 0,8^3}{12} = 0,212 \text{ см}^4.$$

Следовательно

$$M_0 = \frac{1500 \cdot 5,4}{12} \cdot \frac{1}{1 + \frac{16,0}{5,4} \cdot \frac{0,8}{0,2}} = 52 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Расчетный изгибающий момент для шарнирного валика, как балки на двух опорах

$$M_{из} = \frac{P}{2} \left( \frac{l_2}{4} + \frac{a}{2} \right) = \frac{1500}{2} \left( \frac{4,6}{4} + \frac{0,8}{2} \right) = 1160 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Таким образом момент  $M_0$  настолько мал по сравнению с моментом  $M_{из}$ , что при расчете шарнирного валика им можно пренебречь и рассматривать валик как балку, свободно лежащую на двух опорах.<sup>1</sup>

## 4. Проверка проушин планок звена А на смятие

На основании ур-ния (200) максимальное напряжение смятия в проушине, учитывая момент  $M_0$ ,

$$\sigma_{см} = 1,27 \left( \frac{1500}{2 \cdot 0,8 \cdot 2,0} + \frac{6 \cdot 52}{2 \cdot 0,8^2} \right) = 906 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. ниже допустимого.

Рассчитаем теперь проушину звена В, как более слабую.

## 5. Проверка проушин планок звена В

Ввиду того, что для звена В момент  $M_0$  значительно меньше, чем для звена А, проверки проушин этого звена на смятие не делаем.

Проверка по Ляме:

Внутреннее давление

$$p = \frac{P}{2\delta'a} = \frac{1500}{2 \cdot 2,6 \cdot 0,8} = 360 \text{ кг/см}^2,$$

$$R=2,5 \text{ см}, r=1,3 \text{ см (см. фиг. 678)}.$$

По первой теории прочности

$$\sigma = \frac{2,5^2 + 1,3^2}{2,5^2 - 1,3^2} 360 = 630 \text{ кг/см}^2,$$

<sup>1</sup> Для звена В этот момент  $M_0$  получается еще меньше и поэтому в расчете звена В им можно пренебречь и подавно.



по второй теории прочности

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 2,5^2 + 0,7 \cdot 1,3^2}{2,5^2 - 1,3^2} 360 = 740 \text{ кг/см}^2$$

и по третьей теории прочности

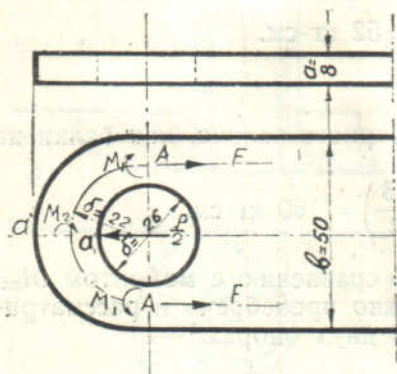
$$\sigma = \frac{2 \cdot 2,5^2}{2,5^2 - 1,3^2} 360 = 990 \text{ кг/см}^2;$$

допускаемое напряжение, предполагая, что сталь близка по механическим свойствам к стали № 3,

$$k = 1000 - 1100 \text{ кг/см}^2.$$

Произведем еще по приведенному выше способу проверку проушины, как головки шатуна.<sup>1</sup>

При этом будем считать, что втулка неплотно прилегает к проушине и нагрузка передается сосредоточенно по оси планки (фиг. 679). Как увидим ниже, такое предположение приводит к сомнительным результатам.



Фиг. 679. К расчету проушины на изгиб.

В сечении А действует растягивающая сила  $F = \frac{P}{4}$  и изгибающий момент  $M_1$ , равный

$$M_1 = 0,113 \frac{P}{2} \rho,$$

где  $\rho$  — средний радиус — в рассматриваемом случае равен

$$\rho = 2,2 \text{ см.}$$

Сечение А должно быть рассчитано на изгиб и растяжение. Для сечения  $a'a_1'$  такой проверки на изгиб можно не производить, потому что, как указывается в

упоминаемом источнике, момент  $M_2$  в этом сечении раза в полтора меньше момента  $M_1$ .

Таким образом для нашего случая имеем:

сила

$$F = \frac{P}{4} = \frac{1500}{4} = 375 \text{ кг,}$$

момент

$$M_1 = 0,113 \frac{P}{2} \rho = 0,113 \frac{1500}{2} \cdot 2,2 = 186 \text{ кг. см,}$$

суммарное напряжение в сечении А

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{\frac{b-\delta'}{2} a} + \frac{M_1}{\frac{a}{6} \left(\frac{b-\delta'}{2}\right)^2} = \\ &= \frac{375}{\frac{5,0-2,6}{2} 0,8} + \frac{186}{\frac{0,8}{6} \left(\frac{5,0-2,6}{2}\right)^2} = 2340 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

<sup>1</sup> Проф. И. И. Бобариков, Детали машин, часть специальная, стр. 287, 1927.

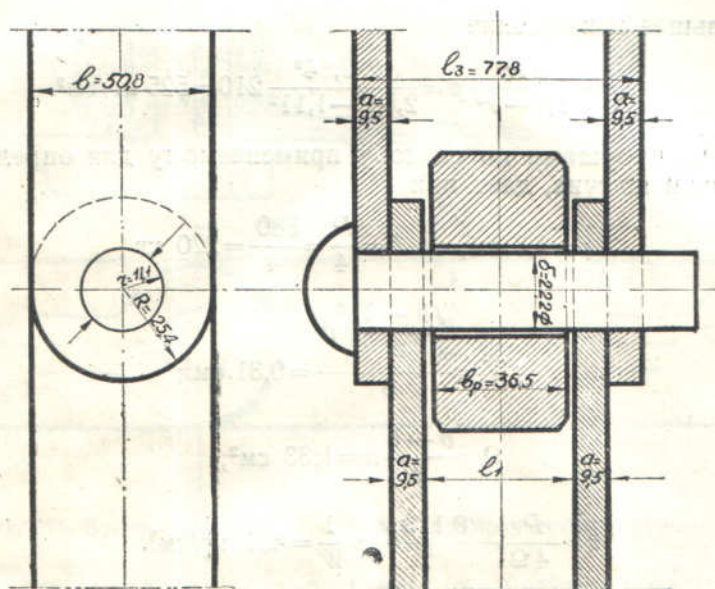


В действительности такое напряжение вряд ли возможно, так как втулка плотно прилегает в проушине планки и проушину правильнее всего рассчитывать по Ляме.

Остальных проверок этой цепи не делаем, так как они имеют второстепенное значение.

### § 3. СТАЛЬНАЯ ШАРНИРНАЯ ЦЕПЬ БЕЗ ВТУЛОК

Такая цепь, предназначенная для питателей, изображена на фиг. 6 и данные о ней приведены в табл. 1. Выполним поверочный расчет цепи № G—6—2, предназначенной для рабочей нагрузки  $P=880$  кг. Шаг такой цепи  $l=152,4$  мм, остальные нужные для расчета размеры показаны на фиг. 680.



Фиг. 680. Размеры стальной роликовой цепи без втулок.

#### 1. Определение напряжения в шарнирном валике

Основной проверкой является определение напряжения в шарнирном валике.

Валик подвергается действию наибольшего изгибающего момента, когда нагрузка на него передается через ролик от приводной звездочки.

Расчетное уравнение, предполагая, что давление от ролика на валик распределяется равномерно по всей ширине ролика,

$$M_{из} = \frac{P}{2} \left( \frac{a}{2} + \frac{l_1}{2} - \frac{b_p}{4} \right) = 0,1 d^3 \cdot k_{из},$$

откуда

$$\sigma_{из} = \frac{\frac{P}{2} \left( \frac{a}{2} + \frac{l_1}{2} - \frac{b_p}{4} \right)}{0,1 d^3} = \frac{880 \left( \frac{0,95}{2} + \frac{7,78}{2} - \frac{3,65}{4} \right)}{0,1 \cdot 2,22^3} = 1410 \text{ кг/см}^2,$$

что допустимо. Если же учесть жесткость звена, как в предыдущих примерах, то это напряжение еще несколько уменьшится.



## 2. Удельное давление между роликом и шарниром

$$\sigma_y = \frac{P}{\delta \cdot b_p} = \frac{880}{2,22 \cdot 3,65} \approx 109 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. меньше допустимого.

## 3. Проверка проушин по Ляме по третьей теории прочности

Давление в проушине

$$p = \frac{P}{2\delta a} = \frac{800}{2 \cdot 2,22 \cdot 0,95} = 210 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее напряжение

$$\sigma = \frac{2R^2}{R^2 - r^2} p = \frac{2 \cdot 2,54^2}{2,54^2 - 1,11^2} 210 = 525 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка проушины по способу, применяемому для определения размеров головки шатуна, дает при

$$\rho = 1,8 \text{ см}; \quad F = \frac{P}{4} = \frac{880}{4} = 220 \text{ кг}$$

$$W = \frac{\left(\frac{b-\delta}{2}\right)^2 a}{6} = 0,31 \text{ см}^3;$$

$$\Omega = \frac{b-\delta}{2} a = 1,33 \text{ см}^2;$$

$$\sigma = \frac{P}{4\Omega} + \frac{0,113\rho}{2} \rho \frac{1}{W} = 451 \text{ кг/см}^2.$$

Остальные проверки несущественны.<sup>1</sup>

## § 4. ЦЕПЬ КОВКОГО ЧУГУНА С ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИМИ ВТУЛКАМИ (фиг. 681)

Эта цепь состоит из пластин, отлитых из ковкого чугуна, и стальных точеных шарнирных валиков. В собранном виде цепь изображена на фиг. 14 и 16, размеры ее приведены в таблице 5. Выбираем цепь на нагрузку 1800 кг.

### 1. Расчет валика на изгиб как балки, свободно лежащей на двух опорах

Расчетное уравнение имеет вид (см. фиг. 682)

$$M_{из} = \frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{4} + \frac{a'}{2} \right) = 0,1 \delta^3 k_{из},$$

откуда

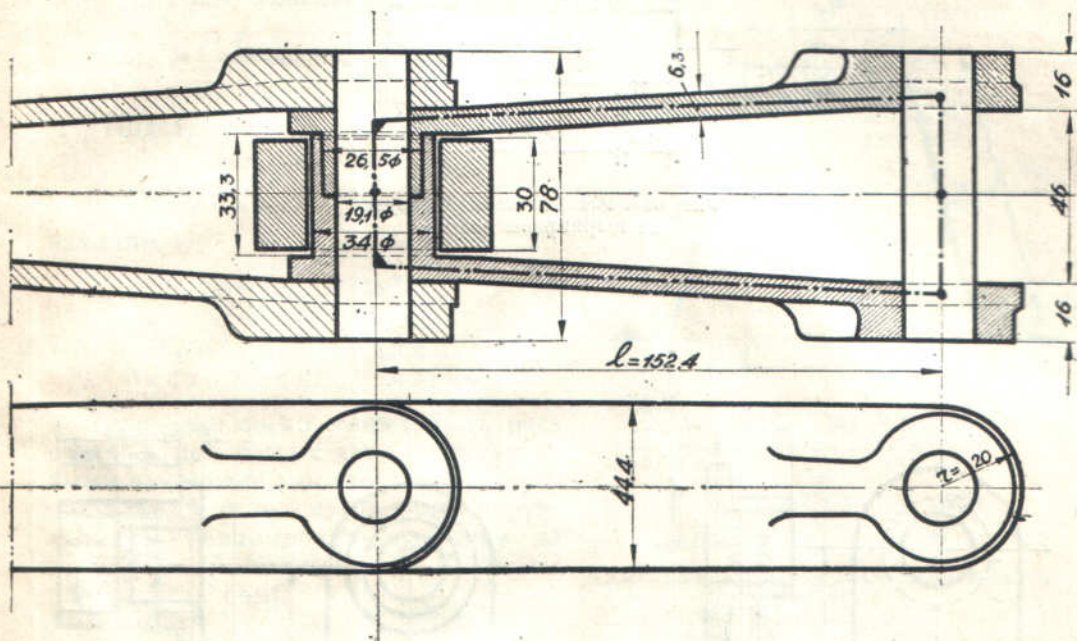
$$\sigma_{из} = \frac{P}{2} \left( \frac{l_1}{4} + \frac{a'}{2} \right) \frac{1}{0,1 \delta^3} = \frac{1800}{2} \left( \frac{4,6}{4} + \frac{1,6}{2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 1,93} = 2540 \text{ кг/см}^2.$$

<sup>1</sup> Проверка звена этой цепи, как жесткой рамы, при ее размерах и способе нагрузки существеннее, чем для предыдущих типов, но ввиду того, что цепь принята с достаточным запасом прочности во всех частях, этой проверки не делаем.



Полученное напряжение превосходит допускаемое, которое мы приняли равным  $1500 \text{ кг/см}^2$ . Поэтому можно предположить, что шарнирные валики этих цепей сделаны из специальной стали, например, никелевой или хромоникелевой.<sup>1</sup>

Другим предположением может быть, что для валика, в целях получения возможно малого диаметра его, принимается пониженный запас прочности. Кроме того, как указывалось, не исключена возможность более благоприятного распределения напряжений.



Фиг. 681. Звено цепи ковкого чугуна с телескопическими втулками.

Ввиду, с одной стороны, большей жесткости втулки и малой ее длины, а с другой — малой жесткости планок и сравнительно (с втулкой) большой их длины — проверка звена как жесткой рамы лишена основания (момент  $M$ , получается порядка  $1-2 \text{ кг}\cdot\text{см}$ ).

## 2. Проверка втулки правой планки на срез (фиг. 683)

Втулки левой планки (фиг. 684) толще и прочнее на срез; поэтому ограничимся проверкой втулки правой планки

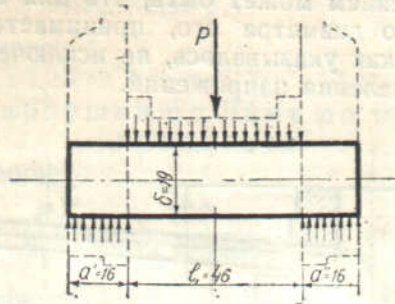
$$\sigma_{\text{ср max}} = \frac{4}{3} \frac{P}{2 \frac{\pi}{4} (\delta^2 - \delta^2)} = \frac{1800}{2 \frac{\pi}{4} (2,65^2 - 1,9^2)} = 480 \text{ кг/см}^2. \quad (220)$$

Для определения допускаемых напряжений для ковкого чугуна, предполагая, что металл очень высокого качества, можно исходить из сопротивления чугуна разрыву до  $4000 \text{ кг/см}^2$  (и выше). Принимая запас прочности для литых частей не меньше шести, получаем допускаемое напряжение  $k_p = 700 \text{ кг/см}^2$ .<sup>2</sup> Допускаемое напряжение на срез можно

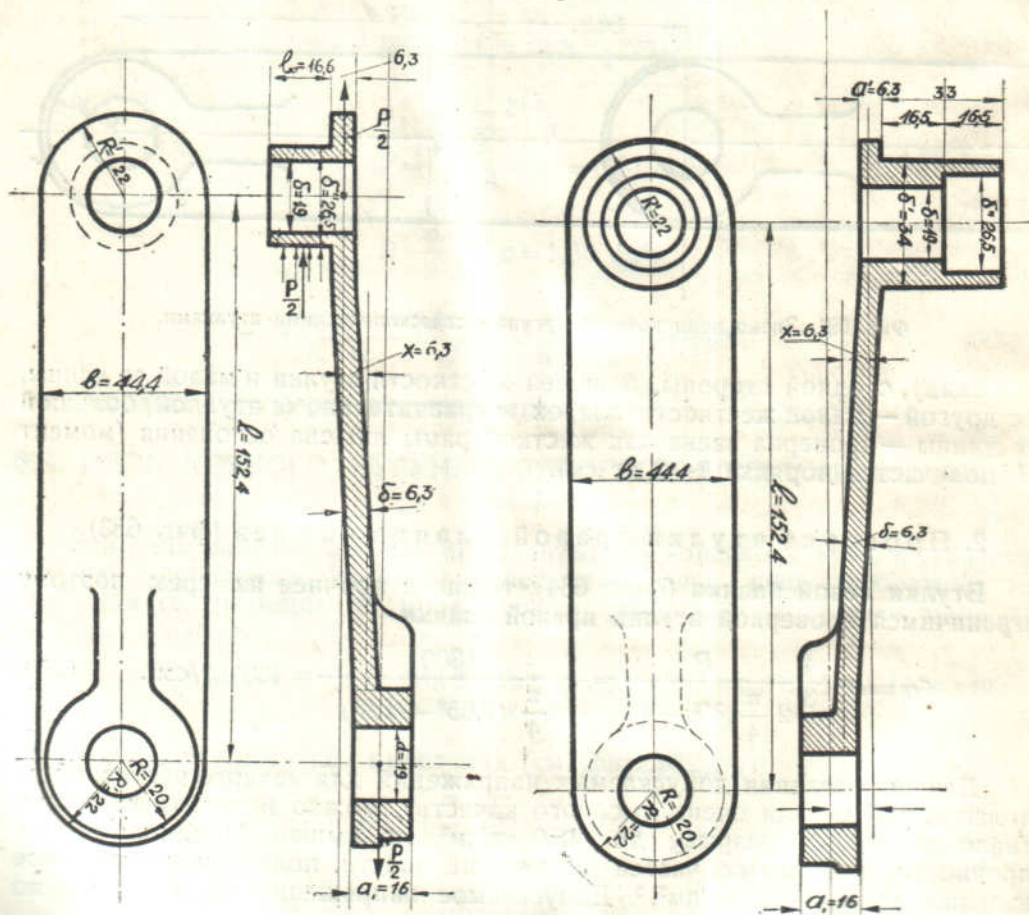
<sup>1</sup> Допускаемое напряжение для никелевой стали принимают до  $8500 \text{ кг/см}^2$ . См. напр. Берлов, Детали машин, 1930, вып. I, стр. 81.

<sup>2</sup> Собственно для ковкого чугуна имеются данные: временное сопротивление на разрыв  $3000 \text{ кг/см}^2$ , что при  $k_p = 700 \text{ кг/см}^2$  дает примерно 4,5-кратный запас прочности, но ввиду большей пластичности ковкого чугуна такой запас можно считать приемлемым.





Фиг. 682. Распределение нагрузки на шарнирном валике.



Фиг. 683. Правая планка звена.

Фиг. 684. Левая планка звена.



считать таким же, на изгиб  $k_{из} = 1,6$   $k_p = 1100$  кг/см<sup>2</sup>; на сжатие  $k_{сж} = 1200$  кг/см<sup>2</sup> и на смятие до  $k_{см} = 1500$  кг/см<sup>2</sup>.<sup>1</sup>

### 3. Проверка втулки правой планки на изгиб

Так как втулки левой планки (фиг. 684) прочнее втулки правой планки (фиг. 683), то ограничимся проверкой только втулки правой планки.

Расчетное уравнение

$$M_{из} = \frac{P}{2} \frac{l_0}{2} = 0,1 \frac{\delta''^4 - \delta^4}{\delta''} k_{из}.$$

Подставляя в него значения

$$l_0 = 1,66 \text{ см,}$$

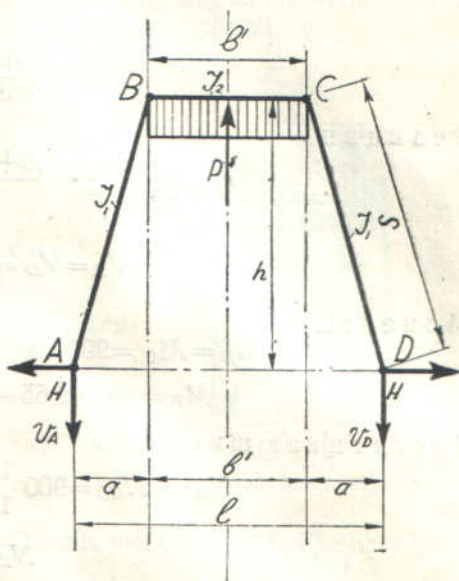
$$\delta'' = 2,65 \text{ см,} \quad \delta = 1,9 \text{ см,}$$

находим

$$\sigma_{из} = 765 \text{ кг/см}^2.$$

### 4. Проверка планки на растяжение и изгиб

Точно это звено может быть рассчитано, как рама с двумя симметричными наклоненными стойками и горизонтальным ригелем, имеющая вертикальную равномерную нагрузку на ригель (см. А. Клейнмихель, Формулы для расчета рам).



Фиг. 685. К расчету звена цепи ковкого чугуна.

5. Расчет звеньев ковкого чугуна как рамы с двумя симметрично наклоненными стойками и горизонтальным ригелем, нагруженным равномерно (фиг. 685)

Основные расчетные формулы:

Реакции

$$V_A = V_D = \frac{pb'}{2} = \frac{P}{2}, \quad (221)$$

$$H = \frac{pb'}{4h} \cdot \frac{b' + 2a(3+2k)}{3+2k} = \frac{P}{4h} \frac{b' + 2a(3+2k)}{3+2k}, \quad (222)$$

$$k = \frac{I_2}{I_1} \cdot \frac{S}{b'}. \quad (223)$$

Моменты

$$M_B = M_C = V_A a - Hh \quad (224)$$

$$M_P = V_A \left( a + \frac{b'}{2} \right) - Hh. \quad (225)$$

Растягивающие силы

$$N_{AB} = N_{CD} = V_A \frac{h}{S} + H \frac{a}{S} \quad (226)$$

$$N_{BC} = H. \quad (227)$$

<sup>1</sup> См. Берлов, Детали машин, вып. I, 1930, стр. 26, 33 и 82.



Проверка цепи, изображенной на фиг. 681:

$$P=1800 \text{ кг}; \quad b'=4,0 \text{ см}; \quad (l=5,3 \text{ см});$$

$$a=0,65 \text{ см}; \quad h=15,2 \text{ см}; \quad S=15,3 \text{ см};$$

$$I_2=0,05 (\delta'^4 - \delta^4) = 0,05 (3,4^4 - 1,9^4) = 6,05 \text{ см}^4;$$

$$I_1 = \frac{ba^3}{12} = \frac{4,4 \cdot 0,63^3}{12} = 0,09 \text{ см}^4;$$

$$k = \frac{6,05}{0,09} \cdot \frac{15,3}{4,0} = 257.$$

Реакции

$$H = \frac{1800}{4 \cdot 15,2} \cdot \frac{4,0 + 2 \cdot 0,65 (3 + 2 \cdot 257)}{3 + 2 \cdot 257} = 38,8 \text{ кг};$$

$$V_A = V_D = \frac{P}{2} = \frac{1800}{2} = 900 \text{ кг}.$$

Моменты

$$M_B = M_C = 900 \cdot 0,65 - 38,8 \cdot 15,2 = -5,0 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

$$M_P = 900 \cdot 2,65 - 38,8 \cdot 15,2 = 1800 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Растягивающие силы

$$N_{AB} = N_{CD} = 900 \frac{15,2}{15,3} + 38,8 \frac{0,65}{15,3} = 896 \text{ кг};$$

$$N_{BC} = 38,8 \text{ кг}.$$

Главный интерес представляет проверка планок *AB* и *DC*.

Результирующее напряжение в планках равно:

$$\sigma = \frac{N}{\Omega} + \frac{M_B}{W} = \frac{896}{4,4 \cdot 0,63} + \frac{5}{4,4 \cdot 0,63^2} = 323 + 17 = 340 \text{ кг/см}^2.$$

Точный расчет показывает, что напряжение в планках цепи этой конструкции от изгиба весьма незначительно и собственно проще всего планки цепи рассчитывать по уравнению

$$\sigma = \frac{P}{2ab} = \frac{1800}{2 \cdot 4,4 \cdot 0,63} = 325 \text{ кг/см}^2,$$

что почти соответствует результату точного расчета.

6. Проверка проушины планки на смятие и по Ляме

Проверка на смятие дает:

$$\sigma_{см} = 1,27 \frac{P}{2 \cdot a' \cdot \delta} = 1,27 \frac{1800}{2 \cdot 1,6 \cdot 1,9} = 378 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка по Ляме:

$$p = \frac{1800}{2 \cdot 1,6 \cdot 1,9} = 296 \text{ кг/см}^2,$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot 2,0^2}{2,0^2 - 0,85^2} 296 = 720 \text{ кг/см}^2.$$

Для чугуна это напряжение высокое, но ввиду большой пластичности ковкого чугуна можно считать его допустимым.



7. Проверка шарнирного валика и втулки на среднее удельное давление

Согласно фиг. 686 имеем

$$\sigma_y = \frac{P}{\delta l_1} = \frac{1800}{1,9 \cdot 4,6} = 203 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление велико. Если уменьшить его до нормальной величины  $k_y = 150 \text{ кг/см}^2$ , то необходимо диаметр шарнира увеличить до

$$\delta = 1,9 \frac{206}{150} = 2,6 \text{ см},$$

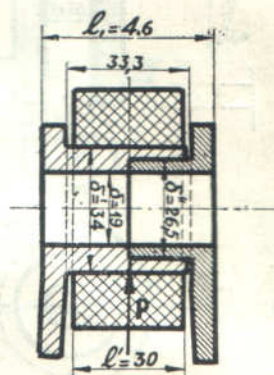
при этом размере он будет достаточно прочен и при стали № 5.

8. Проверка удельного давления между роликом и втулкой

Аналогичная проверка давления между роликом и втулкой (см. фиг. 686) дает:

$$\sigma_y = \frac{P}{\delta' l'} = \frac{1800}{3,4 \cdot 3,0} = 176 \text{ кг/см}^2.$$

Давление тоже повышенное.



Фиг. 686. К расчету на прочность втулки.

§ 5. ЦЕПЬ КОВКОГО ЧУГУНА С ВТУЛКАМИ ВПРИТЫК (фиг. 687)

Такая цепь в собранном виде изображена на фиг. 17 и данные о ней приведены в таблице 5. Произведем поверочный расчет цепи с шагом 152,4 мм на нагрузку 1540 кг.

В этой цепи шарнирный болт не работает на изгиб, так как всю нагрузку принимают на себя выступы втулки диаметром 30 мм и высотой 6 мм, входящие в соответственные цилиндрические пазы смежного звена. Болт должен только препятствовать распору  $H$ , который весьма приближенно можно учесть следующим образом (фиг. 688):

$$\frac{P}{2} l_0 = Hl, \quad (228)$$

$$H = \frac{Pl_0}{2l} = \frac{1540 \cdot 2,5}{2 \cdot 15,2} = 155 \text{ кг}.$$

Судя по указанным в таблице размерам, болт имеет нарезку  $1/2''$ . Следовательно, внутренний диаметр нарезки

$$\delta_0 = 10 \text{ мм}.$$

Таким образом напряжение от растяжения в болте

$$\sigma_p = \frac{H}{\pi \frac{\delta_0^2}{4}} = \frac{155}{\pi \frac{1,0^2}{4}} = 198 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо.

1. Проверка выступов втулки на смятие

Максимальное напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = 1,27 \frac{P}{2\delta e} = 1,27 \frac{1540}{2 \cdot 30 \cdot 0,6} = 1,27 \cdot 430 = 545 \text{ кг/см}^2.$$







На снятие напряжение небольшое, но для среднего удельного давления величина  $\sigma_y = 430 \text{ кг/см}^2$  очень большая. Однако ввиду того, что при вращении звена на звездочке вся нагрузка передается через ролик на втулку и приливы оказываются разгруженными, такую величину удельного давления можно допустить.

2. Проверка выступов втулки на срез дает

$$\sigma_{ср} = \frac{4}{3} \frac{P}{2 \frac{\pi}{4} (\delta'^2 - \delta^2)} = \frac{4}{3} \frac{1540}{2 \frac{\pi}{4} (3,0^2 - 1,3^2)} = 178 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. на срез напряжение небольшое.

3. Расчет проушины по Ляме

По третьей теории прочности [ур-ние (203)]

$$\sigma = \frac{2,25^2 \cdot 2}{2,25^2 - 1,5^2} 430 = 1550 \text{ кг см}^2,$$

напряжение высокое, но в расчете не принято во внимание, что это место проушины усилено приливом  $b$ .

4. Расчет планок на изгиб и растяжение

Как было показано при расчете звена цепи, изображенного схематически на фиг. 685, напряжение изгиба в планках незначительное. В этой конструкции цепи планки, кроме отклонения, имеют еще и искривление, но если рассчитывать звено по схеме фиг. 685, то на прочность планки влияние этого искривления незначительно, тем более что оно усилено прилитым ребром. Следовательно, схема расчета может остаться такая же, как и на фиг. 685. Однако, как видно из предыдущего, и в данном случае можно ограничиться расчетом только на растяжение

$$\sigma = \frac{P}{2ab} = \frac{1540}{2 \cdot 4,5 \cdot 0,6} = 275 \text{ кг/см}^2.$$

5. Расчет втулки на изгиб

Полагая, что нагрузка равномерно распределена по длине внутренней части втулки, получим (фиг. 688):

$$\frac{P \cdot l_1}{4} = 0,1 \cdot \frac{\delta'^4 - \delta^4}{\delta'} \cdot \sigma_{из},$$

откуда

$$\sigma_{из} = \frac{1540 \cdot 3,8}{4} \cdot \frac{3,0}{0,1 (3,0^2 - 1,3^2)} = 560 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо.

6. Удельное давление между роликом и втулкой (фиг. 687)

$$\sigma_y = \frac{P}{l_1 \delta'} = \frac{1540}{3,8 \cdot 3,0} = 135 \text{ кг см}^2,$$

что допустимо.

## § 6. ЦЕПЬ КОВКОГО ЧУГУНА ТИПА „ЮНИКАСТ“

Эта цепь была изображена на фиг. 18. Обе боковины (планки) и втулки отлиты в ней заодно. Рабочая нагрузка на цепь, звено которой показано на фиг. 689, взята 1540 кг.



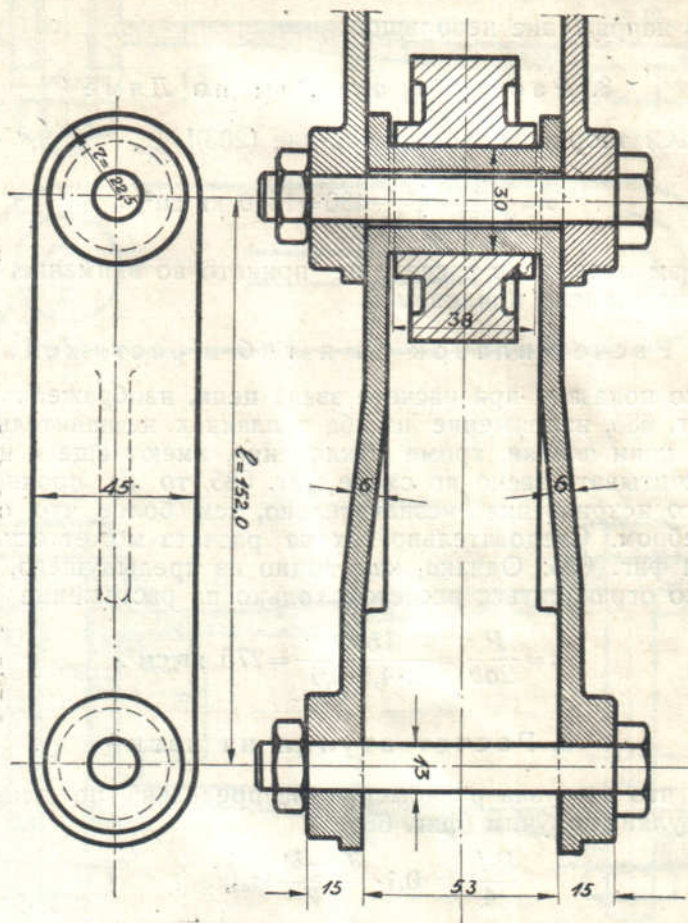
## Расчет шарнира на изгиб

Расчетное уравнение для  $\delta$  приработавшегося шарнирного валика (фиг. 690):

$$M_{из} = \frac{P}{2} \cdot \left( \frac{l_1}{4} + \frac{a'}{2} \right) = 0,1 \delta^3 \cdot \sigma_{из},$$

откуда

$$\sigma_{из} = \frac{1540}{2} \left( \frac{5,3}{4} + \frac{1,5}{2} \right) \frac{1}{0,1 \cdot 1,3^3} = 7250 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 689. Звено цепи ковкого чугуна типа „Юникаст“.

Напряжение очень высокое и допустимо только при применении никелевой стали.

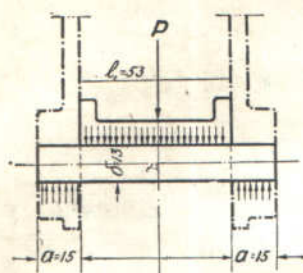
Если считать, что шарнир прогибается, как показано на фиг. 691, т. е. нагрузка на него передается консольно (иначе говоря, применим второй вариант расчета шарнира, см. § 1), то и в этом случае получим:

$$\frac{P_c}{2} = 0,1 \delta^3 \sigma_{из},$$

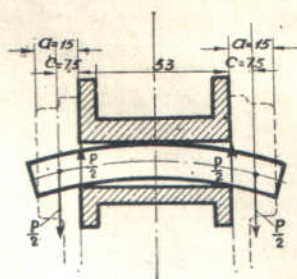
откуда

$$\sigma_{из} = \frac{1540 \cdot 0,75}{2 \cdot 0,1 \cdot 1,3^3} = 2630 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. при таком способе расчета можно сделать тот вывод, что необходимо применение специальной стали.



Фиг. 690. Распределение нагрузки на шарнирный валик.



Фиг. 691. Распределение нагрузки на деформированном валике.

Возможно еще, хотя и весьма сомнительно, предположение о том, что валик настолько плотно пригнан по втулке, что он испытывает только деформацию среза.<sup>1</sup>

Расчет других элементов звена подобен расчету цепей в § 4 и 5.

<sup>1</sup> Но опять таки следует считать, что консоли будут изгибаться моментом  $M = \frac{P_c}{2}$ . В конечном счете для прочности валика это все равно.





## ЛИТЕРАТУРА И ИСТОЧНИКИ

### 1. КНИГИ

1. *Аксенов Н. П.*, Оборудование литейных, 1932.
2. *Арнольд В. В.*, Машина в строительном деле, 1930.
3. *Батицкий В. Н., Остольский В. О., Терехин К. П.*, Механизация грузовых операций на железных дорогах.
4. *Ван-Барневельд Чарльз Е.*, Механическая подземная погрузка в металлических рудниках, т. I, 1932.
5. *Воловик Д. З., Некоз А. В., Ильичев А. С., Аронов Б. В.*, Рудничные конвейеры, их конструкция и расчет, 1929.
6. *Ганфштенгель Г.*, Перемещение массовых грузов, 1927.
7. *Геронтьев В. И.*, Практический курс механизации горных работ, 1933.
8. *Губерман И. Д.*, Очерки по механизации угледобычи, 1930.
9. *Добровольский В. А.*, Многочерпакові сухі землечерпні прилади, 1931.
10. *Козьмин П. С.*, Элеваторы, транспортеры и конвейеры, ч. (2-ое изд.) 1932.
11. *Левенсон Л. Б. и Верховский И. М.*, Обогащение угля, 1930.
12. *Ляхницкий В. Е.*, Перегрузочные и транспортные устройства на ж.-д. транспорте, 1930.
13. *Ляхницкий В. Е.*, Механизация перегрузочных работ на морском транспорте, 1931.
14. *Поляков Н. С.*, Применение подземных ленточных конвейеров на каменно-угольных рудниках Германии, 1930.
15. *Пресс С. А.*, Электрическое оборудование подъемных и транспортных устройств, т. I и II, 1929/1930.
16. *Рубцов Н. Н.*, Механизация литейного дела, 1931.
17. *Турниер Э.*, Подъемно-транспортное оборудование, 1932.
18. *Хенкен Р.*, Внутривзаводский транспорт, 1931.
19. *Шевяков Л. Д.*, Рудничная доставка, ч. I, 1931.
20. *Шешко Е. Ф.*, Эскаваторные горные работы, 1932.
21. *Шухгалтер Л. Я.*, (ред.), Работа непрерывным потоком, 1930.
22. Эксплуатационные показатели работы подъемно-транспортных механизмов, Научно-исслед. институт эксплуатации железных дорог, 1932.
23. *Aumund H.*, Hebe und Förderanlagen, Band I—II, 1926.
24. *Broughton H. H.*, The electrical handling of materials, I—IV, 1920—1923.
25. *Gillette H. and Dana R.*, Handbook of mechanical and electrical cost data, 1918.
26. *Hanfstengel G.*, Die Förderung von Massengütern I, 1926.
27. *Hanfstengel G.*, Billig Verladen und Fördern, 1926.
28. *Hünchen R.*, Das Förderwesen der Werkstättenbetriebe.
29. *Hetzel F. V.*, Belt conveyors and belt elevators, 1926.
30. Material Handling Cyclopedica, 1921.
31. *Michenfelder C.*, Kran und transportanlagen für Hütten-, Hafen-, Werft- und Werkstattbetriebe, 1926.
32. *Michenfelder C.*, Materialbewegung in chemisch technischen Betrieben, 1915.
33. *Müller H. R.*, Transportwesen in industriellen Betrieben, 1929.
34. *Pacoret E.*, Appareils de levage de manutention et des transports mecaniques industriels, 1932.
35. *Paetzold M.*, Grundlagen des Aufzugsbaues, 1927.
36. *Schulze-Manitius H.*, Nahtransport, 1927.
37. *Stoek H. H., Hippard C. W., Langtry W. D.*, Bituminous coal storage practice, 1920.
38. *Troup F. D.*, Coal and ash handling plant 1926.
39. *Weicken C.*, Kohlenentladung aus Eisenbahnwagen, 1927.
40. Yearbook on coal mine mechanisation, 1927.

### 2. ПЕРИОДИЧЕСКАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Вестник инженеров и техников.
2. Горный журнал.
3. Инженерный работник.
4. Промышленный транспорт.



5. Уголь (Уголь и железо).
6. Braunkohle.
7. Der Bergbau.
8. Der Betrieben.
9. Colliery Engineering.
10. Demag-Nachrichten.
11. Elektrizität im Bergbau.
12. Engineer.
13. Engineering.
14. Faberg-Mitteilungen.
15. Fördertechnik und Frachtverkehr.
16. Glückerkauf.
17. Mechanical Handling and Works Equipment.
18. Maschinenbau.
19. V. D. I. Zeitschrift (Z. d. V. D. I.).

### 3. МАТЕРИАЛЫ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ И ПРОЕКТНЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ, ТРЕСТОВ И ЗАВОДОВ

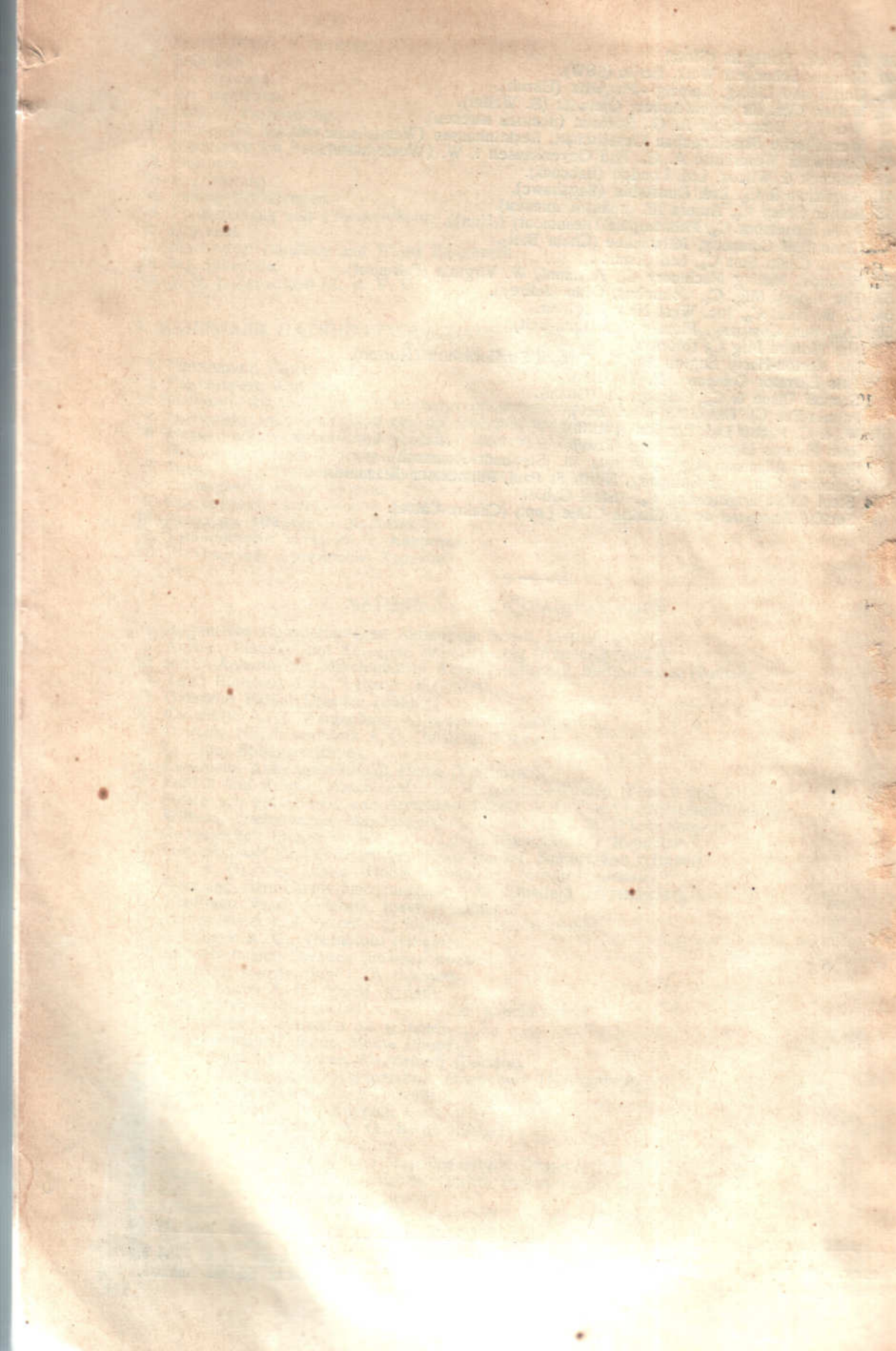
1. Гипрошахт, Ленинград.
2. Горзавтрест, Харьков.
3. Научно-исследовательский институт протранспорта (НИИПТ), Москва.
4. Научно-исследовательский сектор Днепропетровского горного института.
5. Научно-исследовательский угольный институт, Харьков.
6. Проммеханизация, Москва—Днепропетровск.
7. Завод им. т. Петровского, Днепропетровск.
8. Союзтрансэкспром, Москва.
9. Стальпроект, объединения Азовсталь.
10. Завод им. Шефченко, Харьков.
11. Таганрогский завод им. т. Андреева.
12. Шахтострой, Артемовск—Харьков.

### 4. МАТЕРИАЛЫ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ

1. Allgemeine Transportanlagen Aktiengesellschaft, Leipzig (ATG).
2. Amme, Giesecke und Koenen, Braunschweig (Ammе-Giesecke).
3. Berlin-Anhaltischer Maschinenbau Aktiengesellschaft, Berlin-Dessau (Bamag).
4. Adolf Bleichert & Co., Leipzig (Bleichert).
5. Gebrüder Bühler, Dresden (bühler).
6. Carlshütte A. G. Waldenburg—Altwasser (Carlshütte).
7. Deutsche Maschinenfabrik A. G. Duisburg (Demag).
8. C. Eitle, Stuttgart (Eitle).
9. Flottmann Aktiengesellschaft, Herne (Flottmann).
10. Frölich und Klüpfel, Maschinenfabrik, Wuppertal—Barmen (Frölich und Klüpfel).
11. Förster'sche Maschinen und Armaturen Fabrik A. G. Essen—Altenessen (Förster).
12. Wilhelm Fredenhagen, Maschinenfabrik, Offenbach a. M. (Fredenhagen).
13. Gewerkschaft Eisenhütte Westfalia, Lünen (Gewerkschaft Westfalia).
14. Gewerkschaft für Förderanlagen Ernst Heckel, Saarbrücken (Heckel).
15. Curt v. Grueber, Berlin—Höhenschönhausen (полным именем).
16. Hermann Hemscheidt Maschinenfabrik, W. Elberfeld (Hemscheidt).
17. Hauhinco Maschinenfabrik, Essen (Hauhinco).
18. Heinzelmann und Sparmberg, Hannover (Heinzelmann).
19. J. Hilgers A. G., Rheinbrohl (Hilgers).
20. Luis Herrmann, Dresden (полным именем).
21. Gebrüder Kerner, Suhl i Th. (Kerner).
22. Fried. Krupp A. G., Essen (Krupp).
23. Lauchhammer-Rheinmetall A. G., Berlin (Lauchhammer).
24. G. F. Lieder, Wurzen i Sa. (Lieder).
25. Maschinenfabrik Baum, Herne (Baum).
26. Maschinenfabrik Buckau, Magdeburg (Buckau).
27. A. W. Mackensen, Maschinenfabrik, Magdeburg (Mackensen).
28. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN)
29. Maschinenfabrik Fr. Gröppell, Bochum (Gröppe).
30. Orenstein und Koppel A. G., Berlin (Koppe).
31. I. Pohlzig A. G., Köln (Pohlzig).
32. Rheinische Metallwaren und Maschinenfabrik, Düsseldorf (Rheinmetall).
33. Richard Raupach, Maschinenfabrik, Görlitz (полным именем).
34. Carl Schenck, Darmstadt (Schenck).
35. Schenck und Liebe-Harkort AG, Düsseldorf (полным именем).
36. H. Aug. Schmidt, Wurzen i S. (Schmidt).
37. Schuchtermann & Kremer—Baum A. G. für Aufbereitung, Dortmund (Schuchtermann).
38. With. Stöhr Offenbach a. M. (Stöhr).

39. A. Stotz, Stuttgart (Stotz).
40. Siemens-Schuckert Werk, Berlin (SSW).
41. Unruh und Liebig, Leipzig—Plagwitz (Unruh).
42. Walter, Ges. für Ingenieurbau, Gleiwitz (B. Walter).
43. Westfalia Dinnendahl A. G., Bochum (полным именем).
44. Westfälische Maschinenbau Gesellschaft, Recklinhausen (Westfälische Mb. G).
45. Eisenwerk Weserhütte A. G., Bad Oeyenhausen i. W. (Westerhütte).
46. Babcock & Wilcox, Ltd, London (Babcock).
47. Bagshawe & Co, Ltd, Dunstable (Bagshawe).
48. Barber Green Co, Aurora Ill. (полным именем).
49. R. H. Beaumont Co, Philadelphia (Beaumont) (Hunt).
50. Chain Belt Company, Milwaukee (Chain Belt).
51. Ewart Chain Belt Co, Ltd (Ewart).
52. Fairmont Mining Machinery Co, Fairmont, W. Virginia (Fairmont).
53. The Jeffrey Mfg. Co, Columbus, Ohio (Jeffrey).
54. C. W. Hunt Co, Inc. West New Brighton.
55. Link-Belt Company, Philadelphia (Link-Belt).
56. The Morrou Mfg Co (Morrou).
57. The Norton-Harty Engineering Co, Tipton, Staffordshire (Norton).
85. Otis Elevator Company, N. Y. (Otis).
59. Samuel Olson & Co, Chicago Ill. (Olson).
60. Palmer-Bee Co, Detroit (Palmer-Bee).
61. W. & C. Pantin Ltd, London (Pantin).
62. Ross Patents Limited, London (Ross).
63. Stephens Adamson Mfg Co, Aurora, Ill. (Stephens-Adamson).
64. Standard Conveyor Company, North St Paul, Minnesota (Standard).
65. Steel Cable Engineering Co, (Steel Cable).
66. Société Anonyme de la Chaîne Câble (Фр.) (Chaîne Câble).



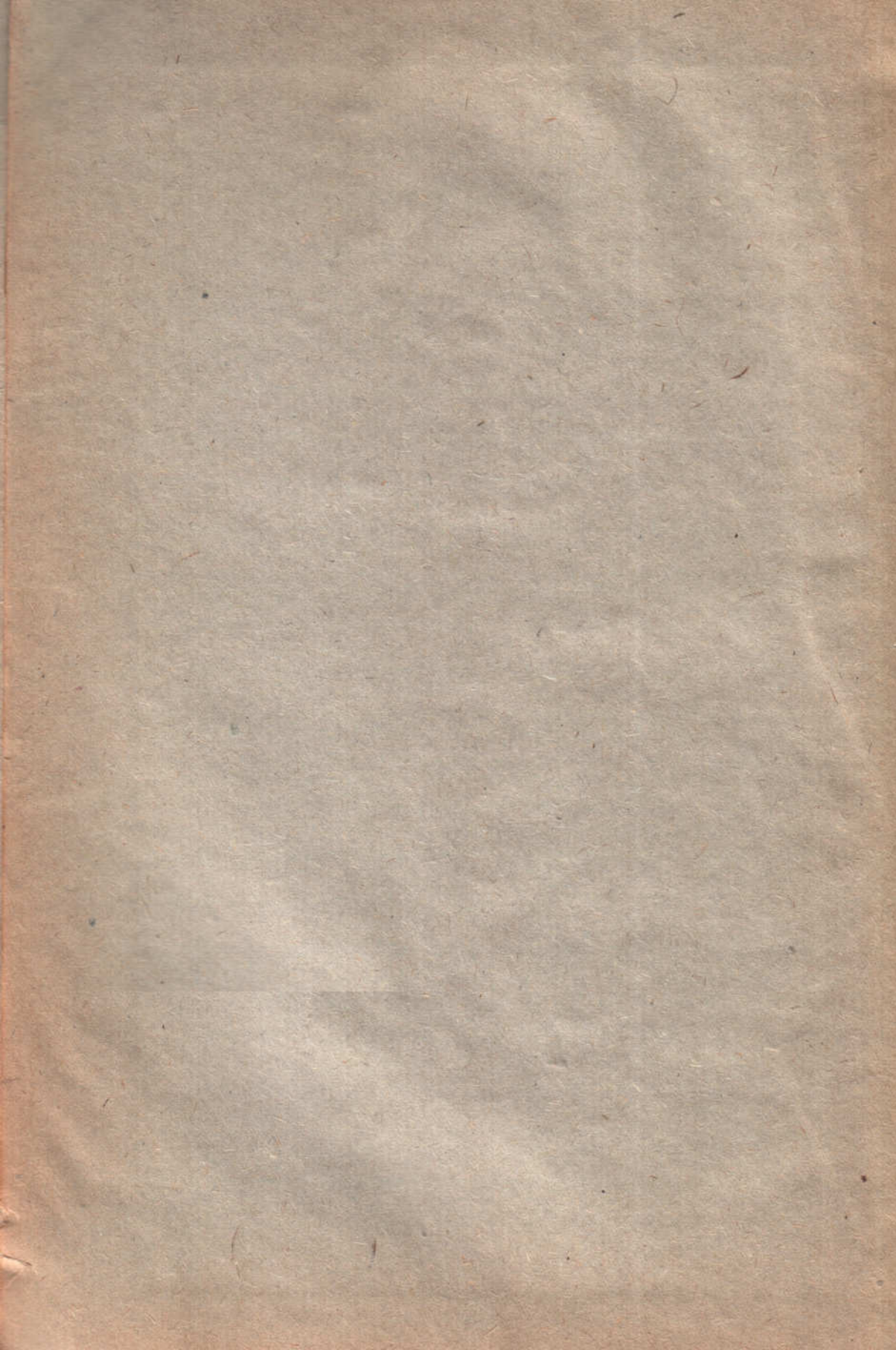


ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

С. па- блица	Строка	Напечатано	Должно быть
35	фиг. 30	$B$ —ширина пластины	$B_1$ —ширина пластины
97	11 сн.	метрами	в метрах
97	10 сн.	в метрах	опустить
108	13 св.	$w = \frac{w_0}{\eta}$	$w = \frac{w_0}{\eta}$
302	ур-ние (65)	$(q+q) (\dots \leq [q (\dots$	$(q+q_0) (\dots \leq [q_0 (\dots$
399	5 св.	$f_1$	$f_1$
402	9 св.	$=H(q+q)$	$=H(q+q_0)$
404	2 св.	выражение в скобках—опустить	
404	18 сн.	качения	качения
405	2 св.	$\frac{Pcdf}{D}$	$\frac{Pcdf}{D}$
431	фиг. 533	$f$	$f_1$
48	13 сн.	уравнения (81)	уравнения (74)
469	26 сн.	уравнении (81)	уравнении (74)
469	.	?	$\psi$
	и ниже		
471	20 св.	$\frac{l}{Rk}$	$\frac{l}{R}$
473	3 сн.	$q Lw'$	$q_0 Lw'$
474	3 сн.	$H_1$	$H$
	и дальше		
524	13 св.	$1,0^{24}$	$1,05^{24}$
524	ур-ние (183)	$(K^n-1)$	$(K^n-1)$
535	ур-ние (187)	$I_2$	$I_2$
537	ур-ние (193)	$\frac{l}{l}$	$\frac{l}{l_0}$
547	3 св.	$\delta l_2$	$\delta l_2$

Фиг. 170, на фиг. 190 правая часть и на фиг. 383 левая часть показаны перевернутыми.











Уг 45-5-2

Цена 9 руб. 50 коп.

Переплет 75 коп.

