

Профессор В. В. КРАСНИКОВ

## ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебника для студентов высших сельскохозяйственных учебных заведений по специальности 1509 — «Механизация сельского хозяйства»



МОСКВА «КОЛОС» 1981

ББК 40.75

К78

УДК 631.374(075.8)

### О т а в т о р а

В книге приводятся выполненные под руководством автора результаты исследований: по транспортерам канд. техн. наук *Акимовым В. Ф., Волковым Ю. И., Гурьяновым Ю. Г., Криловецким В. В., Шикаловым Л. А. и Зыковым А. Н.*; по погрузчикам канд. техн. наук *Дубининым В. Ф. и Кирпиченковым Л. И.*; по транспортированию сыпучих грузов канд. техн. наук *Куниц Д. А.*

Автор выражает благодарность доц. *Клюшину С. М.* за помощь при разработке главы «Ленточные транспортеры» и асс. *Юдаеву Н. В.* за участие в решении примеров.

Рецензент: кафедра «Сопrotивление материалов и детали машин» Ленинградского сельскохозяйственного института (зав. кафедрой канд. техн. наук *В. И. Цветников*, канд. техн. наук *В. Н. Можин*).

**Красников В. В.**

К 78 Подъемно-транспортные машины. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Колос, 1981. — 263 с., ил. — (Учебники и учеб. пособия для высш. с.-х. учеб. заведений).

Учебник предназначен для студентов факультетов механизации сельского хозяйства и соответствует программе курса «Подъемно-транспортные машины». В нем рассмотрены схемы, устройство, теория и расчет грузоподъемных, погрузочных и транспортирующих машин общего и специального назначения, используемых в сельскохозяйственном производстве. По сравнению со 2-м изданием (1973 г.) материал сокращен, вместе с тем расширен текст об общей теории транспортирующих машин, приведены сведения о новой технике.

К 40202—335  
035(01)—81 59—81. 3802040100

ББК 40.75  
631.303

© Издательство «Колос», 1973.

© Издательство «Колос», 1981, с изменениями.

## ВВЕДЕНИЕ

Пятилетний план социального и экономического развития страны свидетельствует о последовательном воплощении в жизнь аграрной политики партии, выработанной XXVI съездом КПСС.

В одиннадцатой пятилетке среднегодовой объем валовой продукции сельского хозяйства должен увеличиться на 13 процентов, а сбор зерна — почти на 35 миллионов тонн.

Волею партии, усилиями всего народа в колхозах и совхозах постоянно укрепляется материально-техническая база. За одиннадцатую пятилетку планируется направить в сельское хозяйство по всему комплексу работ почти 190 миллиардов рублей капиталовложений. Возрастут поставки тракторов, комбайнов, автомобилей и другой техники.

В системе машин, рекомендуемой для уборки урожая различных культур или для ведения той или иной отрасли хозяйства, важное место занимают транспортные средства и механизмы для погрузочно-разгрузочных работ.

Сельскохозяйственный транспорт и механизация погрузочно-разгрузочных работ приобретают особое значение в связи с интенсификацией сельского хозяйства.

Известно, что общий грузооборот сельского хозяйства превышает 5 млрд. т. На грузоперевалячные работы в сельском хозяйстве затрачивается 40...50% энергии, а стоимость их составляет 35...40% себестоимости продукции.

Отсутствие соответствующих транспортных и погрузочно-разгрузочных средств или нечеткая организация их эксплуатации приводит к задержке технологических процессов, непроизводительным простоям транспорта, большим затратам труда и увеличению расходов на производство продукции.

Многообразие отраслей и процессов сельскохозяйственного производства открывает широкие возможности для организации комплексной механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ при уборке зерновых, корнеклубнеплодов, овощей и фруктов.

Основная часть грузов в сельском хозяйстве перегружается машинами непрерывного действия, однако все большее применение находит универсальный погрузчик периодического действия.

Важное значение имеет малая механизация для погрузочно-разгрузочных работ в полеводстве и животноводстве: навесные подъемники, тележки, лебедки, спуски и т. п.

Большая работа по созданию новых типов транспортных и погрузочно-разгрузочных машин проделана научно-исследовательскими и учебными институтами. Полезный вклад в совершенствование этих машин вносят передовые механизаторы и инженерно-технические работники сельскохозяйственного производства.

# Глава 1

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКА ГРУЗОВ

Грузы классифицируют по следующим признакам: физико-механические свойства, способ погрузки и разгрузки, условия транспортирования, количество одновременно перевозимых грузов.

Особенность сельскохозяйственных грузов (продуктов) состоит в том, что с течением времени в них происходят биологические процессы, изменяющие их качества и обуславливающие потери при перегрузках и транспортировании до 40% общих потерь.

#### Физико-механические свойства грузов

Грузы делятся на твердые (зерно, удобрения) и жидкие (молоко, топливо, вода). Главной характеристикой их является плотность (табл. 1).

Таблица 1

Груз	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Груз	Плотность, кг/м <sup>3</sup>
Пшеница, рожь, кукуруза, горох	650...810	Полова, сено и солома из стога	70...150
Ячмень, рис, комбикорм	500...750	Мука овсяная, трава свежескошенная	300...400
Мука ржаная, овес	400...600	Навоз слежавшийся	700...750
Картофель, силос из башни	600...750	Земля, гравий, песок	1200...2000
Сено и солома прессованная	270...290	Удобрения минеральные	750...900

**Плотность\*** — это количество массы груза в единице объема (кг/м<sup>3</sup>). По плотности ( $\gamma$ , кг/м<sup>3</sup>) грузы можно разделить на очень легкие — до 300, легкие — до 600, средние — 600...1100, тяжелые — 1100...2000 и на очень тяжелые — более 2000.

\* Следует различать «насыпную плотность» при свободном заполнении емкости и «объемную плотность» при различной степени уплотнения груза.

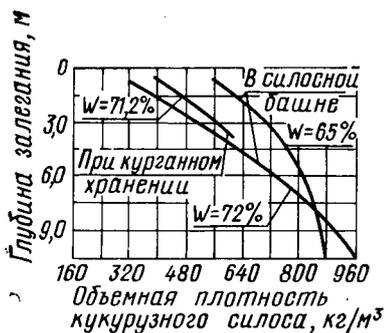


Рис. 1. Зависимость объемной плотности кукурузного силоса от глубины залегания.

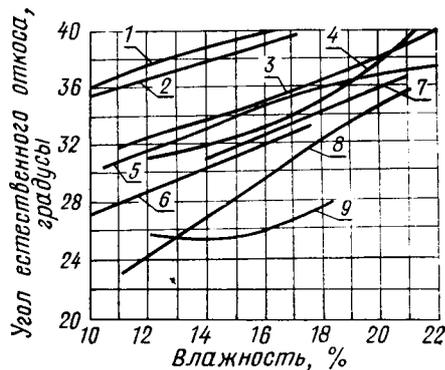


Рис. 2. Зависимость угла естественного откоса зерна от его влажности:

1 — кукуруза; 2 — клешевина; 3 — подсолнечник; 4 — овес; 5 — ячмень; 6 — соя; 7 — пшеница; 8 — рожь; 9 — горох.

Исследования показывают, что объемная плотность продуктов, закладываемых на хранение, изменяется и зависит от глубины штабеля или заложения.

На рисунке 1 показан график зависимости объемной плотности кукурузного силоса от влажности  $W$  и глубины заложения.

Плотность силоса зависит от сорта кукурузы, влажности, длины резки, зрелости, способа закладки и может изменяться в 1,5...3 раза. Это следует учитывать при эксплуатационных и проектировочных расчетах. Силос лучше уплотняется при многократном приложении нагрузки, чем при статическом ее действии. После первых десяти приложений нагрузки масса уплотняется на 40...60%, а после ста последующих — только на 6...9%.

Существенное влияние на плотность продуктов оказывает влажность, изменение которой во времени имеет сложные зависимости.

**Коэффициент использования грузоподъемности**

$$\psi = \frac{\gamma V}{G}, \quad (1)$$

где  $\gamma$  — плотность груза,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$V$  — объем тары,  $\text{м}^3$ ;

$G$  — номинальная грузоподъемность транспортного средства или грузоподъемника, кг.

По коэффициенту использования грузоподъемности грузы разделяются на четыре класса, по которым рассчитывают оплату за их перевозку.

Первый класс ( $\psi = 1$ ) — зерно, картофель, бахчевые, навоз, минеральные удобрения и др.

Второй класс ( $\psi = 0,8$ ) — комбикорм, жмых, прессованные сено и солома и др.

Третий класс ( $\psi=0,6$ ) — непрессованная солома, деревья, саженьцы, древесный уголь и др.

Четвертый класс ( $\psi=0,4$ ) — опилки, стружки, непрессованное сено, пух в тюках и др.

Важными характеристиками при проектных и эксплуатационных расчетах служат угол естественного откоса, коэффициент трения и коэффициент сдвига, используемые для определения углов наклона кузовов при разгрузке, скатных досок, стенок кузовов и бункеров.

Углом естественного откоса называется угол между горизонтальной плоскостью и линией или плоскостью осыпавшегося груза. Различают углы естественного откоса в покое  $\varphi_{п}$  и в движении  $\varphi_{д}$ ; приближенно для технических расчетов  $\varphi_{д}=0,7 \varphi_{п}$ . На величину угла естественного откоса существенно влияет (уменьшает) вибрация. Величины углов естественного откоса для различных грузов приведены в таблице 2.

Таблица 2

Груз	$\varphi_{п}$	$\varphi_{д}$	Груз	$\varphi_{п}$	$\varphi_{д}$
Рожь, пшеница, овес	35	25	Мука	55	49
Картофель*	25...35	15	Свекла*	30...45	20...25
Земля, гравий, песок**	45	30	Кукуруза	35	28

\* Угол качения, при котором начинается скатывание, меньше угла  $\varphi_{п}$  и составляет 20...28°.

\*\* Для сухого грунта в зависимости от влажности угол естественного откоса снижается на 12% и мокрого на 30%.

У сельскохозяйственных продуктов, в отличие от грунтов, угол естественного откоса с увеличением влажности возрастает (рис. 2).

Коэффициент трения насыпных грузов зависит не только от свойств самого груза, но и от свойств материала, с которым он соприкасается при перемещении. Рабочие поверхности скатных досок, бункеров, контейнеров, загрузочных и других устройств могут быть изготовлены из металла, дерева, прорезиненных материалов, пластических масс.

Различают коэффициенты трения покоя  $f_{п}$  и движения  $f_{д}$ . Для технических расчетов можно применять  $f_{д}=(0,7...0,9) f_{п}$ .

Значения коэффициента трения для некоторых сельскохозяйственных грузов приведены в таблице 3.

Исследованиями установлено, что удельное давление свыше 0,05 МПа практически не влияет на коэффициент трения соломы и, наоборот, он возрастает с уменьшением удельного давления. Таким образом, солома в розвязи имеет больший коэффициент трения. Еще выше он у смеси половы и сбины. Коэффициент трения соломы по полированной металлической поверхности снижа-

Таблица 3

Груз	Коэффициент трения по		
	металлу	дереву	резине
Зерно	0,32...0,47	0,37...0,47	0,74
Свекла	0,48	0,53	
Силос	0,66...0,7	0,75	
Сено	0,25	0,3...0,33	
Солома	0,24...0,33	По соломе*—0,74...0,82; По земле*—0,51...0,63	
Кукуруза (зерно)	0,25...0,57	0,24...0,34	0,54...0,62
Кукуруза (стебли)	0,25...0,3	0,25...0,3	0,8...1,04

\* При транспортировании соломы в сетке.

ется почти вдвое. При длительном статическом контакте он возрастает.

Коэффициент сдвига есть отношение силы сопротивления сдвигу к сумме сил тяжести и сцепления сдвигаемой порции груза, т. е.  $\operatorname{tg} \psi = P_c : (gG + P_{сд})$ . Сравнивая значения  $\operatorname{tg} \psi = 0,8...1,6$  и коэффициента внутреннего трения  $\operatorname{tg} \varphi = 0,67...0,87$ , можно видеть влияние эффекта сцепления частиц силоса. В практике это необходимо учитывать при определении наиболее благоприятных условий захвата силоса и навоза и расчете рабочих органов.

Опыт показывает, что при отрыве силоса удельное сопротивление в горизонтальном направлении в два раза больше, чем в вертикальном, при абсолютном значении первого 5 кПа.

### Перегрузочные и транспортные качества грузов

В процессе перевалок грузы могут повреждаться. Повреждение вызывается воздействием на них динамических и статических нагрузок. Вид и степень повреждений зависят от плотности груза, упругости поверхности, крупности и формы частицы, коэффициента трения и высоты падения.

При погрузке и разгрузке корнеклубнеплоды ударяются о дно кузова или об одноименный груз. Превышение высоты сбрасывания может привести к повреждению картофеля до 80%, свеклы до 55% и моркови до 90%. Исследованиями установлено, что при сбрасывании картофеля с высоты 0,9 м повреждения почти не наблюдаются. Допустимая высота сбрасывания рекомендуется в таблице 4.

Таблица 4

Клубень	Высота сбрасывания, м на			
	сталь	дерево	резину	клубни
Картофель	0,3...0,4	0,25...0,5	0,5...0,75	1,0...1,25
Свекла	0,2...0,3	0,3...0,4	1,25	0,65...1,0
Морковь	0,1...0,3	0,24...0,35	0,24...0,4	0,24...0,5

Скорость падения клубней рассчитывают по формуле  $v = \sqrt{2gH}$ , а соударения принимают в пределах 0,65...2,2 м/с. Повреждение снижается, если рабочие органы обрезаются.

Высоту складирования определяют по допускаемой нагрузке на штучный груз или по допускаемому удельному давлению.

В соответствии с удобствами погрузки и разгрузки и физическими свойствами грузы делятся на четыре категории. В зависимости от категории груза, грузоподъемности транспорта и уровня механизации погрузочно-разгрузочных работ по нормам рекомендуется время простоя под погрузкой и разгрузкой при частичной механизации для грузоподъемности: 2,5 т — от 18 до 32 мин, до 4 т — 22...36 мин, до 7 т — 28...42 мин и свыше 7 т — 34...48 мин. Меньшую величину принимают для первых категорий грузов. При ручной погрузке и разгрузке нормы простоя увеличивают примерно в 1,5...1,8 раза. При этом средняя производительность погрузки составляет не выше 10 т/ч. В напряженные периоды сельскохозяйственного производства (уборка урожая, посевные работы) для обеспечения высокопроизводительной работы технологических машин, непрерывности потока грузов производительность погрузочных работ должна быть повышена, а простои под погрузкой сокращены. Этого можно достигнуть комплексной механизацией при погрузочной технике производительностью 100...250 т/ч.

По условиям перевозки и хранения грузы делятся на обычные и специфические; к последним относятся негабаритные, длинномерные, опасные и скоропортящиеся. При погрузке-разгрузке опасных грузов (взрывчатые, легковоспламеняющиеся, отравляющие, сжиженные и сжатые газы) надо соблюдать особую осторожность в соответствии с правилами техники безопасности.

## **§ 2. ОСНОВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ**

### **Общие сведения о грузопотоке и производительности подъемно-транспортных машин**

Погрузочно-разгрузочные и транспортные работы связаны с технологическими операциями, проводимыми по принципу потока, при этом машины входят в состав поточной системы.

**Грузопотоки.** Уборка урожая, обслуживание животноводческой фермы и мастерских характеризуются грузопотоком — количеством груза, перемещаемого в единицу времени, и грузооборотом — величиной грузопотока, умноженного на путь перемещения, измеряемым в тонно-километрах и тоннах. Объем транспортных и погрузочно-разгрузочных работ зависит от характера, масштаба и особенностей грузопотока. Эти особенности определяются спецификой сельскохозяйственного производства:

- 1) цикл завершается календарным годом или сезоном;

2) технологические операции периодичны и непрерывны и сосредоточены на большой территории;

3) перегружаемые материалы — живые организмы, в которых протекают биологические процессы.

К характеристике грузопотока относятся: вид груза, количество перемещений его в единицу времени, масса единичного груза, количество перемещений (ездок) и перегрузок, путь и характер перемещений.

К наиболее мощным грузопотокам относятся: сборочные — зерновой (рис. 3, а) и овощной (рис. 3, б); распределительные — кормовые на ферме (рис. 3, в) и по вывозке навоза и удобрений (рис. 3, г). Процессы грузопотоков оснащают погружно-разгрузочными машинами и транспортными средствами.

В сельскохозяйственном производстве определяющим фактором является производительность технологических машин, которая, в свою очередь, зависит от урожайности, рельефа поля, погодно-климатических условий, режима кормления животных.

Грузопоток наблюдается и в отдельно взятой машине: зерно-, свекло- и навозопогрузчиках; между ее составными частями: заборной, транспортирующей и разгрузочной. Непрерывность потока и безотказность движения транспортируемого материала в заданном непрерывном или порционном ритме обеспечивают соответствующей производительностью каждой последующей машины или их части.

Производительность машины — количество груза, перемещаемое на заданное расстояние в единицу времени при периодическом и непрерывном грузопотоке со штучными и сыпучими грузами, определяется соответственно по формулам

$$П = 3600G/T; \quad П = 3600Gv/l; \quad П = 3600\gamma Fv, \quad (2)$$

где  $G$  — масса штучного груза, т, кг;  
 $T$  — продолжительность цикла, с;  
 $v$  — скорость перемещения, м/с;  
 $\gamma$  — плотность груза, кг/м<sup>3</sup>;  
 $F$  — площадь сечения потока груза, м<sup>2</sup>;  
 $l$  — расстояние (шаг) между грузами, м.

Из формул (2) и графиков (рис. 4) видно, что производительность  $П$  прямо пропорциональна величине единичного груза  $G$ , площади поперечного сечения потока  $F$  и скорости  $v$  перемещения груза. По гиперболической зависимости она изменяется в зависимости от продолжительности цикла  $T$  и расстояния  $A$  между грузами. Уменьшение продолжительности цикла приводит к более жесткой работе погрузчика и ухудшению условий работы оператора. Уменьшение величины  $A$  ограничивается габаритами груза и условиями операции загрузки.

В грузопотоке возможны варианты соотношений производительностей отдельных машин или их частей:

1)  $П_1 > П_2 > \dots > П_i > \dots > П_n$  — убывающий поток. В комплексе машин это приводит к накоплению груза, завалам и про-

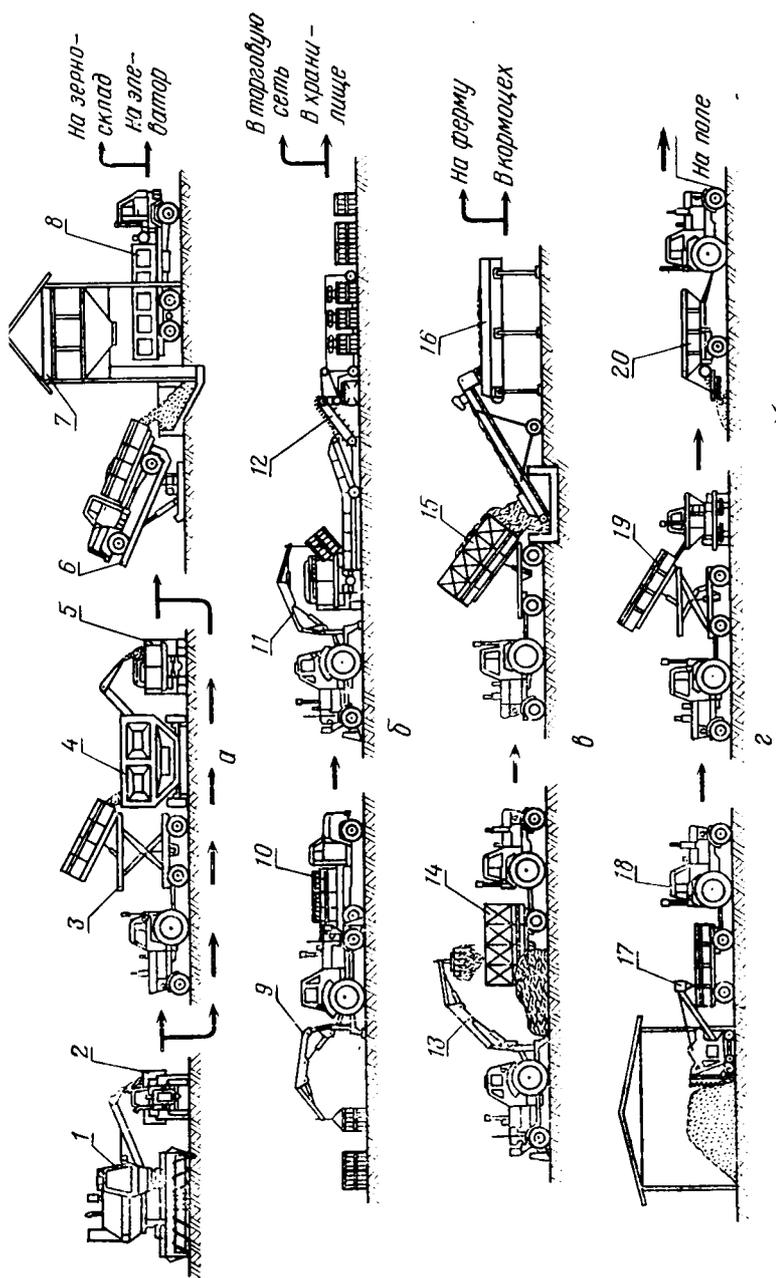


Рис. 3. Схемы грузопотоков в сельском хозяйстве:

1 — комбайн, 2 — трактор с прицепом-перезузником, 3, 18 и 19 — тракторы с прицепами, 4 — бункер-накопитель, 5, 8 и 10 — автомобили, 6 — автомобиль-разгрузчик, 7 — зерноочистительный ток, 9 и 11 — погрузчики контейнеров, 12 и 16 — транспортеры, 13 — погрузчик, 14 и 15 — пружины, 17 — машина для выгрузки насыпных материалов МЭС-4, 20 — разбрасыватель.

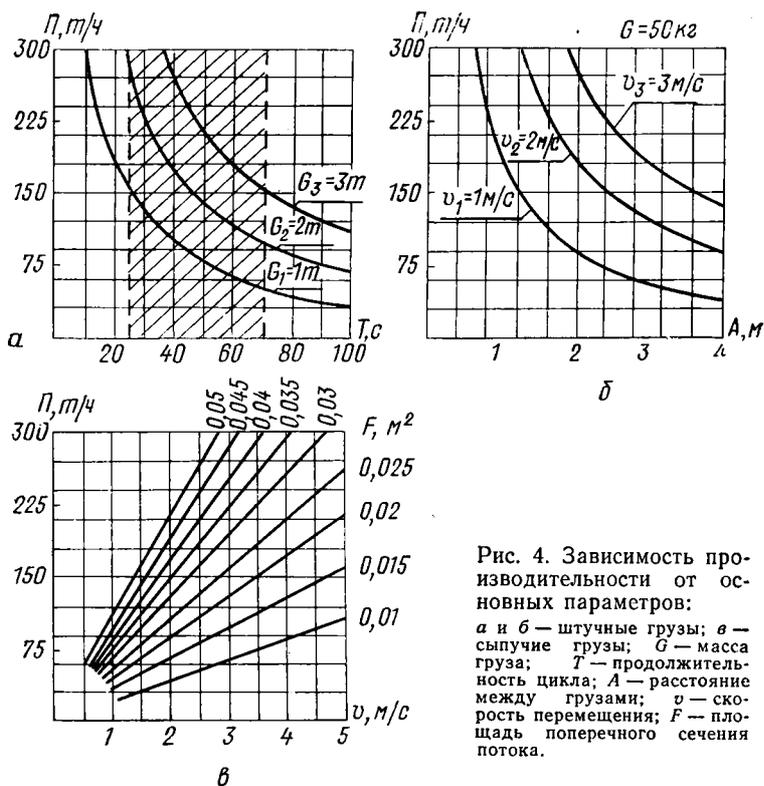


Рис. 4. Зависимость производительности от основных параметров:  
 а и б — штучные грузы; в — сыпучие грузы;  $G$  — масса груза;  $T$  — продолжительность цикла;  $A$  — расстояние между грузами;  $v$  — скорость перемещения;  $F$  — площадь поперечного сечения потока.

стоям; в отдельных машинах — к забиванию грузом, к травмированию груза и поломкам узлов и деталей;

2)  $\Pi_1 < \Pi_2 < \dots < \Pi_i < \dots < \Pi_n$  — непрерывный поток с производительностью  $\Pi_1 = \Pi_{\text{опт}}$ .

Практически производительность в зависимости от условий: уборка зерновых с переменной урожайностью, нерегулярная подача транспорта — может изменяться в пределах от  $\Pi_{\text{max}}$  до  $\Pi_{\text{min}}$ . Тогда средняя производительность (с допущением)  $\Pi_{\text{cp}} = (\Pi_{\text{max}} + \Pi_{\text{min}})/2$  и амплитуда изменения производительности  $\Delta\Pi = (\Pi_{\text{max}} - \Pi_{\text{min}})/2$ . Поделив почленно, получим коэффициент неравномерности производительности:

$$K = \Delta\Pi / \Pi_{\text{cp}} = (\Pi_{\text{max}} - \Pi_{\text{min}}) / (\Pi_{\text{max}} + \Pi_{\text{min}}). \quad (3)$$

При  $\Pi_{\text{min}} \rightarrow \Pi_{\text{max}}$ ,  $K \rightarrow 0$  — равномерный поток; при  $\Pi_{\text{min}} \ll \ll \Pi_{\text{max}}$ ,  $K \rightarrow 1$  — пульсирующий поток и при  $\Pi_{\text{min}} = 0$  — прерывистый поток.

В случаях убывающего, пульсирующего и прерывистого грузопотоков необходимо использовать стационарные и мобильные бун-

керы-накопители (компенсаторы). По данным ВИМ, при использовании бункеров-перегрузчиков производительность комбайнов повышается на 15..20%, а транспорта на 50%.

Продолжительность цикла — это сумма времени, затрачиваемого на отдельные операции. В общем виде продолжительность цикла для подъемно-транспортных машин будет равна

$$T = t_3 + t_p + t_b + \Sigma t_{\text{под}} + \Sigma t_{\text{пер}} + \Sigma t_{\text{пов}} + \Sigma t_{\text{н}}, \quad (4)$$

где  $t_3$ ,  $t_p$  и  $t_b$  — соответственно время на захват и разгрузку груза и вспомогательное на маневрирование машины;

$\Sigma t_{\text{под}}$ ,  $\Sigma t_{\text{пер}}$ ,  $\Sigma t_{\text{пов}}$  и  $\Sigma t_{\text{н}}$  — соответственно суммарное время на подъем и опускание, перенос, поворот, разгон и торможение груза;  $t_{\text{н}}$  принимают в пределах 0,5..2 с на элементарное движение.

Продолжительность цикла определяется своеобразием грузопотока, подчиненным срокам уборки урожая, распорядку дня обслуживания животноводческой фермы и уровнем механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ. Эффективность механизации погрузочно-разгрузочных работ в зависимости от вида транспорта и длины ездки показана на рисунке 5: при коротких пробегах производительность транспорта возрастает в 1,5..2 раза и увеличивается на 15..25% при расстояниях 15..20 км.

Грузоподъемные машины относятся к обслуживающим звеньям комплексной механизации технологических процессов и при расчете их необходимо определить количество транспортных и погрузочно-разгрузочных средств и соответствие их технико-экономических характеристик. Недостача средств и несоответствие характеристик вызывает простои основных технологических машин (уборочных комбайнов, кормоприготовительных и кормораздаточных агрегатов и т. п.) и, наоборот, избыток их приведет к простоям обслуживающих машин — погрузчиков и транспорта.

Пример определения количества транспортных машин на основе функциональной связи его с временем рейса и погрузки, расчет транспортных работ и определение количества погрузчиков при помощи номограмм с учетом расстояния

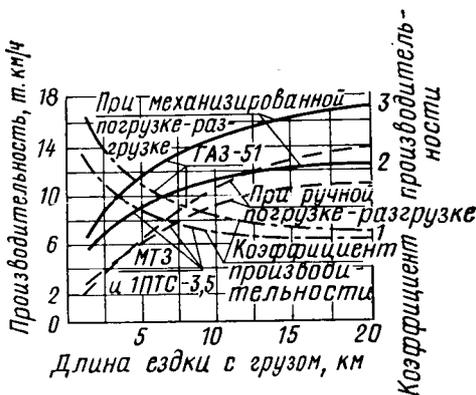


Рис. 5. Влияние способа погрузки и разгрузки и длины пробега на производительность транспорта

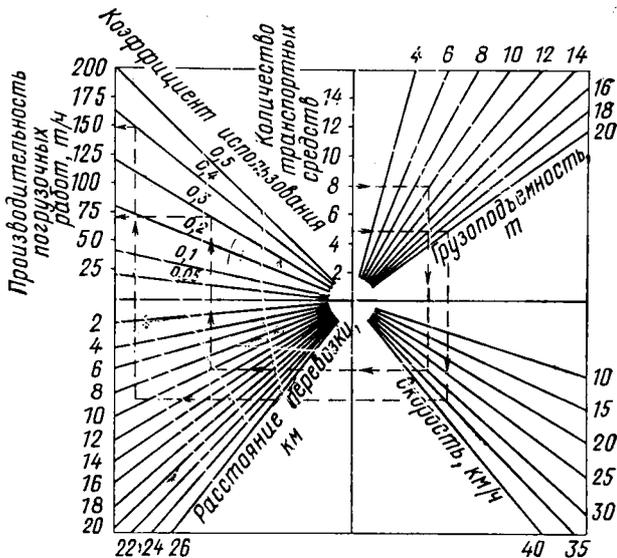


Рис. 6. Номограмма для расчета погрузочно-разгрузочных и транспортных работ.

перевозок, скорости движения, производительности погрузчика приведен на рисунке 6. Решение показано пунктирными линиями со стрелками. Количество погрузчиков определяют делением полученной производительности на действительную производительность погрузчика:  $z = \Pi_{\text{пр}} : \Pi_{\text{п}}$ .

### Классификация подъемно-транспортных машин

Особенности сельскохозяйственного производства и грузов обуславливают разнообразие методов и приемов грузоперевалки. Наряду с обычными приемами обработки грузов (подъемом и перемещением) применяют выбрасывание, рассев, распределение, дозирование, собирание, сгруживание, копнение, опрокидывание, перекатывание и др.

Классификация подъемно-транспортных машин в большинстве учебных пособий отражает специфику условий производства. Однако общность основных принципов и назначения позволяет подразделить эти машины по следующим признакам:

по характеру перемещения груза — на машины периодического (краны, погрузчики и др.) и непрерывного действия (транспортёры, погрузчики, транспорт и т. п.). Особую группу составляют машины наземного и подвешного транспорта, совмещающие в себе подъем и перемещение груза;

по назначению — общего (краны, транспортёры, автопогрузчики) и специального назначения (стогометатели, зернопогрузчики,

свеклопогрузчики, зерномеры, навозопогрузчики и др.); встроенные в сложные машины, например, транспортеры в комбайнах, элеваторы в зерноочистительных пунктах, эксгаустеры в силосо- и корморезках и др.;

по способу установки — стационарные, установленные неподвижно на фундаменте или в производственном помещении (кран-балка в ремонтной мастерской, скреперная и скиповая установки на животноводческой ферме и др.); передвижные (транспортеры на зернотоках, подъемники и пневмоустановки и др.); самоходные, монтируемые на тракторы и автомобили или имеющие собственное шасси, называемые автономными; навесные, временно навешиваемые на тракторы и автомобили (погрузчики, волокуши, подборщики и др.).

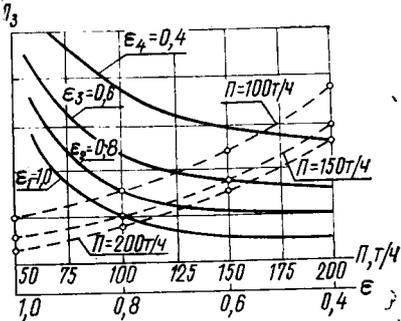


Рис. 7. Зависимость приведенных затрат  $\Pi_3$  от производительности  $\Pi$  и коэффициента использования погрузчика  $\epsilon$ .

### Выбор способа и средств для перемещения грузов

Выбор способа и средств для перемещения грузов зависит от оптимальной технологической схемы, процесса и условий сельскохозяйственного производства. Этот выбор определяется родом и свойствами груза: характеристикой производственного процесса; транспортными и погрузочными работами и их связью с технологическими операциями; характером, направлением и расстоянием транспортирования; способами захвата, подачи и укладки груза; требуемой производительностью; источником энергии; безопасностью и удобством обслуживания.

Эффективность использования подъемно-транспортных машин в сельском хозяйстве зависит от ритма и видов работы: уборка, посев, обслуживание животноводческих ферм, что следует учитывать при проектировании и выборе средств механизации. Окончательное решение принимают на основе анализа эксплуатационных и экономических показателей: приведенных затрат, долговечности и надежности работы.

На рисунке 7 показаны зависимости приведенных затрат для погрузчика от производительности и коэффициента использования. Повышение производительности ведет к снижению приведенных затрат. Улучшение этих показателей во всех случаях приводит к повышению эффективности средств погрузки и транспорта.

### Технико-экономические характеристики подъемно-транспортных машин

Производственные процессы в полеводстве и животноводстве организуют по системе потока, непрерывность которых обеспечи-

вается условием

$$Z_1 \Pi' t_1 \leq Z_2 \Pi'' t_2 \leq Z_3 \Pi''' t_3 \leq \dots Z_n \Pi^n t_n, \quad (5)$$

где  $Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_n$  — число машин участков потока (комбайнов, транспортных агрегатов, погрузчиков, транспортеров и др.);

$\Pi', \Pi'', \Pi''', \dots, \Pi^n$  — производительность машин;

$t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$  — время работы машин на участке потока.

Общая эффективность потока будет определяться оптимальностью взаиморасположения и взаимодействия машин отдельных участков и соответствия технико-экономических характеристик, и в частности, машин и механизмов, обеспечивающих погрузочно-разгрузочные и транспортные работы.

Основными параметрами грузоподъемников и транспортеров, т. е. машин периодического и непрерывного действия являются: производительность —  $\Pi$ , мощность —  $N$ ; масса машины —  $G_0$ ; масса единичного груза (ноша) —  $G$  и длина транспортирования —  $L$ .

Соотношение этих параметров позволяет получить технико-экономические характеристики и сравнить их с соответствующими требованиями для проектируемой или выбранной машины.

Различают следующие характеристики: энергоемкость, энергонасыщенность, удельная производительность, удельная металлоемкость.

В параметрической записи их обозначают:

$$N/\Pi; N/G; N/PL; N/G_0; \Pi/N; \Pi/G_0; G_0/G; G_0/PL. \quad (6)$$

Некоторые из этих соотношений в виде обратных величин также представляют собой характеристики. Для погрузчиков непрерывного действия в соотношения вводят параметр длины транспортирования. Таким образом, характеристика дается при перемещении груза на 1 м.

К наиболее важным технико-экономическим характеристикам относятся:

$K_{э.е} = N/\Pi$  — коэффициент энергоемкости,

$K'_{э.е} = N/PL$  — коэффициент затраты энергии на единицу массы перемещаемого груза на расстояние 1 м;

$K_{э.н} = N/G_0$  — коэффициент энергонасыщенности (у некоторых погрузчиков он повышенный вследствие использования в качестве базы типового трактора);

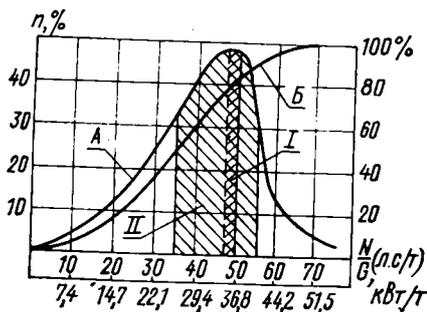


Рис. 8. Распределение погрузчиков периодического действия по коэффициенту  $K_{э.е}$ :

A — кривая распределения; B — интегральная кривая; I — зона оптимальных показателей; II — зона погрузчиков распространенных марок.

$K_{м.е} = G/\Pi$  или  $K_{м.е} = G_0/\Pi L$  — коэффициент металлоемкости (чем ниже он, тем эффективнее машина);

$K_{м.е} = G_0/G$  — коэффициент металлоемкости (его учитывают в зависимости от массы груза при расчетах грузоподъемников и погрузчиков); это соотношение характеризует запас массы погрузчика, его устойчивость и рациональность конструкции.

Распределение погрузчиков периодического действия по коэффициенту  $K_{э.н} = N/G$  показано на рисунке 8. По оси ординат отложена частота  $n$ , а по оси абсцисс коэффициент  $K_{э.н}$ .

Оптимальная производительность транспортных и погрузочных машин определяется правильным сочетанием их количества, производительности и грузоподъемности отдельных агрегатов.

## Глава 2

### ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

#### § 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И РЕЖИМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Грузоподъемные машины общего назначения применяют главным образом для перемещения штучных грузов, поэтому в сельскохозяйственном производстве их используют сравнительно редко. Для сыпучих, кусковых и связных грузов применяют машины непрерывного действия и специальные погрузчики периодического действия.

#### Классификация грузоподъемных машин

Грузоподъемные машины делятся: по конструкции — на подъемные устройства (домкрат, рис. 9, а; лебедка, рис. 9, б; таль, рис. 9, в); краны (автомобильный, рис. 9, г; козловый, рис. 9, д; мостовой, рис. 9, е); погрузчики (грейферный, рис. 9, ж; автопогрузчик, рис. 9, з); по роду привода: с ручным, машинным и комбинированным; по направлению движения перемещаемого груза: вертикальное, горизонтальное и комбинированное по сложным траекториям.

Основные характеристики грузоподъемной машины: грузоподъемность от 25,0 кг до 7,5 т (ГОСТ 1575—61), скорости подъема, перемещения и поворота, высота подъема, пролет, вылет, база, габаритные размеры, масса и мощность.

Правила эксплуатации и обеспечение безопасной работы грузоподъемников регламентируются Главной государственной инспекцией (Госгортехнадзор), в сельском хозяйстве — инспекциями (Госсельхозтехнадзор) объединений Госкомсельхозтехники.

#### Режим эксплуатации

В зависимости от режима эксплуатации механизма подъема грузоподъемники разделяются на пять групп. Краны мастерских, ремонтных заводов, разгрузочных площадок в сельском хозяйстве относятся к первой и второй группам и реже — к третьей (табл. 5).

Относительная продолжительность включения (ПВ) есть отношение суммарного времени работы механизма в течение цикла ко всему времени, затрачиваемого на цикл:

$$ПВ = \frac{\sum t}{\sum t + \sum t_0} 100\%, \quad (7)$$

где  $\sum t$  и  $\sum t_0$  — суммарное время работы механизма и пауз, мин.

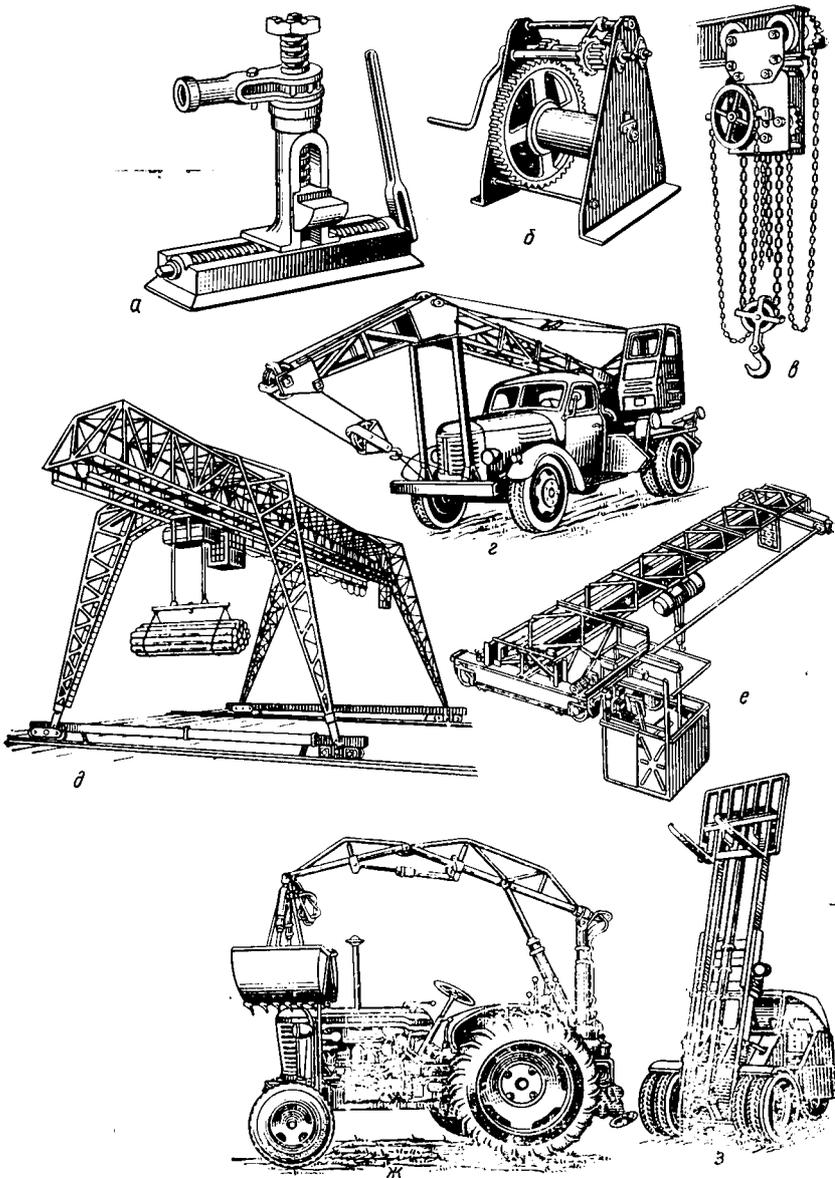


Рис. 9. Грузоподъемные машины и механизмы:

*а* — домкрат; *б* — лебедка; *в* — таль; *г* — автомобильный кран; *д* — козловый кран; *е* — мостовой кран; *ж* — грейферный погрузчик; *з* — автопогрузчик.

Таблица 5

Группа	Режим эксплуатации	Коэффициент годового использования	Коэффициент суточного использования	Относительная продолжительность включения, ПВ, %
		$K_T = \frac{Z_{д.р}}{365}$	$K_C = \frac{Z_{ч.р}}{24}$	
1	Легкий (Л)	0,25	0,33	15
2	Средний (С)	0,50	0,67	25
3	Тяжелый (Т)	0,75	0,67	40

Примечание.  $Z_{д.р}$  — число дней работы;  $Z_{ч.р}$  — число часов работы механизма.

Крановые асинхронные двигатели при различной относительной продолжительности включения могут развивать разную мощность, например, 125% от номинальной при ПВ=15%; 100% при ПВ=25% и только 80% при ПВ=40%. В случае привода механизмов подъема от двигателя внутреннего сгорания величина ПВ характеризует только режим эксплуатации.

## § 2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ И ДЕТАЛИ

Всякая грузоподъемная машина состоит из грузозахватного органа, тягового органа, механизмов подъема, передвижения и поворота, тормозных устройств, двигателя и системы управления.

### Тяговые органы

Цепи, применяемые в грузоподъемных машинах, по конструкции делятся на сварные и пластинчатые.

Сварные цепи (рис. 10, а), ГОСТ 7070—75, изготавливаемые из сталей СТ.2, СТ.3 и 10, бывают длиннозвенные  $L > 5d$  и короткозвенные  $L < 3,5d$  при ширине  $B = 3,5d$ . Отклонение в размерах калиброванных цепей достигает  $\pm 3\%$  и некалиброванных до  $\pm 10\%$ .

Цепи испытывают под нагрузкой, равной половине разрушающей; при этом остаточных деформаций не должно быть.

Сварные цепи обладают большой гибкостью, могут работать с блоками, звездочками и барабанами с диаметрами  $D = (20...30)d$ . Недостатки цепей: большая собственная масса, возможность внезапного обрыва и ограничение скоростей движения до 0,6...0,75 м/с.

Приближенный расчет цепей по разрушающей нагрузке (рекомендация Госгортехнадзора):

$$P_{раз} \geq nS, \quad (8)$$

где  $P_{раз}$  — разрушающая нагрузка;

$n$  — запас прочности, принимаемый для чалочных цепей 5...6 и грузовых 3...8;

$S$  — наибольшее рабочее усилие на цепь.

Пластинчатые цепи (рис. 10, б) по конструкции и грузоподъемности делятся на четыре типа: I — с расклепкой осей без шайб — для грузоподъемности до 2,0 т; II — с расклепкой осей на шайбе — от 3,0 до 10,0 т, III — на шплинтах с шайбами — от 15,0 до 40,0 т и IV — с гладкими валиками. Изготавливают их из сталей 40, 45 и 50. Число пластин в звене от 2 до 12. Преимущества пластинчатых цепей — большая надежность и гибкость. Однако цепь не допускает нагрузки в направлении, перпендикулярном к плоскости вращения ее шарниров,

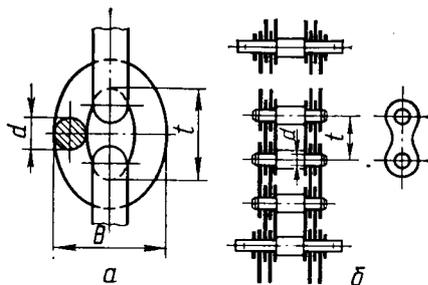


Рис. 10. Сварные и пластинчатые цепи:

а — короткозвенная; б — длиннозвенная.

поэтому, чтобы избежать перегрузки и поломки цепи, приходится снижать скорость передвижения грузоподъемника до 0,25 м/с.

Пластинчатые цепи выбирают по таблицам ГОСТ 191—63, а поперечный расчет ведут по формуле (8) при  $n=5...8$ .

Канаты изготавливают из пенькового и капронового волокна и стальной проволоки. Первые из них применяют преимущественно для обвязывания и подвешивания тарных, штучных и связных рыхлых грузов. К их недостаткам относятся малая прочность, быстрый износ, возможность механических повреждений.

Расчет на растяжение проводят по полному сечению при  $[\sigma]_p=9...10$  МПа для пенькового (рис. 11, а) и хлопчатобумажного и  $[\sigma]_p=30...40$  МПа для капронового канатов.

Нагрузку на одну ветвь каната определяют по формуле

$$S = \frac{Q_0}{Z\eta}. \quad (9)$$

где  $Q_0 = gG_0$  — суммарная сила тяжести поднимаемой массы;

$Z$  — число ветвей полиспаста;

$\eta$  — к. п. д. полиспаста, равный 0,78...0,97.

При подвешивании груза на  $Z$  стропах длиной  $l_c$  и угле наклона их от вертикали  $\alpha=30...45^\circ$  рекомендуется высота подвеса  $h=(0,7...0,86)l_c$ , тогда натяжение стропа  $S_c=(1,15...1,42)Q_0/Z$ . Увеличение  $h$  ведет к снижению  $S_c$ , но сокращает полезную высоту подъема. Выбор каната (стропы) ведется по разрушающей нагрузке  $P_{раз}$ , определяемой по формуле (8) при запасе прочности  $n=12$ .

Стальные канаты (рис. 11, б, в и г) — наиболее распространенный грузовой орган грузоподъемных машин. Их применяют в качестве тягового органа в транспортерах, сетках при уборке соломы с поля и волочении грузов.

Преимущества — высокая прочность, меньшая масса, демпфирование толчков, бесшумность в работе и большая надежность.

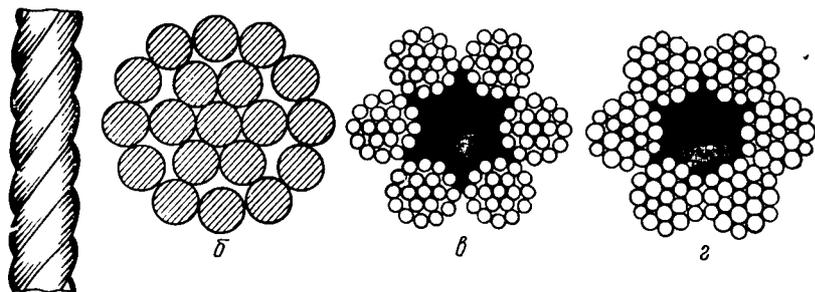


Рис. 11. Канаты:

*a* — пеньковый; *б* — стальной спиральный типа ТК; *в* — стальной типа ТК с пеньковым сердечником; *г* — стальной типа ЛК-П.



Начало разрушения сигнализируется разрывом отдельных проволок. Количество оборванных проволок на один шаг свивки каната служит браковочным признаком.

Стальные канаты (ГОСТ 2668—69, 3062...3098—69 и 3241—69) изготовляют из высокоуглеродистой холоднотянутой проволоки с пределом прочности  $\sigma_{пч} = 1,7...2,2$  кН/мм<sup>2</sup>. В грузоподъемных машинах применяют канаты двойной свивки с органическим сердечником, пропитанным составом из 50% каменноугольной смолы и 50% мазута, который при перегибах смазывает проволоки, уменьшая потери на трение и износ. По направлению свивки прядей различают канаты правой и левой свивки. В канатах одной стороны свивки проволоки и пряди свиваются в одну сторону и имеют линейный контакт (ЛК), канаты крестовой свивки — в разные стороны. Канаты одной стороны свивки стремятся раскручиваться, но они более гибки и рекомендуются при подвешивании груза на нескольких ветвях. Канаты крестовой свивки всегда имеют точечный контакт (ТК) между проволоками, они более жестки и работа их сопровождается при перегибах повышенным износом. Наиболее типовые канаты приведены в таблице 6.

Таблица 6

Название каната	Диаметр каната, мм	Структура каната		Расчетный предел прочности при растяжении, кН/мм <sup>2</sup>
		число прядей	число проволок в пряди	
Канат спирального типа ТК (рис. 11, б)	1,95...45,0	1	7...61	1,2...2,2
Канат типа ТК (рис. 11, в)	3,3...78,0	6...8	7...61	1,2...2,0
Канат типа ЛК-П (рис. 11, г)	10,0...55,5	6	19	1,2...2,0

В процессе работы (нагружения) каната в его проволоках возникают напряжения: растяжения — от усилия натяжения, изгиба — от перегиба на барабане (блоке), сжатия — от сплюс-

щивания при изгибе, кручения — при свивке и смятия — в местах контакта проволок между собой и с поверхностью барабана или блока.

Предварительная деформация проволок и прядей перед свивкой по форме спиралей повышает выносливость каната на 40% и предотвращает самораскручивание.

Расчет стальных канатов по правилам Госгортехнадзора ведется на растяжение при запасе прочности  $n=4...6$  по формуле

$$S \leq P_{\text{раз}}/n, \quad (10)$$

где  $S$  — рабочее натяжение ветви каната, формула (9);  
 $P_{\text{раз}}$  — действительное разрывное усилие каната, выбираемое по таблицам ГОСТ.

Для ограничения напряжения изгиба и обеспечения определенной долговечности рекомендуется наименьший диаметр барабана и блока определять по формуле

$$D_{\text{min}} = e_1 e_2 d, \quad (11)$$

где  $e_1 = 16...30$  — коэффициент, зависящий от типа грузоподъемника и режима эксплуатации;

$e_2 = 1...0,85$  — коэффициент, зависящий от конструкции каната (большие значения при точечном контакте и крестовой свивке).

При расчете каната на растяжение не учитывается все многообразие факторов, влияющих на работоспособность: характер нагрузки, число перегибов, конструкция каната, соотношение  $D:d$ , качество металла. В конечном счете разрушение каната обуславливается усталостью металла, поэтому представляет теоретический и практический интерес расчет на выносливость, что определяет срок службы каната.

В основу расчета на долговечность по методу профессора Д. Г. Житкова положены опытные данные, выражающие число перегибов  $Z$  в зависимости от напряжения  $\sigma = 4S : i\pi d^2$  и интенсивности изгиба  $\psi = D : d$ . После математической обработки экспериментальных данных получена формула для определения допускаемого числа тысяч перегибов:

$$[Z] = \frac{C(\psi - 8)}{8,5C_1C_2\sigma_p + 8 - \psi}, \quad (12)$$

где  $[Z]$  — число тысяч перегибов, определяемое расчетом или принимаемое по графику (рис. 12);

$C = 1080...920$ , коэффициент зависящий от марки проволоки;

$C_1 = 1,08...0,73$  при  $\sigma_{\text{пч}} = 1,3...2,0$  кН/мм<sup>2</sup> — коэффициент зависимости  $[Z]$  от конструкции каната и качества металла;

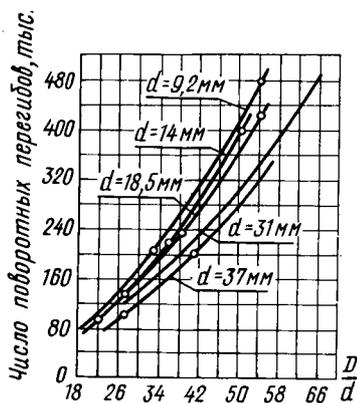


Рис. 12. Выносливость стального каната в зависимости от интенсивности изгиба  $\Psi$ .

Решая совместно уравнения (12) и (13) и вводя коэффициент использования (запас) работоспособности  $\varphi = 0,45...0,55$ , получим

$$T = \frac{\varphi [Z]}{\beta a z_{\text{ц}}} \text{ месяцев.} \quad (14)$$

Дальнейшую работоспособность каната определяют после специального испытания.

### Грузозахватные устройства

Производительность грузоподъемных машин тем выше, чем совершеннее конструкция грузозахватных устройств и более автоматизирована их работа. Наибольшая производительность достигается при захвате максимально допустимого груза и затрате минимального времени. Практика показывает, что время на захватывание груза составляет иногда до 60% всего времени цикла. При выборе грузозахватного устройства следует стремиться к максимальной автоматизации его работы. Часто из них автоматизируют только одну операцию — освобождение груза.

К грузозахватным устройствам предъявляют следующие требования: соответствие грузу и условиям работы; прочность и надежность в соответствии с правилами техники безопасности; максимальная автоматизация; сохранность груза; минимальная масса и небольшие размер и высота; удобство эксплуатации.

В зависимости от категории груза они разделяются на две группы:

- 1) для штучных грузов: крюки, петли, скобы, стропы, захваты, электромагниты и др.;
- 2) для сыпучих и связных (рыхлых) грузов: ковши, когти гарпуны, контейнеры, грабли, вилы, грейферы и др.

$C_2 = 0,85...1,16$  при  $d = 8...35$  мм — коэффициент зависимости  $[Z]$  от диаметра каната.

Действительное число перегибов определяют по формуле

$$Z_{\text{д}} = \beta a z_{\text{ц}} T, \quad (13)$$

где  $\beta = 0,7...0,3$  — коэффициент изменения выносливости, зависящий от режима работы и рода привода;

$a$  — среднее число рабочих циклов в месяц;

$z_{\text{ц}}$  — количество повторных перегибов за один цикл;

$T$  — срок службы каната в месяцах.

Решая совместно уравнения (12) и

Крюки, предназначенные для непосредственного или при помощи чалочных стропов подвешивания грузов, делят по конструкции на однорогие (ГОСТ 6627—63) (рис. 13, *в* и *г*) грузоподъемностью 0,25...20 т и двурогие. При подвеске крюка на нескольких ветвях каната его крепят в крюковой подвеске (рис. 13, *а* и *б*).

Крюки куют или штампуют из стали 20. Литые крюки получили некоторое распространение за рубежом.

В сельскохозяйственном производстве, кроме стандартных, применяют крюки местного изготовления с круглым и прямоугольным сечениями.

Выбор и расчет крюка на требуемую грузоподъемность выполняют двумя методами: 1) по заданной грузоподъемности, указанной в таблицах ГОСТ, выбирают крюк, который поверочным расчетам не подвергают; 2) крюки, конструируемые и изготавливаемые на месте, обязательно рассчитывают на прочность. Схема нагружения крюка силой  $Q$  показана на рисунке 13, *а*.

Напряжение на растяжение в резьбе определяют по формуле

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p. \quad (15)$$

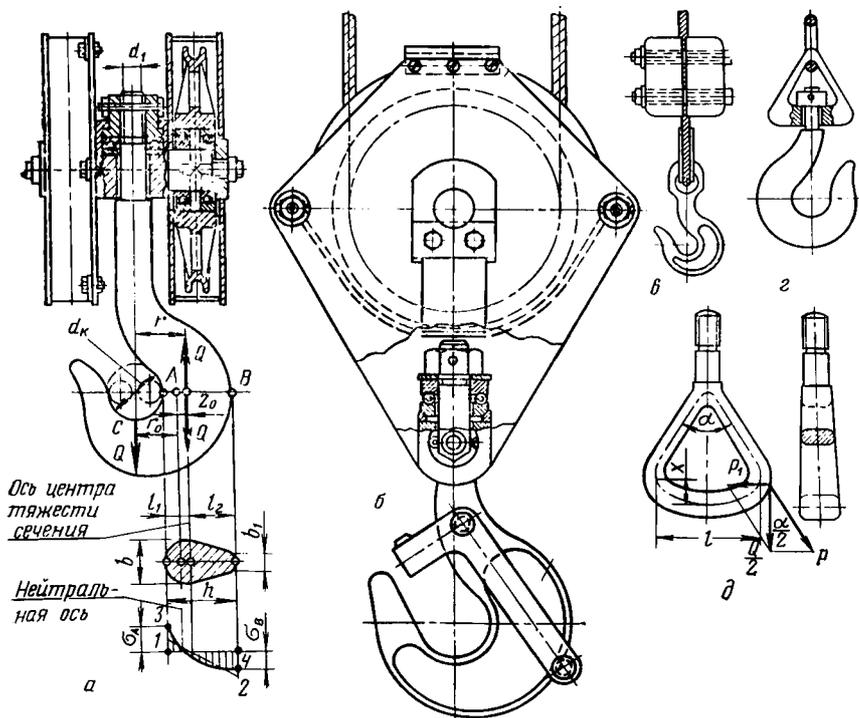


Рис. 13. Крюки:

*а* — с длинным крюком (крюковая подвеска); *б* — с коротким крюком (крюковая подвеска); *в* и *г* — однорогие; *д* — петля.

Высоту гайки находят из условий расчета на смятие резьбы по уравнениям

$$H = zs \quad \text{и} \quad Q = 0,785z (d^2 - d_1^2) [p], \quad (16)$$

где  $z$  — число витков;  
 $s$  — шаг резьбы;  
 $d$  и  $d_1$  — наружный и внутренний диаметры резьбы;  
 $[p] = 30 \dots 35$  МПа — удельное давление.

Напряжение в опасном сечении ушка (рис. 13, в) рассчитывают по формуле

$$\sigma_p = \frac{Q}{bd_0} \cdot \frac{2D^2}{D^2 - d_0^2} \leq [\sigma]_p, \quad (17)$$

где  $b$  — толщина ушка;  
 $d_0$  — диаметр отверстия ушка;  
 $D$  — наружный диаметр ушка;  
 $[\sigma]_p = 100$  МПа — допустимое напряжение для стали 20.

В изогнутой части крюка наибольшие напряжения возникают в точке  $A$  сечения  $AB$  (рис. 13, а). Напряжения тем меньше, чем меньше зев крюка, однако он не должен быть менее двух сечений стропов ( $d_k \geq 2d$ ). Наиболее рациональна трапециевидная форма поперечного сечения крюка с соотношением размеров  $b : b_1 = 2 \dots 2,5$  и  $h : b = 1,5 \dots 1,6$ .

На крюк в сечении  $AB$  приложены нагрузки: сила  $Q$  и момент  $M = -Qr$ , где  $r = 0,5 d_k + l_1$ . Знак минус указывает на то, что момент уменьшает кривизну. Тогда согласно теории кривого бруса напряжение в наиболее нагруженной точке  $A$  определяется по уравнению

$$\sigma_A = \frac{Q}{F} - \frac{M}{S} \cdot \frac{l_1 - z_0}{0,5d_k} \leq [\sigma], \quad (18)$$

где  $S = Fz_0$  — статический момент площади  $F$  сечения крюка;  
 $z_0 = r - r_0$  — расстояние от центра тяжести сечения до нейтральной оси.

Радиус кривизны нейтрального слоя  $r_0$  определяется для трапециевидного сечения по формуле

$$r_0 = \frac{0,5(b + b_1)h}{\left[ b + \frac{r}{h}(b - b_1) \right] \ln \frac{d_k + 2h}{d_k} - (b - b_1)},$$

при прямоугольном сечении  $b = b_1$  и квадратном  $b = b_1 = h$ .

Для круглого сечения — по формуле

$$r_0 = \frac{d^2}{4(2r - \sqrt{4r^2 - d^2})}.$$

$[\sigma] = 125 \dots 100$  МПа — допустимое напряжение, или определяемое по соотношению  $[\sigma] = \sigma_T : n$  при  $n = 2 \dots 2,5$ .

Все крюки необходимо испытывать на прочность под нагрузкой, на 25% большей номинальной грузоподъемности; длительность испытания 10 мин. После испытаний крюк не должен иметь трещин и остаточных деформаций.

Грузовые петли (скобы, серьги) в сельскохозяйственном производстве применяют цельноковаными (рис. 13, *д*). Рассчитывают их на прочность приближенным методом.

Суммарный изгибающий момент:  
для поперечины

$$M_1 = 0,17Ql + Px,$$

для боковой части

$$M_2 = 0,08Ql.$$

Суммарное напряжение в поперечине при  $[\sigma]_{и} = 80$  МПа

$$\sigma = \frac{M_1}{W} + \frac{P_1}{F} \leq [\sigma]_{и},$$

где  $W$  и  $F$  — соответственно момент сопротивления и площадь сечения поперечины.

Для предотвращения выпадения чалочных канатов из зева крюка его снабжают замыкающим приспособлением (рис. 13, *б*). Для автоматической разгрузки применяют крюки-самоотцепы, которые в ненагруженном состоянии выталкивают стропы из зева. Их удобно применять, когда обслуживание чалочного устройства затруднено или ведется на расстоянии, например при погрузке бревен, связанных грузов в сетках и т. п. Один конец грузозахватного органа в этом случае закреплен на крюке, который возвращается под погрузку.

Для смягчения ударов при начале подъема груза в некоторых крюковых устройствах устанавливают пружинные амортизаторы. Для поворота груза на весу применяют крюковые подвески (рис. 13, *а* и *б*) с упорными шарикоподшипниками.

Основные детали крюковых подвесок: поперечина (траверса), блоки, грузовые планки. Для самоустанавливаемости подвешенного груза используют уравнительные блоки в полиспасте и сферические шайбы под упорными подшипниками.

Для предотвращения ударов крюковой подвески о раму или барабан грузоподъемника ставят концевые выключатели.

Зачаливают и подвешивают грузы при помощи стропов. Наиболее распространены стропы из стальных канатов (рис. 14, *в*). Рекомендуется принимать  $b = (20...25)d$  и  $a = (25...30)d$ , здесь  $d$  — диаметр каната. Через каждые шесть месяцев работы стропы испытывают двойной рабочей нагрузкой при наиболее неблагоприятных условиях захвата груза.

В зависимости от условий производства, технологических процессов и рода груза применяют специальные грузозахватные уст-

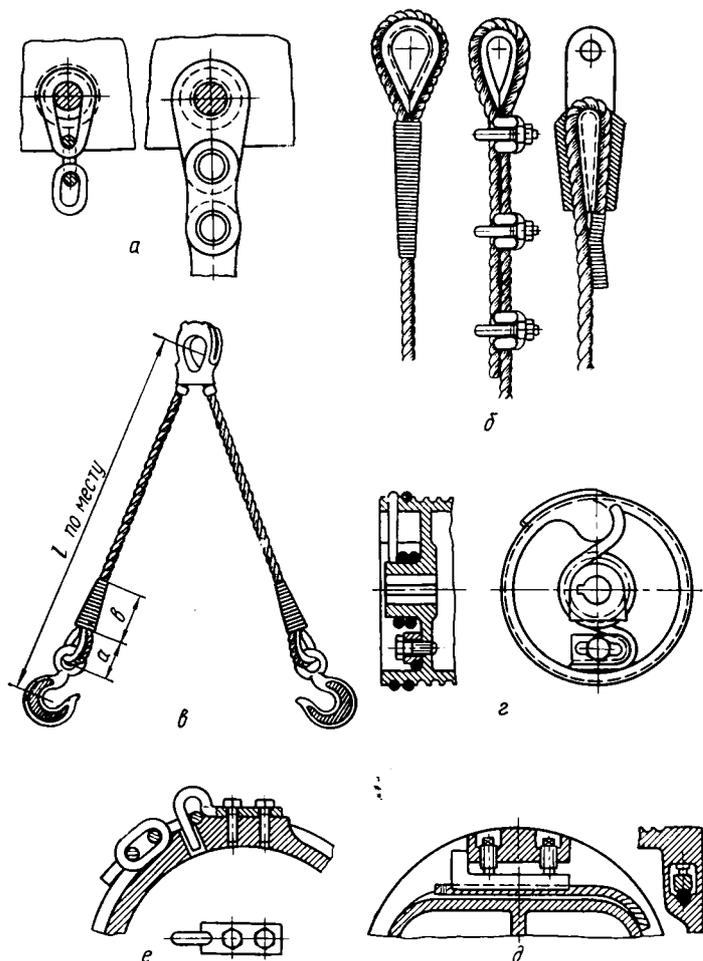


Рис. 14. Конструкция крепления:

*а* — цепей; *б* — концов каната; *в* — строп с крюками; *г* и *д* — грузового стального каната на барабане; *е* — концевого звена пластинчатой цепи.

ройства, в различной степени механизующие процесс захвата и разгрузки груза, это клещевые и когтевые захваты, контейнеры и сетки и др. На рисунке 15, *а* и *б* показаны клещевые захваты, которые частично автоматизируют захват груза и полностью — разгрузку бочек, бревен, тюков, связок и ящиков. Возможность выпадения груза (рис. 15, *в*) исключена, так как сила трения от защемления всегда больше силы тяжести массы груза.

Для грузов, затаренных в мешки, применяют ленточные стропы (рис. 15, *д*), а для корнеклубнеплодов — контейнеры (рис. 15, *е*) и связных грузов — сетки (рис. 15, *ж*). Эти устройства автоматизируют только разгрузку; стропа и сетка выталкиваются из-под груза автоматически, а контейнер самопрокидывается.

Контейнерный способ перевозки сельскохозяйственных грузов снижает трудоемкость работ и сокращает потери от повреждения грузов.

**Грейферы** (рис. 16) — наиболее распространенные в сельском хозяйстве автоматизированные грузозахватные устройства для сыпучих, связных и кусковых грузов: навоза, силоса, сена, свеклы, соломы, удобрений. Их применяют также на строительстве и земляных работах. Грейферные устройства можно классифицировать по схеме подвеса: на гибкой связи и жестко связанные со стрелой; по кинематике механизма: на одно- и двухканатные, винтовые, вибрационные и гидравлические и по принципу захвата груза: на самовнедряющиеся под действием силы тяжести, вибрационные и напорные под действием усилия от стрелы.

Двухканатный грейфер (рис. 16, а), приводимый в действие двухбарабанной лебедкой (один канат — для подъема, другой — закрывающий грейфер) работает в четыре такта:

- 1 — спуск грейфера — до врезания в грунт он раскрыт, оба каната разматываются с одинаковой скоростью;
- 2 — захват груза — при наматывании на барабан  $a_1$  каната 2 грейфер закрывается;
- 3 — подъем грейфера с грузом — оба каната наматываются соответственно на барабаны  $a_1$  и  $a_2$ ;
- 4 — разгрузка грейфера при разматывании замыкающего каната; под действием сил тяжести груза и массы грейфера челюсти раскрываются и груз высыпается.

В сельском хозяйстве грейферы применяют легкого типа для грузов с объемной плотностью до  $1 \text{ т/м}^3$  и реже среднего типа — с объемной плотностью от 1,1 до  $2 \text{ т/м}^3$ .

Характеристикой грейферов служит коэффициент отношения массы грейфера к массе захватываемого груза  $\epsilon_r = G_r : G$ . Для грейферов общего назначения  $\epsilon_r = 1 \dots 1,2$ . Это значит, что только половина грузоподъемности используется для полезной работы. Для грейферов, погрузчиков сельскохозяйственных грузов  $\epsilon_r = 0,4 \dots 0,5$ .

Для нормальной работы канатного грейфера необходимо, чтобы отношение между натяжением  $S_k$  замыкающего каната и усилием на рабочей кромке челюсти  $P_p$  было больше  $i$  — расчетного силового передаточного числа:

$$S_k : P_p \geq i.$$

Удовлетворительная работа грейфера в зависимости от вида груза и вида работы будет при  $i$ , равном 0,4...0,6 — мелкокусковой материал; 0,7...1,2 — крупнокусковой; 1,0...1,3 — легкие экскавационные и 1,2...1,5 — тяжелые экскавационные работы.

Заглубление канатного грейфера в груз происходит под действием силы тяжести его массы, тогда

$$gG_r \geq 2P_p.$$

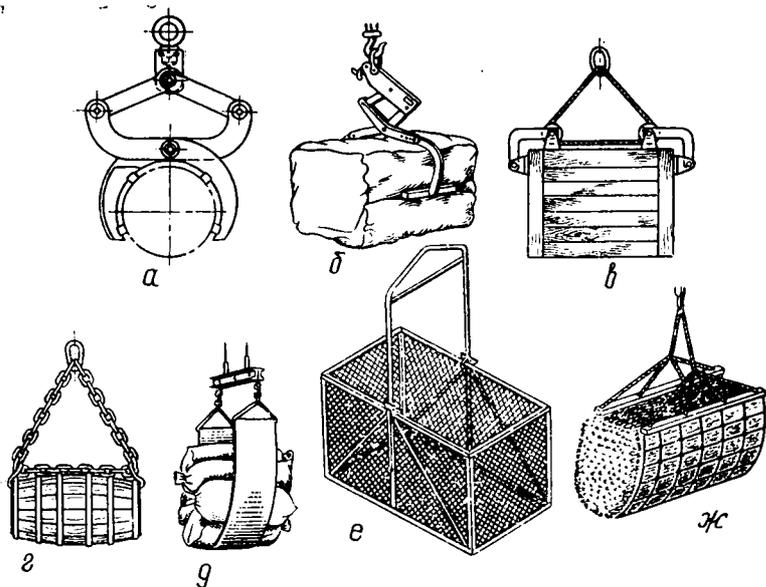


Рис. 15. Грузозахватные устройства:

*а* — клешевой захват для бревен и бочек; *б* — клешевой захват для тюков; *в* — цепной строп; *г* — ленточный строп; *д* — сетчатый контейнер для корнеплодов; *ж* — сетка для рыхлых грузов.

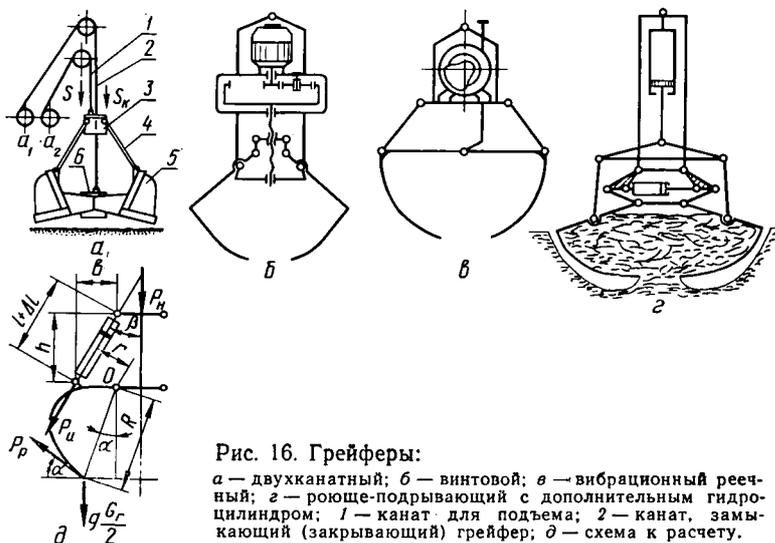


Рис. 16. Грейферы:

*а* — двухканатный; *б* — винтовой; *в* — вибрационный речной; *г* — роюще-подрывающий с дополнительным гидродо-цилиндром; 1 — канат для подъема; 2 — канат, замы-кающий (закрывающий) грейфер; *г* — схема к расчету.

Усилие внедрения челюстей грейфера  $P_p$  (рис. 16,  $\delta$ ) состоит из сопротивления резания, сдвига, смятия, разрыва элементов груза и его начального подъема:

$$P_p = F[q], \quad (19)$$

где  $[q] = 1...8$  МПа — расчетное удельное сопротивление внедрению в зависимости от свойств груза;

$F$  — площадь поперечного сечения режущей кромки ковша.

### Блоки, звездочки и барабаны

Блоки, звездочки и барабаны — детали, взаимодействующие в работе с подвесными и тяговыми органами. Блоки служат для плавного перегиба и изменения направления движения тягового органа. Звездочки и барабаны — ведущие элементы грузоподъемных машин, при помощи которых наматывается и разматывается подвесной или тяговый орган. Конструкция блоков, звездочек и барабанов должна обеспечивать максимальную долговечность тяговых и подвесных органов.

**Блоки.** В зависимости от назначения различают блоки вращающиеся и невращающиеся, подвижные и неподвижные.

Подвижные блоки перемещаются в пространстве; их используют в подвесном устройстве для изменения натяжения и скорости каната.

Неподвижные блоки служат для изменения направления каната; их оси закреплены на неподвижной части грузоподъемника.

Блоки для каната (рис. 17,  $a$ ) и цепей (рис. 17,  $b$ ) изготавливают обычно из чугунного литья марок СЧ 12—28 и СЧ 15—32; при больших нагрузках их делают из стального литья и сварными.

Диаметр блока в зависимости от условий работы по нормам Госгортехнадзора определяется по формуле (11). Уменьшение диаметра на 10...20% допускается только для уравнильных блоков (рис. 17,  $b$ ). Профиль ручья блока выполняют по размерам: глубина ручья  $h \approx (1,5...2)d$ , раствор ручья  $b \approx (2...2,5)d$ , радиус дна ручья  $r \approx (0,6...0,7)d$ .

Работоспособность пары ось — втулка блока проверяют по удельному давлению  $p \leq [p]$  и удельной работе трения  $pv \leq [pv]$ .

Диаметр блоков для сварных цепей определяют по соотношениям: при ручном приводе  $D \geq 20d$ , при машинном приводе  $D \geq 30d$ , где  $d$  — диаметр цепной стали.

**Звездочки.** Конструкция звездочек для цепей приспособлена для передачи крутящего момента.

Различают звездочки для калиброванных (рис. 17,  $z$ ) и пластинчатых (рис. 17,  $д$ ) цепей. Звенья калиброванной цепи входят в зацепление со звездочкой, укладываясь в специальные углубления, форма которых соответствует форме звена цепи.

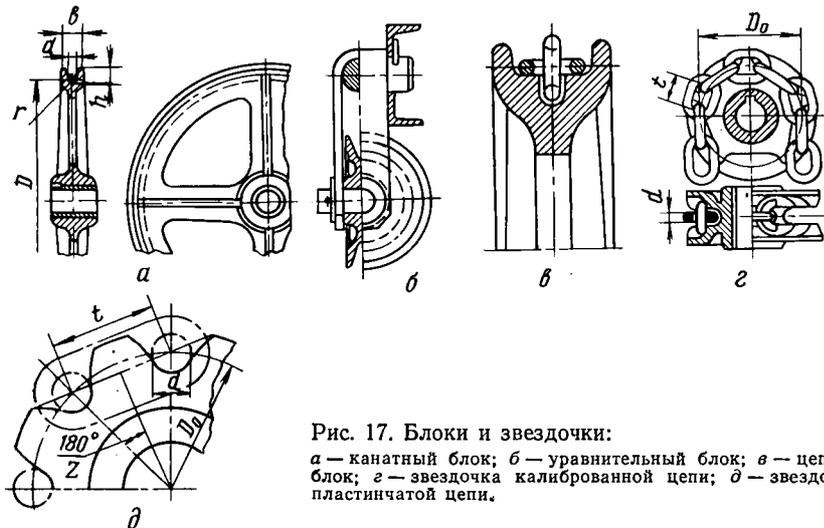


Рис. 17. Блоки и звездочки:

*a* — канатный блок; *б* — уравнильный блок; *в* — цепной блок; *г* — звездочка калиброванной цепи; *д* — звездочка пластинчатой цепи.

Диаметр звездочек для калиброванных и пластинчатых цепей определяют соответственно по формулам

$$D_0 = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90}{z}}\right)^2}; \quad D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}}, \quad (20)$$

где  $t$  — шаг цепи;

$d$  — диаметр цепной стали;

$z$  — число ячеек  $> 5$  или зубьев от 7 до 11.

Размеры звездочек для пластинчатых цепей выбирают по ГОСТ 590—63.

**Барабаны.** Это детали подъемного или тянущего механизма, на которые навивается тяговый орган — цепь или канат. Они представляют собой полый цилиндр с одной или двумя ступицами в зависимости от его длины.

Рабочая поверхность барабана бывает гладкой (рис. 18, *a*) или с винтовой канавкой (рис. 18, *в*) для направленной навивки цепи или стального каната. Многослойная навивка допустима только на гладкие барабаны, она приводит к повышенному износу каната.

Барабаны изготовляют: литые МСЧ 28—48 и СЧ 15—32 и сварные из сталей Ст. 3 и Ст. 5.

Профиль винтовой канавки строится по размерам: для стального каната (рис. 18, *в*)  $c = (0,25 \dots 0,4)d$  мм,  $t = d + (2 \dots 3)$  мм,  $r = (0,6 \dots 0,7)d$  мм.

На барабан можно наматывать одну или две ветви каната: в первом случае винтовая канавка обычно имеет правую навивку, во втором — правую с одного конца и левую с другого до середины

барабана. Такое расположение канавок обеспечивает вертикальное опускание и подъем груза.

Отклонение каната или цепи от направления канавки допускается на величину не более чем 1 : 40 для гладкого барабана и 1 : 10 для барабана с винтовой канавкой.

Основные размеры барабана круглого полого сечения. Различают: номинальный (расчетный) диаметр  $D_6$ , определяемый по формуле (11), наружный  $D$  и внутренний  $D_B$ .

Наружный диаметр, измеряемый по дну канавок, равен для каната  $D = D_6 - d$  и для цепи  $D = D_6 - B$ .

Внутренний диаметр барабана  $D_B = D - 2\delta$ , где  $\delta$  — толщина стенки барабана, мм.

Длина каната при однослойном наматывании на один барабан

$$L_0 = H \frac{z}{z_{II}}, \quad (21)$$

где  $H$  — высота подъема или длина перемещения груза;

$z$  — число ветвей подвеса или тяги;

$z_{II}$  — число ветвей, наматываемых на барабан.

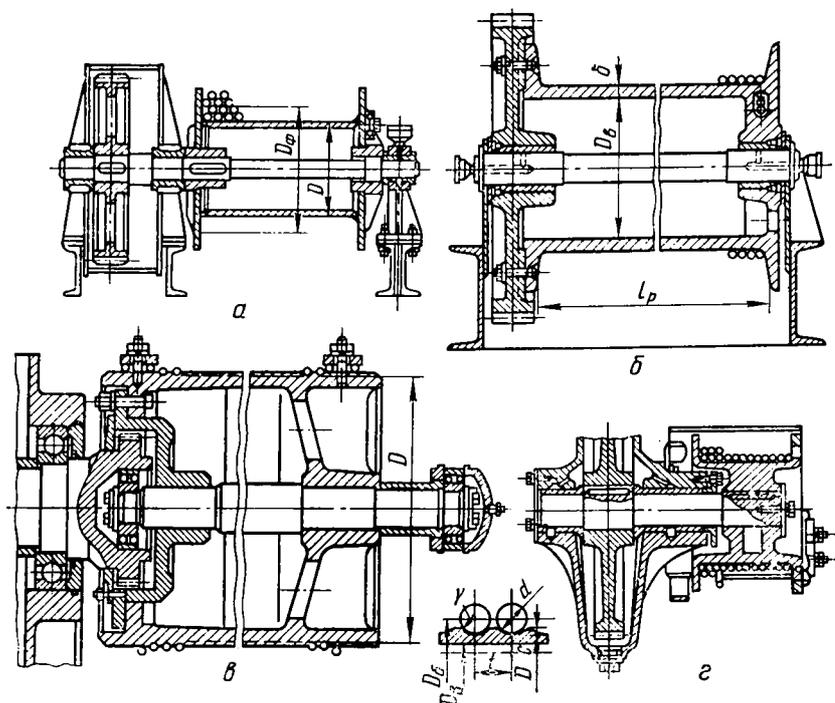


Рис. 18. Барабаны:

а — с трехопорным валом; б — с двухопорным валом; в — с разгруженной осью; г — с консольным валом.

Число рабочих витков на барабане

$$i = \frac{zH}{z_H \tau D_6} + (1,5 \dots 2), \quad (22)$$

где (1,5...2) — запасные витки, рекомендуемые Госгортехнадзором для разгрузки крепления канатов на барабане.

Длина барабана

$$l_6 = z_H l_p + l_1 + 2l_2, \quad (23)$$

где  $l_p = it$  — рабочая длина одного барабана, мм;

$i$  — число рабочих витков;

$t$  — размер шага, мм;

$l_1$  — размер средней части барабана, мм;

$l_2$  — размер концевой части барабана, мм.

При многослойной навивке каната на барабан полное число витков определяется по формуле (22) по среднему диаметру навивки:

$$D_{cp} = D_6 + md,$$

где  $m$  — число слоев навивки.

Расчет барабана на прочность. В процессе работы барабана в стенках возникают напряжения от совместного действия изгибающего  $M_{из}$  и крутящего  $M_{кр}$  моментов:

$$\sigma = \frac{M_{пр}}{W} = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}}{0,8(D - \delta)^2 \delta} \leq [\sigma].$$

При длине барабана  $l_p < 3D_6$  наиболее опасной деформацией оказывается сжатие стенок барабана, которое рассчитывают по условию, что на всю поверхность барабана действует равномерно распределенное сжимающее давление  $p = 2S : Dt$  от навитого каната; тогда по уравнению Ляме

$$\sigma_{max} = 2p \frac{D^2}{D^2 - D_B^2} = \frac{4DS}{(D^2 - D_B^2)t} \leq [\sigma]_{сж}. \quad (24)$$

Откуда при  $2\delta = D - D_B$  получим толщину стенки барабана; ориентировочно толщина стенки  $\delta = (0,75 \dots 1,3)d$  — для цепи и  $\delta = 0,02D + (0,006 \dots 0,010 \text{ м})$  — для каната.

Правилами Госгортехнадзора при расчете барабанов с учетом одновременного действия изгиба, кручения и сжатия рекомендуется иметь запас прочности: для стальных барабанов  $n \geq 2$  и для чугунных  $n \geq 5$ .

Барабаны с двумя ступицами имеют большую жесткость, поэтому их стенка может быть тоньше, чем у барабанов с одной ступицей, хотя они и более компактны, особенно при многослойной навивке.

Барабаны закрепляют на валу или опирают на ось. Крутящий момент к барабану может передаваться непосредственно от зубчатого колеса через фланцевое крепление (рис. 18, б), которое обеспечивает соосность колеса и барабана и разгружает вал.

Соединение барабана с выходным валом редуктора при помощи зубчатой муфты (рис. 18, в) компенсирует перекосы и разгружает ось барабана.

Барабан, закрепленный на консольном конце вала при многослойной навивке каната, показан на рисунке 18, г.

### § 3. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА И ТЯГИ

Для подъема, удержания на заданной высоте и плавного опускания груза используют: лебедки, тали, полиспасты, пневматические и гидравлические подъемники, домкраты и т. п.

При горизонтальном или наклонном транспортировании груза механизм подъема можно использовать как тяговое устройство.

#### Полиспасты

Полиспаст (рис. 19) состоит из тягового органа и нескольких огибаемых им подвижных и неподвижных блоков.

Усилие для передвижения груза до 0,5 т прикладывается к концевой ветви полиспаста вручную или при помощи лебедки.

В зависимости от схемы работы различают полиспасты для выигрыша в силе или скорости. Первые применяют в виде самостоятельных механизмов и силовых передач, вторые — в гидравлических и пневматических подъемниках (рис. 19, а) при незначительном ходе поршня.

В сельском хозяйстве полиспасты используют для подъема грузов, натягивания электрических проводов, проволочных изгородей и т. п.

Полиспасты, встроенные в грузоподъемные машины, бывают одинарные (рис. 19, г) и двоянные (рис. 19, в). Тип полиспаста,

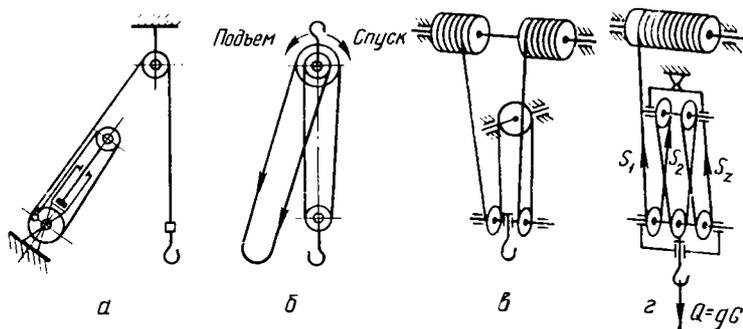


Рис. 19. Полиспасты:

а — с гидроцилиндром; б — дифференциальный; в — двоянный подвес на четырех ветвях; г — схема к расчету одинарного, шестикратного полиспаста.

применяемого в грузоподъемнике, определяет схему подвеса груза и расчет всех элементов подъемного устройства.

Сдвоенный полиспаст обеспечивает вертикальный и устойчивый подъем груза при наматывании одновременно двух ветвей. Для выравнивания натяжения и длины ветвей каната ставят уравнивательные блоки.

Подвешивание груза на нескольких ветвях позволяет снизить нагрузку на канат, уменьшить его сечение, размеры блоков и барабанов, массу и размеры механизма в целом.

Основной характеристикой полиспаста является кратность  $k$ . В одинарном полиспасте кратность равна числу ветвей  $z$ , на которых висит груз; в сдвоенном полиспасте  $k = z : z_n$ ;  $z_n$  — число наматываемых ветвей. Полиспасты, показанные на рисунках 19 а и з, соответственно имеют кратность 2 и 6.

Натяжение ветвей полиспаста. При неподвижно подвешенном грузе усилие в любой ветви каната будет равно

$$S = Q : z. \quad (25)$$

При подъеме груза (рис. 19, з) усилие  $S_1$  в ветвях постепенно нарастает и будет наибольшим, тогда

$$S_2 = S_1 \eta; \quad S_3 = S_1 \eta^2; \quad \dots S_z = S_1 \eta^{z-1},$$

где  $\eta$  — к. п. д. блоков.

Подставляя в уравнение равновесия полиспаста

$$Q = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{z-1} + S_z,$$

получим

$$Q = S_1 (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{z-1}). \quad (26)$$

Слагаемые в скобках представляют собой геометрическую прогрессию с знаменателем  $\eta$ , тогда

$$S_1 = Q \frac{1 - \eta}{1 - \eta^z}. \quad (27)$$

Разделив правые и левые части выражений (25) и (27), получим к. п. д. полиспаста при сбега каната с подвижного и неподвижного блоков:

$$\eta_n = \frac{S_0}{S_1} = \frac{1 - \eta^z}{z(1 - \eta)} \quad \text{и} \quad \eta_d' = \frac{(1 - \eta^z) \eta}{z(1 - \eta)}. \quad (28)$$

Длину наматываемого каната при высоте подъема груза  $H$  и кратности полиспаста  $k$  определяют по формуле

$$L = kz_n H. \quad (29)$$

Скорость наматывания каната в зависимости от скорости подъема груза равна

$$v_k = kv_r = \frac{\pi D_6 n}{60}, \quad (30)$$

где  $v_k$  — скорость наматывания каната;  
 $v_r$  — скорость подъема груза;  
 $n$  — частота вращения барабана, об/мин.

## Тали

Таль — переносный подъемный механизм, применяемый на монтажных работах и для подъема груза. Тали используют при ремонтных работах в сельскохозяйственных мастерских. Для подвешивания талей применяют треноги, козловые опоры и подвесные пути.

По конструкции различают червячные (рис. 20, а) и шестеренчатые (рис. 20, б) тали. По роду привода — ручные, электрические (рис. 20, в), пневматические и гидравлические тали.

На рисунке 20, а показана конструкция ручной червячной тали с подвесом груза на двух ветвях.

Для увеличения к. п. д. тали червяк делают несамотормозящим (угол подъема винтовой линии от 16 до 20°). На любой заданной высоте груз фиксирует дисковый грузоупорный тормоз б.

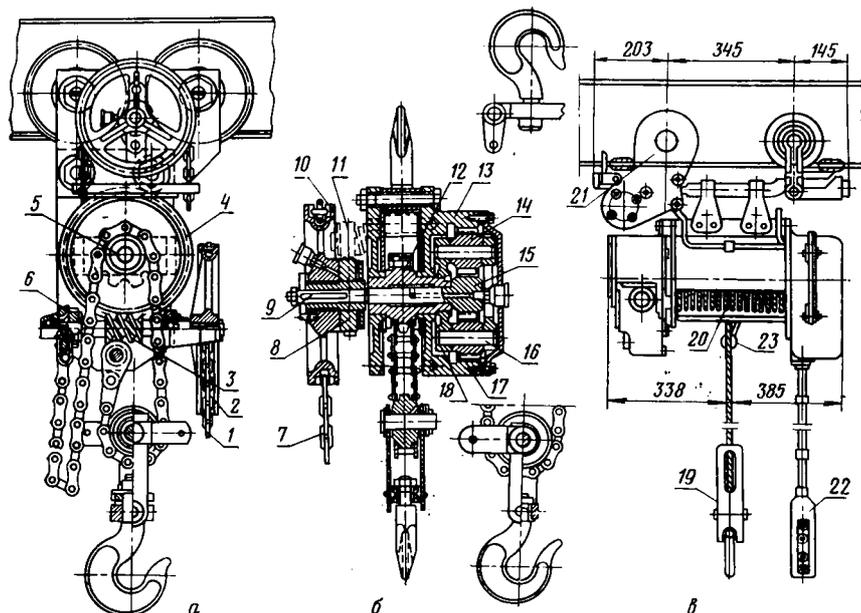


Рис. 20. Тали:

а — червячная; б — шестеренчатая; в — электроталь; 1 и 7 — приводные цепи; 2 и 10 — звездочки; 3 — червяк; 4 — червячное колесо; 5 и 12 — грузовые звездочки; 6 — тормоз; 8 — дисковый тормоз; 9 — вал; 11 — защелка; 13 — корпус; 14 — сателлит; 15 и 17 — зубчатые венцы; 16 — палец; 18 — водило; 19 — крюковая подвеска; 20 — механизм подъема; 21 — механизм передвижения; 22 — механизм управления; 23 — ограничитель подъема.

К. п. д. червячной тали в среднем равен 0,6; грузоподъемность от 1 до 10 т; тяговое усилие от 0,3 до 0,7 кН, а скорость подъема от 0,55 до 0,11 м/мин при скорости движения приводной цепи 30 м/мин.

Шестеренчатые тали с планетарным зубчатым редуктором (рис. 20, б) обладают более высоким (до 0,7...0,8) к. п. д., компактностью конструкции и возможностью подъема груза на повышенных скоростях. Груз фиксируется на заданной высоте винтовым дисковым тормозом 8. При подъеме груза защелка 11 тормоза не мешает вращению храповика, и наоборот, при спуске груза она упирается в зуб храповика, но свертывание приводного колеса с винта растормаживает тормоз, и груз плавно опускается.

Грузоподъемность этих талей от 0,5 до 4 т, тяговое усилие от 0,26 до 0,55 кН, скорость подъема груза от 1,3 до 0,2 м/мин при скорости движения тяговой цепи 30 м/мин.

**Электротали** (рис. 20, в) грузоподъемностью 0,25...5 т широко распространены, обладают компактной конструкцией и простотой обслуживания. Их скорость подъема от 5 до 25 м/мин зависит от грузоподъемности и условий работы. Для подъема с малыми скоростями используют так называемый микроподъем. Высота подъема талями до 40 м. Нормальный режим работы при ПВ = 25%. Скорость перемещения по монорельсам до 30 м/мин и по кран-балкам 15 м/мин. Электротали могут работать с различными грузозахватными органами и грейфером на погрузке удобрений, навоза и силоса.

## Домкраты

Домкраты — самостоятельные механизмы, применяемые для подъема, перемещения груза и фиксации его в определенном положении. В зависимости от применения различают домкраты: общего назначения, специальные и встроены в машину.

В сельском хозяйстве наиболее распространены винтовые (рис. 21, а), реечные (рис. 21, б и г) и гидравлические (рис. 21, в) домкраты.

Домкраты общего назначения служат для подъема грузов на сравнительно небольшую высоту (0,2...1 м) при ручном приводе, поэтому груз поднимается медленно. Для частого или быстрого подъема служат специальные домкраты с электрическим приводом.

**Реечные домкраты** применяют на установочных работах и для перемещения на небольшое расстояние конструкции или частей машин. Грузоподъемность реечных домкратов до 5 т. К. п. д. достигает 0,8. Основное соотношение моментов реечного домкрата

$$M_{гр} = M_p i n,$$

где  $M_p = p l$  и  $M_{гр}$  — моменты соответственно на рукоятке и на шестерне;

$p$  — усилие рабочего;

$l$  — длина рукоятки;

$i$  — передаточное число механизма.

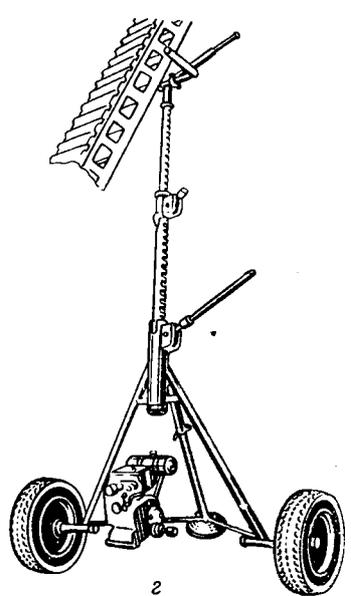
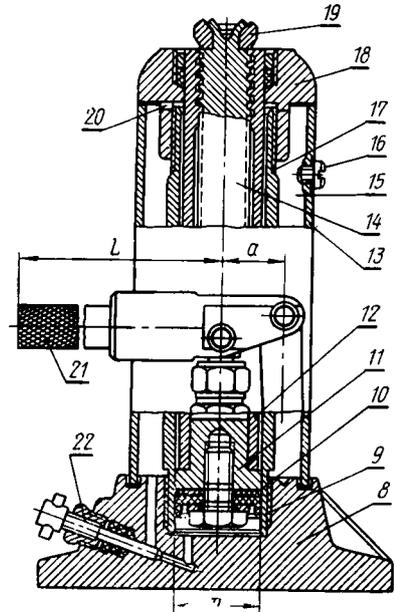
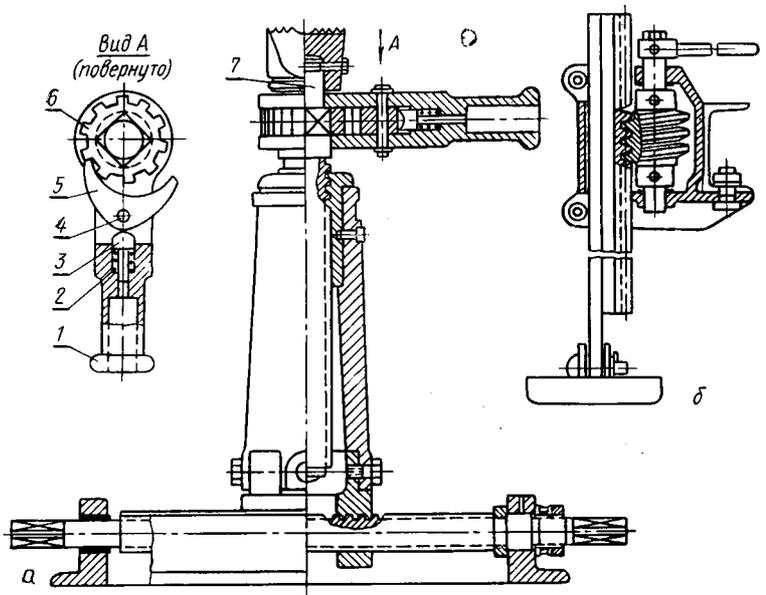


Рис. 21. Домкраты:

а — винтовой; б — реечно-червячный; в — гидравлический; г — реечно-храповой; 1 и 21 — рукоятки; 2 — пружина; 3 — упор; 4 — ось; 5 — двусторонняя защелка; 6 — храповик; 7 — винт; 8 — основание; 9 — цилиндр; 10 — манжета; 11 — наконечник поршня; 12 — плунжер-гайка; 13 — корпус; 14 — винт; 15 — резервуар; 16 — пробка заливного отверстия; 17 — шпонка; 18 — направляющая головка; 19 — опорная головка; 20 — отверстие; 22 — перепускной вентиль.

Частота вращения рукоятки, об/мин,  $n \leq 15$ .

На рисунке 21, б показана конструкция реечно-червячного домкрата, встроенного в машину и служащего для опоры и подъема рамы. Конструкция телескопического реечно-храпового домкрата (рис. 21, з) представляет собой опорную раздвижную стойку для транспортера.

**Винтовые домкраты** общего назначения применяют для подъема грузов до 25 т, а также как специальные и встроенные в машину устройства. Они не имеют специальных стопорных приспособлений, так как винт у них самотормозящий, с углом подъема винтовой линии в пределах  $4..5^\circ$ , поэтому к.п.д. таких домкратов обычно не превышает  $0,3..0,45$ . Для увеличения высоты подъема без перестановки домкрата применяют двухвинтовое телескопическое устройство. Если поднятый груз необходимо переместить по горизонтали на  $150..400$  мм, пользуются домкратами на салазках (рис. 21, а).

Крутящий момент  $M$ , прилагаемый к винту или гайке при подъеме, складывается из момента трения в резьбе  $M_p$  и момента трения в опорной головке  $M_o$ :

$$M = 0,5Q [\operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi) d_{cp} + f_1 D_{cp}], \quad (31)$$

знаки плюс принимают при подъеме и минус — при опускании; здесь  $\varphi$  и  $\alpha$  — соответственно углы трения и подъема винтовой линии резьбы;  $d_{cp}$  и  $D_{cp}$  — средние диаметры соответственно резьбы и опорной головки,  $f = 0,12..0,18$  — коэффициент трения в опоре головки.

Усилие  $p$ , прикладываемое к рукоятке длиной  $l$ , будет равно

$$p = M : l.$$

Так же определяют момент и усилие на рукоятке горизонтального винта.

В сельскохозяйственных ремонтных мастерских широко распространены винтовые домкраты в виде встроенных на козлах и тележках для подъема автомобилей, тракторов и комбайнов.

**Гидравлические домкраты** выгодно отличаются от механических большей грузоподъемностью, сравнительно высоким к.п.д. (до  $0,7..0,75$ ), плавностью подъема и опускания, возможностью остановки груза в любом положении.

В сельскохозяйственных машинах гидравлические устройства встречаются в виде гидроцилиндров для сравнительно малых усилий, при значительных скоростях подъема и большом ходе штока или цилиндра. Это достигается применением механического привода насоса, подающего рабочую жидкость\* в цилиндры.

---

\* Рабочей жидкостью могут быть вода, вода со спиртом, технический глицерин или веретенное масло при низких температурах, автотракторное масло и дизельное масло Дп-11. Последнее применяют в навесных системах для сельскохозяйственных машин.

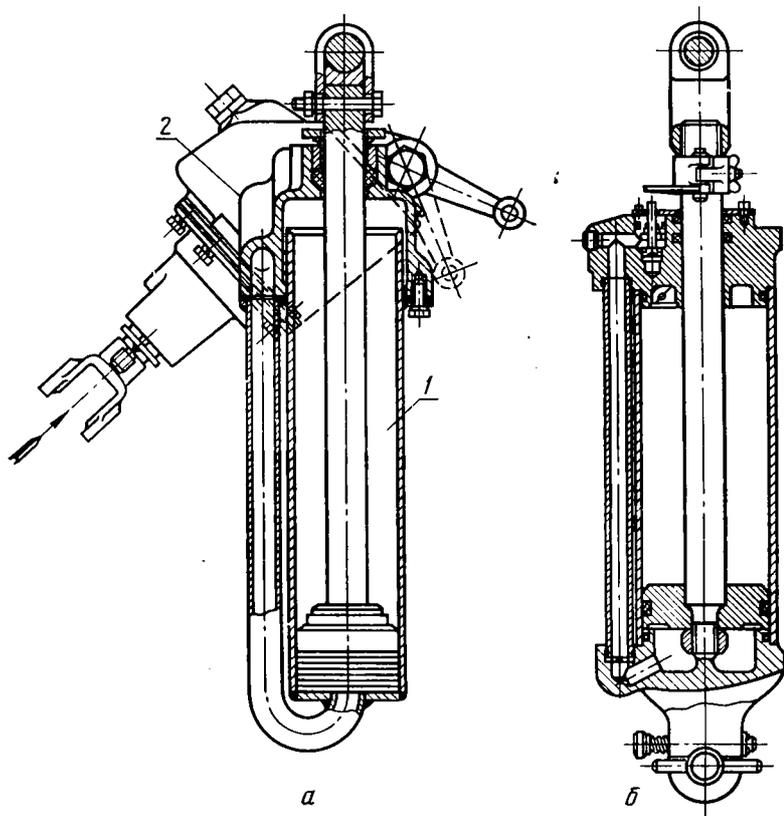


Рис. 22. Гидроцилиндры:

*a* — одностороннего действия; *b* — двустороннего действия; *1* — гидроцилиндр; *2* — насос.

Различают три основных вида гидравлических домкратов: обыкновенные, телескопические и непрерывного действия. Для гидродъемных устройств, встроенных в машины, используют типовые конструкции гидроцилиндров (рис. 22).

Гидравлическим домкратом грузоподъемностью 5 т укомплектовывают автомобили. При работе домкрат устанавливают под грузом или машиной, движением рукоятки 21 (см. рис. 21, г) жидкость подается в подъемный цилиндр. Груз опускается при помощи перепускного вентиля 22, при открытии которого опускающийся груз выталкивает жидкость обратно в резервуар.

Телескопический домкрат отличается от обыкновенного тем, что может поднимать груз почти на удвоенную высоту без перестановки благодаря наличию двух поршней, входящих один в другой.

Телескопические гидроцилиндры встречаются только в виде встроенных гидродъемников в транспортных тележках и автомобилях-самосвалах.

Расчет гидравлического домкрата с поршневым насосом при ручном приводе сводится к определению усилия на рукоятке, скорости подъема груза и давления жидкости в цилиндре.

Общее передаточное число определяют по формуле

$$i = \frac{D^2}{d^2} \cdot \frac{L}{a}, \quad (32)$$

где  $D$  и  $d$  — соответственно диаметры цилиндра и поршня насоса;  
 $L$  и  $a$  — соответственно длина рукоятки и вылет жулачка.

Усилие на рукоятке с учетом к. п. д. будет равно

$$P = Q \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{a}{L} \cdot \frac{1}{\eta}. \quad (33)$$

Производительность насоса определяют по формуле

$$\Pi_n = 0,785\beta d^2 sn, \quad (34)$$

где  $\beta = 0,9...0,95$  — коэффициент утечки рабочей жидкости через уплотнения;

$s$  — ход поршня;

$n \leq 40$  — число рабочих ходов в минуту.

Тогда скорость подъема груза будет равна

$$v = \frac{\Pi_n}{0,785D^2} = \beta \frac{d^2}{D^2} sn. \quad (35)$$

Рабочее давление при коэффициенте, учитывающем потери на трение в цилиндре  $\psi = 1,1$ ,

$$p = \psi \frac{Q}{0,785D^2} = 1,4 \frac{Q}{D^2}. \quad (36)$$

### Гидравлические подъемники

В подъемно-транспортных и сельскохозяйственных машинах широко распространена гидравлическая система привода для подъема, толкания, стаскивания и опрокидывания грузов, а также для перемещения рабочих органов машин. Она состоит из силового цилиндра и насоса, связанных трубопроводом. Насос приводится в действие от двигателя. Этим достигаются значительные по сравнению с ручным приводом скорости перемещения.

Преимущества гидропривода: компактность конструкции, небольшая металлоемкость, детали работают в условиях обильной смазки, легкость и простота управления, плавность работы. Затруднения при работе в большие морозы и необходимость применения определенных, сравнительно дорогих сортов масла относятся к недостаткам гидропривода.

В гидросистемах применяют шестеренчатые, плунжерные и лопастные насосы (рис. 23). Наибольшее распространение получили

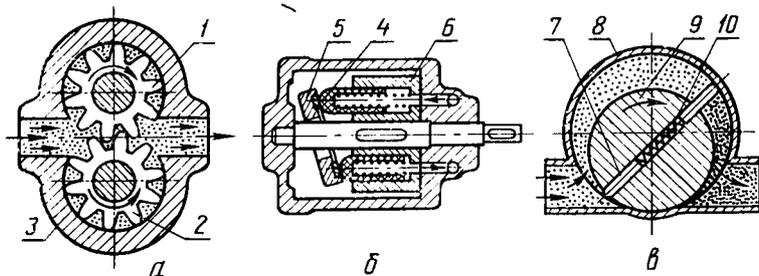


Рис. 23. Схемы гидравлических насосов:

*a* — шестеренчатый; *б* — плунжерный; *в* — лопастной; 1 и 2 — шестерни; 3 — корпус; 4 — плунжер; 5 — качающаяся шайба; 6 — гильза; 7 — лопасть; 8 — корпус; 9 — ротор; 10 — пружина.

шестеренчатые насосы; они проще по конструкции и надежнее в работе.

Рабочее давление, развиваемое шестеренчатыми насосами, достигает 10,0...13,5 МПа. Для высоких давлений применяют лопастные насосы и для давлений порядка 20,0...25,0 МПа — плунжерные насосы.

Производительность шестеренчатых насосов различных марок составляет от 7 до 200 л/мин.

В гидросистемах тракторов и сельскохозяйственных машин применяют насосы: НШ-16В, НШ-40В и НШ-60В производительностью от 9 до 70 л/мин.

**Расчет гидросистемы.** Производительность насоса определяют по формуле

$$\Pi_{\text{н}} = \frac{\pi D_0 (D_{\text{н}} - D_0) b n}{60} \eta_{\text{в}}, \quad (37)$$

где  $D_0$  и  $D_{\text{н}}$  — соответственно диаметры шестерни — делительный и наружный;

$b$  — ширина шестерни;

$n$  — частота вращения шестерни, об/мин;

$\eta_{\text{в}} = 0,75...0,9$  — объемный к. п. д.

Диаметр трубопровода между насосом и силовым цилиндром, выполняемого из стальных трубок или гибкого шланга, рассчитывают по формуле

$$d = \sqrt{\frac{\Pi_{\text{н}}}{0,785v}}, \quad (38)$$

где  $\Pi_{\text{н}}$  — количество масла, протекающего по трубопроводу, м<sup>3</sup>/с;  $v$  — средняя скорость масла в трубопроводе, м/с. Для всасывающего — 0,5...1,5 м/с, для нагнетательного 3...5 м/с.

Диаметр трубопровода на линии всасывания рекомендуется принимать в два раза больше, чем на напорной линии. Высоту

всасывания следует ограничить до 0,5 м. Потери давления в трубопроводах гидросистемы

$$\Delta p = \frac{0,5\lambda Lv^2\gamma}{d}, \quad (39)$$

где  $L$  — расчетная длина трубопровода;  
 $d$  — внутренний диаметр трубопровода;  
 $\gamma$  — объемная плотность жидкости, приблизительно равная 900 кг/м<sup>3</sup>;  
 $\lambda$  — коэффициент сопротивления в трубе; при ориентировочных расчетах 0,02...0,03.

При турбулентном движении потока ( $Re > 2300$ ) местные сопротивления определяют по коэффициенту  $\xi$  расчетом как сумму местных сопротивлений:  $\Sigma\Delta p_1$ .

Местное сопротивление (разность давлений до и после препятствия) равно

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\gamma v^2}{2}. \quad (40)$$

Местные сопротивления могут возникать от расширения или сужения трубопровода, наличия дросселя, тройника, диафрагмы, диффузора, вентиля и др. Например, обратный клапан имеет в среднем  $\xi = 10$ , сетка —  $\xi = 5...6$ .

Уравнение баланса давления в гидросистеме по методу приведенных длин трубопровода (формула 39) и местных сопротивлений (формула 40) будет

$$p_n = p_p + \Sigma\Delta p_1 + \Delta p,$$

тогда

$$p_p = p_n - \Delta p - \Sigma\Delta p_1, \quad (41)$$

где  $p_n$  — давление, развиваемое насосом;

$p_p$  — расчетное давление для силового цилиндра.

Для длительной работы, учитывая износ, следует немного повысить расчетное давление и производительность.

Насосы гидросистем подъемно-транспортных машин в сельском хозяйстве обычно приводятся в движение от ВОМ.

Мощность, необходимую для привода насоса, определяют по формуле

$$N = \frac{p_n \Pi_n}{\eta_m \eta_v}, \quad (42)$$

где  $\eta_m$  и  $\eta_v$  — соответственно к. п. д. передачи и объемный к. п. д. насоса.

**Гидроцилиндры** являются исполнительным механизмом. В зависимости от назначения они бывают одностороннего (плунжерные или поршневые) или двойного (только поршневые) действия. В цилиндрах одностороннего действия (см. рис. 22, а) груз поднимает-

ся под напором нагнетаемой жидкости, а опускается под действием его массы.

На рисунке 22, б показана конструкция гидроцилиндра двустороннего действия от отдельно-агрегатной навесной гидравлической системы тракторов и сельскохозяйственных машин. Параметры гидроцилиндров регламентируются ГОСТ 8755—58.

Цилиндры Ц-55, Ц-90, ЦС-75 и Ц-110 (цифра указывает диаметр цилиндра в мм) имеют ход поршня 110...250 мм и рабочее усилие по штоку от 20,0 до 90,0 кН.

## **Лебедки**

Лебедки — машины для подъема или перемещения груза. Их применяют как самостоятельные механизмы или как составные части сложных грузоподъемных и других машин: кранов, стогометателей, водоподъемных и скреперных устройств и т. п.

Лебедки различаются по ряду признаков:

**по тяговому органу** — канатные и цепные;

**по роду привода** — с ручным приводом и с механическим от двигателя (электрического, внутреннего сгорания и парового);

**по передаточному механизму** — с зубчатыми, червячными, цепными и фрикционными передачами. Лебедки бывают с неотключаемым и отключаемым при помощи муфты барабаном;

**по количеству рабочих барабанов** — одно-, двух- и многобарабанные;

**по схеме работы** — одностороннего действия и реверсивные; последние можно использовать при механизации транспортных и грузоперевалочных работ на животноводческих фермах, стогометании и т. п.;

**по способу установки** — стационарные (напольные и настенные), переносные и передвижные на специальных тележках, автомобилях и тракторах.

Основные требования к конструкции лебедки: надежность в работе, высокая производительность, простота устройства и обслуживания, малая масса и транспортабельность.

Лебедки с фрикционной муфтой позволяют работать с приводом от двигателя внутреннего сгорания, а с электродвигателем — не выключать его при реверсировании, обеспечивая плавность включения. При перегрузках муфта, пробуксовывая, предохраняет механизмы от поломок.

Лебедки с зубчатой передачей без фрикционной муфты обеспечивают безопасный спуск груза. Для их привода необходимы специальные крановые электродвигатели с высоким пусковым моментом (в 2...3 раза больше номинального).

**Лебедки с ручным приводом.** По правилам Госгортехнадзора все лебедки должны быть снабжены безопасными рукоятками или тормозами. Грузоподъемность ручных настенных, напольных, навесных и переносных лебедок обычно не превышает 500...1000 кг, а усилие на рукоятке от 100 до 300 Н.

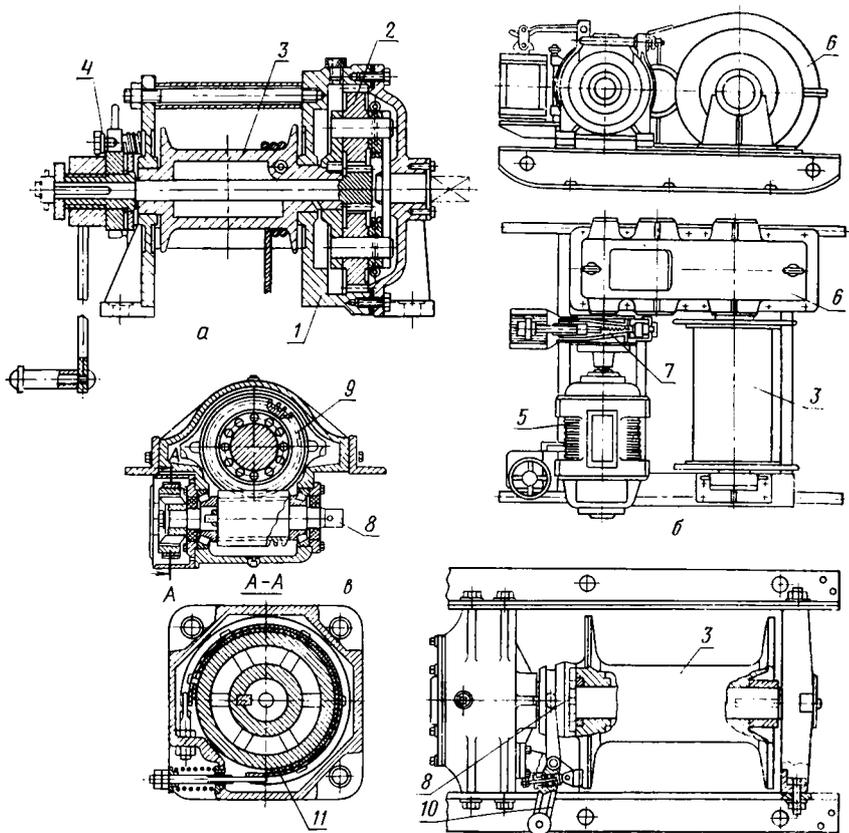


Рис. 24. Лебедки:

*a* — с планетарным механизмом; *b* — с электроприводом; *в* — автомобильная; 1 — корпус; 2 — механизм; 3 — барабан; 4 и 7 — тормоза; 5 — электродвигатель; 6 — редуктор; 8 — приводной вал; 9 — червячный редуктор; 10 — механизм включения муфты и тормоза; 11 — ленточный тормоз.

Лебедка грузоподъемностью 500 кг (рис. 24, *a*) имеет планетарную передачу в закрытом корпусе. Повышенное передаточное число механизма, более высокий к.п.д. и безопасная рукоятка обеспечивают удобство в работе.

Расчет ручных лебедок. Угловые скорости в ручных лебедках столь незначительны, что расчет ведут по статическому моменту. Если груз  $G$  подвешен на полиспасте с кратностью  $k$ , то натяжение навиваемой на барабан ветви  $S = Q : k\eta_{п}$ , где  $Q = gG$ , тогда момент на барабане и рукоятке определяют по формуле

$$M_6 = 0,5SD_p = \frac{0,5gGD_p}{k\eta_{п}}; \quad M_p = PR,$$

где  $D_p = D_6 + (2m - 1)d$  — расчетный диаметр;  
 $m$  — число слоев навивки каната;

$P = p_p n$  — суммарное усилие рабочих при  $n$  — числе рабочих;  
 $p_p = 0,1 \dots 0,25$  кН — усилие рабочего;  
 $R = 0,25 \dots 0,40$  м — длина рукоятки.

Общее передаточное число при  $\eta_{\text{п}}$  и  $\eta_{\text{л}}$  — к.п.д. полиспаста и лебедки — будет равно

$$i = \frac{M_6}{M_p \eta_{\text{об}}} = \frac{0,5gGD_p}{k p_p n R \eta_{\text{п}} \eta_{\text{л}}}. \quad (43)$$

Общее передаточное число разбивается на передаточные числа отдельных зубчатых пар:  $i = i_1 i_2$  и т. д., где  $i_1$  и  $i_2$  — передаточные числа первой и второй зубчатых пар; для цилиндрической пары принимают до 9, для червячной — до 30. Число зубьев меньшей шестерни  $z \geq 11 \dots 12$ .

Скорость подъема груза при ручном приводе  $v_r = v_k : k$  определяется при частоте вращения рукоятки  $n_p = 15 \dots 18$  об/мин по скорости каната на барабане, м/мин:

$$v_k = \frac{2\pi R n_p}{i}.$$

Практически скорость каната на барабане ручной лебедки от 0,4 до 4,5 м/мин.

Ручные лебедки широко используют на погрузочных, ремонтных и монтажных работах, при вытаскивании буксующих машин, при установке тяжелых или высоких конструкций: опор электрических сетей, водонапорных башен, ветродвигателей и т. п.

Наиболее часто применяемый способ — «подъем падающей стрелой». Вспомогательную («падающую») стрелу  $l$  (рис. 25) располагают у основания поднимаемой башни ветродвигателя на месте ее установки. Расстояние  $L_2$  лебедки от места установки поднимаемой конструкции на 20...25% превышает высоту  $L_1$  башни. При подъеме башня расчаливается боковыми тросами  $l_0$  и задним, укрепленным на якоря  $9$ .

Определение усилий в тросах. Натяжение в неподвижном тросе  $2$  определяют по формуле

$$T = \frac{Ql}{h \cos \beta}.$$

Расстояние от нижнего конца башни до центра тяжести при  $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$  и т. д. можно подсчитать по формуле

$$l = \frac{Q_1 l_1 + Q_2 l_2 + Q_3 l_3 + \dots + \text{и т. д.}}{Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + \text{и т. д.}},$$

где  $Q_1, Q_2, Q_3$  и т. д. — соответствующие силы тяжести массы отдельных элементов конструкции;

$l_1, l_2, l_3$  и т. д. — соответствующие расстояния до центра тяжести этих элементов конструкции.

Усилие в сбегающей ветви полиспаста, т. е. навиваемом на барабан канате, при кратности ( $k$  и  $\eta_{\text{п}}$  к. п. д.) полиспаста будет

$$S = \frac{Ql}{kh\eta_{\text{п}} \cos \alpha}.$$

Общее усилие на полиспасте или на якоря лебедки

$$S_{\text{п}} = kS.$$

Падающая стрела при подъеме испытывает сжимающее усилие

$$N = T \sin \beta + S_{\text{п}} \sin \alpha + gG_c,$$

где  $gG_c$  — сила тяжести массы падающей стрелы с оснасткой.

Наибольшие значения  $T$ ,  $S_{\text{п}}$  и  $N$  будут при начале подъема.

Для успешного и безопасного подъема важно правильно рассчитать и выполнить конструкцию якоря.

**Якоря** (деревянные и бетонные) служат для укрепления расчалок (вант) грузоподъемных механизмов, лебедок и полиспастов.

Свайные якоря (рис. 25) применяют при сравнительно небольших усилиях, действующие на якорное устройство; их изготавливают из бревен диаметром от 0,18 до 0,3 м. Односвайные якоря с длиной забитой части  $b = 1,5 \dots 1,2$  м выдерживают усилие до 30 кН, а двухсвайные — до 50 кН.

Горизонтальный якорь (рис. 25, в) состоит из бревен, скрученных проволокой, зарытых в землю на глубину от 1,7 до 3,5 м. Длина бревна от 1,5 до 4 м.

Проверяют якорь на выдергивание по условию

$$Q_r + F \geq \nu T,$$

где  $\nu = 3$  — коэффициент устойчивости;

$Q_r = 0,5g(b + b_1)(H - h)l\gamma$  — сила тяжести массы грунта в призме обрушения, здесь  $g$  — ускорение силы тяжести;

$\gamma$  — насыпная плотность грунта, равная 1600 кг/м<sup>3</sup>.

Сила трения  $F$  якоря о грунт и составляющие  $T$  и  $N$  действующего усилия  $Q$  определяют из соотношений

$$N = Q \cos \alpha; \quad T = Q \sin \alpha; \quad F = fQ \cos \alpha.$$

Тогда расчетное усилие, воспринимаемое якорем, будет

$$Q \leq \frac{(b + b_1)(H - h)l\gamma}{2(\nu \sin \alpha - f \cos \alpha)}. \quad (44)$$

Рекомендуется принимать угол  $\alpha \leq 45^\circ$ , а коэффициент трения  $f = 0,3 \dots 0,4$ .

Давление на грунт проверяют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N}{chl} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где  $c = 0,25$  — коэффициент неравномерности смятия грунта;  $[\sigma]_{\text{см}}$  — допускаемое напряжение на смятие грунта: для влажного суглинка от 0,1 до 0,25 МПа, для песка 0,25, для сухой глины от 0,25 до 0,6.

Бревна проверяют на изгиб.

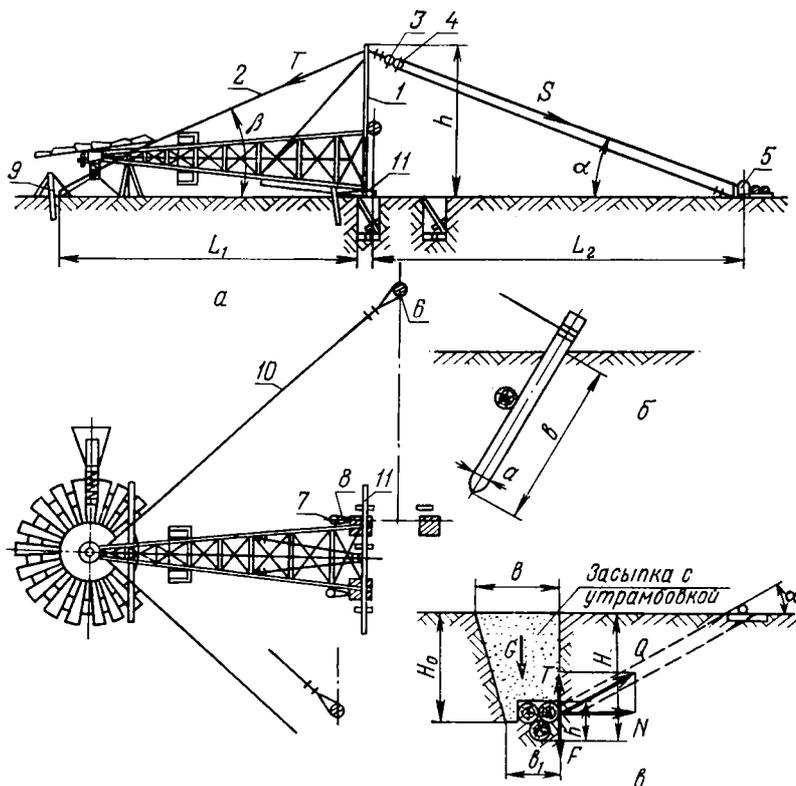


Рис. 25. Подъем ветродвигателя падающей стрелой и крепление якоря:

*a* — схема к расчету; *б* — свайный якорь; *в* — горизонтальный якорь; 1 — вспомогательная стрела; 2, 8 и 10 — тросы; 3 — блок; 4 — полиспаст; 5 — лебедка; 6, 7 и 9 — якоря; 11 — поперечный брус.

Лебедки с механическим приводом разделяются на трансмиссионные и агрегатные. Трансмиссионные лебедки обслуживаются двигателями, установленными отдельно от них. Агрегатные лебедки монтируют на одной раме с двигателем. Они представляют собой самостоятельное грузоподъемное и тянущее устройство или навешиваемый и встроенный механизм на автомобилях и тракторах.

Если нет электрической энергии, в полевых условиях применяют лебедки с приводом от двигателя внутреннего сгорания.

Электрические лебедки более распространены. Реверсивность в них достигается переключением фаз электродвигателя; таким образом, груз поднимается и опускается с одинаковой скоростью. Подобные лебедки с тяговым усилием 5,0..100 кН и скоростью движения тягового каната от 0,5 до 1 м/с имеют электродвигатель 5 (см. рис. 24, б), редуктор 6 и барабан 3. Тормоз 7 двухлопастный, монтируемый обычно на первичном валу, во время подъема

расторможен. Груз опускается под действием электродвигателя при обратном вращении его вала.

Рабочая поверхность барабана обычно гладкая, так как большинство лебедок предназначено для работы с тросом большой длины, при многослойной навивке троса.

Длину троса, канатоемкость барабана с учетом запасных витков рассчитывают по формуле

$$L_n = \pi z m (D + md) = L_n + z_3 \pi D,$$

где  $z = l : t$  — число витков троса, укладываемых на длине барабана  $l$  при шаге навивки  $t = 1, 1d$ ;

$m$  — число слоев навивки;

$d$  и  $D$  — соответственно диаметры каната и барабана;

$L_n = Hk$  — длина навиваемого каната;

$H$  — высота подъема;

$k$  — кратность полиспаста;

$z_3$  — число витков запаса и крепления в пределах 3...6.

Лебедки, применяемые в сельском хозяйстве при работе от двигателя внутреннего сгорания, выполняют с фрикционным включением барабана. При одностороннем вращении двигателя груз поднимается, а опускается груз или грузозахватное устройство под действием их собственной массы при отсоединенном от двигателя барабане. Скорость опускания регулируют тормозом. Во время спуска груза двигатель обычно работает на холостом ходу.

Для нормальной работы муфты необходимо равенство моментов (потребного —  $M_n$  и фрикционного —  $M_\phi$ ):

$$M_n \leq M_\phi.$$

С учетом  $\varphi = 1, 2 \dots 1, 3$  — коэффициента запаса момента и  $\eta$  — к. п. д. механизма в развернутом виде получим

$$\frac{\varphi}{\eta} (M_6 + M_T) \leq 2\pi f_0 z b R_{cp}^2 [p], \quad (45)$$

где  $M_6$  и  $M_T$  — соответственно моменты на барабане и тормозе;

$z$  — число поверхностей трения;

$f_0$  — 0,2...0,45 — коэффициент трения;

$[p]$  — 0,25...6,0 МПа — удельное давление;

$b$  и  $R_{cp}$  — соответственно ширина и средний радиус поверхностей трения.

Усилие включения муфты определяют по формуле

$$T = \frac{M_\phi \sin \beta}{f_0 R_{cp}}. \quad (46)$$

**Применение лебедок.** В виде самостоятельного механизма лебедки в сельском хозяйстве применяют сравнительно редко, чаще они представляют собой узел сложных машин, однако использовать их можно на различных работах: моторизованную ручную лебедку — для натяжения изгородей и проводов, вытаскивания ма-

шин; двухбарабанную лебедку — для поворота кранов, на стогометании соломы и сена, в кормораздаточных и навозоуборочных устройствах и т. д.

На передней части рамы перед радиатором автомобилей повышенной проходимости устанавливают лебедку (см. рис. 24, в), которая служит для самовытаскивания и вытаскивания других автомобилей, перемещения грузов, а при навешивании на автомобиль стрелы или портала лебедка выполняет роль механизма подъема. Наибольшее тяговое усилие лебедки 45 кН.

Лебедки широко используют (при навеске их на трактор) для корчевки, работы со скреперами и водоподъемными механизмами.

### **Крановый механизм подъема**

Для привода в движение крановых подъемных механизмов применяют электрические двигатели постоянного и переменного тока. В условиях сельского хозяйства для привода автокранов, кранов на тракторе, крановых стогометателей используют двигатели внутреннего сгорания.

Электродвигатели постоянного тока лучше других соответствуют режиму работы кранов. Так, двигатели с последовательным возбуждением обладают свойствами саморегулирования, их момент изменяется обратно пропорционально частоте вращения. Однако это свойство при уменьшении нагрузки может привести к увеличению частоты вращения (скорости опускания) выше допустимых пределов. Электродвигатели с параллельным возбуждением обеспечивают независимость частоты вращения от крутящего момента ( $n_g = \text{const}$ ).

В промышленных предприятиях, мастерских совхозов и колхозов для привода подъемно-транспортной техники используют электродвигатели переменного тока.

Двигатель внутреннего сгорания — универсальный вид силового оборудования для передвижных подъемно-транспортных машин, независим от внешнего источника энергии, обладает достаточным диапазоном регулирования угловой скорости ( $\lambda = 2...2,5$ ). Существенный недостаток этого двигателя заключается в невозможности реверсирования вращения вала и изменения крутящего момента без специальных коробок скоростей.

Крутящий момент двигателей внутреннего сгорания сравнительно постояен, мало зависит от изменения частоты вращения, поэтому двигатель для кранового подъемного механизма следует подбирать по режиму наибольшей загрузки, что соответствует периоду пуска.

Перегрузку в 30...40% от его мощности двигатель внутреннего сгорания способен кратковременно (в течение до 1 с) преодолевать за счет кинетической энергии вращающихся масс (маховика и других узлов).

Крановые подъемные механизмы с электроприводом относятся к типу неотключаемых, реверсивность достигается изменением на-

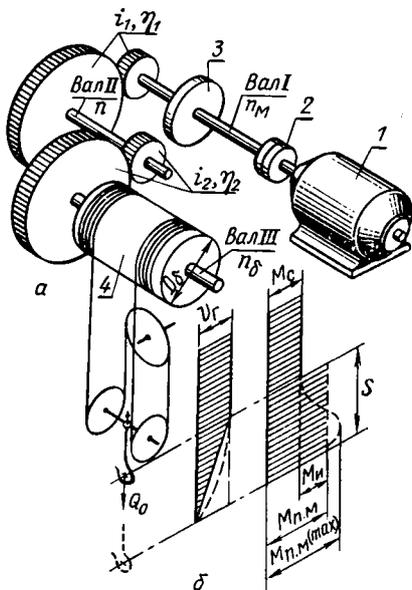


Рис. 26. Схема к расчету кранового подъемного механизма:

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — тормоз; 4 — барабан.

правления вращения двигателя. Его устройство сходно с устройством лебедки (см. рис. 24, б).

Небольшая высота подъема позволяет делать барабан с винтовым желобом для навивки каната в один слой. Передаточный механизм между электродвигателем и барабаном выполнен в виде двухступенчатого редуктора. Двухколодовый тормоз с короткоходным электромагнитом установлен на валу двигателя, как принято в подъемных крановых механизмах с электроприводом.

Расчет кранового механизма подъема с электроприводом (рис. 26). Исходными данными для расчета механизма подъема служат грузоподъемность, скорость подъема и цикл работы грузоподъемника.

Проектирование и расчет подъемного механизма проводят в следующем порядке: выбор типа

гибкого органа и схемы подвеса груза; расчет тягового органа и полиспаста; расчет блоков и барабана, определение крутящего момента и мощности, расчет передаточного числа механизма привода и выбор его схемы.

Работа подъемного механизма состоит из трех периодов: 1) разгона (пуска), 2) установившегося движения и 3) торможения. В первом и третьем периодах в механизме возникают дополнительные инерционные силы поступательно движущихся и вращающихся масс и другие сопротивления, преодолеваемые при разгоне двигателем, а при замедлении тормозом. Пусковой период сравнительно краток (от 1 до 5 с), и длительность работы двигателя с максимальной нагрузкой составляет только часть общего цикла, поэтому выбор двигателя ведут по номинальной мощности установившегося движения или, если известен график нагрузки двигателя за цикл, по среднеквадратичной эквивалентной мощности.

Статический момент на валу барабана

$$M_c' = \frac{0,5gG_0D_6}{k\eta_{\text{п}}}, \quad (47)$$

а на валу двигателя

$$M_c = \frac{0,5z_{\text{н}}g(G + G_r)D_6}{z_i\eta_{\text{п}}\eta_{\text{м}}}, \quad (48)$$

где  $G_0 = G + G_r$  — массы, соответственно общая, груза и грузозахватного органа;

- $i$  — передаточное число механизма подъема;
- $D_6$  — диаметр барабана;
- $k = z : z_n$  — кратность полиспаста;
- $z$  и  $z_n$  — число ветвей соответственно полиспаста и намотываемых на барабан;
- $\eta_n$  и  $\eta_m$  — соответственно к. п. д. полиспаста и механизма подъема.

Частоту вращения барабана по скорости подъема груза определяют по формуле

$$n_6 = \frac{k v_r}{\pi D_6}.$$

Номинальная мощность двигателя, кВт, равна

$$N_n = \frac{\pi M_c' n_6}{30 \cdot 1000 \eta_m} \quad \text{или} \quad N = \frac{g(G + G_r) v_r}{1000 \eta_n \eta_m}. \quad (49)$$

Зная мощность, по каталогу подбирают двигатель серии А2, АО2 и А4 при  $n = 3000 \dots 600$  об/мин.

Для кранов, график нагружения которых известен, двигатели выбирают по эквивалентным мощности, нагрузке и моменту. Например, при действии  $M_1, M_2, M_3 \dots$  в течение периодов цикла  $t_1, t_2, t_3 \dots$

$$M_3 = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}},$$

тогда эквивалентная мощность, кВт, будет равна

$$N_3 = \frac{\pi M_3 n}{30 \cdot 1000 \eta_n \eta_m}. \quad (50)$$

Выбор двигателя по каталогу при этом способе расчета проводят по мощности:

$$N_k = N_3 \sqrt{\frac{ПВ}{ПВ_k}}, \quad (51)$$

где  $(ПВ)_k$  и  $ПВ$  — соответственно продолжительность включения по каталогу и заданная графиком работы крана.

**Определение сопротивлений в механизме подъема при пуске.** В период неустановившегося режима работы подъемного механизма на валу двигателя должен развиваться пусковой момент  $M_{п.м}$ , необходимый для преодоления статического момента  $M_c$  и моментов от инерции поступательно движущихся масс (груза)  $M_{и.п}$  и вращающихся  $M_{и.в}$  масс. Тогда пусковой момент механизма будет

$$M_{п.м} = M_c + M_{и.п} + M_{и.в}. \quad (52)$$

На рисунке 26, б показана диаграмма нарастания скорости подъема груза в виде графика равномерно ускоренного движения. Исследования показали, что действительный график разбега груза (показан пунктиром) несколько отличается от принятого. Для рав-

номерно ускоренного движения путь  $s = v_{\text{ср}}t$ , где  $v_{\text{ср}} = 0,5(v_r + v_0)$ , тогда при  $v_0 = 0$ ;  $2s = v_r t$ , а время разбега (пуска) будет

$$t = 2s : v_r,$$

где  $s$  и  $v_r$  — соответственно путь разбега и скорость подъема груза.

В грузоподъемниках общего назначения  $t = 1 \dots 5$  с. Малое  $t$  приводит к значительным динамическим нагрузкам на все детали подъемного механизма, а большое  $t$  увеличивает путь разбега  $s$ , что снижает производительность крана.

Равномерно ускоренное движение груза с ускорением  $a = v_r : t$  создает дополнительную нагрузку на полиспаст:

$$Q_{\text{и.п}} = (G + G_r) \frac{v_r}{t}.$$

Определив момент от силы  $Q_{\text{и.п}}$  на валу барабана и приведя его к валу двигателя, получим

$$M_{\text{и.п}} = \frac{0,5z_n (G + G_r) v_r D_6}{z t \eta_0}. \quad (53)$$

Момент от инерции вращающихся масс в общем виде будет равен

$$M_x = I_x \theta_x,$$

где  $I_x = m_x r^2 x$  — момент инерции массы детали;

$\theta_x = \omega : t = \pi n : 30t$  — угловое ускорение детали;

тогда

$$M_x = \frac{m_x D_x^2}{4} \cdot \frac{\pi n}{30 t \eta_x} = \frac{m_x D_x^2}{38,2} \cdot \frac{n}{t \eta_x}, \quad (54)$$

где  $m_x D_x^2 = \varepsilon m D^2$  — маховой момент вращающейся детали;

$m$  и  $D$  — соответственно масса и наибольший диаметр детали;

$\varepsilon$  — коэффициент, принимаемый для вала равным 0,5; дисковой муфты — 0,46; тормозного шкива — 0,62; зубчатого колеса — 0,62; канатного блока — 0,55 и барабана — 0,7.

Механизм, показанный на рисунке 26, а, имеет три вала, поэтому суммарный момент от инерции вращающихся масс можно записать так:

$$M_{\text{и.в}} = M_I + M_{II} + M_{III}. \quad (55)$$

Тихоходные валы незначительно влияют на величину общего момента от инерции вращающихся масс, потому что приведенные к валу двигателя моменты  $M_x$  уменьшаются пропорционально квадрату передаточного числа между валами.

Момент от вращающихся деталей вала  $I$  будет равен

$$M_I = \frac{(mD^2)_I}{38,2} \cdot \frac{n_d}{t \eta_I}, \quad (56)$$

где  $(mD^2)_I = (mD^2)_p + (mD^2)_т + (mD^2)_м$  — соответственно суммарный маховой момент масс вала  $I$ , ротора, тормозного шкива и муфты.

При проектировочных расчетах достаточно определять только момент на валу двигателя; влияние моментов  $M_{II}$  и  $M_{III}$  учитывается коэффициентом  $\psi = 0,1 \dots 0,15$ .

$$M_{и.в} = (1 + \psi) M_I. \quad (57)$$

Подставляя  $M_c$ ,  $M_{и.п}$  и  $M_{и.в}$  из формул (48), (53) и (57) в уравнение (52), получим

$$M_{п.м} = \frac{z_H}{z} (G + G_r) \left( g + \frac{v_r}{t} \right) \frac{D_6}{2i\eta_0} + (1 + \psi) \frac{(mD^2)_I}{38,2} \cdot \frac{n_d}{i\eta_0}. \quad (58)$$

С приемлемой для практики точностью маховой момент первого вала  $(mD^2)_I$  принимают равным маховому моменту ротора  $(mD^2)_p$ , определяемому по каталогам электродвигателей.

В связи с отклонением действительного ускорения груза при разгоне, как это показано на диаграмме (рис. 26, б), максимальный пусковой момент больше расчетного примерно на 33%; тогда

$$M_{п.м(\max)} = 1,33M_{п.м}.$$

Учитывая это, коэффициент максимальной перегрузки двигателя  $\beta_{\max}$  в период пуска подъемного механизма и коэффициент допускаемой перегрузки  $\beta$  должны удовлетворять соотношению

$$\beta_{\max} = \frac{M_{п.м(\max)}}{M_d} \leq [\beta] = \frac{M_{п.д}}{M_d}, \quad (59)$$

где  $M_{п.д}$  — пусковой и  $M_d$  — номинальный момент двигателя.

Практически для двигателей внутреннего сгорания  $[\beta] \approx 1$ , а для электрических двигателей  $[\beta] = 1 \dots 3,5$ . Наиболее распространенные электродвигатели имеют  $[\beta] = 2,3 \dots 3,4$ .

Кроме этого, время разбега выбранного двигателя рекомендуется проверить по формуле (58).

По расчетной величине  $t$  можно судить о пути разбега груза и ускорении, которое он получит в период разбега.

Зная скорость подъема  $v_r$ , определяют ускорение  $a$  по формуле

$$a = v_r : t.$$

Для нормальной работы рекомендуется, чтобы при легком и среднем режимах работы  $a$  не превышало  $0,15 \text{ м/с}^2$ , а при тяжелом —  $0,35 \text{ м/с}^2$ .

Затем для подъемного механизма по частоте вращения  $n_d$  выбранного электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания и частоте вращения барабана  $n_6$  определяют передаточное отношение:

$$i = \frac{n_d}{n_6} = i_1 i_2 i_3 \text{ и т. д.}, \quad (60)$$

где  $i_1$ ,  $i_2$ ,  $i_3$  — соответственно передаточные отношения редукторов, зубчатых и цепных передач, входящих в состав механизма.

## § 4. СТОПОРНЫЕ И ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

Условия эксплуатации и действующие в СССР правила техники безопасности при обслуживании подъемно-транспортных машин требуют надежных устройств для удержания груза в поднятом состоянии и плавного опускания его. Эти устройства делят на две основные группы: 1) остановы, предназначенные для удержания груза на весу и 2) тормоза — универсальные приспособления для стопорения груза на нужной высоте и плавного опускания.

### Стопорные устройства

Стопорные устройства (остановы) применяют в механизмах с ручным приводом, работающих с небольшими скоростями.

По конструкции различают храповые, фрикционные и роликовые остановы.

**Храповые остановы** надежнее в работе и более распространены. Их чаще монтируют на валу рукоятки (привода), получают менее громоздкую конструкцию. Храповые колеса изготавливают из стали, реже из чугуна, с внешним или внутренним зацеплением.

Основные размеры профиля зуба и храповика 1 (рис. 27, а) принимают в зависимости от модуля  $m=6...30$  мм и числа зубьев  $z$  — от 10 до 30:

$$D_x = mz; \quad t = \pi m; \quad h = (0,75...0,8) m;$$

$$a = 1,55m; \quad \psi = b : m = 3...6; \quad b_1 = b + (2...3), \text{ мм.}$$

Из условия расчета зуба на изгиб:

$$m = \sqrt[3]{\frac{c_1 M_c}{\psi z [\sigma]_H}}$$

где  $c_1 = 5,35$  для внешнего и  $2,65$  для внутреннего зацепления;  
 $M_c$  — статический момент по формулам (47) и (48);  
 $[\sigma]_H = 20,0$  МПа для чугуна;  $60,0...70,0$  — для стали;

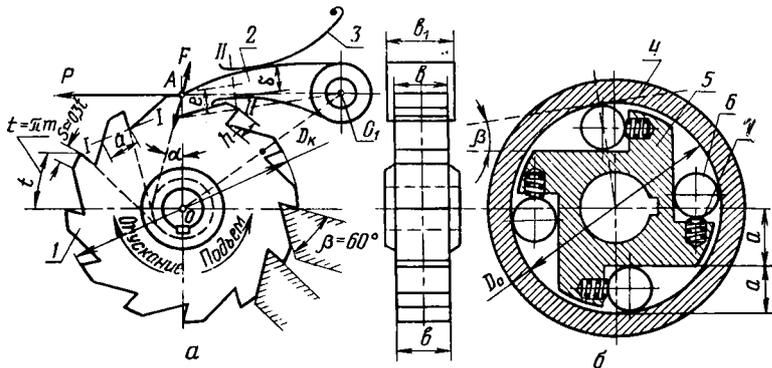


Рис. 27. Остановы:

а — храповой; б — роликовый; 1 — храповик; 2 — защелка; 3 и 7 — пружины;  
 4 — корпус; 5 — втулка с пазами; 6 — ролик.

на смятие кромки зуба:

$$p = \frac{c_2 M_c}{\psi z m^2} \leq [p],$$

где  $c_2 = 2,0$  для внешнего и  $2,4$  для внутреннего зацепления;

$[p] = 300 \dots 400$  кН/м — удельная нагрузка.

Защелку рассчитывают на внецентренное сжатие при эксцентриситете  $e$  действия силы  $P = 2M_c : D_x$ .

**Фрикционные остановы** отличаются бесшумностью работы и плавностью включения, но они менее надежны, чем храповые. Расчет их подобен расчету муфт.

**Роликовые остановы** в сочетании с тормозами применяются в машинах непрерывного транспорта и в грузоподъемных механизмах. При вращении вала против часовой стрелки ролики  $b$  (рис. 28, б) свободно катятся по кольцу — груз поднимается; при попытке вращать вал в обратную сторону они заклиниваются между втулкой  $5$  и кольцом — груз стопорится. Внутренний диаметр корпуса  $4$  при числе роликов  $z = 4 \dots 6$  из условий контактной прочности будет равен

$$D_0 \cong 0,44 \sqrt[3]{\frac{M_c}{z}}$$

при роликах из стали 40Х с твердостью HRC = 58...61 и  $[\sigma]_{\text{см}} = 2000$  МПа. Длина ролика  $l = (1,25 \dots 3)d$ , диаметр  $D_0 = (7 \dots 15)d$ . Условие заклинивания обеспечивается при  $\beta \approx 4^\circ$ . Его проверяют по формуле

$$\cos \beta \leq \frac{2a + d}{D_0 - d}.$$

### Тормозные устройства

В зависимости от условий работы и области применения тормозные устройства подразделяются:

по назначению — на **стопорные** — для останова груза и **спускные** или **центробежные** — для ограничения скорости движения в заданных пределах;

по конструкции — на **колодочные**, **ленточные**, **дисковые** и **конические**;

по схеме включения — **открытого типа**, в которых торможение происходит от усилия, прилагаемого к рукоятке или педали, **замкнутого типа**, рабочие органы которых постоянно прижимаются специальным грузом, сжатой пружиной или поднимаемым грузом, и **автоматические**, включающиеся в работу без вмешательства обслуживающего персонала. Тормозные устройства должны обладать плавным торможением, обеспечивать быстрое размыкание тормоза, отличаться высокой надежностью, удобством обслуживания, обладать большой износо- и теплостойкостью.

При определении тормозного момента для повышения производительности машины следует стремиться к наибольшим допустимым замедлениям.

Механизмы кранов снабжают автоматическими тормозами замкнутого типа, а при скорости передвижения свыше 30 м/мин — автоматически действующими при выключении тока.

При двигателях внутреннего сгорания допускается применять управляемые тормоза замкнутого типа с надежным стопорным устройством.

Тормоза надежнее устанавливаются непосредственно на рабочем органе (барабане, колесе и т. п.), но конструкция тормоза при этом получается громоздкой. В целях компактности и разгрузки механизма от инерционных сил принято устанавливать тормоза на приводном валу, кинематически жестко связанном с валом рабочего органа.

**Определение тормозного момента механизма подъема** проводят двумя способами:

1) по статическому моменту  $M_c$ , определяемому по формуле (48), приведенному к валу, на котором устанавливают тормоз, с учетом коэффициента запаса торможения  $k_T$ . При этом тормозной момент будет равен

$$M_{ТМ} = k_T M_c. \quad (61)$$

Госгортехнадзором рекомендуется определять путь торможения  $s_T$  и коэффициент  $k_T$  соответственно для легкого и среднего режима работы:  $s_T = v_T : 120$  и  $v_T : 100$  при времени торможения  $t_T = 1,0$  и  $1,2$  с;  $k_T = 1,75$  и  $2,0$  — для стопорно-спускного тормоза и  $k_T = 2,1$  и  $2,2$  при одновременной постановке грузоупорного и стопорного тормозов.

При выборе коэффициентов торможения следует учитывать, что избыточный тормозной момент стопорного тормоза приводит к опережению действия грузоупорного, обратное повлечет нарушение плавности опускания груза;

2) по наибольшему тормозному моменту  $M_{ТМ}$ , приведенному к валу двигателя, состоящему из статического момента  $M_c$  и моментов от инерционных сил поступательного движения груза  $M_{п.п}$  и вращающихся частей механизмов  $M_{и.в}$ , определяемому по формуле

$$M_{ТМ} = M_c + M_{п.п} + M_{и.в}. \quad (62)$$

Процесс торможения подобен разгону с тем отличием, что силы инерции и потери на трение изменяют знак, а расчет отличается тем, что коэффициент полезного действия переносится из знаменателя в числитель формул (48), (53) и (54), так как вредные сопротивления в механизмах оказывают тормозящее действие и снижают требуемый тормозной момент.

Взяв отношение необходимого тормозного момента механизма к статическому моменту, получим коэффициент запаса торможения:

$$k_T' = \frac{M_{ТМ}}{M_c}. \quad (63)$$

Правильность выбора тормоза и его расчета проверяют по условиям

$$M_{ТМ} \leq M_T \quad \text{и} \quad k_T' \leq k_T,$$

где  $M_T$  и  $k_T$  — соответственно тормозной момент и коэффициент запаса торможения для выбранного тормоза.

Действительное время торможения определяют подобно расчету времени разгона.

Для получения возможно большего тормозного момента при наименьших габаритных размерах тормоза применяют специальные материалы с повышенными фрикционными свойствами: лента тканая асбестовая, пропитанная битумом; лента вальцованная из асбеста и железного сурика, связанных резиновым клеем. Кроме этого, в тормозах применяют чугун, сталь, дерево, кожу, бронзу, текстолит, ретинакс и др.

К характеристикам материалов, применяемых в тормозах, относятся: коэффициент трения  $f=0,15...0,2$  для металлов и  $f=0,3...0,42$  — дерево, лента из асбеста; удельное давление  $[p]=0,8...1,5$  МПа для колодочных и ленточных тормозов и  $[p]=0,2...0,8$  для дисковых и конических; большие значения принимают при смазке.

Коэффициент трения между обкладками и тормозным шкивом зависит от теплового режима тормоза. Рекомендуется, чтобы температура не превышала  $175...200^\circ\text{C}$ .

Изменение удельного давления до  $0,8$  МПа не оказывает заметного влияния на коэффициент трения.

### **Колодочные тормоза**

Колодочные тормоза просты и надежны в работе, но более громоздки.

Одноколодочные тормоза применяют в механизмах с ручным приводом. Двухколодочные тормоза пригодны для торможения вала, вращающегося в разных направлениях; тормозной вал при этом не испытывает поперечной нагрузки.

Колодочные тормоза обычно автоматически замкнуты при помощи груза или сжатой пружины. Оттормаживают усилием через рычаг или педаль, но чаще устройствами: электромагнитами, электротолкателями, электроцентробежными толкателями и серводвигателями.

**Одноколодочный тормоз** предназначен для одностороннего торможения при направлении вращения по стрелке  $I$  (рис. 28, а).

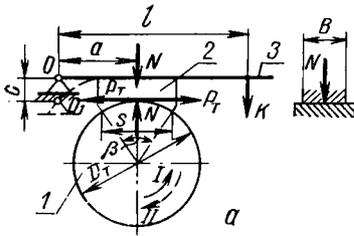
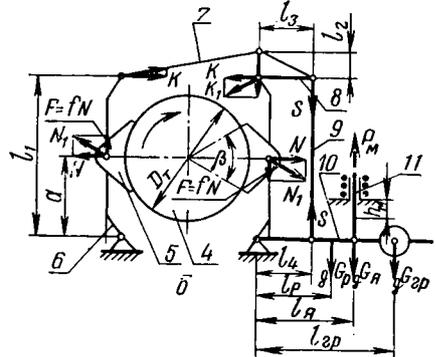
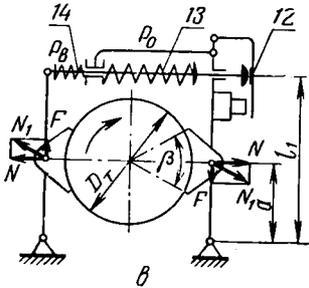


Рис. 28. Схемы колодочных тормозов:

*a* — одноколодочный; *б* — двухколодочный с длинноходовым электромагнитом; *в* — двухколодочный с короткоходовым электромагнитом; 1 и 4 — шкивы; 2 и 5 — колодки; 3, 6, 7, 8, 9 и 10 — рычаги; 11 и 12 — электромагниты; 13 — основная пружина; 14 — вспомогательная пружина.



Для двустороннего торможения одноколодочный тормоз можно применять при условии  $c=0$  с центром вращения рычага в точке  $O_1$ . В этом случае при  $M_T=0,5P_T D_T$  и  $P_T=fN$  будет

$$K=K_1=K_2=\frac{Na}{fl}=\frac{2M_T}{flD_T}. \quad (64)$$

При ручном управлении тормозом усилие на рычаге не больше 0,10...0,15 кН. Шарнирное закрепление колодки на рычаге способствует лучшему прилеганию ее к шкиву, но создает условия для перераспределения удельного давления до  $p_{\max}:p_{\min}=1,8$ , что следует учитывать при выборе длины колодки и угла обхвата  $\beta$ .

Основные геометрические размеры одноколодочного тормоза выбирают по соотношениям:  $c=(0,12...0,15)D_T$ ;  $S=D_T \sin \frac{\beta}{2}$ , где  $\beta=60...120^\circ$ .

Двухколодочный тормоз разгружает вал от поперечной нагрузки и представляет собой комбинацию из двух простых одноколодочных тормозов, управляемых механизмом, обеспечивающим одновременное нагружение колодок.

Недостаток такого тормоза — сложная система рычагов и большой мертвый ход.

Условие равновесия рычагов и колодок можно записать:

$$K=\frac{Na}{l_1}; \quad S=\frac{Kl_2}{l_3}; \quad G_{\text{ГР}}=\frac{Sl_4}{gl_{\text{ГР}}},$$

после подстановки  $K$  и  $S$  и к. п. д.  $\eta=0,9...0,95$  масса груза будет равна

$$G_{\text{гр}} = \frac{N a l_2 l_4}{g l_1 l_3 l_{\text{гр}} \eta}. \quad (65)$$

Учитывая действие масс грузового рычага  $G_{\text{р}}$ , тяги  $G_{\text{т}}$  и якоря электромагнита  $G_{\text{я}}$ , уточняют массу груза или плечо, на котором она располагается:

$$G_{\text{гр}}' l_{\text{гр}}' = \frac{N}{g \eta} \cdot \frac{a l_2 l_4}{l_1 l_3} - \left( G_{\text{р}} \frac{l_{\text{гр}}}{2} + G_{\text{т}} l_4 + G_{\text{я}} l_{\text{я}} \right).$$

Тип электромагнита  $11$  (рис. 28, б) выбирают из таблиц по тяговому усилию  $P_{\text{м}}$  и ходу якоря  $h_{\text{м}}$  по формулам

$$P_{\text{м}} = g \left[ (G_{\text{р}} l_{\text{гр}} + G_{\text{р}} l_{\text{р}} + G_{\text{т}} l_{\text{т}}) \frac{1}{l_{\text{я}}} + G_{\text{я}} \right]; \quad h_{\text{м}} = \varepsilon \frac{l_1' l_2' l_{\text{р}}}{k_{\text{я}} a l_2 l_4}, \quad (66)$$

где  $\varepsilon = 0,6...1,25$  мм — установочный зазор между колодкой и шкивом;

$k_{\text{я}} = 0,8...0,85$  — коэффициент использования хода якоря электромагнита.

Совершенное конструция тормоза на рис. 28, в. В ней исключена система рычагов, тормоз замыкается при помощи основной пружины  $13$ , установленной в сжатом состоянии. Размыкается тормоз короткоходным электромагнитом  $12$  и вспомогательной пружиной  $14$ , предназначенной для отодвигания рычага. Усилие этой пружины  $P_{\text{в}} = 20...80$  Н в зависимости от размеров тормоза.

Удельное давление между колодкой и шкивом проверяют по формуле

$$p = \frac{N}{bs} \leq [p], \quad (67)$$

где  $b = (0,3...0,4) D_{\text{т}}$  — ширина колодки;

$s = (0,55...0,85) D_{\text{т}}$  — длина колодки.

Расчет тормозов завершается проверкой на нагрев:

$$pv \leq [pv], \quad (68)$$

где  $[pv] = 5,0...2,5$  МПа·м/с — большая величина для стопорных тормозов.

### Ленточные тормоза

Ленточные тормоза используют в сельскохозяйственных машинах, тракторах, подъемных механизмах, лебедочных устройствах и т. п.

Различают простые, дифференциальные, суммирующие и двухленточные тормоза.

Рабочими органами ленточного тормоза служат стальная лента, иногда обшиваемая фрикционным материалом, и шкив.

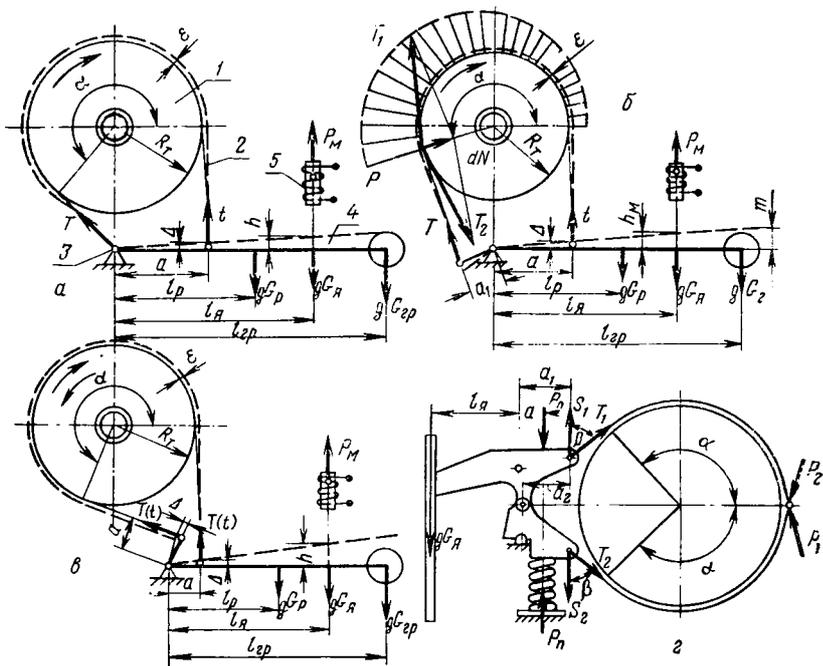


Рис. 29. Схемы ленточных тормозов:

*a* — простого; *b* — дифференциального; *в* — суммирующего; *г* — суммирующего-двухленточного; *1* — шкив; *2* — лента; *3* — шарнир рычага; *4* — рычаг; *5* — электромагнит.

Ширину ленты проверяют по удельному давлению:

$$b = \frac{2T}{D_T [p]}, \quad (69)$$

где  $T$  — наибольшее натяжение ветви ленты;

$[p] = 0,8 \dots 1,5$  МПа — допускаемое удельное давление;

$D_T$  — диаметр шкива.

Рекомендуются размеры:  $D_T = 0,1 \dots 0,8$  м,  $b = 0,04 \dots 0,08$  м и  $\delta = 0,002 \dots 0,005$  — толщина ленты.

Широкие ленты снижают плотность прилегания ленты к шкиву. Сбег ленты в стороны предупреждается ребордами шкива.

**Простой ленточный тормоз** (рис. 29, *a*) применяют для одностороннего торможения. В основу расчета ленточных тормозов положено соотношение

$$T = te^{f\alpha}, \quad (70)$$

где  $T$  и  $t$  — соответственно натяжение набегающей и сбегающей ветви ленты;

$f = 0,15 \dots 0,42$  — коэффициент трения между лентой и шкивом;

$\alpha = 250 \dots 350^\circ$  — угол обхвата лентой шкива.

Решая  $T-t=P_{\tau}$  совместно с формулой (70), получим натяжение набегающей ветви ленты:

$$T = P_{\tau} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (71)$$

Массу груза для замыкания тормоза определяют из условий равновесия рычага при  $\eta=0,9...0,95$ :

$$G_{\text{гр}} = \frac{\frac{ta}{g\eta} - (G_{\text{р}}l_{\text{р}} + G_{\text{я}}l_{\text{я}}) \eta}{l_{\text{гр}}}. \quad (72)$$

Тормозной момент, развиваемый простым ленточным тормозом, равен

$$M_{\tau} = 0,5gD_{\tau} (e^{f\alpha} - 1) \frac{G_{\text{р}}l_{\text{р}} + G_{\text{я}}l_{\text{я}} + G_{\text{гр}}l_{\text{гр}}}{a} \eta. \quad (73)$$

При изменении направления вращения усилия натяжения ветвей  $T$  и  $t$  меняются местами, и величины замыкающего усилия и тормозного момента возрастут в  $e^{f\alpha}$ , т. е. в 2...4 раза.

Соотношение между плечами  $l_{\text{гр}}$  и  $a$  принимают  $l_{\text{гр}} = (10...15)a$ .

Ход подвижного конца ленты зависит от установочного зазора  $\epsilon = 0,8...1,5$  мм и определяется разницей дуг ленты в выключенном и включенном состоянии тормоза:

$$\Delta = \pi (D_{\tau} + 2\epsilon) \frac{\alpha^0}{360} - \pi D_{\tau} \frac{\alpha^0}{360} = \epsilon\alpha. \quad (74)$$

Недостатки ленточных тормозов — большая нагрузка на вал и неравномерный износ ленты. В связи с этим расчет на удельное давление ведется в наиболее нагруженном месте (см. рис. 28, б).

Тормоза на нагрев проверяют по условной величине работы трения —  $pv \leq [pv] = 2,5...1,5$  МПа·м/с.

**Дифференциальный ленточный тормоз** (рис. 29, б). Оба конца ленты этого тормоза крепят в подвижных точках грузового рычага на разных расстояниях  $a$  и  $a_1$  по обе стороны от оси его качания.

При работе тормоза лента в процессе торможения поворачивается в сторону вращения шкива и торможение происходит более мягко. Дифференциальный тормоз предназначен для одностороннего торможения.

Расчеты, приведенные для простого тормоза, относятся и к дифференциальному, кроме определения замыкающего усилия и хода ленты.

Масса замыкающего груза для дифференциального тормоза меньше, чем для простого, так как натяжение набегающей ветви  $T$  создает момент ( $-Ta_1$ ), способствующий торможению.

Из уравнения моментов сил относительно оси вращения рычага

$$G_{\text{гр}} = \frac{\frac{ta - Ta_1}{g} - (G_{\text{р}}l_{\text{р}} + G_{\text{я}}l_{\text{я}})}{l_{\text{гр}}}. \quad (75)$$

Если  $ta - Ta_1 > 0$ , тогда  $G_{гр} > 0$ , и тормоз будет управляемый. При  $ta - Ta_1 < 0$ ,  $G_{гр} < 0$ , тормоз будет стопорный.

Для управляемости тормоза необходимо:

$$a > a_1 e^{f\alpha}. \quad (76)$$

**Суммирующий ленточный тормоз** (рис. 29, в) применяют в механизмах для двустороннего торможения. Величина тормозного момента у него не зависит от направления вращения шкива. Это обеспечивается креплением обоих концов ленты с одной стороны и на одинаковом расстоянии от шарнира вращения рычага. Из условий равновесия рычага с учетом влияния массы рычага и якоря масса замыкающего груза будет

$$G_{гр} = \frac{ta}{g\eta} \frac{(e^{f\alpha} + 1) - (G_p l_p + G_n l_n) \eta}{l_{гр}}. \quad (77)$$

Замыкающее усилие у суммирующего тормоза в  $(e^{f\alpha} + 1)$  раз больше, чем у простого, а ход ленты  $\Delta = 0,5\epsilon a$  в два раза меньше.

**Двухленточный тормоз** (рис. 29, з) представляет собой сочетание двух простых ленточных. В нем удачно решена задача двустороннего торможения, разгрузки вала шкива и создания большего угла обхвата ( $\alpha$  до  $320^\circ$ ).

Ленту рассчитывают на разрыв по наибольшему натяжению в ослабленном месте, где она заклепками соединяется с шарниром или с асбестовой обкладкой. В конструкции тормозов необходимо предусматривать регулировочное устройство для компенсации износа.

### Конические и дисковые тормоза

**Конический тормоз** воспринимает тормозной момент корпусом 5 (рис. 30, а) с внутренней конической поверхностью, свободно посаженным на валу и вращающимся при подъеме груза. Обратное вращение (спуск) корпуса стопорится храповым остановом 6.

Окружное тормозное усилие на среднем диаметре конуса равно

$$P = fN = 2M_T / D_c,$$

где  $D_c = 0,5(D_B + D_H)$  — средний диаметр конуса; соотношение между диаметрами принимают  $D_H = (1,2 \dots 1,6) D_B$ . Замыкающее усилие, действующее вдоль вала, равно

$$Q = N \sin \alpha = \frac{P}{f} \sin \alpha = \frac{2M_T \sin \alpha}{f D_c}. \quad (78)$$

Для уменьшения нормального давления и повышения коэффициента трения рабочую поверхность покрывают фрикционным материалом.

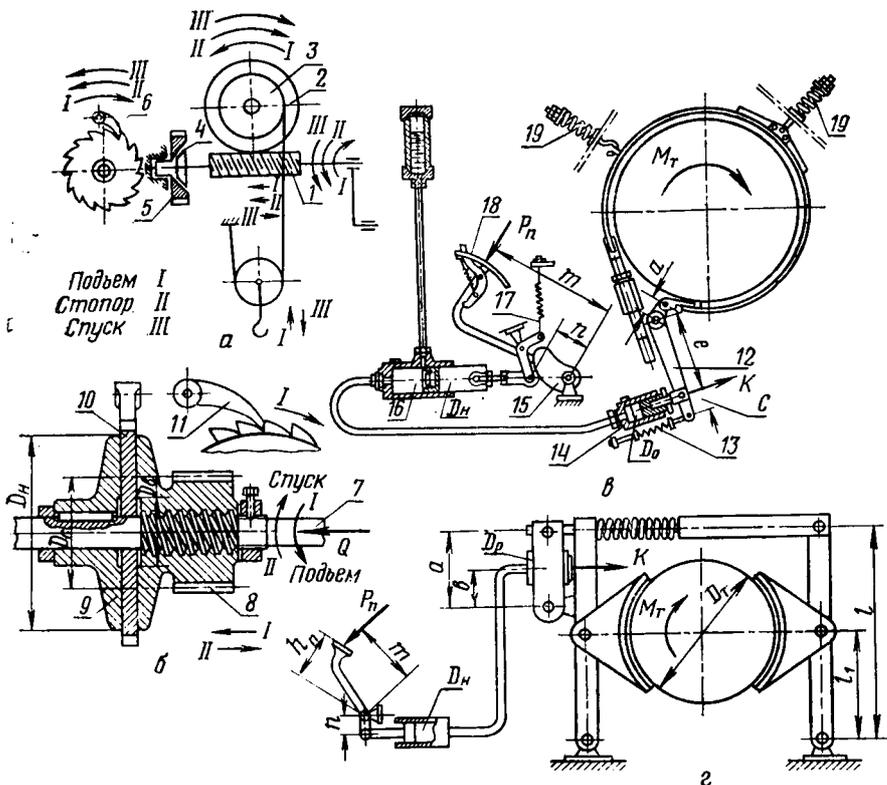


Рис. 30. Схема работы тормозов и управление ими:

*a* — конического грузоупорного; *б* — дискового грузоупорного; *в* — открытого ленточного; *г* — закрытого двухколлодного; 1 — червяк; 2 — червячное колесо; 3 — барабан; 4 — тормоз; 5 и 10 — храповики; 6 и 11 — защелки; 7 — вал; 8 — шестерня; 9 — диск; 12 — двулучный рычаг; 13, 17 и 19 — пружины; 14 и 16 — гидроцилиндры; 15 — кулачок; 18 — педаль.

Чем меньше уклон конуса  $\alpha$ , тем меньше осевое замыкающее усилие; во избежание заклинивания тормоза угол  $\alpha$  делают не меньше  $15^\circ$ .

Удельное давление на конической поверхности проверяют по формуле

$$p = \frac{1,27Q}{(D_H^2 - D_B^2)} \leq [p]. \quad (79)$$

Длину образующей конуса находят по допускаемому удельному давлению:

$$b = \frac{2Q}{\pi (D_H + D_B) [p] \sin \alpha}. \quad (80)$$

Рабочая поверхность конуса работает при разных окружных скоростях, что вызывает неравномерный износ.

Для полного размыкания зазор между трущимися поверхно-

стями должен быть при асбестовой прокладке не менее 0,75 мм и при металлических поверхностях не менее 0,2 мм.

**Дисковый тормоз** представляет собой систему фрикционных дисков, из которых одни вращающиеся 9 (рис. 30, б), а другие неподвижные или стопорящиеся 10 при вращении в одну из сторон. В многодисковых тормозах при одном и том же осевом усилии можно получать больший тормозной момент:

$$M_T = 0,5z f Q D_c, \quad (81)$$

где  $z = m + n - 1$  — число трущихся пар поверхностей «ведущих»  $m$  и застопоренных «ведомых»  $n$  дисков;

$D_c = 0,5(D_H + D_B)$  при  $D_H = (1,2 \dots 2,5) D_B$ ; разность диаметров  $D_H - D_B$  не рекомендуется принимать более 120 мм.

Расчет конического тормоза применим и к дисковым.

### Управление тормозами

Тормоза делятся на автоматические и управляемые, замкнутые и разомкнутые. Управление тормозом — это включение, выключение, регулирование тормозного момента, времени, пути и процесса торможения.

Привод тормоза может быть ручной, ножной, электрический и гидравлический.

Ручное и гидравлическое управление тормозами применяется в машинах, приводимых в движение от двигателя внутреннего сгорания, в кранах, на автомобилях и тракторах и в сельскохозяйственных машинах.

Управление тормозом при помощи электромагнита распространено в промышленных подъемно-транспортных машинах.

К характеристикам длинноходовых электромагнитов КЭМ и КМТ относятся тяговое усилие  $P_m$  и ход плунжера  $h_m$ , а короткоходовых МП и МО — момент якоря  $M_m$  относительно оси вращения и угол его поворота.

Особенность тормозов с электромагнитами заключается в почти мгновенном замыкании и размыкании. Это свойство приемлемо для механизмов подъема. При торможении передвижения и поворота необходимо погасить энергию движущихся или поворачивающихся масс, что требует плавно регулировать усилие замыкания.

Гидравлический привод исключает необходимость в системе рычагов, упрощает передачу усилия к тормозу, обладает высоким к. п. д. (до 0,9...0,94) и обеспечивает плавное торможение с нарастанием тормозного момента по необходимому закону.

**Тормоза, замыкаемые грузом.** Общий тормозной момент тормоза с размыкающимися поверхностями трения (рис. 30, б).

$$M_T = M_1 + M_2, \quad (82)$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — соответственно моменты трения между деталями 8—10 и 10—9, рекомендуется  $M_2$  принимать в пределах (1,5...1,6)  $M_1$ .

Момент от груза  $M_{гр}$ , приведенный к тормозному валу, должен уравновешиваться суммой моментов: моментом трения  $M_2$  и моментом трения в резьбе  $M_p$ :

$$M_{гр} = M_2 + M_p = 0,5Q [fD_{ср} + d_{ср} \operatorname{tg}(\alpha_0 + \rho)], \quad (83)$$

где  $\alpha_0 = 12...20^\circ$  — угол подъема;

$d_{ср}$  — средний диаметр резьбы;

$\rho$  — угол трения.

Условие гарантированного удержания груза при  $k_T = 1,2...1,3$ :

$$M_T = k_T M_{гр}. \quad (84)$$

Момент на рукоятке или развиваемый двигателем при спуске груза

$$M_d = (M_1 - M_p) : i_x \eta_x, \quad (85)$$

где  $i_x$  и  $\eta_x$  — соответственно передаточное число и к. п. д. между тормозным валом и двигателем.

Отрегулированный тормоз должен обеспечивать плавное опускание груза без толчков.

Для этого рекомендуется принимать  $M_1 = (0,15...0,5) M_{гр}$  и  $M_p = (0,1...0,3) M_{гр}$ , при этом момент для спуска груза составляет  $0,3...0,6$  от момента подъема.

Грузоупорный тормоз с неразмыкающими поверхностями трения широко используют в ручных подъемных механизмах (рис. 30, а). Для опускания груза затрачивается энергия для преодоления запаса тормозного момента.

Безопасные рукоятки работают по этому принципу. Опускают груз только при участии рабочего путем преодоления момента или оттормаживания тормоза.

Тормоза с гидравлическим управлением применяют в разомкнутых (рис. 30, в) и замкнутых (рис. 30, г) схемах.

Передаточное число гидросистем

$$i_o = i_p i_2 = \frac{m D_p^2}{n D_H^2} \quad (86)$$

и общее передаточное число соответственно для систем управления ленточным и колодочным тормозом

$$i_{o,л} = \frac{m D_p^2 l}{n D_H^2 a}; \quad i_{o,к} = \frac{m D_p^2 l b}{n D_H^2 l_1 a}. \quad (87)$$

Необходимое усилие для торможения на педали с учетом усилия  $P_B = 100...200$  Н вспомогательной пружины для ленточного и колодочного тормозов

$$P_{п,л} = \left( K + P_B \frac{l+c}{l} \right) \frac{n}{m} \cdot \frac{D_H^2}{D_p^2} \cdot \frac{1}{\eta};$$

$$P_{п,к} = \left( K + P_B \frac{a}{b} \right) \frac{n}{m} \cdot \frac{D_H^2}{D_p^2} \cdot \frac{1}{\eta}. \quad (88)$$

Рекомендуется принимать  $D_n = (1,0 \dots 3,0) D_p$ . Ход педали  $\leq 250$  мм и напорного штока  $\leq 45$  мм. При экстренных торможениях усилие на педали может достигать силы тяжести рабочего, при этом давление в системе не должно превышать 5,0...6,0 МПа.

Расчет тормозов на нагрев, рекомендуемый Госгортехнадзором, заключается в проверке тормоза по величине:

$$pv = \frac{N}{F} \cdot \frac{\pi D n}{60} \leq [pv], \quad (89)$$

где  $N$  и  $F$  — соответственно сила прижатия и площадь поверхностей трения;

$D$  и  $n$  — соответственно диаметр и частота вращения шкива;

$[pv] = 5 \dots 2,5$  МПа·м/с — допускаемая условная величина удельной мощности трения, большее значение для стопорных и меньшее для спускных тормозов. Превышение величины  $[pv]$  приводит к нагреву элементов тормоза, в первую очередь тормозных накладок, снижению коэффициента трения и увеличению износа.

## § 5. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН ПО РЕЛЬСОВЫМ ПУТЯМ

Механизм передвижения применяют для перемещения грузоподъемной машины с грузом или на холостом ходу, а также для перемещения груза в пределах габаритов машины. Например, козловый кран на территории склада, кран-балки вдоль цеха, электротельфера с грузом по мостовому крану и т. п.

Механизмы передвижения грузоподъемных машин на колесах перемещают тягой, толканием или с приводом на ходовое колесо. В связи с этим колеса бывают холостые и приводные. Наиболее распространены два и четыре колеса.

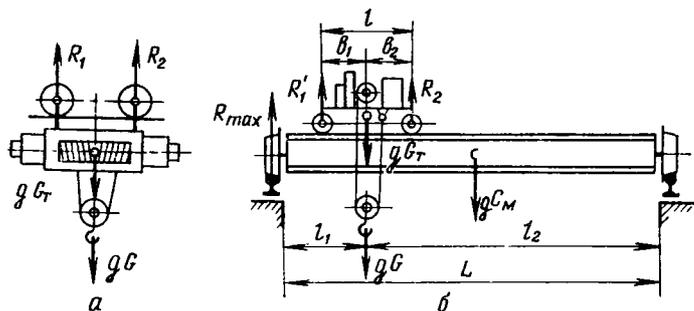


Рис. 31. Схема механизма передвижения и распределения нагрузки на колеса:

*a* — электротельфера; *б* — мостового крана.

Всякий механизм передвижения (рис. 31) состоит из ходовых колес, рельсов или направляющих элементов, рамы, передаточного механизма между валами ходовых колес и двигателя, тягового элемента, если механизм привода находится вне машины.

### Конструкция и расчет ходовых колес

Холостые колеса поддерживают машину (узел) и груз, ведущие колеса поддерживают и перемещают машину и груз.

Ходовые колеса тельферов, тележек и мостов кранов изготовляют из стали и чугуна штамповкой и литьем, одноробордными (рис. 32, а и б) и двухробордными (рис. 32, в), с цилиндрическим, коническим и выпуклым ободьями. Для уменьшения износа поверхность стальных колес термически обрабатывают до твердости НС 35...45, а чугунные марки СЧ 18—36 с отбеленной поверхностью ободьев — до твердости НВ — 180...240.

Основные размеры колес и рельсов стандартизованы (ГОСТ 3241—66 и 4121—62).

При проектировании тележек необходимо нагрузку на колеса распределять равномернее. Это возможно для тельферов, тележек мостовых кранов и невыполнимо для ходовой части моста вследствие перемещения тележки. Нагрузка на колесо достигает наибольшей величины при крайнем положении тележки (см. рис. 31, б).

Колеса рассчитывают по максимальной нагрузке  $R_{\max}$ .

При симметрично расположенном грузе (см. рис. 31, а) нагрузка на колесо будет равна

$$P_{\max} = R_1 = R_2 = \frac{g(G + G_T)}{z}, \quad (90)$$

где  $G$  и  $G_T$  — соответственно массы груза и тельфера;

$g$  и  $z$  — соответственно ускорение силы тяжести и число колес.

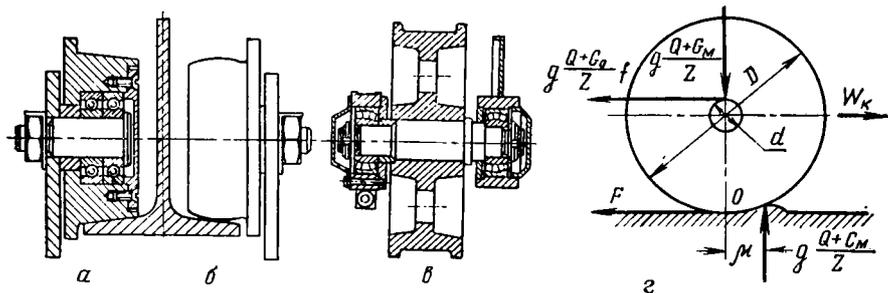


Рис. 32. Ходовые колеса:

а, б и в — конструкция колес; z — схема к расчету.

При несимметричном подвешивании груза нагрузка на колеса тележки и моста при  $b_2 > b_1$  и  $l_2 > l_1$  (см. рис. 31, б) будет

$$R'_{\max} = \frac{2g}{z} \left( \frac{Gb_2}{l} + \frac{G}{2} \right) \quad \text{и} \quad R_{\max} = \frac{2g}{z} \left[ \frac{G + G_T}{L} l_2 + \frac{G_M}{2} \right], \quad (91)$$

где  $G_M$  и  $z$  — соответственно масса моста и общее число колес тележки или моста.

Основные размеры колеса. При выбранной ширине рельса в предварительных расчетах можно определить диаметр колеса:

$$D = \frac{k_c R_{\max}}{b [p]}, \quad (92)$$

где  $[p] = 2,5 \dots 3$  МПа — для чугунных и  $5 \dots 6$  МПа — для стальных колес;

$k_c = 1 + 0,2v$  — коэффициент влияния скорости;

$v$  — скорость, м/с.

Более точно колеса проверяют по контактной прочности, как критерию работоспособности:  $\sigma_k \leq [\sigma]_k$ . Соответственно при линейном и точечном контакте

$$\sigma_{k.l} = \alpha_1 \sqrt{\frac{2k_c R_{\max}}{Db}}; \quad \sigma_{k.t} = \alpha_2 \sqrt{k_c R_{\max} \left( \frac{1}{r} + \frac{2}{D} \right)^2}, \quad (93)$$

где  $\alpha_1 = 600 \dots 400$  и  $\alpha_2 = 4000 \dots 3000$  соответственно для стальных и чугунных колес;

$r$  — радиус закругления рельса или обода колеса.

$[\sigma]_{k.l}$  при линейном контакте в среднем можно принимать:

325 МПа для чугунов СЧ 35—56

550 МПа для сталей 55Л и 45

750 МПа для сталей 40ХН и 65Г.

При точечном контакте  $[\sigma]_{k.t}$  можно принимать в 2 раза больше  $\sigma_{k.l}$ .

### Определение сопротивления передвижению

При движении колесного хода крана и тельфера преодолеваются сопротивления: перекачиванию колес, уклона рельс, ветра, сил инерции при трогании с места (пуск механизма). Сумма сопротивлений может быть выражена в виде толкающей или тянущей силы и момента на ходовых колесах:

$$W_{\Sigma} = W + W_{\alpha} + W_B + W_{и.п};$$

$$M_{\Sigma} = M + M_{\alpha} + M_B + M_{и.п} + M_{и.в}. \quad (94)$$

**Сопротивление перекачиванию колес по рельсу.** Сила  $W$  и момент сопротивления  $M$  перекачиванию колес по рельсу составляются из сопротивлений: качения колеса, трения в подшипниках, в ребрах колес и торцах втулок.

Из условий равновесия сил и моментов (рис. 32, а) при  $W = zW_k$

$$W = g(G + G_m) \left( \frac{2\mu + fd}{D} \right) \beta; \quad M = g(G + G_m) \left( \mu + \frac{fd}{2} \right) \beta, \quad (95)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения качения, равный 0,3...1,0 мм;  
 $f$  — коэффициент трения, равный 0,08...0,1 для подшипников скольжения и 0,01...0,02 для подшипников качения;  
 $\beta = 1,1...3,0$  — коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд и торцов втулок в зависимости от пролета крана. Для электротельферов  $\beta = 1,4...3,0$ .

Вводя понятие коэффициента тяги или коэффициента сопротивления перекачиванию  $\varphi_n = (2\mu + fd) \beta : D$ , получим

$$W = \varphi_n g(G + G_m); \quad M = 0,5\varphi_n g(G + G_m) D. \quad (96)$$

Рельсовый путь грузоподъемников обычно уклона не имеет, тогда  $M_\alpha = 0$ .

Сопротивление от ветровой нагрузки при работе кранов на открытом воздухе определяют по формуле

$$W_b = p(kF_m + F_r); \quad M_b = 0,5W_b D, \quad (97)$$

где  $p = 150$  Па и  $k = 1,2$  — соответственно давление ветра и аэродинамический коэффициент;

$F_m$  и  $F_r$  — соответственно площади подветренных сторон машины и груза.

Сопротивление от инерции поступательно движущихся масс при трогании с места. Сила и момент сопротивления от инерции поступательно движущихся масс на колесе

$$W_{и.п} = (G + G_r) \frac{v}{t_p}; \quad M_{и.п} = 0,5(G + G_r) \frac{vD}{t_p}. \quad (98)$$

Время разгона  $t_p = 2...3$  с и  $3...6$  с рекомендуется соответственно для однорельсовых тележек и мостовых кранов.

Момент сопротивления при перемещении от инерции вращающихся масс  $M_{и.в}$ , приведенный к валу двигателя, учитывается для самоходных машин.

Суммарный момент будет равен

$$M_\Sigma = (M + M_\alpha + M_b + M_{и.п}) \frac{1}{i_0 \eta_0} + (1 + \psi) \frac{[GD^2]_p n_d}{38,2 i_p \eta_0}, \quad (99)$$

где  $[GD^2]_p$  — массовый момент ротора.

Тогда мощность  $N = M_\Sigma n_d / 9550$  кВт. По этой мощности подбирают двигатель. По каталогу его проверяют на запас крутящего момента, как это было изложено для механизма подъема.

В зависимости от числа ведущих колес нормальная работа без буксования обеспечивается условиями распределения нагрузки на колеса соответственно при равномерном и неравномерном:

$$\frac{g(G + G_m)}{z} f > \frac{2M_k}{z_B D_k} \quad \text{и} \quad R_B z_B f > \frac{2M_k}{D_k}, \quad (100)$$

где  $z_B$  и  $z$  — соответственно число ведущих колес и общее;  
 $f = 0,12...0,17$  — коэффициент трения между колесом и рельсом, меньшая величина на открытом воздухе;  
 $M_k$  и  $R_B$  — соответственно момент на ведущих колесах и нагрузка на ведущее колесо.

Механизм передвижения вне тележки (рис. 33, з) смонтирован так, что сохраняется независимость одновременного или раздельного его действия и механизма подъема груза. Подобные механизмы применяют в поворотных кранах с переменным вылетом, в подвесных рельсовых и канатных дорогах с канатной тягой, при перемещении машин при помощи лебедок и т. п.

При подъеме груза усилие прилагают к канату  $A$ , а при перемещении груза — к канату  $B$ .

Сопротивление передвижению тележки (рис. 33, з) состоит из сопротивления ходовых колес  $W$ , определяемого по формуле (96), и сопротивления в блоках механизма подъема  $W_6 = S_H - S_C$ :

$$W_6 = W + W_6. \quad (101)$$

Приняв натяжение сбегающей ветви тягового органа  $S_{c6} = -0,5g(G + G_T)$ , определим последовательно натяжение каната в различных местах:

$$S_2 = \epsilon_1 S_C; \quad S_3 = \epsilon_2 S_2; \quad S_H = \epsilon S_3,$$

где  $\epsilon$  — коэффициент сопротивления блоков.

Суммарное натяжение каната с учетом натяжения от провисания  $S = gq_k l^2 / 8f$  и  $\eta_x$  — к. п. д. холостого блока  $C$  будет

$$S_{наб} = (W_0 + S) / \eta_x, \quad (102)$$

где  $q_k$  и  $l$  — соответственно масса  $l$  пог. м каната и длина провисающей ветви каната;

$f = (0,02...0,01) l$  — допускаемый провес.

Момент, необходимый для перемещения тележки на валу  $D$  при  $S_{c6} \approx S$ , будет

$$M = (S_{наб} - S_{сб}) R_6 / \eta_6, \quad (103)$$

где  $S_{наб}$  и  $S_{сб}$  — натяжения соответственно набегающей и сбегающей ветвей тягового органа;

$R_6$  и  $\eta_6$  — соответственно радиус и к. п. д. блока или звездочки.

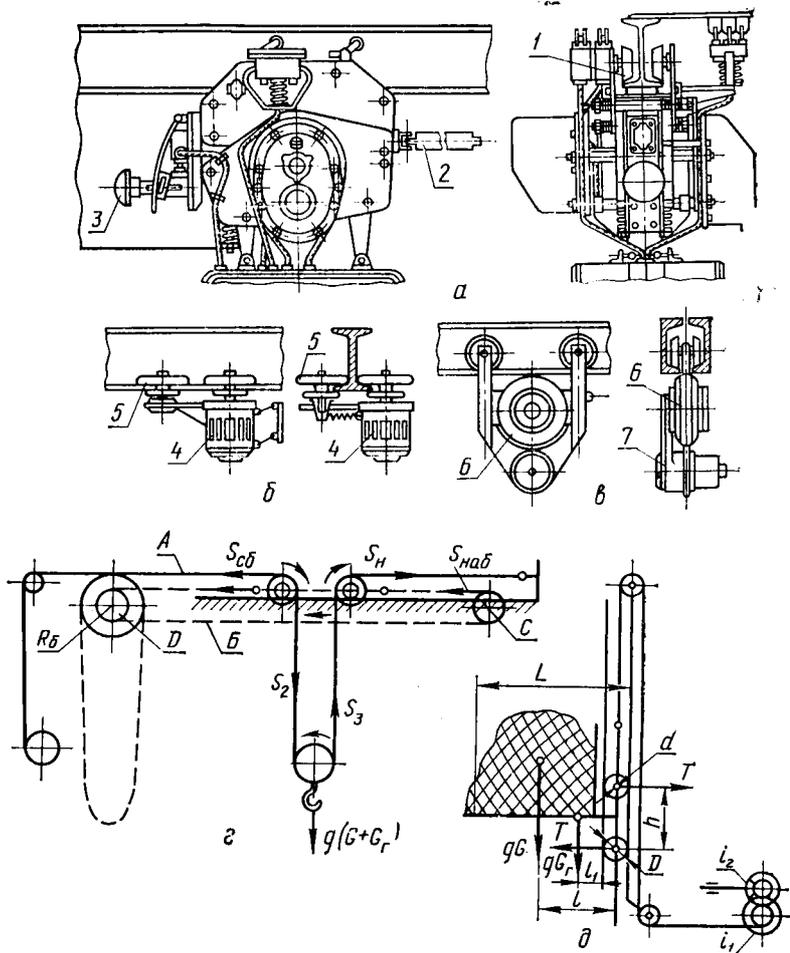


Рис. 33. Схемы механизмов передвижения:

*a* — электротягача; *б* — с желобчатыми роликами; *в* — с пневматическим колесом; *г* — схема к расчету перекатывания по горизонтали; *д* — схема к расчету перекатывания по вертикали; 1 — ходовая тележка; 2 — тяговый прицеп; 3 — ограничитель; 4 — двигатель; 5 — ролик; 6 — пневматическое колесо; 7 — механизм привода.

Механизм передвижения для подъема груза (рис. 33, *д*) в виде консольных крюка, платформы, кузова, решетки и вил, перемещаемых при помощи тележки по вертикальным или наклонным направляющим, применяют в погрузчиках, кранах-штабелерах, стогометателях, скипах и т. п.

Нагрузка на колеса тележки при вылете  $L$ , расстоянии между колесами  $h$  и расстоянии до центра тяжести  $l_1$  тележки определяется из уравнения моментов

$$T = g(GL + G_1 l_1) / h. \quad (104)$$

Суммарная сила, потребная для подъема-перекачивания, определится из уравнения

$$W_{\Sigma} = W_r + W + W_{и.п.}, \quad (105)$$

где  $W_r = g(G + G_T)$  — сила тяжести груза и тележки;  
 $W = 2\beta T(2\mu + fd)/D$  — сопротивление трения в колесах;

$W_{и.п.} = (G + G_T) \frac{v}{t_p}$  — сопротивление от инерции груза и тележки.

Момент и мощность, приведенные к валу двигателя, с учетом сопротивления от инерции вращающихся масс  $M_{и.в.}$  определяется по формуле

$$M_g = \frac{W_{\Sigma} D_{\delta}}{2i_0 \eta_0} + M_{и.в.}; \quad N = \frac{M_g n_d}{9550}. \quad (106)$$

В подобных механизмах перемещения-подъема для аварийной остановки груза при обрыве каната ставят стопоры-ловители.

### Особенности расчета торможения

Тормоза механизма перемещения предназначены для гашения кинетической энергии поступательно движущихся и вращающихся масс груза и машины, влияния уклона пути и ветра при работе на открытом воздухе.

Общий тормозной момент равен

$$M_T = M_{\alpha} + M_B + M_{и.п.} + M_{и.в.} - M. \quad (107)$$

Обозначения в формуле (107) отличаются от ранее принятых тем, что рассматриваются применительно к процессу торможения. При этом момент сопротивления перекачивания  $M$  принимается со знаком минус и из него исключается влияние реборд. При определении моментов  $M$ ,  $M_B$ ,  $M_{и.п.}$ ,  $M_{и.в.}$  к.п.д. механизмов переходит из знаменателя в числитель, а время торможения  $t_T$  принимается от 4 до 2 с (меньше при экстренном).

Расстояние и время торможения можно определить из условий равномерно замедленного движения:  $S = 0,5vt_T$ . По нормам Госгортехнадзора путь торможения при тормозах:

на четверти всех колес —  $S = 0,0004v^2$ ;  
 на половине » » —  $S = 0,0002v^2$ ;  
 на всех колесах —  $S = 0,0001v^2$ .

Определение действительного времени торможения изложено в § 4 «Стопорные и тормозные устройства», а допускаемое время торможения находим по формуле

$$[t_T] = v/60\alpha,$$

где  $a=0,4\dots 1,0$  м/с<sup>2</sup> — наибольшее замедление в зависимости от условий работы.

Скольжение тележки или машины на пути  $S' = v't'_T$  возможно, если силы инерции будут больше сил трения между колесами и рельсами:

$$(G + G_T) v' / t'_T > R_T f z_T + R_X z_X (2\mu + f d) / D, \quad (108)$$

где  $v' = v$  — начальная скорость скольжения;

$R_T$  и  $R_X$  — нагрузка соответственно на тормозные и холостые колеса;

$z_T$  и  $z_X$  — число соответственно тормозных и холостых колес.

## § 6. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

Механизм поворота перемещает груз в горизонтальной плоскости или поворачивает его относительно заданной оси. Такими механизмами снабжают стационарные поворотные краны, совершающие поворот относительно фундамента, стены, колонны, или рамы машины, а также кантователи, штабелеры и т. п.

### Силы, действующие на опоры, и схемы механизмов поворота

Краны и погрузчики опираются на подшипники  $A$  и  $B$  (рис. 34,  $a$ ), на которые действуют силы: без противовеса

$$H = g (GL + G_k l) / h. \quad (109)$$

При противовесах, соответственно в нагруженном и ненагруженном состояниях

$$H' = g (GL + G_k l - G_0 l_0) / h; \quad H'' = g (G_0 l_0 - G_k l) / h, \quad (110)$$

где  $G$ ,  $G_k$  и  $G_0$  — соответственно массы груза, крана и противовеса;

$L$ ,  $l$  и  $l_0$  — плечи действующих сил.

Величина момента от противовеса при  $H' = H''$

$$g G_0 l_0 = g (0,5GL + G_k l). \quad (111)$$

Значения  $G_0$  и  $l_0$  выбирают из соображений рационального размещения массы противовеса.

Суммарная осевая сила на опорное устройство

$$T = g (G + G_k + G_0). \quad (112)$$

Различают краны с поворотной колонной (рис. 34,  $a$ ), неповоротной колонной (рис. 34,  $b$ ) и на поворотном круге (рис. 34,  $в$ ).

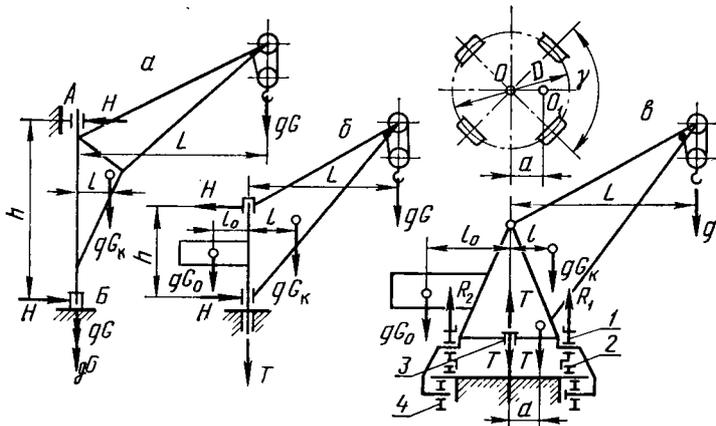


Рис. 34. Схемы поворотных кранов:

*a* — стенового; *b* — на колонне с противовесом; *c* — на поворотном круге; 1 — колесо; 2 — круговой рельс; 3 — центральная цапфа; 4 — ролик.

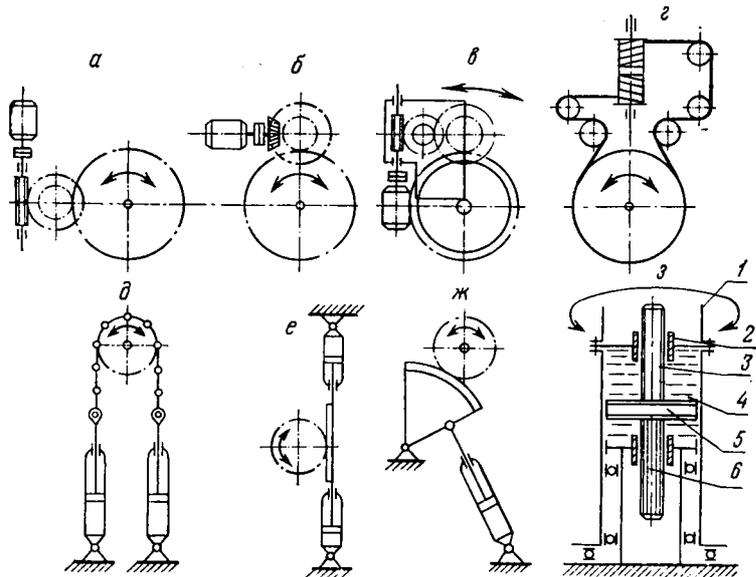


Рис. 35. Схемы поворотных механизмов:

*a, б, в, г* — механических; *д, е, ж, з* — гидравлических (цепного, реечного, секторного, винтового); 1 — колонна крана; 2 — гайка; 3 — винт; 4 — надпоршневая полость; 5 — поршень; 6 — шток.

Поворот совершается вручную или двигателем при помощи механизмов, кинематика которых видна из рисунка 35.

В гидравлическом винтовом механизме масло под давлением подается в надпоршневое 4 или подпоршневое пространство. Поршень 5 вместе со шлицевым штоком 6, перемещаясь при помощи винта 3, поворачивает гайку 2, а вместе с нею и колонну 1 крана.

### Определение сопротивлений и тормозного момента при повороте

При повороте крана в период пуска действуют сопротивления: от сил трения в опорах —  $M_{тр}$ ; от ветровой нагрузки на груз и конструкцию крана —  $M_в$ ; от силы тяжести груза и поворотной части крана при работе на косогоре —  $M_α$ ; от инерции вращающихся масс крана и груза —  $M_{и.г}$  и вращающихся деталей приводного механизма —  $M_{и.в}$ . Суммарный момент на валу двигателя

$$M_{п} = (M_{тр} + M_в + M_α + M_{и.г}) / i_0 η_0 + M_{и.в}, \quad (113)$$

а при установившемся движении

$$M = (M_{тр} + M_в + M_α) / i η_0. \quad (114)$$

**Момент сопротивления повороту от сил трения.** Для кранов (см. рис. 34)

$$M_{тр} = M_1 + M_2 + M_3,$$

где  $M_1 = f H r'_{п}$ ;  $M_2 = f H r''_{п}$  — моменты трения соответственно в верхней и нижней цапфах;

$M_3 = 0,33 f T d_n$  — момент трения в пяте.

**Момент сопротивления повороту от давления ветра**

$$M_в = ρ_в (F_г + F_к) l_в, \quad (115)$$

где  $ρ_в$  — давление ветра, равное 250 Па;

$F_г$  и  $F_к$  — соответственно подветренные площади груза и крана;

$l_в$  — плечо приложения ветровой нагрузки.

**Момент сопротивления на косогоре**

$$M_α = g (GL + G_к l) \sin α, \quad (116)$$

где  $α$  — угол уклона поля или перекоса работающего крана.

**Мощность электродвигателя для установившегося режима работы, кВт,**

$$N = \frac{M n_к}{9550 η_0}, \quad (117)$$

где  $n_к$  — частота вращения крана, об/мин, определяемая по заданной окружной скорости груза.

Для определения мощности двигателя при пуске учитывают момент, необходимый для ускорения движения груза и крана. Он в несколько раз больше, чем момент от сил трения в опорах.

**Момент для ускорения массы груза и поворотной части крана относительно оси вращения**

$$M_{н.г} = (I_{г} + I_{к}) \Theta, \quad (118)$$

где  $\Theta = \pi n_{к} : 30 t_{п}$  — угловое ускорение;  
 $I_{г} = GL^2$  — момент инерции груза;  
 $I_{к} = \Sigma I_x$  — момент инерции крана.

Момент инерции стержня рамы крана относительно оси  $x$  определяют по формуле

$$I_x = 0,33G_x (r_1^2 r_1 r_2 + r_2^2),$$

где  $G_x$  — масса стержня рамы крана;  
 $r_1$  и  $r_2$  — соответственно радиусы поворота концов стержня.

**Момент на валу двигателя для ускорения вращающихся деталей механизма** находится, как и для механизмов подъема и передвижения:

$$M_{и.в} = (1 + \psi) \frac{[GD^2]_{п} n_{д}}{38,2 t_{п}}.$$

По суммарному моменту в период пуска, определяемому по формуле (113), наибольшая пусковая мощность будет равна

$$N_{п} = \frac{M_{п} n_{д}}{9550}. \quad (119)$$

Номинальная мощность, по которой выбирают электродвигатель, равна

$$N_{н} = N_{п} / \varphi, \quad (120)$$

где  $\varphi = 1,3 \dots 1,8$  — коэффициент пусковой перегрузки двигателя.

Выбрав по каталогу двигатель, проверив запас момента и время пуска в сравнении с допускаемым  $t_{п} = 3 \dots 7$  с, можно определить общее передаточное отношение механизма:

$$i = n_{д} : n_{к} = i_1 i_2 i_3 \dots,$$

где  $n_{к} = v : 2\pi L$  — частота вращения, об/мин; здесь  $v$  — скорость вращения крана, обычно не превышающая 100 м/мин,  $L$  — вылет крана, м.

При машинном приводе частота вращения крана колеблется в пределах 0,4...2 об/мин. Поэтому передаточные механизмы поворота обладают большим передаточным отношением. Практически механизмы поворота могут быть двух- и трехступенчатыми. Первые состоят из двух зубчатых передач (цилиндрической и конической)  $i_{\max} \approx 30$  (рис. 35, б), из червячной и цилиндрической пар  $i_{\max} \approx 600$  (рис. 35, а) или двух червячных передач  $i_{\max}$  до 5000. Вторые состоят из червячной передачи и двух цилиндрических

зубчатых пар с передаточным числом  $i_{\max}$  до 3500 (рис. 35, в). Не рекомендуется в механизм поворота ставить самотормозящие передачи, так как это может сократить время торможения до 0,1...0,2 с и привести к большим усилиям в механизме. Для снятия перегрузок ставят фрикционную муфту, допускающую пробуксовку.

При действии на опорное устройство в виде поворотного круга (см. рис. 34, в) трех основных сил: соответственно от масс груза  $gG$ , поворотной части  $gG_k$  и противовеса  $gG_0$  — их равнодействующая может быть приложена внутри опорного контура, когда  $a < 0,5D$ , и вне контура при  $a > 0,5D$ . Из уравнений моментов сил следует:

в нагруженном положении крана

$$a = g \frac{GL + G_k l + G_0 l_0}{T} \quad (121)$$

и в ненагруженном положении при  $T_1 = g(G_k + G_0)$

$$a = g \frac{G_k l - G_0 l_0}{T_1} \quad (122)$$

Обычно  $gG_0 l_0 > gG_k l$  и тогда  $a$  получает отрицательное значение; это указывает на то, что равнодействующая  $T_1 = g(G_k + G_0)$  будет приложена с другой стороны оси крана в сравнении с нагруженным положением.

Усилия  $R_1$  и  $R_2$  на колеса находим из уравнений моментов:

$$R_1 = T \left( \frac{1}{2} + \frac{a}{D} \right); \quad R_2 = T \left( \frac{1}{2} - \frac{a}{D} \right). \quad (123)$$

Отсюда находим подтверждение, что  $R_2 > 0$ , если  $a < 0,5D$ , и  $R_2 < 0$  при  $a > 0,5D$ , когда необходимо устанавливать обратные ролики 4. При отсутствии обратных роликов отрывающую нагрузку будет воспринимать центральная цапфа.

При  $a \approx 0,25D$  реакция  $R_2$  положительна и центральная цапфа (диаметр  $d_{ц}$ ) не нагружена, тогда момент сопротивления от трения будет равен

$$M_{тр} = g(G + G_k + G_0) \left( f \frac{d}{2} + \mu \right) \beta \frac{D}{D_k} + P_{з.п} \frac{d_{ц}}{2} f_{ц}, \quad (124)$$

где  $P_{з.п} = M_n : (R_3 \pm r_{ш})$  — окружное усилие последней зубчатой передачи;

$R_3$  и  $r_{ш}$  — соответственно радиусы зубчатого колеса и шестерни;

$\beta = 1,2...1,3$  — коэффициент, учитывающий сопротивления скольжения катков и трения ступиц.

Если равнодействующая  $T$  приложена вне опорного круга, реакция  $R_2$  отрицательна и центральная цапфа нагружена растягивающим усилием

$$P = g \frac{GL + G_k l - G_0 l_0}{R \cos \gamma} - T,$$

тогда момент будет равен

$$M_{\text{тр}} = \frac{2}{3} f P_{\text{п}} \frac{r^3 - r_0^3}{r^2 - r_0^2} + R_1 \left( f \frac{d}{2} + \mu \right) \beta \frac{D}{D_k} + P_{\text{з.п}} \frac{d_{\text{ц}}}{2} f_{\text{ц}}, \quad (125)$$

где  $r$  и  $r_0$  — соответственно радиусы пяты центральной цапфы.

Тормозной момент для механизма поворота определяют так же, как для механизма подъема и передвижения:

$$M_{\text{т}} = M_{\text{в}} + M_{\alpha} + M_{\text{и.г}} + M_{\text{и.в}} - M. \quad (126)$$

При расчете тормозного момента следует особо тщательно учитывать момент от инерции вращающихся масс груза, крана и механизмов передач.

На основании изложенного ранее момент от инерции вращающихся масс, приведенный к валу двигателя, будет

$$M_{\text{и}} = M_{\text{и.г}} + M_{\text{и.в}} = (I_{\text{г}} + I_{\text{к}} + I_0) \frac{\pi n_{\text{к}} \eta}{30 i_0^2 t_{\text{т}}} + (1 + \psi) \frac{[GD^2]_{\text{п}} \eta_{\text{д}}}{38,2 i_{\text{т}}}. \quad (127)$$

Время торможения при  $\omega = \pi n_{\text{к}} : 30$  будет равно  $t_{\text{т}} = 2\varphi : \omega$ , где  $\varphi$  — угол поворота крана за время торможения рекомендуется принимать: для легкого режима работы  $\varphi = 15^\circ$ , для среднего —  $\varphi = 20^\circ$ , для тяжелого —  $\varphi = 30^\circ$ .

Конструкции механизмов поворота грузоподъемных и погрузочных машин зависят от условий работы, характера нагрузок, рода привода.

## § 7. ОСТОВ И УСТОЙЧИВОСТЬ ГРУЗОПОДЪЕМНИКА

Остовом грузоподъемника служит металлическая конструкция, на которой монтируют рабочие механизмы подъема, передвижения и поворота, электрооборудования и приборы управления.

Конструкция остова, определяемая схемой и условиями работы, должна удовлетворять требованиям достаточной прочности и долговечности, надежности и устойчивости в пределах норм для элементов и всей конструкции, рационального использования металлов, наименьшей массы и меньшей трудоемкости изготовления.

### Основы расчета остова грузоподъемника

Элементы остова грузоподъемника изготавливают из углеродистых и низколегированных сталей и соединяют между собой сваркой, заклепками или шарнирами. Роль звеньев переменной длины выполняют гидроцилиндры.

Допускаемые напряжения для основной конструкции, изготовленной из сталей Ст. 2...Ст. 5, можно принимать при деформациях растяжения, сжатия и изгиба в пределах 145...210 МПа, для заклепок на срез — 110...145 МПа и сварных соединений при электродах Э-34 и Э-42 на срез — 72...110 МПа.

**Расчетные нагрузки на остов.** Постоянная нагрузка возникает от силы тяжести собственной массы  $G_k$ :

$$P_n = k_1 g G_k,$$

где  $k_1 = 1,1$  — коэффициент, учитывающий влияние толчков, при  $v > 60$  м/мин.

Временная нагрузка появляется от силы тяжести масс поднимаемого груза, тележки и грузозахватных устройств:

$$P_b = k_2 g (G + G_T),$$

где  $G$  и  $G_T$  — соответственно массы груза и тележки;

$k_2 = 1,0...1,5$  — коэффициент динамичности, зависит от рода привода и режима работы.

Инерционная нагрузка возникает при неустановившемся поступательном (мост, тележка) или вращательном (поворотный кран, погрузчик) движении. Ее определяют как наибольшую для периода торможения изложенными ранее методами или упрощенно: при прямолинейном  $P_n = 0,14 P_T$ , при повороте

$$P_n' = 0,1 g (G + G_k),$$

где  $P_T$  — суммарная нагрузка на тормозные колеса;

$G_k$  — масса крана.

Ветровую нагрузку определяют изложенными ранее методами.

### Балки и фермы кранов

Остов крана выполняют в виде одной, двух балок или решетчатых ферм. Балки просты, меньшей высоты, но более металлоемки.

Кран-балка (рис. 36, а) подвергается изгибу от сил тяжести масс: груза  $-gG$ , тележки  $gG_T$ , балки  $-gqL$ . Тогда с допущением суммарный момент будет

$$M_{из} = \left[ k_1 \frac{qL^2}{8} + k_2 \frac{G + G_T}{4} L \right] g. \quad (128)$$

Массой балки  $qL$  на этой стадии расчета задаются на основе существующих конструкций.

Выбрав металл балки и допускаемое напряжение, находят момент сопротивления сечения:

$$W = M_{из} : [\sigma]_{из}. \quad (129)$$

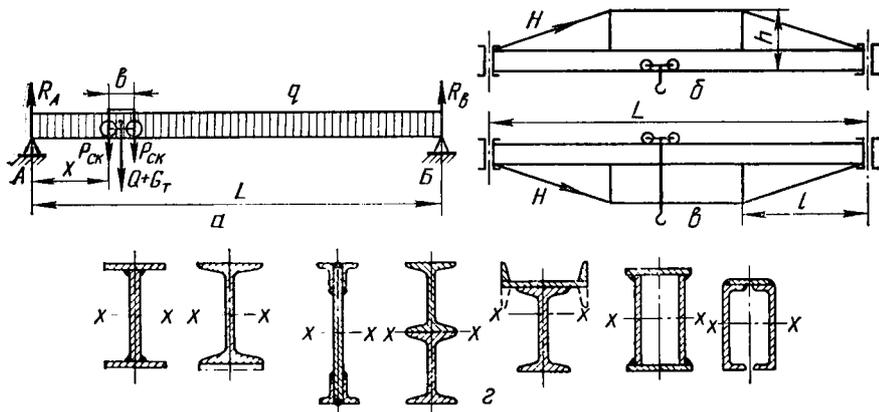


Рис. 36. Схемы кран-балок:

а — к расчету кран-балки; б и в — шпренгельные кран-балки; г — сечения балок.

Зная  $W$ , выбирают по ГОСТ профиль проката или проектируют составную сварную балку (рис. 36, г). Высоту  $h$  балок рекомендуется принимать для одноэтажных балок  $(0,06...0,07)L$  и для корбчатых —  $(0,05...0,066)L$ .

Жесткость балки проверяют по удельной стреле прогиба:

$$f_0 = \frac{g(G + G_T) L^2}{48EI} \leq [f_0], \quad (130)$$

где  $[f_0] = f : L = 1 : 400$  — для ручных мостовых кранов,  $1 : 500$  для кран-балок и  $1 : 700$  для электрических кранов.

При больших пролетах по заданному  $[f]$  определяют  $I$  и проверяют прочность.

Продольные сварные швы в балках, крепящие пояса и накладки к стойке, проверяют по нагрузке на погонный метр по формуле

$$\tau_{cp} = \frac{R_A S}{1,4 h_{ш} I}, \quad (131)$$

где  $S$  и  $I$  — соответственно статический момент сечения, лежащего за плоскостью сварных швов, и момент инерции всего сечения;

$R_A$  — наибольшая поперечная сила в расчетном сечении;

$h_{ш}$  — высота сварного шва.

При опоре колес тележки и электротельфера на нижние полки двутавра момент изгиба и момент сопротивления сечения на погонный метр длины соответственно принимают

$$M = 0,125 (G + G_T) g; \quad W = t^2/6. \quad (132)$$

Тогда напряжение при толщине полки  $t$  будет

$$\sigma_{из} = 0,78 g (G + G_T) / t^2 \leq [\sigma]_{из}. \quad (133)$$

Жесткость балки в горизонтальной плоскости при пролете до 7 м достигается постановкой подкосов с одной или обеих сторон. При больших пролетах ставят решетчатые фермы или сплошной из листа настил со стороны механизма передвижения.

Боковую жесткость от изгиба силами инерции при пуске и торможении проверяют по формуле

$$\sigma_{из} = 0,25P_n L / W_y. \quad (134)$$

Шпренгельную балку при движении по нижней полке (рис. 36, б) и по верхней (рис. 36, в) применяют при пролетах свыше 12 м и повышенной грузоподъемности. Основные нагрузки в ее элементах определяют по уравнениям

$$H = \eta_1 g (G + G_r); \quad M_{max} = \eta_2 g (G + G_r) L, \quad (135)$$

где  $\eta_1$  — коэффициент, равный 1,62...2,57 при  $h : L = 0,1...0,067$ ;

$\eta_2$  — коэффициент, равный 0,08...0,1 при  $l : L = 0,2...0,33$ .

Решетчатые фермы для кранов сельскохозяйственного производства почти не применяют.

**Поворотные краны** в качестве остова оснащены стрелой или фермой. Различают стрелы в виде консольных (рис. 37, а, б, в и г) и двухопорных (рис. 37, д) балок. Наибольшая жесткость достигается при коробчатых и решетчатых сечениях. При большой окружной скорости до 5 м/с и выше необходимо обеспечивать жесткость стрелы в горизонтальной плоскости, а при наличии у стрелы хобота следует учитывать скручивающий момент.

Двухопорную стрелу, применяемую в вантовых, башенных и автомобильных кранах, рассчитывают на сжатие и изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

При переменном вылете крана  $L$  грузоподъемность  $G = f(L)$ , но в любом рабочем положении  $gG_x L_x$  должно оставаться почти постоянным.

Поэтому практически рекомендуется принимать

$$(gG)_x L_x = (0,4...0,3) (gG)_{max} L_{max}. \quad (136)$$

Полное усилие, приложенное к оголовку стрелы, определяют по формуле

$$Q_n = g (kG + 0,5G_c + G_{ог} + G_{г.п} + G_{с.п}), \quad (137)$$

где  $G$ ,  $G_c$ ,  $G_{ог}$ ,  $G_{г.п}$  и  $G_{с.п}$  — соответственно массы груза, стрелы, оголовка, грузового и стрелового полиспастов;

$k = 1,0...1,5$  — коэффициент режима работы.

Сжимающая стрелу сила  $N_n$  определится как геометрическая сумма сил  $G_{max} = gG_{max}$  или  $Q_{min} = gG_{min}$  и сила  $S_n$  натяжения грузового полиспаста

$$N_n' = gG_{max} + S_n' \quad \text{или} \quad N_n'' = gG_{min} + S_n''.$$

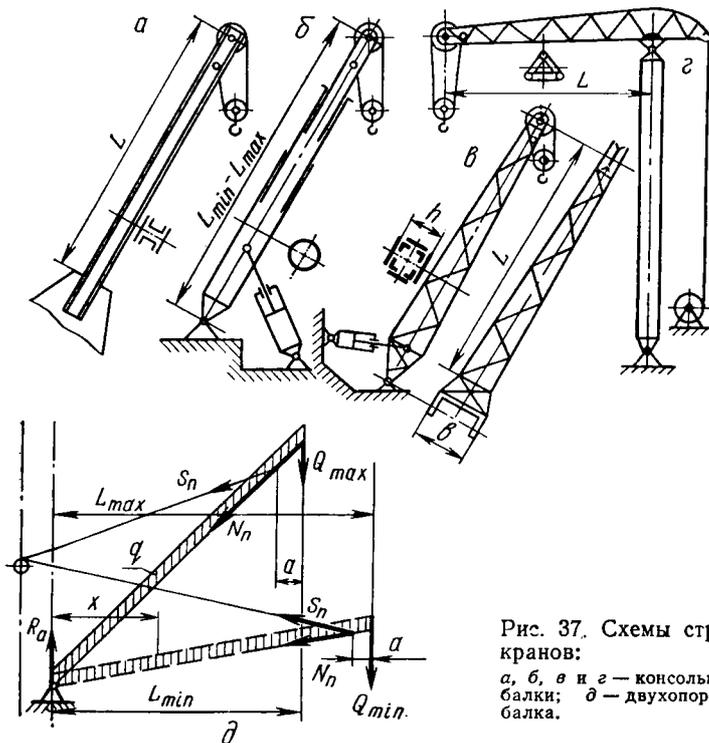


Рис. 37. Схемы стрел кранов:

а, б, в и з — консольные балки; д — двухопорная балка.

Опорную реакцию находят по формуле

$$R_A = \frac{gqL_{\max}}{2} - \frac{M_a}{L-a}, \quad (138)$$

где  $M_a$  — момент для крайних положений стрелы:

$$M_a' = Q_{\max}a' \quad \text{и} \quad M_a'' = Q_{\min}a''.$$

Наибольший изгибающий момент  $M_{из} = R_A x$  при  $x = R_A : gq$ . Прочность и жесткость стрелы проверяют для всех опасных сечений соответственно по формулам

$$\sigma = \frac{N_{\Pi}}{F} + \frac{M_{из,в}}{W_B} + \frac{M_{из,г}}{W_{Г}} \leq [\sigma]_{из}; \quad \sigma = \frac{N_{\Pi}}{\varphi F} + \frac{M_{из}}{W} \leq [\sigma]_{из}, \quad (139)$$

где  $M_{из, в}$ ,  $M_{из, г}$ ,  $W_B$  и  $W_{Г}$  — соответственно изгибающие моменты и моменты сопротивления сечений стрелы в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

$\varphi = 0,52 \dots 0,19$  — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения в зависимости от коэффициента гибкости  $\lambda = 120 \dots 200$ .

Размеры сечения фермы принимают:  $h = (0,05...0,04) L$  (см. рис. 36, б),  $b = (0,1...0,066) L$  (см. рис. 36, а).

Фермы поворотных кранов рассчитывают по наибольшим усилиям и моментам, действующим на их стержни. Предпочтительнее графический способ, дающий возможность контролировать, проектировать и вносить коррективы в конструкцию.

Из условия равновесия (рис. 38) получим суммарную вертикальную реакцию:

$$T = g(G + G_k) = Q_1 - Q_2 + g(G_I + G_{II} + G_{III} + G_{IV}),$$

горизонтальную:

$$H = g(GL + G_k l_k) / h.$$

Тогда усилия будут

$$Q_1 = gGL(L - a); \quad Q_2 = gGa(L - a),$$

где  $a = 0,2L$ .

Условие равенства моментов  $M_{III}^{I-III} = M_{III}^I$  может быть выполнено при положении тележки на консоли и посередине между узлами I и III.

Приближение узла II к узлу III увеличивает нагрузки на стержни 2, 3 и 4, однако при этом кран получает возможность обслуживать большее пространство.

Порядок определения усилий в стержнях (рис. 38, б и в) следующий:

а) вычертить в масштабе схему фермы (рис. 38, а) с нагрузками;

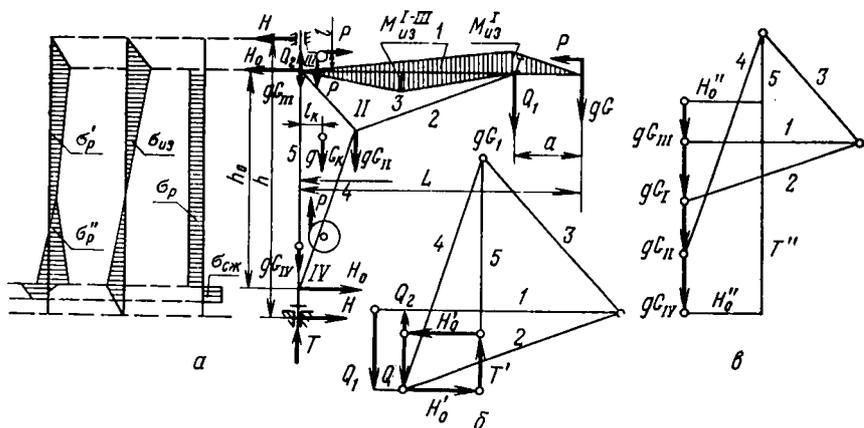


Рис. 38. К расчету фермы поворотного крана:

а — эпюры моментов; б — диаграмма усилий в стержнях от полезной нагрузки; в — диаграмма усилий от собственной массы и от натяжения каната; 1, 2, 3, 4 и 5 — стержни.

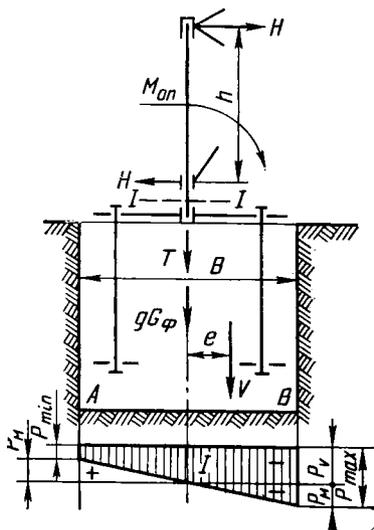


Рис. 39. К расчету колонны и фундамента.

дольного изгиба по формуле

$$F = P_x / \varphi [\sigma]_{сж}, \quad (141)$$

где  $\varphi$  — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, равный 0,99...0,19 соответственно при  $\lambda = 10...200$ .

Почти все стержни подобных ферм делают из одного профиля.

### Устойчивость крана и распределение нагрузки на опоры

Фундамент крана служит его опорой, он воспринимает усилия и моменты и передает их на грунт. У него квадратное основание и прямые стенки. Большие фундаменты делают уширяющимися к основанию с наклонными или ступенчатыми стенками.

На фундамент действует вертикальная сила (рис. 39)

$$V = g(G + G_k + G_0 + G_\phi)$$

и опрокидывающий момент

$$M_{оп} = g(GL + G_k l_k - G_0 l_0) = Hh = Ve.$$

Наименьшую массу фундамента находим по условному расчету на сдвиг под действием силы  $H$ :

$$G_\phi = \gamma h_\phi B^2 \geq \frac{\varepsilon H}{f/g} - (G + G_k + G_0), \quad (142)$$

б) построить диаграммы усилий в стержнях: от полезной нагрузки (рис. 38, б), от сил тяжести масс и от внутренних сил (рис. 38, в).

При построении диаграмм усилий направление их должно соответствовать направлению оси стержня.

По полученным усилиям рассчитывают поперечные сечения. Растянутые стержни проверяют на гибкость:

$$\lambda = \frac{l_c}{r_i} = l_c / \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}} \leq [\lambda], \quad (140)$$

где  $l_c$  — длина стержня;

$r_i$  — радиус инерции;

$I_{\min}$  — момент инерции сечения;

$F$  — площадь сечения стержня.

Сжатые стержни (для них  $[\lambda] = 120$ ) рассчитывают с учетом про-

где  $\varepsilon = 1,5 \dots 1,7$  — коэффициент запаса устойчивости;

$f = 0,5 \dots 0,7$  — коэффициент трения между фундаментом и грунтом;

$\gamma$  — плотность материала фундамента.

Устойчивость фундамента проверяют, учитывая давления  $p_{\max}$  и  $p_{\min}$ , сопротивление боковых стенок не учитывается. Тогда сжимающее давление

$$p_{\max} = -\frac{V}{F} - \frac{M}{W} = -\frac{V}{B^2} \left( 1 + \frac{6e}{B} \right) \leq [p], \quad (143)$$

где  $[p]$  — допустимое удельное давление, МПа: для гранита — 3,0...4,0, известняка — 1,5...2,5; слежавшегося гравия — 0,5...0,8; песка, глины — 0,3...0,5; для мокрого песка и болотистого грунта (0,2...0,3).

Выражение  $\left( 1 + \frac{6e}{B} \right)$  является коэффициентом перераспределения удельного давления, из которого видно, что при  $e = B/6p_{\max} = 2p$  и  $p_{\min} = 0$  дальнейшее увеличение нагрузок приведет к отрыву кромки  $A$  основания фундамента.

**Нагрузка на ходовые устройства.** Ходовая часть подъемных и погрузочных машин бывает колесной и гусеничной. Условия работы этих машин в сельском хозяйстве отличаются неравномерностью плотности грунта, наличием уклонов, низким давлением в шинах, отсутствием дополнительных опор и перемещением грузов на значительные расстояния, т. е. всем тем, что уменьшает устойчивость и увеличивает неравномерность нагрузок на элементы ходовой части (колеса, гусеницы).

Распределение нагрузки на ходовые колеса. Рассмотрим распределение нагрузки на колеса в часто встречающейся схеме, когда ось вращения погрузчика не совпадает с центром опор прямоугольника  $ABCD$  (рис. 40,а). Подобная схема со смещенной осью вращения крана типична для автокранов, автопогрузчиков и грейферных погрузчиков на тракторах.

Для повышения устойчивости на элементы опор ставят уширенные колеса, спаренные шины, выносные опоры.

Опрокидывающий момент может быть приложен в трех плоскостях. Тогда наибольшая нагрузка на колеса при действии момента в плоскости  $OI$  будет

$$P_C = P_D = \frac{V}{4} \left( 1 + 2 \frac{e}{a} + 2 \frac{l}{a} \right);$$

в плоскости  $OII$

$$P_C = \frac{V}{4} \left( 1 + 2 \frac{e}{a} + \frac{e}{b} \right); \quad P_B = \frac{V}{4} \left( 1 - 2 \frac{e}{a} + \frac{e}{b} \right);$$

в плоскости  $O_1III$

$$P_C = \frac{V}{4} \left( 1 + 2 \frac{e}{a} + 2 \frac{y}{a} + 2 \frac{x}{b} \right)$$

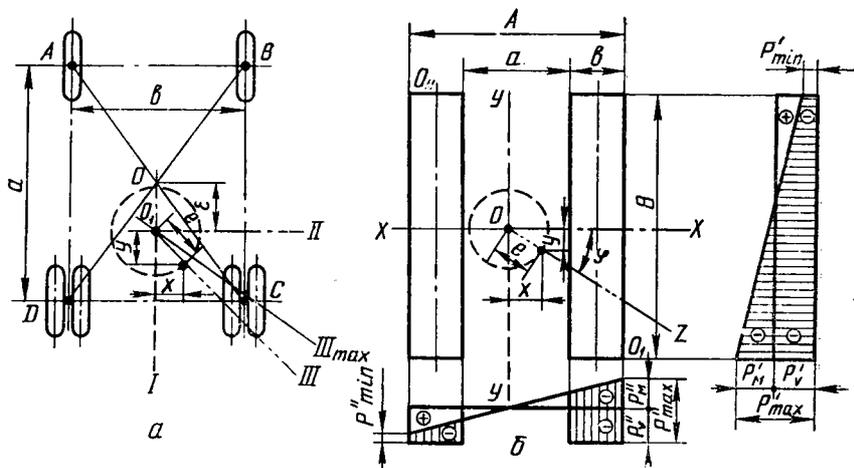


Рис. 40. К расчету распределения нагрузки и удельного давления.

и в плоскости  $O_1III$  при  $O_1III \perp BD$

$$R_{\max} = P_C = \frac{V}{4} \left( 1 + 2 \frac{e}{a} + 2e \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{ab} \right). \quad (144)$$

Во всех вариантах нагружения должно быть  $R_{\min} > 0$ . Это условие возможно при соответствующем подборе размеров  $e$ ,  $e$ ,  $a$  и  $b$ . Выражение в скобках — коэффициент концентрации нагрузки.

Распределение удельного давления на гусеничном ходу. В процессе работы погрузчика и крана на гусеничном ходу вследствие эксцентricности нагрузки на опорных площадках возникает перераспределение удельного давления, максимальная величина которого зависит от положения плоскости подъема груза и скорости подъема.

На погрузчик действует вертикальная равнодействующая  $V$  и момент  $M_{\text{оп}} = Vc$ . Схема опорных площадок и эпюры удельных давлений показаны на рисунке 40, б.

Действие опрокидывающего момента в плоскости  $O_1y$  соответствует машинам с фронтальной навеской рабочих органов. Тогда удельное давление будет равно

$$p'_{\max} = p_V' + p_M' = \frac{V}{F} + \frac{M_{\text{оп}}}{W_x} = \frac{V}{2bB} \left( 1 + \frac{6e}{B} \right) \leq [p].$$

При проектировании рекомендуется обеспечивать  $e < B/6$ , тогда  $p'_{\min} > 0$ .

При действии момента в плоскости  $O_1x$  (боковая навеска рабочих органов) удельное давление будет равно

$$p''_{\max} = p_V'' + p_M'' = \frac{V}{F} + \frac{M_{\text{оп}}}{W_y} = \frac{V}{2bB} \left( 1 + 12 \frac{bAe}{A^3 - a^3} \right) \leq [p].$$

$p'_{\min}$  и в этом случае должно быть больше нуля.

В кранах и погрузчиках с поворотным рабочим органом опрокидывающий момент может действовать в произвольно расположенной плоскости  $O_1z$ . При этом максимальное удельное давление будет равно

$$p'''_{\max} = p_v + p_x + p_y = \frac{V}{2bB} + \frac{M_y}{W_x} + \frac{M_x}{W_y}, \quad (145)$$

где  $M_y = Vx$ ;  $M_x = Vy$  — составляющие геометрической суммы момента  $M_{\text{оп}}$ ;

$W_x = 2bB^2/6$ ;  $W_y = B(A^3 - a^3)/6A$  — момент сопротивления площадок гусеницы.

Из рисунка 40, б  $y = e \sin \varphi$ ;  $x = e \cos \varphi$ ;  $\sin \varphi = A/\sqrt{A^2 + B^2}$  и  $\cos \varphi = B/\sqrt{A^2 + B^2}$ . После подстановки этих значений в уравнение (145) получим

$$p'''_{\max} = \frac{V}{2bB} \left( 1 + k_r \frac{e}{\sqrt{A^2 + B^2}} \right) \leq [p], \quad (146)$$

где  $[p]$  — допускаемое удельное давление, приведено при расчете фундамента;

$k_r = 8,8 \dots 11,9$  — безразмерный коэффициент, зависящий от размеров гусениц и их расстановки.

**Устойчивость погрузочных машин.** Известно, что больше половины аварий с грузоподъемными машинами происходит по причине потери устойчивости.

Устойчивость свободно стоящих передвижных грузоподъемных машин — главное требование техники безопасности при эксплуатации их, особенно в сельскохозяйственном производстве, где перемещение происходит по неровностям поля, при порывах ветра, перекосах и раскачивании машины и груза.

Правилами Госгортехнадзора (Госсельхозтехнадзора) предусматривается норма устойчивости, определяемая коэффициентом устойчивости. Различают коэффициенты грузовой устойчивости и собственной устойчивости, рассчитываемые в наихудших условиях нагружения.

Коэффициент грузовой устойчивости — отношение суммы моментов всех сил (кроме груза) относительно линии опрокидывания  $BB$  (рис. 41, б) к моменту груза:

$$K_r = \frac{M_0 + M_k - \Sigma M_n - \Sigma M_b}{M} \geq 1,15, \quad (147)$$

здесь

$$M_0 = Q_0 [(l_n + b) \cos \alpha - h_n \sin \alpha];$$

$$M_k = Q_k [(c + b) \cos \alpha - h_k \sin \alpha],$$

где  $M_0$  и  $M_k$  — соответственно моменты от противовеса и массы грузоподъемника;

$\Sigma M_n$  — сумма моментов от инерции груза и грузоподъемника;

$\Sigma M_B = M_{B.r} + M_{B.k}$  — сумма моментов от ветровой нагрузки:  $M_{B.r} = P_{B.r} Q_{rT}$  — на груз и  $M_{B.k} = P_{B.k} Q_{kT}$  — на кран.

Сумму моментов от инерции груза и грузоподъемника  $\Sigma M_{\text{ин}}$  принято определять исходя из наиболее неблагоприятных условий: при начале подъема и торможения движущегося груза

$$M_1 = \frac{G(L-b)v_1}{t_1};$$

при повороте стрелы с грузом от центробежной силы (рис. 41, а)

$$M_2 = P_{\text{ц}} h = G\omega^2 L_0 h,$$

где  $L_0$  находят из отношения  $(L_0 - L) : H = P_{\text{ц}} : gG$ ; при пуске и торможении механизма поворота максимум момента от касательной силы  $T_1$  будет при угле  $45^\circ$  (рис. 41, б)

$$M_3 = T_1 h = G \frac{\pi n L_0}{30 t_3} h \cos 45^\circ;$$

при торможении движущегося грузоподъемника от силы инерции груза

$$M_4 = \frac{G h v_4}{t_4};$$

при торможении движущегося грузоподъемника от силы инерции

$$M_5 = \frac{\Sigma G h_k v_4}{t_4}.$$

Чаще при расчетах  $\Sigma M_{\text{ин}}$  учитывают только  $M_1$  и  $M_2$ , реже комбинацию из двух-трех других моментов от сил инерции.

Если при расчете грузовой устойчивости дополнительные нагрузки не учитываются, то принимается  $K_r \geq 1,4$ . Статическое испытание грузоподъемника проводят под нагрузкой  $1,25gG$ .

Коэффициент собственной устойчивости — отношение моментов, восстанавливающих устойчивость грузоподъемника, к сумме моментов, опрокидывающих его относительно опор  $B$  при неблагоприятном сочетании действия этих нагрузок:

$$K_c = \frac{M'_k}{M'_0 + M_{\text{вк}}} \geq 1,15, \quad (148)$$

где  $M'_k = Q_k [(b-c) \cos \alpha - h_k \sin \alpha]$  — момент от силы тяжести массы крана (рис. 41, а);

$M'_0 = Q_0 [(l_{\text{п}} - b) \cos \alpha + h_{\text{п}} \sin \alpha]$  — момент от противовеса.

Изложенный метод определения грузовой и собственной устой-

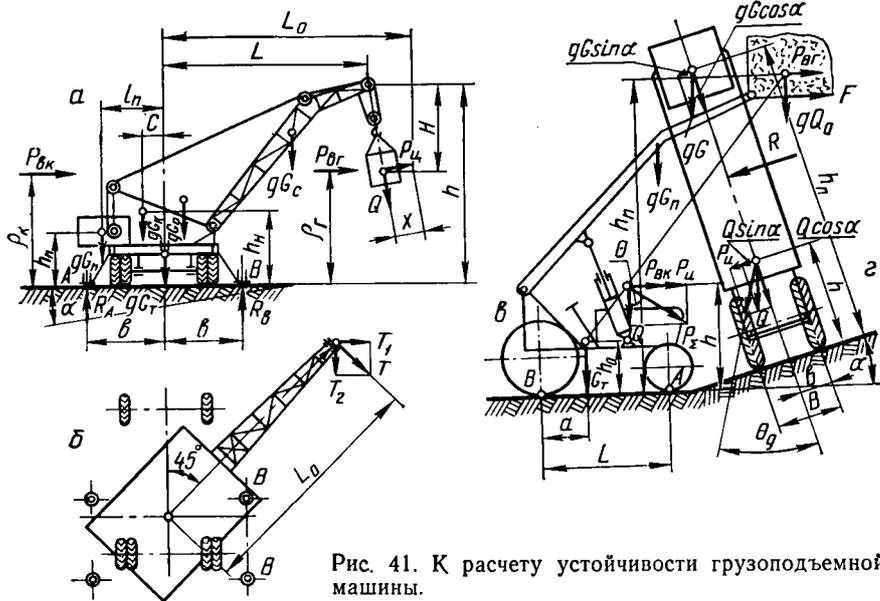


Рис. 41. К расчету устойчивости грузоподъемной машины.

чивости применим для автокранов, автопогрузчиков, навесных тракторных погрузчиков.

Продольная устойчивость для погрузчиков с фронтальной навеской грузозахватного органа проверяется по формуле (148).

Коэффициент продольной устойчивости рекомендуется принимать  $K_n = 1,4 \dots 1,6$ . С увеличением грузоподъемности  $K_n$  имеет тенденцию к уменьшению. При увеличении высоты подъема груза он возрастает. В случаях превышения высоты подъема в 2,8...3,5 м рекомендуется уменьшать допускаемую массу груза. Однако следует иметь в виду, что слишком большой  $K_n$  снижает эксплуатационные качества погрузчиков.

Продольную устойчивость проверяют при опрокидывании относительно точки  $A$  (рис. 41, б) по формуле

$$K_n = \frac{M_0 + M_k - \Sigma M_n - \Sigma M_b - M_F}{M_{P_0}}, \quad (149)$$

где  $M_F = Fh_n$  — момент от силы трения и деформации связных грузов при отходе погрузчика;

$M_{P_0} = \epsilon gGL_0$  — момент от суммарной силы отрыва груза при  $P_0 = \epsilon gG$ , здесь  $\epsilon = 1,54 \dots 4,0$  для связных грузов — соломы, сена, силоса и навоза.

По соглашению Международной федерации ускорение при торможении принято определять из соотношения

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{P_n}{gG} = \frac{a}{g},$$

тогда  $a = g \operatorname{tg} \theta$ , где  $\operatorname{tg} \theta = 0,18$ , рекомендуется из условий торможения погрузчика на пути  $S = 3$  м при движении со скоростью  $v = 12$  км/ч.

При иных значениях  $a$  и  $\operatorname{tg} \theta$  (торможение при уклоне пути) путь торможения определяется:

$$S = -\frac{v^2}{2a}.$$

Поперечная устойчивость может быть нарушена при движении погрузчика и стогометателя на поворотах. При повороте на косогоре (рис. 41, з) на погрузчик действуют суммарная сила  $Q_{\Sigma} = g(G + G_0 + G_r)$  и сила инерции  $P_u$ , приложенные в центре тяжести, тогда условие равновесия будет

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{P_u + Q_{\Sigma} \sin \alpha}{Q_{\Sigma} \cos \alpha} \leq [\operatorname{tg} \theta].$$

Подставляя значения

$$\sin \alpha = \frac{b}{\sqrt{b^2 + h^2}}; \quad \cos \alpha = \frac{h}{\sqrt{b^2 + h^2}}; \quad P_u = \frac{Gv^2}{R},$$

получим после преобразования

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{v^2}{gR} \cdot \frac{\sqrt{b^2 + h^2}}{h} + \frac{b}{h} \leq [\operatorname{tg} \theta].$$

При  $\alpha = 0$ , т. е. на горизонтальной плоскости, и  $[\operatorname{tg} \theta] = b/h$  будет  $\operatorname{tg} \theta < [\operatorname{tg} \theta]$  или  $v^2/gR < b/h$ , откуда допускаемая скорость поворота

$$v < \sqrt{\frac{gbR}{h}} \quad (150)$$

и допускаемый радиус поворота

$$R > \frac{hv^2}{gb}. \quad (151)$$

Варьируя размерами  $b$  и  $h$  и параметрами  $v$  и  $R$ , достигают устойчивости погрузчика на поворотах.

Погрузчик в условиях сельского хозяйства может работать как транспортная машина с поднятым грузом. При передвижении погрузчика с грузом, т. е. при работе без выносных опор, устойчивость должна быть проверена и обеспечена рекомендациями уменьшения груза, подвешивания груза на минимальном вылете и наиболее выгоднейшем расположении стрелы.

В практике эксплуатации погрузчиков и кранов при внезапном отрыве груза или автоматической его разгрузке возникает опрокидывающий момент, действующий в сторону противовеса, равный моменту от груза.

## § 8. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Большое разнообразие процессов и операций по перевалке грузов и обслуживанию сельскохозяйственного производства позволяет использовать большинство грузоподъемных машин общего на-

значения. Вместе с тем особенности условий работы и физико-механических свойств грузов требуют применения грузоподъемных машин специального назначения.

Грузоподъемные машины делятся на стационарные, передвижные, прицепные и самоходные.

### Стационарные краны

Стационарные поворотные краны используют для обслуживания ограниченной площади.

Кран-укосина (рис. 42, а) применяют для подъема и опускания груза на строительстве и погрузочных работах. Краны-укосины строят грузоподъемностью 0,5 и 1,0 т с вылетом 2,25 м и углом поворота 230°.

Настенный струнный кран (рис. 42, б) оснащен тележкой для перемещения груза по стреле. Он предназначен для обслуживания рабочего места: станка, станка и т. п. Грузоподъемность и вылет ограничиваются предельным моментом нагрузки на стену здания  $[M] \leq 100 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Кран с неподвижной колонной (рис. 42, в), как и кран с поворотной колонной и переменным вылетом (рис. 42, г), используют в ремонтных мастерских, при демонтаже тракторов и сельскохозяйственных машин и испытании двигателей. Грузоподъемность крана с поворотной колонной до 10 т при вылете до 7 м. Благодаря перемещению тележки по ферме крана и повороту можно обслуживать определенную площадь.

Удобен для обслуживания рабочего места поворотный кран с ломающейся в горизонтальной плоскости стрелой (рис. 42, д).

### Мостовые и козловые краны и краны-штабелеры

Эти краны относятся к стационарным установкам, которые перемещаются по рельсовому пути и обслуживают ограниченные площади: их применяют в цехах мастерских и заводов, складах, разгрузочных площадках, силосо- и навозохранилищах.

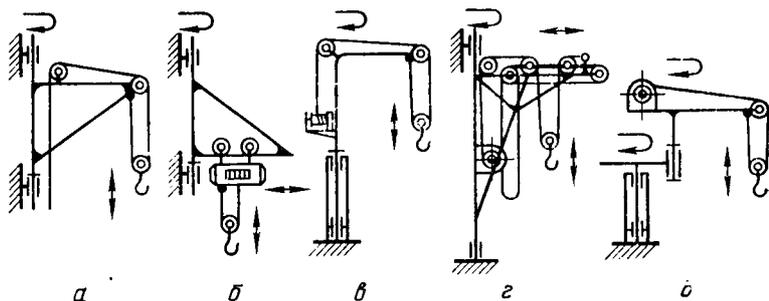
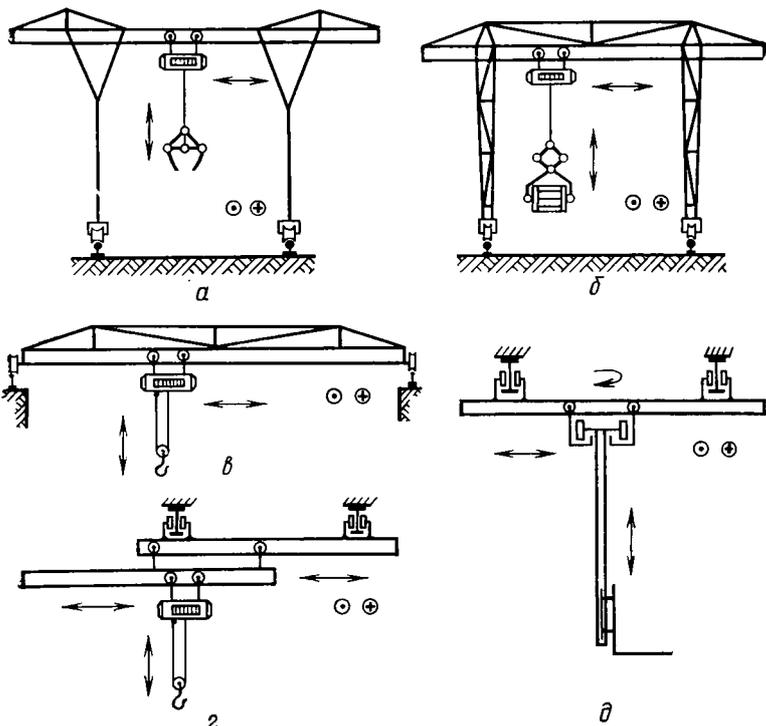


Рис. 42. Поворотные краны:

а — кран-укосина; б — настенный струнный с электроталью; в — с неподвижной колонной; г — с поворотной колонной и переменным вылетом; д — со стрелой, ломающейся в горизонтальной плоскости.



**Рис. 43.** Краны и кран-штабелер:

*а* — козловой с виброгрейфером; *б* — козловой с клещевым захватом; *в* — мостовой; *г* — подвесная кран-балка с выдвижной консолью; *д* — кран-штабелер.

Козловые краны чаще используют на открытых местах. В процессе работы они опираются на наземный рельсовый путь или на гладкое и твердое покрытие пола: асфальт, бетон, деревянный торцовый настил. Они находят широкое применение на прирельсовых складах производственных объединений Госкомсельхозтехники. Расстояние между их опорами зависит от условий эксплуатации и определяет конструкцию балки в виде шпренгельной и решетчатой фермы.

На рисунке 43, *а* показан кран с виброгрейфером для выгрузки силоса и навоза и погрузки их в транспортные средства, а на рисунке 43, *б* — с клещевым захватом для тарных грузов.

Краны мостового типа подразделяют на два вида: кран-балки (рис. 43, *в* и *г*) и мостовые краны, последние в сельском хозяйстве почти не применяют.

Кран-балка с электротельфером легче и дешевле мостового крана. Ею можно управлять с пола.

По способу опоры на крановые пути кран-балки бывают: опорные (рис. 43, *в*) и подвесные (рис. 43, *г*). Подкрановые пути подвесной кран-балки можно крепить к перекрытию здания и оборудовать их выдвижными консолями, что позволит перегружать груз в транспортные средства или передавать его в другое помещение.

Кран-балки, применяемые в сельском хозяйстве, обладают грузоподъемностью до 3 т и пролетами от 5 до 14 м.

Гидрофицированный привод механизмов поступательного (гидроцилиндры) и вращательного (гидромоторы) движений находит все большее применение и в кранах благодаря плавному регулированию, упрощению конструкции, меньшей массе, уменьшению габаритов и стоимости.

Кран-штабелер (рис. 43, д) предназначен для механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ на складах мастерских и производственных объединений Госкомсельхозтехники. Его можно использовать вне помещений при перегрузке штучных грузов, контейнеров, грузов на поддонах и при обслуживании стеллажей узлов и деталей.

Кран-штабелер отличается от кран-балки наличием дополнительного механизма для поворота груза в горизонтальной плоскости и вильчатым захватом.

Грузоподъемность крана-штабелера 0,15...1,0 т, скорость перемещения 0,35...0,6 м/с, скорость подъема 0,15 м/с.

### Передвижные краны

К этой группе относятся краны на тележках, переносные и прицепные, применяемые для механизации при монтажно-демонтажных и погрузочно-разгрузочных работах. Кран с ручным приводом и с лебедочным механизмом подъема показан на рисунке 44, а и с ручным гидроприводом — на рисунке 44, б. Их достоинством является простота устройства и обслуживания при использовании. Их можно подкатывать под разбираемую машину или разгружаемый транспорт.

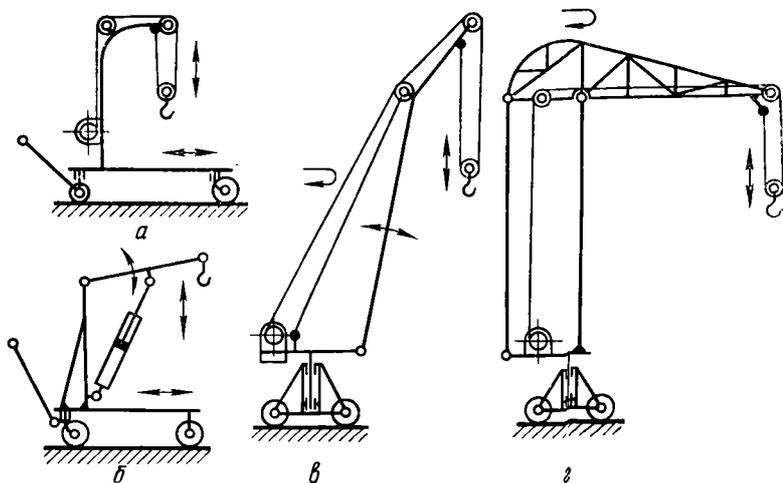


Рис. 44. Краны на тележках:

а — ручной; б — с гидроприводом; в — типа «Пионер»; г — башенный трубчатый.

Более универсальны и эффективны электрифицированные краны типа «Пионер» (рис. 44, в) и башенно-трубчатый (рис. 44, г) с поворотной стрелой, предназначенные для тех же работ на открытом воздухе. Грузоподъемность этих кранов соответственно 0,25 и 0,5 т, скорость подъема 0,25 и 0,5 м/с, частота поворота стрелы 0,6 об/мин. Шарнирное крепление стрелы (рис. 44, г) освобождает колонну от поперечного изгиба при подъеме груза.

### Самоходные краны

Самоходные краны разделяют на навесные, автономные и прицепные.

Навесное крановое устройство монтируют на автомобилях, тракторах и прицепах для самопогрузки и обслуживания других транспортных средств. На рисунке 45, а и б показано крановое оборудование, позволяющее снизить себестоимость перевозок на 20%. Цикл легкого крана составляет от 1 до 2 мин, благодаря чему

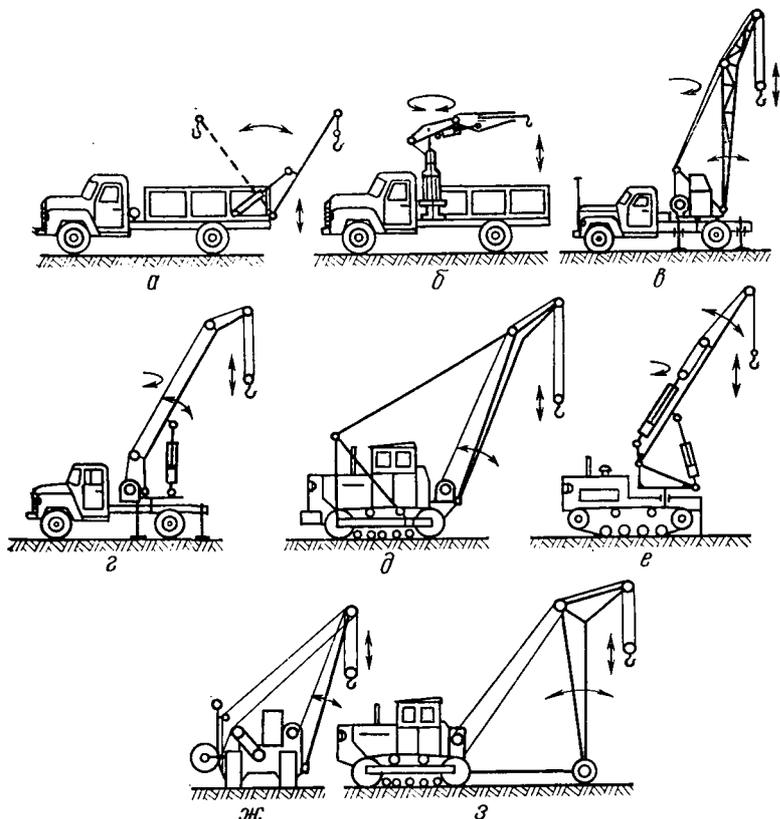


Рис. 45. Самоходные и передвижные краны:

а — автомобиль с порталом; б — автомобиль с краном; в — автокран; г — автокран с гидроприводом; д — тракторный кран с фронтальной стрелой; е — тракторный кран с гидроприводом; ж — тракторный кран с боковой стрелой; з — прицепной кран.

можно загрузить автомобиль за 7...10 мин. Однако установка легкого крана немного снижает полезную грузоподъемность.

**Автономные краны.** К ним относятся все виды автомобильных (рис. 45, *в* и *г*) и тракторных (рис. 45, *д*, *е* и *ж*) кранов.

Их монтируют на автомобильном или специальном шасси. Высокая производительность, универсальность и большая мобильность позволяют широко применять их в сельском хозяйстве для погрузочно-разгрузочных работ. Особо эффективно их применение при контейнерных перевозках всех видов корнеклубнеплодов. При работе без выносных опор грузоподъемность следует снижать в 2 и более раза.

**Гидрофицированный привод в кранах** (рис. 45, *г* и *е*) находит все большее применение благодаря существенным преимуществам. Груз поднимается ветвью ускоряющего полиспаста с вмонтированным в него гидроцилиндром. Стрелу поднимают при помощи гидроцилиндра.

Торможение и безопасное опускание груза осуществляются регулированием выпуска жидкости из гидроцилиндров.

**Тракторные краны** встречаются с навесным и прицепным грузоподъемным оборудованием.

Навесные телескопические стрелы грузоподъемностью 0,1...0,5 т монтируют на навесной системе трактора типа ДТ-20.

Подъем груза осуществляется гидросистемой, а перемещение передвижением трактора.

Для подъема более тяжелых грузов в 1,2...3 т стрелы кранов навешивают на гусеничные тракторы по схемам: фронтальная (рис. 45, *д*), поворотная (рис. 45, *е*), боковая (рис. 45, *ж*). Грузоподъемность ограничивается прочностью упругих подвесок рамы и пределом нагрузки на почву 75...100 кПа.

Боковое расположение стрелы позволяет крану передвигаться вдоль фронта работ, например при укладке труб в траншеи.

Для перевозки крупногабаритных и длинномерных грузов применяют прицепные краны (рис. 45, *з*). Груз поднимают тракторной лебедкой. Грузоподъемность крана от 2 до 10 т. Колея колес крана 2,8 м. Вылет стрелы от 2 до 6,5 м.

Крюковое оборудование, навешиваемое на сельскохозяйственные погрузчики ПГ-0,2, ПУ-0,5, СНУ-0,8, ПЭ-0,8Б, Э-153, ПЭА-1,0, превращает их в тракторные краны на колесном ходу, которые можно использовать для погрузочно-разгрузочных работ.

## Глава 3

### ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

#### § 1. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ТЕОРИЯ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

##### Назначение и классификация

Транспортирующие машины широко используют в сельском хозяйстве для межцехового, внутрицехового и внутриагрегатного перемещения грузов. Их основные достоинства — непрерывность потока груза и более высокая производительность. Они участвуют в обеспечении главных грузовых потоков в виде транспортирующих машин общего назначения: ленточных, скребковых, ковшовых, винтовых, пневматических транспортеров — и специального: зернопогрузчиков, свеклопогрузчиков, навозопогрузчиков, кормораздатчиков и др.

Машины непрерывного транспорта различают по роду груза, по конструкции, по принципу действия, по направлению движения, по приводу в движение груза, по назначению и схеме установки.

Для повышения эффективности транспортирующих машин при многообразии грузов и сезонности погрузочно-разгрузочных работ в сельском хозяйстве наблюдается тенденция их универсализации.

##### Общая теория

Производительность транспортера определяется произведением погонной массы груза или его объема ( $q$ , кг/м — сыпучих,  $q_0$ , м<sup>3</sup>/м — транспортирование в ковшах, сосудах и других емкостях,  $q_{ш}$ , кг/м — штучных) на скорость перемещения  $v$ , м/с. Секундная производительность соответственно будет  $qv$ , кг/с;  $q_0v$ , м<sup>3</sup>/с;  $q_{ш}v$ , кг/с. Тогда часовая производительность для сыпучего груза, т/ч,

$$\Pi = 3,6qv = 3,6\varphi\gamma Fv, \quad (152)$$

где  $\varphi$  — коэффициент наполнения;

$\gamma$  — насыпная или объемная плотность;

$F$  — площадь сечения потока груза, м<sup>2</sup>.

Объемная производительность, м<sup>3</sup>/ч,

$$\Pi = 3600V \frac{v}{a}, \quad (153)$$

где  $V$  — емкость грузонесущего органа, м<sup>3</sup>;  
 $a$  — расстояние между емкостями.

Тогда  $v : a$  — количество емкостей, перемещающихся в секунду. Умножением правой части формулы (153) на  $\psi$  и  $\gamma$  получим, т/ч,

$$\Pi = 3600\psi\gamma V \frac{v}{a}. \quad (154)$$

При транспортировании штучных грузов массой  $G$ , расстояние между которыми  $a$ , получим, т/ч,

$$\Pi = \frac{3,6Gv}{a}. \quad (155)$$

Количественная производительность в штуках грузов в ч

$$\Pi_2 = \frac{3600}{t} = 3600 \frac{v}{a}, \quad (156)$$

где  $t = a : v$  — время прохождения грузом расстояния между грузами, с.

Решая совместно уравнения (155) и (156), получим, т/ч,

$$\Pi = 0,001\Pi_2 G. \quad (157)$$

**Мощность привода и коэффициент сопротивления движению.** Энергия в транспортерах расходуется на преодоление сопротивлений перемещения груза по горизонтали, подъема груза, холостого хода. Рассмотрим транспортирование груза из точки  $A$  в точку  $B$  (рис. 46, а). Это можно выполнить перемещением по наклонному направлению под углом  $\beta$  или по горизонтали  $AB$  и вертикали  $BB$ .

Мощность для перемещения груза по горизонтали

$$N_r = gqL_r v \omega_r,$$

где  $L_r = L \cos \beta$  — путь транспортирования по горизонтали;

$\omega_r$  — коэффициент сопротивления движению груза;

$qv = 1000 \Pi : 3600$  — секундная производительность.

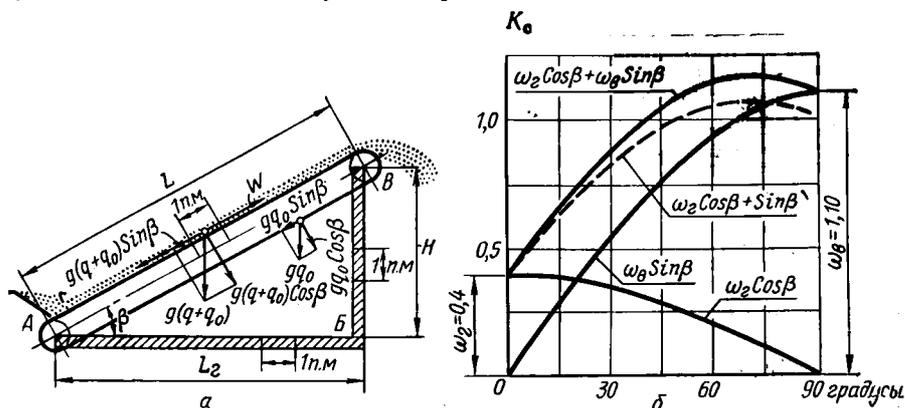


Рис. 46. К определению мощности (а) и график (б) зависимости коэффициента сопротивления.

Тогда мощность, Вт,

$$N_r = 0,278gPL\omega_r \cos \beta. \quad (158)$$

Мощность для подъема

$$N_b = gqHv\omega_b = 0,278gPL(1 + \omega'_b) \sin \beta, \quad (159)$$

где  $\omega_b = 1 + \omega'_b$  — коэффициент сопротивления движению груза по вертикали при  $\omega'_b$  — коэффициенте, учитывающем дополнительные сопротивления;

$H = L \sin \beta$  — высота транспортирования.

Коэффициент сопротивления движению транспортера — это отношение силы сопротивления к полезной силе тяжести или соответственно мощностей, т. е.

$$K_c = (N_r + N_b)/0,278gPL = \omega_r \cos \beta + \omega_b \sin \beta. \quad (160)$$

Зависимость  $K_c$  от  $\beta$  и условий работы показана на рисунке 46, б. Наибольшее его значение не всегда будет при  $\beta = 90^\circ$ .

Мощность холостого хода при замкнутом контуре

$$N_x = 2gq_0Lv\omega_x \cos \beta = 2g \frac{\pi z}{3,6} \cdot \frac{q_0}{q} \omega_x \cos \beta, \quad (161)$$

здесь 2 — цифра, учитывающая сопротивление двух ветвей;

$q_0$  — погонная масса подвижных частей транспортера.

Суммарная мощность двигателя для предварительных приближенных расчетов

$$N_d = \frac{gK_n \left[ 0,278PL(\omega_r \cos \beta + \omega_b \sin \beta) + 2 \frac{q_0}{q} \cos \beta \right] + N_p}{\eta}, \quad (162)$$

где  $K_n$  — коэффициент, учитывающий сопротивление от инерции при пуске;

$\eta$  — к. п. д. механизма;

$N_p$  — мощность на преодоление сопротивлений в разгрузочном устройстве.

### Основные технико-экономические показатели

Большинство транспортеров универсально. Их можно применять для разных грузов и любых направлений транспортирования. Поэтому выбирать оптимальный вариант, учитывая условия работы, агробиологические требования, необходимо на основе технико-экономических показателей (табл. 7).

Коэффициент энергоёмкости  $K_e$  характеризует расход энергии на транспортирование единицы массы груза в единицу времени на единицу расстояния:

$$K_e = \frac{\Sigma N}{\Sigma L}. \quad (163)$$

Относительный коэффициент	Транспортеры				
	ленточный	ковшовый	скребковый	винтовой	пневматический
Энергоемкости $K_3 : K_{3,л}$	1,0	2,0	3,0...4,0	4,0...6,0	5,0...12,0
Металлоемкости $K_M : K_{M,л}$	1,0	6,0...7,0	5,0...7,0	3,0...4,0	1,0...1,5

Примечание.  $K_{3,л}$  и  $K_{M,л}$  — для ленточного транспортера, принятые за единицу.

Коэффициент металлоемкости  $K_M$  — количество массы транспортера, приходящейся на единицу транспортируемого груза в единицу времени, на единицу длины транспортера:

$$K_M = \frac{\Sigma G}{\Pi \Sigma l} \cdot \quad (164)$$

Показателем удельной стоимости эксплуатации может служить коэффициент эксплуатации  $K_{эк}$ , руб. ч/т. м;

$$K_{эк} = \frac{C}{\Pi \Sigma l}, \quad (165)$$

где  $C$  — стоимость эксплуатации в единицу времени.

Окончательное решение о выборе типа транспортера принимают, учитывая первоначальные затраты при соответствующих долговечности и надежности работы.

### Основные узлы транспортеров

К основным станциям транспортеров с гибким тяговым органом относятся приводные и натяжные механизмы. Транспортеры без тягового органа оснащены приводными устройствами.

**Приводные механизмы** в зависимости от способа передачи усилия к тяговому или рабочему органу разделяются на фрикционные (рис. 47, *а, б, в* и *г*) и с зацеплением (рис. 47, *д, е* и *ж*). Располагать их можно в любом месте транспортера. Выбор места определяется удобством монтажа и обслуживания и максимальным снижением натяжения тягового органа.

**Натяжные механизмы** необходимы для обеспечения работоспособности тягового органа. Различают натяжные механизмы периодического (винтовые, реечные, рис. 48, *а* и *б*) и непрерывного (пружинные и грузовые, рис. 48, *в, г* и *д*) действия. Последние применяются в транспортерах большой длины.

Натяжное усилие определяют по формуле

$$T = k(S_{сб} + S_{наб} + T_0), \quad (166)$$

где  $k = 1,1$  — коэффициент потерь в блоках;

$S_{сб}$  и  $S_{наб}$  — соответственно натяжение сбегающей и набегающей ветвей;

$T_0 = gG : f$  — усилие перемещения подвижных частей массой  $G$  при коэффициенте сопротивления движению  $f$ .

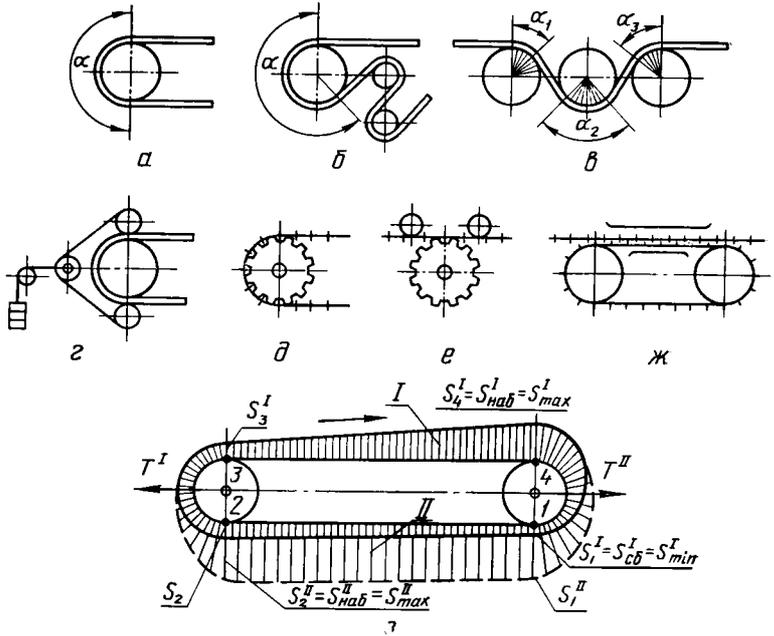


Рис. 47. Схемы приводов тягового органа:  
 а, б, в и з — фрикционные; д, е, ж — с зацеплением; з — диаграммы нагружения.

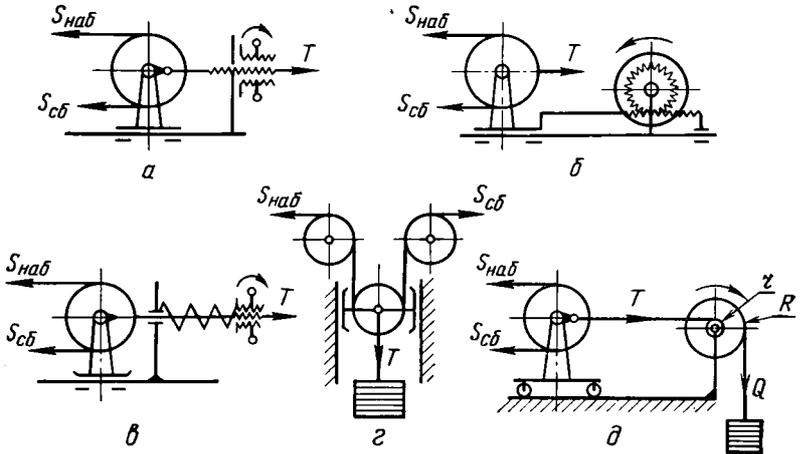


Рис. 48. Схемы натяжных устройств:  
 а — винтовое; б — зубчато-реечное; в — пружинное; г и д — грузовые.

Приводную станцию рациональнее ставить в конце грузеной ветви, тогда она же ведущая.

В этом варианте будет наименьшее натяжение ведущей ветви  $S'_{\max}$  и натяжное усилие  $T'$ . На рисунке 47,з показаны два варианта (*I* и *II*) расположения приводных станций, для которых  $S''_{\max} > S'_{\max}$ , а  $T'' > T'$  в несколько раз. Это очевидно, так как потери на участках 1—2, 2—3, 3—4 и 4—1 будут во втором варианте большими, чем в первом.

Приведенные преимущества не всегда можно использовать в транспортирующих устройствах, встроенных в комплексы машин и в сложные машины.

## § 2. ЛЕНТОЧНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

### Назначение, классификация и схемы устройств

Среди большого разнообразия машин для перемещения массовых грузов широко распространены ленточные транспортеры, обладающие простотой обслуживания и наименьшими металло- и энергоемкостью.

Ленточные транспортеры с гладкой лентой применяют для горизонтального и слабонаклонного транспортирования (до  $20^\circ$ ), с рифленой — до  $40^\circ$  и специальные — для вертикального и крутонаклонного направлений.

Трасса транспортирования может быть прямолинейной и криволинейной. Для обслуживания криволинейных трасс применяют отдельные секции транспортеров. Ленточные транспортеры используются и как механизмы, встроенные в сложные машины и комплексы: комбайны, подборщики, мельницы, кормоцеха и фермы.

Ленточные транспортеры бывают стационарные (рис. 49,а), переносные (рис. 49,б), передвижные (рис. 49,в). В зависимости от назначения и рода груза для крутонаклонного перемещения сыпучих, кусковых и штучных грузов применяют транспортеры: с планками (рис. 49,г), двухленточный (рис. 49,д), ленточно-трубчатый (рис. 49,е) и с эластичными лентами из поролона, пористой резины (рис. 49,ж) для легкоповреждаемых грузов.

На рисунке 49,б показана схема легкого переносного транспортера длиной до 4 м. Транспортер с выдвижной консолью показан на рисунке 49,в; он удобен для погрузки в транспорт из складов и выгрузки грузов из железнодорожных вагонов.

Ленточные транспортеры (рис. 49,а) имеют общие узлы: поворотный барабан 1, загрузочное устройство 2, ленту 3, роликовые опоры 4 (поддерживают рабочую ветвь ленты) и 5 (поддерживают холостую ветвь), разгрузочное устройство 6, приводной барабан 7, приводной механизм (станция) 8, натяжной барабан 9 и груз 10. Кроме того, в состав транспортера могут входить механизм регулирования наклона транспортера, механизм передвижения, приспособление для очистки ленты, тормозные остановки для стопорения ленты при неожиданных выключениях энергии.

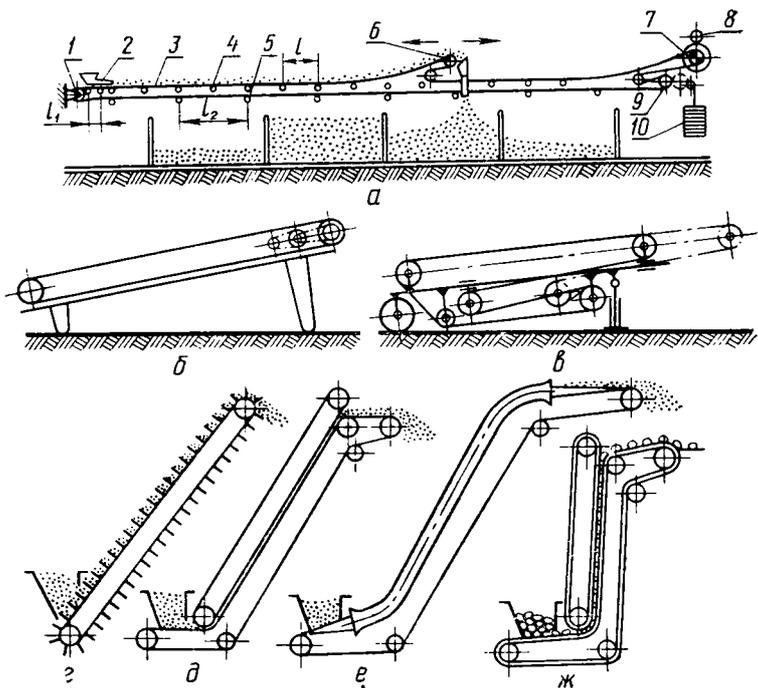


Рис. 49. Схемы ленточных транспортеров:

*а* — стационарный; *б* — переносной; *в* — передвижной с выдвигной консолью; *г* — с планками; *д* — двухленточный; *е* — ленточно-трубчатый; *ж* — с мягкими лентами; 1 — поворотный барабан; 2 — загрузочное устройство; 3 — лента; 4 и 5 — роликовые опоры; 6 — разгрузочное устройство; 7 — приводной барабан; 8 — приводной механизм; 9 — натяжной механизм; 10 — груз.

### Транспортерная лента

К ленте, ответственному и дорогостоящему элементу транспортера, предъявляют следующие требования: малая гигроскопичность, высокие гибкость и прочность, износостойкость и малое удлинение.

Прорезиненные ленты (табл. 8) общего назначения (ГОСТ 20—62) изготовляют из нескольких прокладок ткани совместной вулканизацией их с прослойками из резины. Ширина ленты 0,3...2 м.

Для предохранения ленты покрывают резиной с рабочей стороны  $\delta_1 = 1,5...6$  мм и с опорной стороны  $\delta_2 = 1...2$  мм (рис. 50, *а*).

Число прокладок  $i$  определяют в зависимости от прочности и жесткости ленты. Зависимость числа прокладок от ширины ленты  $B$  приведена в таблице 9.

Чем больше прокладок, тем толще лента, больше диаметр барабанов и тяжелее конструкция.

Толщину ленты определяют по формуле, мм,

$$\delta = ai + \delta_1 + \delta_2,$$

где  $a = 1,25$  — толщина одной прокладки ленты, мм.

Таблица 8

Лента	Марка	Предел прочности на разрыв одной прокладки [K <sub>p</sub> ], кН/м	Диаметр приводного барабана D <sub>б</sub> , м
Хлопчатобумажная	Б-820	55	(0,125...0,15) <i>i</i>
»	ОПБ-5 и ОПБ-72	115	(0,17...0,18) <i>i</i>
Лавсано-хлопчатобумажная	ЛХ-120	120	(0,17,,0,18) <i>i</i>
Капроновая	К-4-3	150...200	(0,16,,0,2) <i>i</i>
Анидная	А-12-3	300	(0,16, ,0,2) <i>i</i>

Масса 1 пог. м ленты

$$q_{л} = 1,12B\delta,$$

где  $B$  — ширина ленты, м;

1,12 — среднее значение массы 1 м<sup>2</sup> ленты толщиной в 1 мм, кг.

Ленты изготовляют длиной от 25 до 400 м, их концы в транспортерах соединяют шивкой, металлическими шарнирами и вулканизацией.

Таблица 9

Число прокладок	Ширина ленты $B$ , м					
	0,3...0,65	0,8	1,0	1,2	1,4...1,6	1,8...2,0
$i$	3...5	3...6	4...8	5...9	6...10	8...12

Для увеличения погонной нагрузки применяют ленты с бортами (рис. 50, б), с планками, фасонными перегородками (рис. 50, г), препятствующими сползанию груза. Для транспортирования пылевидных грузов предназначена трубчатая лента с механической застежкой (рис. 50, д). В сельскохозяйственных машинах приме-

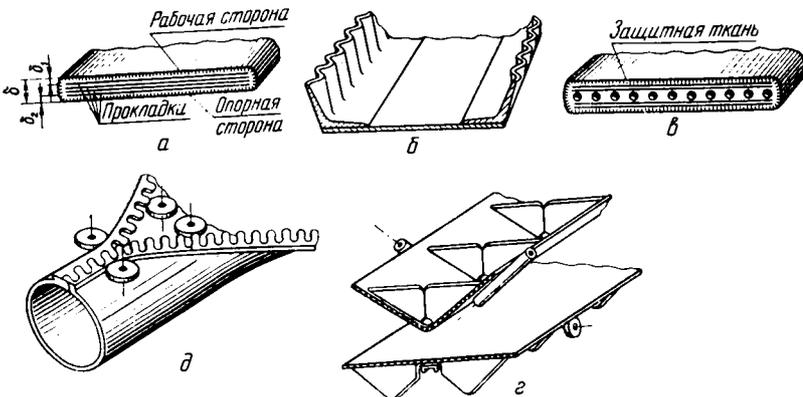


Рис. 50. Конструкции транспортных лент:

а — поперечное сечение; б — с бортами; в — со стальными тросами; г — с перегородками; д — с замком.

няют полотняно-планчатые транспортеры. Для повышения прочности ленты в нее при изготовлении заделывают стальные канатики (рис. 50, в).

### Опоры ленты и барабаны

**Опоры.** Для поддержания ленты и уменьшения ее провисания применяют настил и ролики. При транспортировании тяжелых штучных грузов используют комбинированные опоры.

Транспортеры с настилами называют волокушами, их работа сопровождается повышенным износом ленты и большим сопротивлением перемещению.

При транспортировании корнеплодов, зерна, строительных материалов, тюков, корзин большое распространение получили роликовые опоры: однороликовые (рис. 51, а, г и д), трехроликовые (рис. 51, б) и многороликовые (рис. 54, ж). Применение вогнутых роликов (рис. 51, д) из-за различных окружных скоростей на ролике приводит к неравномерному износу ленты. Наибольшую удельную нагрузку на ленту позволяют получить многороликовые опоры (рис. 51, ж) и трубчатые направляющие (рис. 51, е).

Ролики диаметром 60...108 мм изготавливают из стальных труб с подшипниками качения.

Лента при движении совершает колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях, что вызывает дополнительные затраты

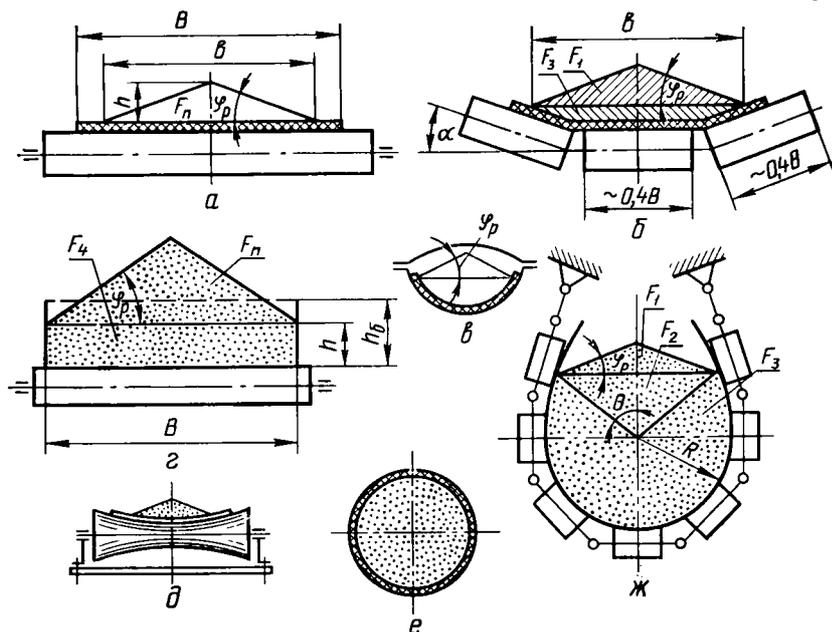


Рис. 51. Схемы к расчету опор ленты:

а и г — однороликовая; б — трехроликовая; в — желобчатая; д — с вогнутым роликом; е — трубчатая; ж — многороликовая.

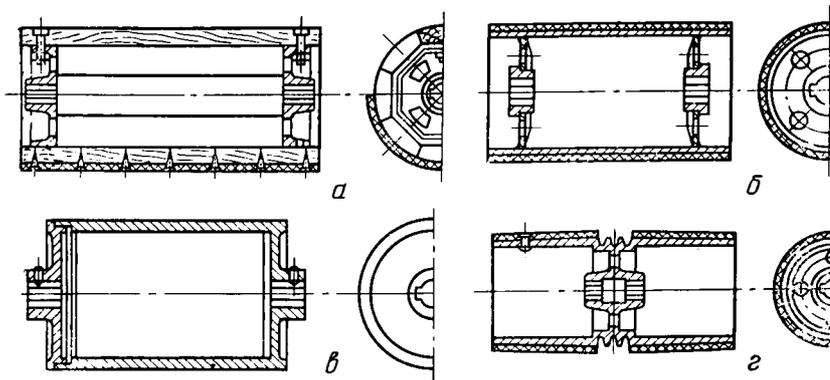


Рис. 52. Барабаны:

*а* — деревянный; *б* — сварной обрешиненный; *в* — литой; *г* — литой со шкивом.

энергии. Снижают колебания в вертикальной плоскости уменьшением расстояния между опорами, а в горизонтальной для центрирования ленты ставят через 5...6 обычных опор опору с роликами, отклоненными по ходу ленты под углом 2...3°. Постановка для этой цели отклоняющих (дефлекторных) роликов у краев ленты желаемого результата не дает.

Барабаны (рис. 52) ленточных транспортеров бывают приводные, натяжные, поворотные и отклоняющие. Последние служат для увеличения угла обхвата и изменения направления движения ленты.

При изгибе ленты на барабане внутренние слои ее испытывают сжатие, а наружные — растяжение. Между слоями возникают касательные напряжения. Они тем больше, чем меньше диаметр  $D_0$  барабана.

Учитывая это,

$$D_0 = ki, \quad (167)$$

где  $k$  — коэффициент пропорциональности; его можно снижать на 20...30% для натяжных барабанов и на 50...60% для отклоняющих по сравнению с данными таблицы 8.

Диаметр барабана округляют по ГОСТ 1956—59, а длину принимают на 0,1...0,12 м больше ширины ленты.

Для повышения тяговой способности барабана его поверхность покрывают деревянными планками, резиновыми обкладками или применяют прижимные устройства (см. рис. 47, *г*), вакуумные барабаны, внутри которых в зоне обхвата барабана лентой создается разрежение.

### Загрузочные и разгрузочные устройства

Ленточные транспортеры загружают непосредственно с другого транспортера питателем или из бункера.

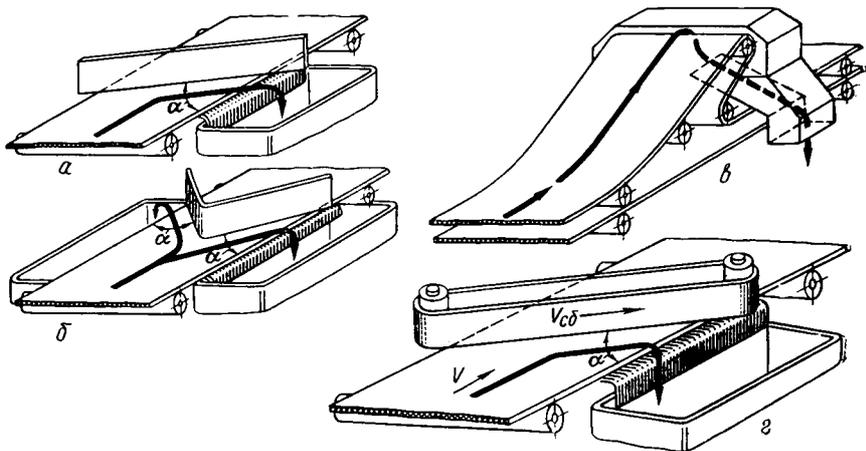


Рис. 53. Схемы разгрузочных устройств:

*а* и *б* — с плужковыми сбрасывателями; *в* — с разгрузочной станцией; *г* — со сбрасывающим транспортером.

Разгружают ленточный транспортер обычно у концевого барабана, а в некоторых случаях на всей длине транспортера передвижными разгрузочными устройствами, например, при раздаче кормов, загрузке закромов, бункеров, железнодорожных вагонов.

Распространены плужковые сбрасыватели на одну сторону (рис. 53, *а*), на две стороны (рис. 53, *б*), но при их работе возникают повышенные сопротивления и сдвиг ленты в сторону.

Разгрузочную станцию (рис. 53, *в*) с подъемом груза на ленте и сыпанием на две стороны применяют на стационарных транспортерах большой длины.

Разгрузочное устройство со сбрасывающим транспортером (рис. 53, *г*) отличается компактностью и пониженным сопротивлением.

### Производительность транспортера и ширина ленты

Производительность ленточного транспортера при перемещении сыпучего груза с равномерной подачей его на ленту определяют по формуле, т/ч,

$$\Pi = 3600c\gamma Fv, \quad (168)$$

где  $c = 1 \dots 0,75$  — коэффициент, учитывающий сыпание груза при наклоне транспортера на угол до  $20^\circ$ .

Таким образом, задача сводится к правильному выбору скорости транспортирования  $v$  (табл. 10) и расчету площади  $F$  сечения грузового потока, которые зависят от физико-механических свойств груза и ширины  $B$  ленты.

Груз	Скорость ленты, м/с	Груз	Скорость ленты, м/с
Пшеница, рожь, кукуруза	2,0...4,5	Грузы штучные	0,5...1,5
Овес, ячмень, подсолнечник	2,0...3,0	Мука, цемент	0,8...1,25
Зерно дробленое, отруби	1,0...2,0	Кокс, уголь древесный	1,0...1,6
Кукуруза в початках	1,5...2,5	Удобрения, песок, гравий	1,5...3,0
Корнеплоды	0,75...1,5	Солома	0,8...1,4

Встречаются скорости ленты до 6...7 м/с, а в метательных транспортерах и выше. Повышенные скорости позволяют уменьшить размеры ленты, но это ведет к большому повреждению, истиранию и распылению груза.

**Определение площади поперечного сечения потока сыпучего груза.** При желобчатой ленте с трехроликовой опорой (см. рис. 51, б) общая площадь сечения потока груза составит

$$F_{\text{жт}} = F_1 + F_3,$$

где  $F_1 = F_n = 0,5 bh = 0,25 \kappa^2 B^2 \operatorname{tg} \varphi_p$  — площадь потока при плоской ленте (см. рис. 51, а);  $\kappa = b : B = 0,8...0,9$ ;  $\varphi_p = (0,35...0,7) \varphi_n$ , где  $\varphi_n$  — угол естественного откоса груза в покое. При расчетах ленточных транспортеров  $\varphi_p$  меньшие значения принимают, учитывая вибрацию и колебания при движении ленты.

Площадь трапеции (см. рис. 51, б) определится по формуле

$$F_3 = \frac{b + b_0}{2} \cdot \frac{b - b_0}{2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Тогда

$$F_{\text{жт}} = 0,25 [k^2 \operatorname{tg} \varphi_p + (k^2 - k_0^2) \operatorname{tg} \alpha] B^2, \quad (169)$$

где  $k_0 = b_0 : B = 0,35...0,4$ ;  $\alpha = 20...30^\circ$  и реже  $45^\circ$ .

При плоской ленте с бортами (см. рис. 51, г) площадь потока груза будет равна

$$F_{\text{п.б}} = F_n + F_4 = 0,25 (\operatorname{tg} \varphi_p + 3,2k_1) B^2, \quad (170)$$

где  $F_4 = h_0 B$ ;  $h_0 = (0,7...0,8) h$  и  $h = k_1 B$ ; коэффициент  $k_1 \approx 0,1$ .

При плоской ленте с бортами и прижимной лентой, т. е. в варианте двухленточного транспортера,

$$F_{\text{п.б.д}} = F_4 = h_0 B = (0,7...0,8) k_1 B^2. \quad (171)$$

При ленте с формой круга (см. рис. 51, е)

$$F_k = 0,25 \frac{B^2}{\pi}, \quad (172)$$

где площадь  $F_k = \pi R^2$  и ширина ленты  $B = 2\pi R$ .

При разгрузке ленточно-трубчатого транспортера, так как  $F_k > F_n$ , развертывание ленты приведет к ссыпанию груза через край.

Подставляя в формулу (168) значения площадей поперечного сечения потока груза из уравнений (169...172), получим поверочные формулы, например для плоской и желобчатой лент, соответственно

$$\begin{aligned} \Pi_n &= 900ck\gamma v B^2 \operatorname{tg} \varphi_p; \\ \Pi_{ж} &= 900c [k^2 \operatorname{tg} \varphi_p + (k^2 - k_0^2) \operatorname{tg} \alpha] \gamma v B^2. \end{aligned} \quad (173)$$

Учитывая особенности массовых грузов и принимая  $\varphi_p = 0,35 \varphi_n$ ;  $\varphi_n \approx 35^\circ$ ;  $k = 0,8$ ;  $k_0 = 0,4$  и  $k_1 = 0,1$ , расчетные формулы можно упростить:

$$\Pi = k_n c \gamma v B^2; \quad B = \sqrt{\frac{\Pi}{K_n c \gamma v}}, \quad (174)$$

где  $k_n$  — коэффициент производительности, зависящий от формы поперечного сечения грузового потока, физико-механических свойств груза, подсчитываемый по формулам (169...172). Его значения приведены в таблице 11.

Таблица 11

Коэффициент	Форма сечения потока груза					
						
$k_n$	125	220	330	330	290	

Найденный размер  $B$  округляют до стандартного. При кусковом грузе его проверяют по соотношению  $B = (2,5...4)a$ , где  $a$  — размер куска (клубня). При штучных грузах (ящики, корзины и т. п.) — по выражению  $B = b + 2(0,05...0,1)$ , где  $b$  — габариты груза, м.

Расчет ленты проводят проверкой запаса прочности:

$$n_0 = \frac{iB [K_p]}{S_{\max}} \leq [n_0], \quad (175)$$

где  $i$  — число прокладок;

$B$  — ширина ленты;

$[K_p]$  — по таблице 8;

$S_{\max}$  — наибольшее натяжение ленты.

Допускаемый запас прочности  $[n_0]$  для лент: бельтинговых 9...11,5; синтетических 9...10 и резинотросовых 8...9.

Соответствие выбранного барабана проверяют по удельному давлению  $[p] = 0,4$  МПа:

$$p = \frac{S_{\text{наб}} + S_{\text{сб}}}{D_6 B} \leq [p]. \quad (176)$$

Найденные основные параметры рекомендуется рассматривать как ориентировочные, подлежащие в процессе проектирования уточнению.

### Определение сопротивлений передвижению ленты

Энергия в транспортере затрачивается на полезную работу и преодоление вредных сопротивлений, возникающих в движущихся частях. В горизонтальном транспортере вся мощность расходуется на преодоление только вредных сопротивлений.

Вредное сопротивление движению на прямолинейном участке зависит от массы груза  $G$  и условий перемещения, выражаемого  $\omega_{\text{пр}}$  — коэффициентом сопротивления, и не зависит от натяжения ветвей:

$$W_{\text{вр.п}} = \omega_{\text{пр}} G.$$

Вредное (местное) сопротивление на криволинейном участке зависит от натяжения набегающей ветви  $S_{\text{наб}}$  и коэффициента местного сопротивления  $\omega_{\text{кр}}$ :

$$W_{\text{вр.м}} = \omega_{\text{кр}} S_{\text{наб}}.$$

Тогда общее вредное сопротивление на участке

$$W_{\text{вр}} = W_{\text{вр.п}} + W_{\text{вр.м}}.$$

Полное усилие, необходимое для преодоления всех видов сопротивлений транспортера, определится из уравнения

$$W = \Sigma W_{\text{п}} + \Sigma W_{\text{вр.}} \quad (177)$$

В сумме вредных сопротивлений необходимо учесть сопротивления от работы разгрузочных, загрузочных и других дополнительных устройств.

Сопротивление перемещению ленты с грузом на прямолинейном участке под углом  $\beta$ . По настилу (рис. 54, а):

$$W_{\text{н.н}} = \pm W_{\text{п}}' L + W_{\text{вр.м}} L = g (q + q_{\text{л}}) L (\pm \sin \beta + \omega_{\text{н}} \cos \beta).$$

Коэффициент  $\omega_{\text{н}} = f$  — коэффициенту трения между лентой и настилом: стальным 0,35...0,60 и деревянным 0,4...0,7. Минус перед  $\sin \beta$  принимают при спуске груза. В случае горизонтального проектирования  $\sin \beta = 0$ . При определении сопротивления холостой ветви  $q = 0$ .

По роликовым опорам (рис. 54, в):

$$W = [W_{\text{п}} + W_{\text{вр.р}}] L = [\pm g (q + q_{\text{л}}) \sin \beta + g (q + q_{\text{л}} + q_{\text{р.гр}}) \omega_{\text{р}} \cos \beta] L,$$

где  $q_{\text{р.гр}}$  — погонная масса роликов груженой ветви.

Вредные сопротивления роликовых опор и от перегибания ленты на стадии проектирования определяют по коэффициентам сопротивления  $\omega_{\text{р}}$ , которые устанавливают опытным путем: при плоской ленте от 0,018 до 0,035 и желобчатой 0,02...0,04. Большие значения принимают для худших условий работы.

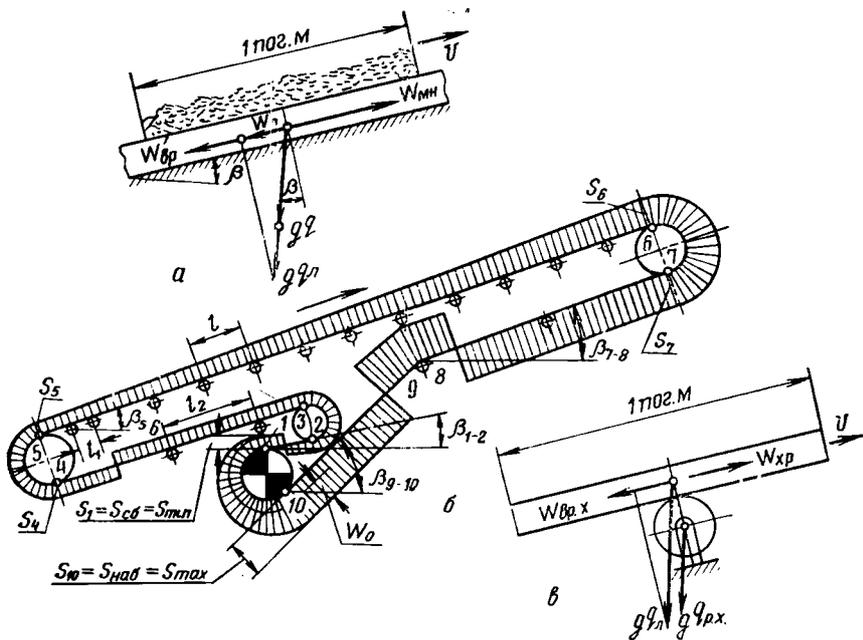


Рис. 54. К расчету сопротивлений в ленточном транспортере:  
*a* — сопротивление перемещению ленты с грузом по наклонному настилу; *б* — диаграмма нагружения ленты; *в* — сопротивление движению ленты по роликовым опорам.

Сопротивление перемещению холостой ветви при  $L \sin \beta = H$  рассчитывают по формуле

$$W_{x.p} = gq_{л}H + g(q_{л} + q_{p.x})\omega_{p.x}L \cos \beta,$$

где  $\omega_{x.p}$  — коэффициент сопротивления движению для холостой ветви;

$q_{p.x}$  — погонная масса роликов холостой ветви.

Сопротивление, испытываемое лентой при огибании барабана. Усилием  $W_m$  учитывается вся совокупность вредных сопротивлений, преодолеваемых лентой при огибании барабана, от трения ее о барабан и трения в подшипниках. Тогда сбегующее усилие с барабана будет

$$S_{сб} = S_{наб} + W_m. \quad (178)$$

Поделив это выражение на  $S_{наб}$ , получим коэффициент увеличения натяжения

$$K = 1 + \epsilon,$$

где  $\epsilon = 0,06 \dots 0,09$  — коэффициент местного сопротивления. Большее значение принимают, когда натяжение ветвей совпадает по направлению с силами тяжести масс ленты и барабана.

Сопротивление, вызываемое работой плужковых сбрасывателей (см. рис. 53, а, б), зависит от ширины ленты и удельной массы грузопотока:

$$W_{\text{вр.п.с}} = 2,7gqB. \quad (179)$$

Сопротивление при загрузке материала на ленту зависит от производительности  $\Pi$ , т/ч, скорости  $v_{\text{л}}$  ленты и начальной скорости  $v_{\text{н}}$  груза. По уравнению живых сил

$$W_3 = \frac{0,278\Pi(v_{\text{л}}^2 - v_{\text{н}}^2)}{v_{\text{л}}}. \quad (180)$$

### Мощность привода транспортера

При предварительных расчетах мощность двигателя можно определить по формуле (162) или по сумме всех сопротивлений  $W = \Sigma W_{\text{п}} + \Sigma W_{\text{вр}}$ , Вт:

$$N_{\text{д}} = k_{\text{н}}Wv,$$

где  $k_{\text{н}}$  — коэффициент, учитывающий инерцию масс при пуске.

Более точно мощность определяют методом «обхода по контуру транспортера». Пользуясь этим методом, можно вычислить те усилия, которые действуют в каждой точке контура. В основу этого метода положено уравнение, представляющее собой разность натяжения ветвей на ведущем барабане (рис. 54, б):

$$W_0 = S_{\text{наб}} - S_{\text{сб}} = S_{10} - S_1 = S_{\text{max}} - S_{\text{min}}.$$

Учтя сопротивление на барабане  $W_6$ , общее окружное усилие будет равно

$$W = W_0 + W_6. \quad (181)$$

Для последовательного определения усилий натяжения ленты в точках 1, 2, 3...10 контура транспортера пусть усилие  $S_1$  будет известным, тогда, пользуясь принципом, что натяжение в каждой последующей точке равно натяжению в предшествующей точке плюс вредные сопротивления на участке между этими точками, получим:

усилие в точке 2 (прямолинейный участок)  $S_2 = S_1 + W_{1-2}$ ,

усилие в точке 3 (криволинейный участок)  $S_3 = S_2 + \epsilon_{2-3}S_2 = kS_2$  и т. д. Усилие в точке 10 будет  $S_{10} = S_9 + W_{9-10}$ . Подставляя сюда последовательно  $S_9$ ,  $S_8$ ... и  $S_2$ , получим

$$S_{\text{наб}} = S_{10} = k_{8-9}k_{6-7}k_{4-5}k_{2-3}S_1 + k_{8-9}k_{6-7}k_{4-5}k_{2-3}W_{1-2} + k_{8-9}k_{6-7}k_{4-5}W_{3-4} + k_{8-9}k_{6-7}W_{5-6} + k_{8-9}W_{7-8} + W_{9-10}. \quad (182)$$

Обозначив произведения всех коэффициентов  $k_{8-9}k_{6-7}k_{4-5}k_{2-3}$  через  $A$ , а сумму членов уравнения (182) без первого через

$\Sigma W_{п.у}$  — сопротивление на прямолинейных участках с учетом потерь на криволинейных участках от этих сопротивлений, получим

$$S_{наб} = AS_{сб} + \Sigma W_{п.у}. \quad (183)$$

Для простейшего двухбарабанного транспортера

$$S_{наб} = kS_{сб} + (kW_{1-2} + W_{3-4}). \quad (184)$$

Тяговая способность ленты по Эйлеру

$$S_{наб} \leq S_{сб} e^{f\alpha}. \quad (185)$$

Решая совместно уравнения (183) и (185), найдем

$$S_1 = S_{сб} \geq \frac{\Sigma W_{п.у}}{e^{f\alpha} - A}. \quad (186)$$

Условие работоспособности возможно при  $e^{f\alpha} - A > 0$ , иначе необходимо увеличить  $f$  или  $\alpha$ . Зная  $S_1$ , можно определить  $W$  и усилия во всех точках контура и построить эпюру натяжения ленты (рис. 54, б).

Мощность двигателя определяют по формуле

$$N_d = \frac{k_n}{\eta} (W_0 + W_6) v. \quad (187)$$

Расстояния между роликовыми опорами  $l$  обычно принимают одинаковыми, поэтому стрелу провисания ленты определяют по меньшему натяжению ленты  $S_{min}$ :

$$f_{max} = \frac{g(q + q_n) l^2}{8S_{min}} \leq (0,025 \dots 0,08) l. \quad (188)$$

При невыполнении этого условия уменьшают  $l$  или увеличивают  $S_{min}$  и вновь вычисляют все усилия и мощности. Расстояния между роликами на загрузочном участке  $l_1 = 0,5l$ , а у холостой ветви  $l_2 \approx 2l$ .

### Приводная станция транспортера

Местоположение приводной станции влияет на технико-экономические показатели и эксплуатационные качества транспортера. Она может располагаться в начале, середине и конце транспортера. Установка приводного барабана в конце грузовой ветви экономичнее, но в передвижных, наклонных транспортерах приводные станции чаще устанавливают в начале и середине транспортера, что создает удобства при обслуживании. В этих транспортерах для уменьшения массы привода ставят быстроходные электродвигатели, привод при этом получается многоступенчатым.

Для увеличения угла обхвата лентой барабана ставят дополнительные барабаны, а тяговой способности — специальные при-

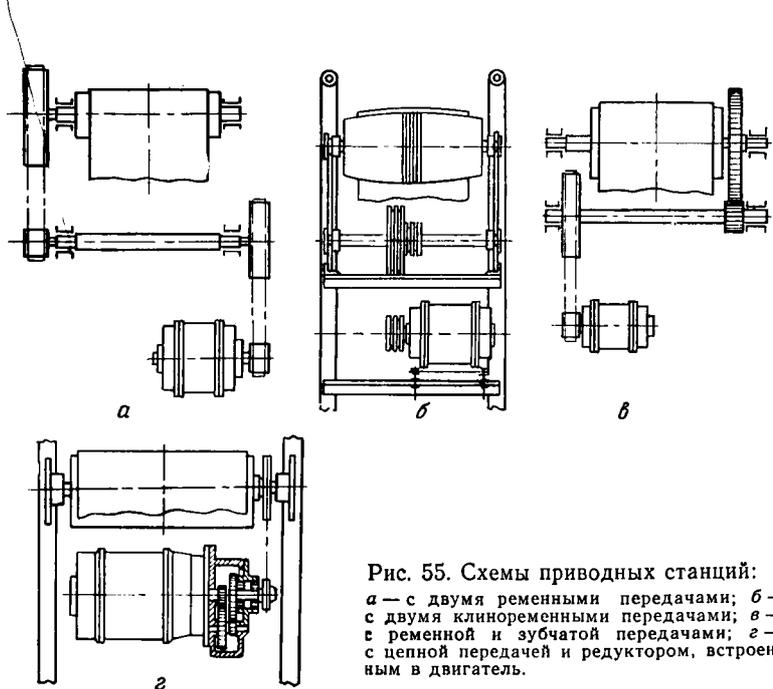


Рис. 55. Схемы приводных станций:  
*а* — с двумя ременными передачами; *б* — с двумя клиноременными передачами; *в* — с ременной и зубчатой передачами; *г* — с цепной передачей и редуктором, встроенным в двигатель.

жимные ленты и вакуумные барабаны, присасывающие ленту к поверхности барабана.

На рисунке 55 показаны принципиальные схемы механизмов приводных станций. Компактная конструкция привода, монтируемая внутри транспортера с двухступенчатой клиноременной передачей, показана на рисунке 55, *б*.

Фланцевый электродвигатель с двухступенчатым зубчатым редуктором и цепной передачей (рис. 55, *г*) также удобно вписывается в раму транспортера. Наибольшей компактностью обладает привод в виде барабана со встроенным внутри его мотор-редуктором.

### Применение ленточных транспортеров

Ленточные транспортеры распространены в сельскохозяйственном производстве: на складах, мельницах и зернотоках при больших грузопотоках — погрузке и перевалке с целью технологической обработки зерна (очистки, снижения влажности, сортировки, борьбы с вредителями); на погрузке початков кукурузы, корнеплодов, бахчевых, хлопка, строительных материалов и транспортировании кормов.

Ленточные транспортеры меньше травмируют груз, что особенно важно при транспортировании семенного материала. Опыты по транспортированию мягкими лентами яблок и яиц (см. рис. 49, *ж*)

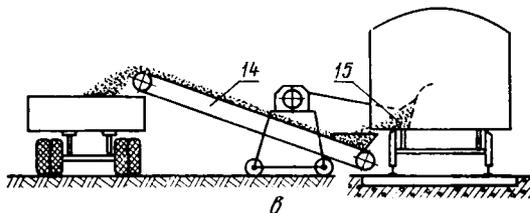
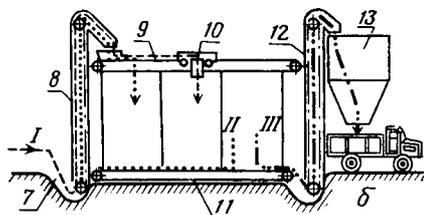
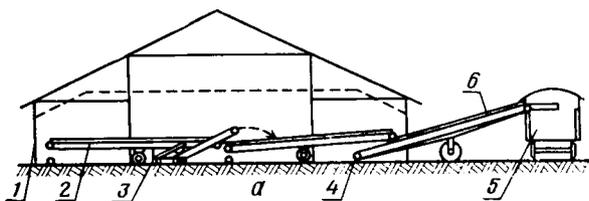


Рис. 56. Применение ленточных транспортеров:

а — на погрузке зерна; б — на зероскладе; в — на погрузке минеральных удобрений; 1 — склад; 2, 4, 6, 9, 11 и 14 — ленточные транспортеры; 3 — зернопогрузчик; 5 — вагон; 7 — завальная яма; 8 и 12 — элеваторы; 10 — разгрузочное устройство; 13 — бункер; 15 — лопага; I — загрузка; II — перегрузка; III — выгрузка.

и ленточно-трубчатым транспортером зерна под углом до  $90^\circ$  дали положительные результаты.

Ленточно-трубчатые транспортеры найдут распространение и при перемещении пылящих и ядовитых грузов, а также пастообразных и жидких кормовых смесей.

Для оборудования элеваторов и складов выпускают ленточные транспортеры без роликовых опор (волокуши) (см. рис. 51, в). Их характеристики приведены в таблице 12.

Таблица 12

Форма ленты	Ширина ленты, м	Скорость ленты, м/с	Производительность, т/ч	Длина транспортера, м
Плоская	0,2...0,6	0,76...2,75	35...100	15...25
Желобчатая	0,4...0,5	1,0...1,58	30...100	10...60
»	0,9	0,4...0,8	2...33	15...45

Их используют в местах ограниченного пространства для перемещения грузов по горизонтали или под углом не более  $10^\circ$ . Подобные транспортеры применяют в томатосборочных агрегатах.

В сельскохозяйственном производстве наиболее распространены передвижные ленточные транспортеры с шириной ленты 400...650 мм, длиной от 5 до 15 м, производительностью от 27...65 т/ч

при скорости ленты до 4 м/с. Передвижной транспортер с рифленой бортовой лентой ПКС-80 для минеральных удобрений можно использовать при перевалке и других сельскохозяйственных грузов.

Пример работы ленточных транспортеров 2, 4 и 6 и зернопогрузчика 3 на выгрузке зерна из склада 1 в вагон 5 показан на рисунке 56, а.

Схема механизированного зерносклада показана на рисунке 56, б, в котором ленточные транспортеры 9 и 11 загружают закрома, перегружают зерно из одного в другой загром и отгружают зерно из склада.

Ленточный транспортер на погрузке минеральных удобрений из вагона в прицеп изображен на рисунке 56, в. Скреперной лопатой груз подается на ленточный транспортер, который загружает его в прицеп. Составные складывающиеся ленточные транспортеры, состоящие из отдельных секций длиной по 2...3,6 м, с одной общей лентой применяют на погрузке ящиков с овощами, фруктами, рассадой и для доставки рун от стригалия к месту взвешивания и учета.

Основные задачи в области совершенствования ленточных транспортеров: создание конструкций для транспортирования под углом до 40° при одной ленте; разработка специальных лент; совершенствование транспортеров с двумя лентами, лентотрубчатых и с мягкими лентами и разработка малогабаритных легких передвижных и переносных транспортеров.

### § 3. ЭЛЕВАТОРЫ

#### Назначение, общее устройство и классификация

Для перемещения кускового, штучного, сыпучего, вязкого и других материалов по вертикали и с наклоном до 70° к горизонтали применяют цепные или ленточные элеваторы.

Они различаются:

по назначению — на стационарные, передвижные и встроенные в различные машины: молотилки, зерносушилки, зерноочистительные и кормоприготовительные агрегаты;

по конструкции рабочего органа — на ковшовые (нории) (рис. 57, а, б, д и е), полочные (рис. 57, в) и люлечные (рис. 57, г);

по способу разгрузки и загрузки — на тихоходные и быстроходные.

На рисунке 57, д показан элеватор с ковшами из гибкой тканевой ленты, а на рисунке 57, е — элеватор с ковшами без дна, образующими сплошной поток груза.

Основные достоинства элеваторов: компактность (малые поперечные габариты); возможность подавать грузы на большую высоту (до 45...60 м и выше); большой диапазон производительности — от 1 до 20 м<sup>3</sup>/ч для сельскохозяйственного производства.

Недостатки элеваторов: ударное воздействие на материал; сложность конструкции и чувствительность к перегрузке.

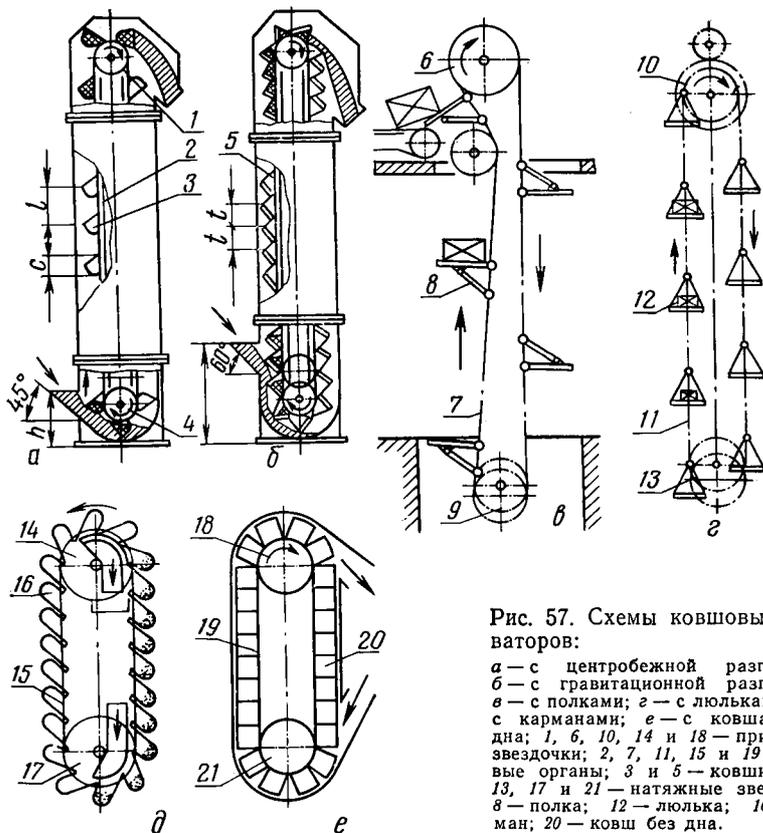


Рис. 57. Схемы ковшовых элеваторов:

*a* — с центробежной разгрузкой; *б* — с гравитационной разгрузкой; *в* — с полками; *г* — с льюлками; *д* — с карманами; *е* — с ковшами без дна; 1, 6, 10, 14 и 18 — приводные звездочки; 2, 7, 11, 15 и 19 — тяговые органы; 3 и 5 — ковши; 4, 9, 13, 17 и 21 — натяжные звездочки; 8 — полка; 12 — льюлка; 16 — карман; 20 — ковш без дна.

## Ковшовые элеваторы и их основные узлы

Ковшовые элеваторы применяют в кормоцехах животноводческих ферм, зернохранилищах, зернотоках; для перемещения зерна, муки, корнеклубнеплодов, навоза и других грузов.

Транспортируемый материал поступает в загрузочную часть (башмак) элеватора, в котором ковши наполняются зачерпыванием или засыпкой, и вместе с тяговым органом поднимается со скоростью 0,6...5 м/с. В верхней части (головка) элеватора ковши разгружаются под действием на материал центробежных сил и силы тяжести.

Ковши элеваторов делают из листовой стали и резины или пластмассы для предохранения материала от повреждения и сетчатыми для обезвоживания груза.

Ковши применяют двух типов: глубокие (рис. 58, *a*) — для хорошо сыпучих материалов: зерно, сухой песок — и мелкие (рис. 58, *б*) — для плохо сыпучих материалов, влажных и слеживающихся.

Эти ковши закреплены на тяговом органе на расстоянии шага  $t$  (расставленные ковши). В тихоходных элеваторах остроугольные ковши (рис. 58, в) монтируют на ленте или цепи один за другим. Применяют ковши, снабженные гребенкой для навоза или корнеплодов.

Форма ковша определяется основными параметрами: углом черпания  $\alpha$ , углом среза  $\beta$ , шириной  $B$ , вылетом  $A$  и глубиной  $C$ .

Размеры ковшей и их емкость для элеваторов общего назначения устанавливаются по ГОСТ 2086—66, а элеваторов специального назначения для зерна и продуктов его переработки вместимостью от 0,81 до 11 л — по ГОСТ 4592—65. Ковши для корнеплодов и других кусковых материалов должны иметь размеры:  $A \geq t$  и  $B \geq 1,5 t$ , где  $t$  — наибольшая длина частицы транспортируемого материала.

Ковши крепят болтами с потайными головками и заклепками, а пластмассовые и резиновые — специальным клеем.

Тяговыми органами в элеваторах служат ленты и цепи. Ленты преимущественно используют в быстроходных элеваторах для зерновых, мучнистых и пылевидных материалов. Для кусковых грузов, а также при наклонном транспортировании чаще применяют цепи.

Ширину ленты принимают на 35...40 мм больше ширины ковша. Число прокладок ленты (не менее четырех) определяют при расчете на прочность.

Цепные тяговые органы выполняют из пластинчатых втулочных и втулочно-роликовых цепей по ГОСТ 588—74 или из овальнозвенных сварных цепей — по ГОСТ 2319—70.

При ширине ковшей до 250 мм допустимо применять одну тяговую цепь.

**Башмак** (см. рис. 57, а) — нижняя часть элеватора — состоит из кожуха, загрузочного бункера, системы звездочки (или шкива) с валом и подшипниками, которая при помощи специального натяжного устройства может перемещаться в пазах. Ход натяжения винтового натяжного устройства равен для цепных элеваторов 1...1,6 шага цепи и для ленточных 3...5% от их длины.

Для предотвращения поломок в башмаке устанавливают резиновую диафрагму, которая при перегрузках отключает электропривод.

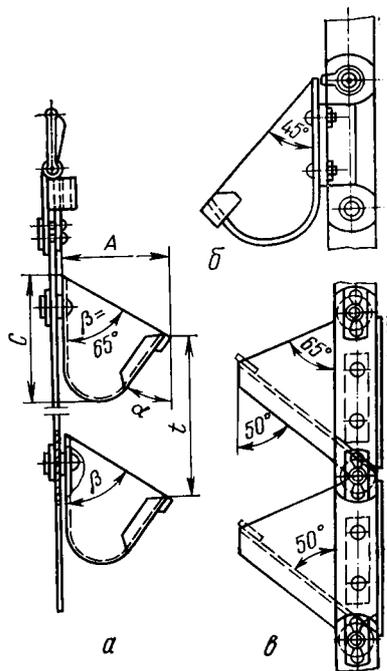


Рис. 58. Типы ковшей:  
а — глубокий; б — мелкий в — сомкнутый.

Бункер для загрузки элеватора расположен у восходящей ветви ковшовой, загрузка происходит против хода ленты.

Загрузка в элеваторе с расставленными ковшами осуществляется зачерпыванием с досыпанием; при сомкнутых ковшах (см. рис. 57, б) — засыпанием.

Головка элеватора (см. рис. 57) — верхняя часть элеватора — состоит из кожуха, приводной звездочки или шкива, редуктора и останова для предотвращения обратного хода.

Приводной механизм элеватора выполняют в виде зубчатой и ременной передачи или редуктора.

Для предохранения груза при ударе о кожух его поверхность обкладывают листовой резиной.

### Основы теории ковшового элеватора

Теория ковшовых элеваторов заключается в анализе сил, действующих на транспортируемый материал, и явлений, происходящих с ним в ковше при загрузке и разгрузке.

При прямолинейном перемещении частицы материала по вертикали на нее действует сила тяжести массы. В начале обегания ковшом шкива или звездочки на материал будет действовать, кроме силы тяжести  $Q = mg$ , центробежная сила

$$P_{ц} = mv^2/R,$$

где  $m$  — масса частицы материала;

$R$  — радиус окружности (рис. 59), по которой движется частица материала.

Суммарная сила  $T$ , действующая на частицу, равна геометрической сумме  $Q$  и  $P_{ц}$ , а ее направление до пересечения с вертикальной осью  $B$  отсекает отрезок  $OB$ , обозначаемый  $p$  и называемый полюсным расстоянием. Его определяют из подобия треугольников  $ABO$  и  $AQT'$ :

$$p : R = mg : \frac{mv^2}{R},$$

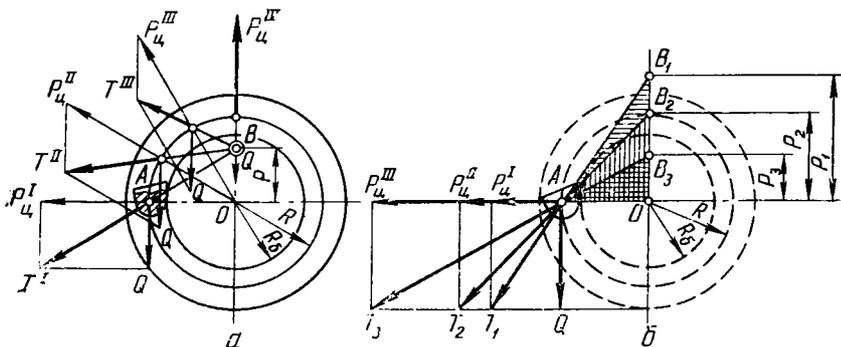


Рис. 59. К определению полюсного расстояния.

откуда после преобразования и подстановки  $v = \frac{\pi R n}{30}$  получим

$$p = \frac{895}{n^2}. \quad (189)$$

Из формулы (189) видно, что полюсное расстояние зависит только от частоты вращения. При  $p=R$ ,  $Q=P_{ц}$  или  $\frac{mv^2}{R} = mg$ ,

откуда  $v = 2,2\sqrt{D} = k\sqrt{D}$ ,

где  $D = (125...240) i$  — диаметр шкива, м;

$i$  — число прокладок в ленте;

$D = t : \sin \frac{180^\circ}{z}$  — диаметр звездочки ( $t$  — шаг цепи);

$k$  — коэффициент скорости.

При проектировании в зависимости от соотношения  $v$  и  $D$ , т. е. по коэффициенту скорости  $k$ , можно установить характеристику разгрузки элеватора:

а) при  $k < 2,2$ ;  $P'_{ц} < Q$  и  $p_1 > R$  разгрузка (гравитационная) происходит через внутреннюю кромку ковша под действием силы тяжести, применяют при транспортировании корнеплодов, силоса, навоза;

б) при  $k = 2,2$ ;  $P''_{ц} = Q$  и  $p_2 = R$  разгрузка (центробежная) происходит под действием обеих сил, начинается при повороте ковша на  $25...30^\circ$ . Применяют в элеваторах малой производительности при транспортировании зерна, отрубей, кормов;

в) при  $k > 2,2$ ;  $p'''_{ц} > Q$  и  $p_3 < R$  разгрузка (центробежная), большая часть материала выбрасывается из ковша через внешнюю кромку под действием центробежной силы. Применяют при большой производительности при транспортировании зерна и других грузов.

Вид разгрузки и связанные с ней траектории полета частиц материала требуют соответствующего очертания головки кожуха. Особое внимание при проектировании конфигурации головки необходимо уделять при смешанной и центробежной разгрузках. Траектория полета любой транспортируемой частицы описывается уравнениями  $x = vt$  и  $y = 0,5gt^2$  с началом координат в любой точке на окружности радиуса  $R_k$  траектории движения ковша; координату  $x$  откладывают по касательной к этой окружности в точке построения, например в точке  $a_3$  (рис. 60, а); координата  $y$  — это вертикальные отрезки, откладываемые всегда вниз из точек I, II, III и т. д.

Для построения траектории движения частиц материала окружность радиуса  $R_k$  делят на несколько частей, из точек  $a_1, a_2, a_3$  и т. д. на окружности проводят касательные  $K_1, K_2, K_3$  и т. д., по которым откладывают значения  $x = vt$ , где  $t$  — доля секунды порядка 0,1; 0,2; 0,3 и т. д. Из точек I, II, III и т. д. вниз откладывают ординаты  $y = 0,5gt^2$ .

Полученное семейство парабол характеризует тип разгрузки и контуры очертания кожуха головки.

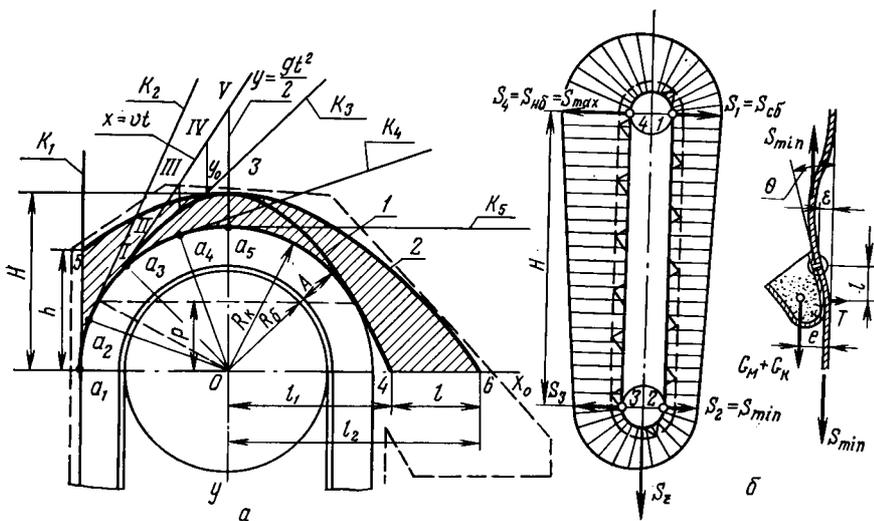


Рис. 60. Построение очертания головки (а) и расчет натяжения тягового органа (б).

Порядок построения очертания кожуха:

а) построив параболу 1 с наивысшей точкой 3, находим наибольший подъем материала. Эту же точку 3 можно найти, рассчитав высоту  $H$ . Для этого примем начало координат в точке  $O$  и обозначим  $x_0$  и  $y_0$ , тогда уравнение параболы 1 с наивысшим подъемом имеет вид:

$$y_0 = \frac{R_k^2 + p^2 - x_0^2}{2p}. \quad (190)$$

При  $x_0=0$  и  $y_0=H$  получим

$$H = \frac{R_k^2 + p^2}{2p}; \quad (191)$$

б) характерную точку 5 начала очертания кожуха находим определением возможной высоты подъема материала при движении его вверх по инерции. Тогда  $h=v^2:2g$ . Подставляя сюда из подобия треугольников  $ABO$  и  $AQT'$  (см. рис. 59, а) значение  $v^2=gR_k^2:p$ , получим

$$h = \frac{R_k^2}{2p}; \quad (192)$$

в) положив в уравнении параболы 1 (рис. 60), что  $x_0=l_1$  и  $y_0=0$ , получим расстояние от центра  $O$  до точки 4:

$$l_1 = \sqrt{R_k^2 + p^2}; \quad (193)$$

г) кроме характерных точек 5, 3 и 4, строим огибающую параболу 2 всех парабол, построенных из точек  $a_2, a_3, a_4$ , которая и явится теоретическим очертанием кожуха.

Уравнение параболы 2 с началом координат в центре  $O$  имеет вид:

$$x_0^2 = \frac{R_k^2 (\rho^2 + R_k^2 - 2\rho y_0)}{\rho^2}.$$

Подставив в него  $x_0 = l_2$  и  $y_0 = 0$ , получим расстояние до наиболее удаленной от центра  $O$  точки  $b$  на параболе 2:

$$l_2 = \frac{R_k \sqrt{\rho^2 + R_k^2}}{\rho}. \quad (194)$$

Разность между  $l_2$  и  $l_1$  даст условную ширину потока материала:

$$l = l_2 - l_1 = \left( \frac{R_k}{\rho} - 1 \right) \sqrt{\rho^2 + R_k^2}. \quad (195)$$

На практике внешний контур кожуха часто выполняют из прямолинейных участков, огибающих теоретическую кривую, как показано штриховой линией на рисунке 60, а.

Траектории полета частиц материала для элеватора с центробежной разгрузкой строят аналогично, но очертание головки элеватора с центробежной разгрузкой выполняют по параболе, пересекающей параболы траектории полета частиц материала так, чтобы угол между касательными в этих точках пересечения составлял 14...18°. Это способствует лучшему отражению частиц материала от стенки кожуха головки.

### Основы расчета ковшового элеватора

Производительность и основные параметры ковшового элеватора связаны формулой

$$P = 3,6 \frac{V}{a} \psi v, \quad (196)$$

где  $\psi = 0,3...0,95$  — коэффициент наполнения;  
 $v = 0,5...3,0$  м/с — скорость транспортирования;  
 $V$  — емкость ковша;  
 $a = (2,5...3,2) C$  — расстояние между ковшами;  
 $C$  — высота ковша.

Обычно производительность задается условиями технологического процесса, тогда по формуле (196) находят требуемую погонную вместимость ковшей  $V : a$ .

Размеры и емкость ковша подбирают по таблицам ГОСТ. Тип элеватора и вид разгрузки в процессе проектирования согласуют с требованием наименьших сопротивлений, с учетом физико-механических свойств и обеспечения наименьшей «обратной сыпи».

Большие скорости транспортирования назначают для неабразивных, нехрупких и менее повреждающихся материалов.

В скоростных элеваторах для зерна и муки скорость ленты достигает 4...5 м/с.

Для транспортирования корнеплодов, навоза, силоса рекомендуются элеваторы с цепным тяговым органом.

Мощность в элеваторе расходуется на преодоление сопротивлений от транспортирования материала, движения ходовой части (холостого хода), от зачерпывания или загрузки груза. Однако точно определить мощность можно только опытным путем, так как она зависит от характеристики транспортируемого материала, скорости движения ковшей, вида разгрузки, способа загрузки ковшей, зазора между контуром ковша и стенками кожуха.

Ориентировочно мощность определяют по формуле

$$N = \text{ПН} \left( 1,15 + \frac{k}{\gamma} \right), \quad (197)$$

где  $H$  — высота подъема материала, м;

$k = 1,5...1,15$  для ленточных и  $1,05...0,75$  для цепных элеваторов.

Мощность на валу двигателя для элеваторов определяют по формуле:

$$N_d = \frac{k_0 N}{\eta}, \quad (198)$$

где  $k_0 = 1,2...1,7$  — коэффициент запаса мощности, учитывающий перегрузку при пуске, и коэффициент полезного действия  $\eta = 0,6...0,85$ .

По этой мощности в каталоге подбирают двигатель и его характеристику, затем выполняют кинематический и тяговый расчеты элеватора. Проверка пускового момента и мощности подобна изложенной для ленточного транспортера.

Для тягового расчета можно воспользоваться методом обхода по контуру.

Натяжение сбегавшей ветви тягового органа в точке 1 (рис. 60, б) будет равно

$$S_{сб} = S_1 = S_{\min} + gq_0 H,$$

здесь  $S_{\min} = S_2$ , т. е. наименьшее предварительное натяжение, принимаемое равным 500...2000 Н или определяемое из соотношения (рис. 60, б)

$$S_{\min} \varepsilon \leq g(G_m + G_k) \varepsilon,$$

где  $G_m$  и  $G_k$  — соответственно массы груза и ковшей;

$e = 0,5 A$  — эксцентриситет;

$\varepsilon$  — величина отрыва ленты от направляющей.

Натяжение в точке 3 с учетом всех сопротивлений

$$S_3 = S_{\min} + W_{зач} + W_n + W_l,$$

где  $W_{зач} = k_{зач} g q$  — сопротивление зачерпыванию при  $k_{зач} = 2...5$ ;  
 $W_n + W_l = \xi S_{\min}$  — сопротивление в подшипниках и от изгиба ленты.

Коэффициент  $\xi = 0,08...0,04$ ; бóльшие значения — для подшипников скольжения и лент с бóльшей толщиной.

Наибольшее натяжение набегающей ветви в точке 4 с учетом динамической составляющей (только для цепного тягового органа)

$$S_4 = S_{наб} = S_{\max} = S_3 + g(q + q_0)H + S_{дин}, \quad (199)$$

где  $q$  — погонная масса груза, кг/м;

$q_0$  — погонная масса ковшей, кг/м.

По максимальному усилию  $S_{\max}$  рассчитывают число прокладок ленты при запасе прочности  $n_0 = 10...12$ :

$$i = \frac{S_{\max} n_0}{k_0 B [K_p]}, \quad (200)$$

где  $[k_p] = 55$  и  $115$  кН/м — предел прочности одного слоя ленты;  
 $k_0 = 0,7...0,9$  — коэффициент, учитывающий ослабление ленты отверстиями.

Цепи выбирают по разрушающей нагрузке

$$S_{раз} = n_0 S_{\max}, \quad (201)$$

где  $n_0 = 8...10$  для пластинчатых цепей и  $8...14$  для круглозвенных сварных цепей.

Окружное усилие на приводном валу

$$P = (S_{наб} - S_{об}) (1 + \xi),$$

и мощность двигателя с учетом коэффициента запаса равна

$$N = (1,1...1,2) Pv.$$

Чтобы лента не скользила по шкиву, необходимо выполнение условия  $P_{\phi} > P$ , т. е. усилие фрикционного сцепления должно быть больше окружного усилия:

$$P_{\phi} \geq S_{наб} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} = (0,54...0,67) S_{наб},$$

здесь  $(0,54...0,67)$  — соответственно для гладкого шкива и обтянутого резиной при  $\alpha = 180^\circ$ .

## Применение элеваторов

В сельскохозяйственном производстве и на предприятиях по переработке сельскохозяйственных продуктов ковшовые элеваторы бывают:

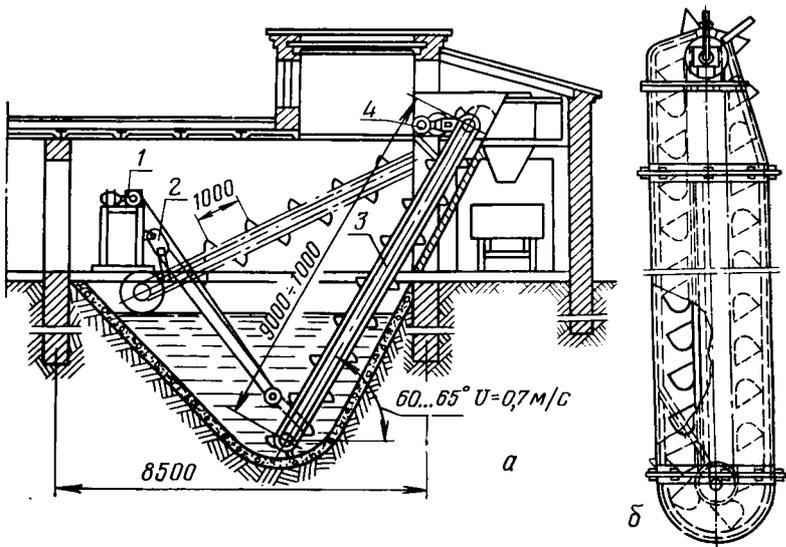


Рис. 61. Применение элеваторов в сельском хозяйстве:  
*а* — для погрузки навоза; *б* — встроенный элеватор; 1 — лебедка; 2 — полиспаст; 3 — элеватор; 4 — приводной механизм.

**стационарные**, применяемые на элеваторах и мельницах для транспортирования зерна, в кормоприготовительных цехах животноводческих ферм для перемещения кормов к машинам, в бункеры, закрома, дозаторы;

**переносные**, используемые для периодического обслуживания технологических процессов на животноводческих фермах;

**встроенные** в различные сельскохозяйственные машины для межоперационного транспортирования продуктов: в молотилках, кормоприготовительных, зерноочистительных и зерносушильных установках.

Элеватор, встроенный в сложную машину (рис. 61, б), приводит в действие вал, расположенный в башмаке. При такой кинематике машины натяжное устройство необходимо располагать в головке элеватора, т. е. у верхнего шкива или звездочки, что следует учитывать при расчете.

Ковшовые элеваторы применяют в самоходных погрузочных машинах в качестве питателя, например, погрузчик Д-565, машина МВС-4 для выгрузки грузов из железнодорожных вагонов и др.

Применение ковшового элеватора НПК-30 производительностью 30 м<sup>3</sup>/ч на выгрузке навоза показано на рисунке 61, а. Элеватор 3 верхним концом шарнирно закреплен на конструкции здания, а нижний подвешен на тросовом полиспасте 2 лебедки 1. Приводной механизм 4 состоит из электродвигателя мощностью 2,8 кВт, редуктора и цепной передачи. Вместимость ковша 12 л.

### Назначение и общее устройство

Скребковые, планчатые и пластинчатые транспортеры распространены в сельском хозяйстве в виде самостоятельных машин и механизмов, встроенных в специальные машины. Тяговым органом их служат цепи, ленты и канаты. Скребковый транспортер (рис. 62, *а*) работает по принципу волочения транспортируемого материала по желобу или материалу. В планчатых транспортерах (рис. 62, *б*) тяговые органы снабжены планками, расставленными на некотором расстоянии, а в пластинчатых (рис. 62, *в*) — сплошным настилом из пластин. В планчатых и пластинчатых транспортерах тяговый орган одновременно является и грузонесущим.

Скребковые транспортеры применяют для хорошо сыпучих грузов: зерна, муки, удобрений, угля. В последнее время скребковые транспортеры все шире используют для уборки навоза.

Достоинства скребковых транспортеров: простота конструкции; возможность разгрузки и загрузки в любом месте на длине транспортера; транспортирование груза в любом направлении, а при необходимости — одновременно в обоих. Недостатки — измельчение и истирание груза в процессе транспортирования и быстрый износ направляющего желоба.

Пластинчатые, цепочно- и канатно-пластинчатые транспортеры используют для транспортирования тюков, мешков, корзин, ящиков, початков, корнеплодов, а также рыхлых длинностебельных грузов. В сельском хозяйстве эти транспортеры длиной 10...15 м работают как погрузчики, стогометатели и штабелеукладчики.

### Тяговые, рабочие и вспомогательные органы

Тяговые органы (цепи, канаты и ленты) должны обладать гибкостью, обеспечивающей хорошее огибание барабана, звездочки или направляющих; малой массой при высокой прочности и достаточной износостойкости; удобством крепления рабочих и вспомогательных органов.

Большая масса и высокая стоимость цепи являются ее недостатками. Канат гибок во всех направлениях, дешевле цепи при равной прочности, но трудность сцепления его с приводным шкивом и крепления скребков и планок относятся к его недостаткам. В сельскохозяйственных транспортерах применяют главным образом цепные тяговые органы: сварные цепи (ГОСТ 2310—70) с коротким и длинным звеном (рис. 63, *а*); крючковые цепи (ГОСТ 4187—56) (рис. 63, *б*), изготавливаемые штамповкой из ленточной стали 30Г; комбинированные цепи (рис. 63, *в*), собираемые из литых (ковкий чугун) прямоугольных звеньев или гнутых из стали и звеньев, сделанных из полосовой стали в виде восьмерок; пластинчатые цепи, применяемые в более нагруженных транспортерах. По конструкции они разделяются на

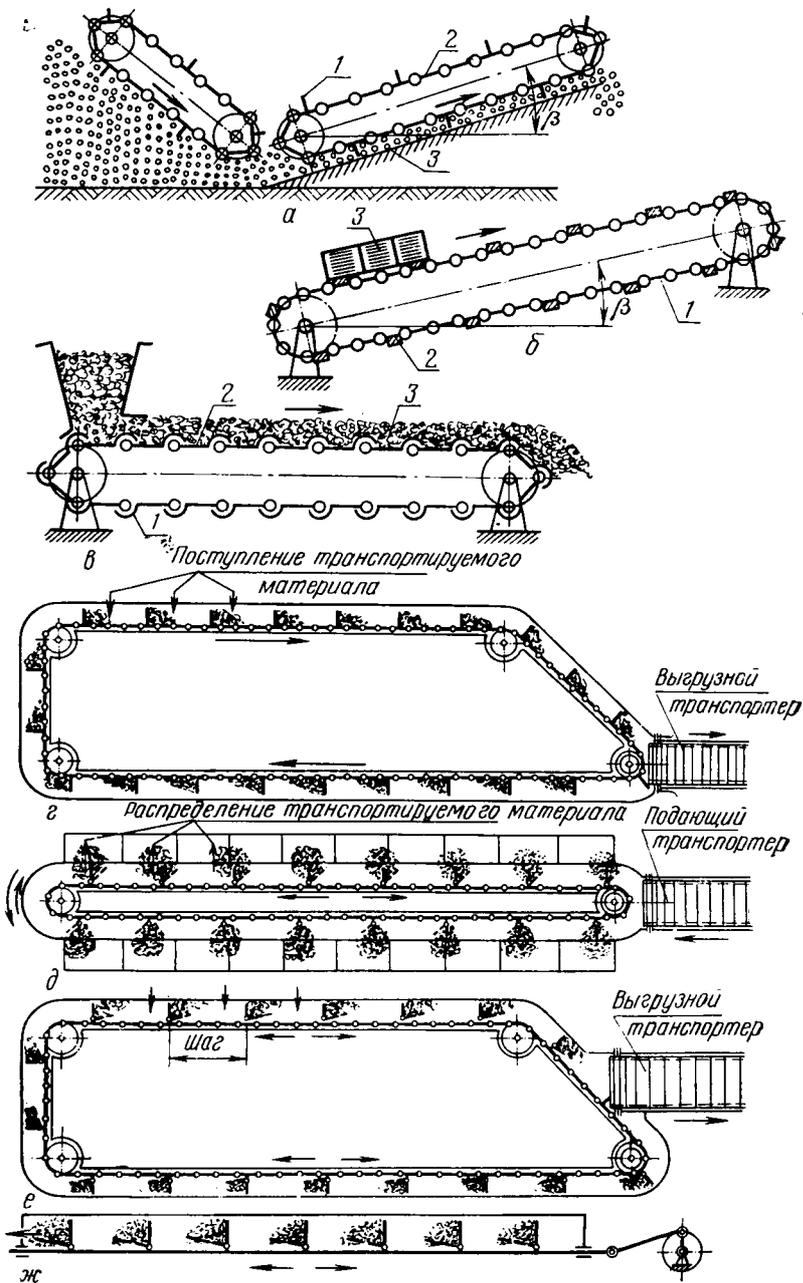


Рис. 62. Транспортеры:

а — скребковый с питателем; б — планчатый; в — пластинчатый; г — сборочный (цепочно-скребковый с односторонним движением); д — распределительный (цепочно-скребковый с цикловым движением); е — цепочно-скребковый с цикловым движением на один шаг; ж — штанговый с шарнирными скребками; 1 — тяговый орган; 2 — рабочий орган; 3 — транспортируемый груз.

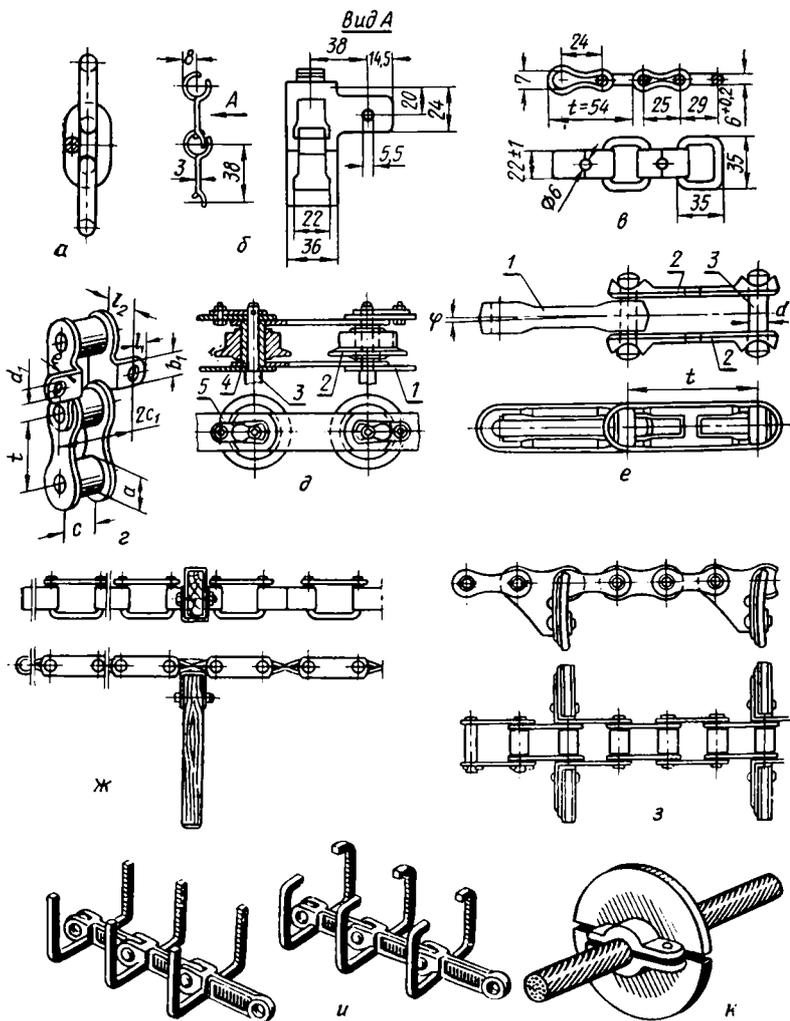


Рис. 63. Конструкции тяговых цепей и скребков:

а — сварная; б — крючковая; в — комбинированная; г — пластинчатая; д — с катками; е — разборная; ж — консольный; з — из прорезиненной ткани; и — контурный; к — дисковый.

безвтулочные, втулочные (рис. 63, г) и катковые (рис. 63, д). Основные размеры регламентированы ГОСТ 588—64 и ГОСТ 2500—50 при шаге  $t=19,05...38,0$  мм, разрушающая нагрузка 17,5...50,0 кН; разборные цепи (рис. 63, е) — наиболее совершенные, широко распространенные в подвесных, грузоведущих, скребковых и других транспортерах.

Рабочими органами в зависимости от назначения и рода транспортируемого груза служат скребки, планки, пластины и прутья.

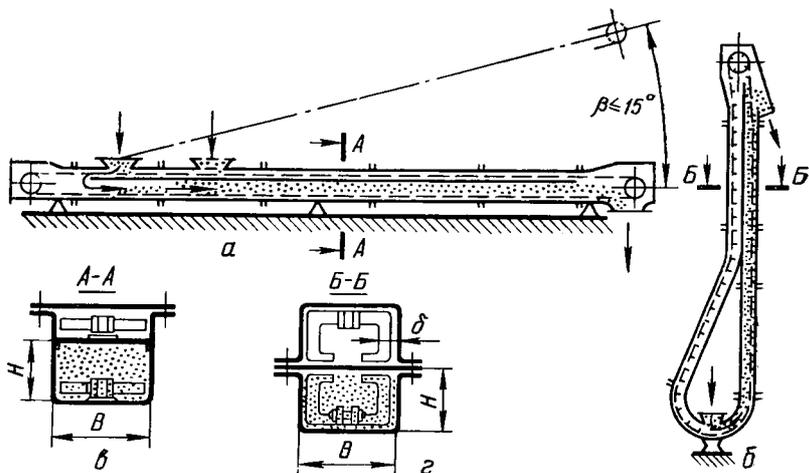


Рис. 64. Схема конвейера с погруженными скребками:  
 а — горизонтальный и пологонаклонный; б — вертикальный; в — с плоской цепью;  
 г — с контурным скребком.

Скребки применяют для порционного (рис. 63, ж, з и к) и сплошного (рис. 63, и) волочения. Скребки сплошного волочения носят название погруженных и соответственно транспортеры называют с погруженным скребком (рис. 64). Эти транспортеры обладают достоинствами: дробление и истирание материала снижается в 3 раза, а использование площади желоба повышается в 2 раза.

Принцип сплошного волочения основан на том, что сопротивление прохода (прорезания) скребка через груз больше, чем сопротивление перемещению груза по желобу.

Скребки для порционного транспортирования бывают по форме прямоугольные (см. рис. 63, ж и з), прямоугольные со скошенными углами, трапециевидные и дисковые (см. рис. 63, к). Изготавливают их из чугуна, стали, дерева, резины и пластмасс.

Желоб транспортера в поперечном сечении делают по форме скребка. Изготавливают его из листовой стали или дерева. Зазор между кромкой скребка и стенкой желоба от 2 до 8 мм.

Основные размеры скребков выбирают в зависимости от рода груза и его свойств, производительности транспортера и направления транспортирования. Размеры скребков для сельскохозяйственных грузов по ГОСТ 7116—64: ширина  $B=120...140$  мм для зерна, вороха и колоса,  $B=280...300$  мм для початков кукурузы и  $B=300...400$  мм для силоса; высоту скребка при этом принимают по соотношению  $h=B:k$ , где  $k=2...4$  (большее значение берут для сыпучих материалов); чем больше сопротивление перемещению, тем меньшую высоту скребка следует делать. Однако при низком скребке возможно пересыпание груза через его верхнюю кромку, что приводит к снижению производительности, дополнительной за-

трате энергии и истиранию груза. Для транспортирования крупнокускового материала ширину скребка следует выбирать в зависимости от наибольшего размера  $A_{\max}$ , по соотношению  $B = mA_{\max}$ , где  $m = 3...7$  для сортированного и  $m = 2...3,5$  для рядового материала. Расстояние между скребками принимают  $a = (1...3)B$ .

Планки изготовляют из дерева, углового или полосового железа. Деревянные планки имеют круглое и прямоугольное сечения; последние в верхней ветви работают как несущие элементы, а в нижней как скребки для транспортирования просыпающегося мелкого продукта (половы, зерна и т. д.)

Прутки чаще всего применяют в клубнеуборочных и погружочных машинах. Изготовляют их из стали круглого сечения, иногда обрезают.

**Приводные устройства** цепных и ленточных транспортеров подобны. Для стационарных установок привод делают с редуктором, в передвижных машинах — с цепными и клиноременными передачами, так как они приводятся от низкооборотных промежуточных валов.

Число зубьев звездочек лучше принимать меньшим и четным, хотя при  $z < 10$  зубьев в передаче возрастают динамические усилия. Привод целесообразнее ставить в конце груженой ветви, при этом другая ветвь разгружается.

Для предохранения транспортеров от поломок в приводное устройство вводят муфту предельного момента.

**Натяжные устройства** цепных скребковых транспортеров обычно применяют винтовые или пружинно-винтовые. Минимальную величину их хода принимают 1,6 шага цепи.

## Основы теории и расчета скребковых транспортеров

**Динамические и наибольшие усилия в цепи.** Особенность цепного привода состоит в том, что при постоянной угловой скорости  $\omega$  ведущей звездочки (рис. 65, а) линейная скорость цепи  $v$  непостоянна:

$$v = v_0 \cos \varphi = \omega R \cos \varphi,$$

тогда ускорение, возникающее в цепи, будет

$$a = \frac{dv}{dt} = -\omega^2 R \sin \varphi.$$

В момент входа в зацепление нового звена цепи при  $\varphi_2 = \varphi_1 = \pi$ :  $z$  ускорение будет от  $a_1 = -\omega^2 R \sin \frac{\pi}{z}$  до  $a_2 = \omega^2 R \sin \frac{\pi}{z}$ , где  $z$  — число зубьев.

При переходе точки  $B'$  в точку  $A'$  ускорение цепи будет плавно уменьшаться по закону синуса (рис. 65, б) и усилие, действующее в цепи, уменьшится на величину  $ma$  ( $m$  — масса ведущей ветви транспортера с грузом):  $S' = S_{\text{ст}} - m\omega^2 R \sin \frac{\pi}{z}$ .

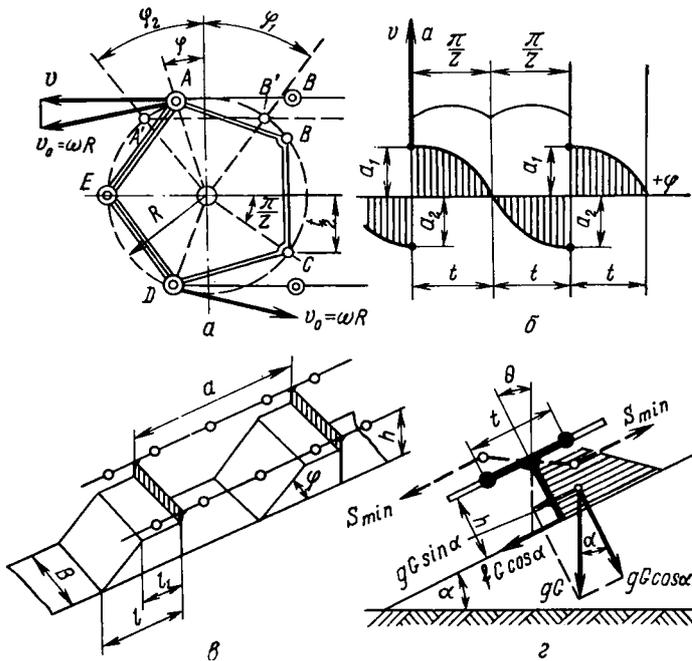


Рис. 65. К расчету скребкового транспортера.

Наибольшее натяжение цепи с учетом мгновенности приложения динамического усилия при удвоенном ускорении будет

$$S_{\max} = S' + 2 \left( 2m\omega^2 R \sin \frac{\pi}{2} \right) = S_{\text{ст}} + 3m\omega^2 R \sin \frac{\pi}{2}.$$

Можно принять  $m = 2G_0 + kG_r$ , где  $G_0$  и  $G_r$  — массы движущихся частей и груза, равные соответственно  $q_0L$  и  $qL$ ;

$k = 1,0 \dots 0,7$  — коэффициент влияния массы.

Подставляя в  $S_{\max}\omega = \pi l : 30$  и  $\sin \frac{\pi}{2} = \frac{t}{2R}$  при  $k=1$ , получим

$$S_{\max} = S_{\text{ст}} + 0,008 (2G_0 + G_r) n^2 t$$

и

$$S_{\min} = S_0 - 0,008 (2G_0 + G_r) n^2 t, \quad (202)$$

где  $S_{\text{ст}} = S_0 + \Sigma W$  ( $\Sigma W$  — сумма всех сопротивлений).

Необходимое условие  $S_{\min} > 0$  обеспечивается при начальном натяжении

$$S_0 > 0,008 (2G_0 + G_r) n^2 t. \quad (203)$$

Величина нагрузки может увеличиваться от резонанса колебания динамических усилий. Уменьшить влияние резонанса можно изменением рабочей скорости цепи.

Определение основных размеров сплошного скребка и производительности транспортера с открытым желобом. Объем груза, транспортируемого скребком, принимают за призму с основанием прямоугольной трапеции (рис. 65, *в*), тогда объем порции, перемещаемой одним скребком, при  $l=l_1+h \operatorname{ctg} \varphi$

$$V=(l_1+0,5h \operatorname{ctg} \varphi) hB. \quad (204)$$

Практика эксплуатации и эксперименты показывают, что угол осыпания  $\varphi$  транспортируемого материала при движении на 5...10% меньше угла естественного откоса. Для зерна  $\varphi=27^\circ$ , тогда  $l=l_1+2h$  и объем порции будет

$$V=(l_1+h) hB.$$

Пользуясь общей формулой производительности, после подстановки в нее выражения объема порции  $V$  и соотношения  $l_1=k_1h$ , где  $k_1=1...3$  и  $B=kh$  при  $k=2...4$ .

После преобразований получим расчетную высоту скребка

$$h=\sqrt[3]{\frac{\Pi a}{3,6(k_1+0,5 \operatorname{ctg} \varphi) k_1 v}}, \quad (205)$$

для предварительных расчетов можно принять

$$\Pi=3,6c\psi\gamma hBv,$$

где  $\psi=0,5...0,8$  — коэффициент заполнения;  
 $c=1,0...0,35$  — коэффициент, учитывающий влияние угла  $\alpha=10...45^\circ$  подъема транспортера;  
 $v$  — скорость транспортирования (движения цепи), для ореховидных плодов 0,3...0,5 м/с; пылевидных, муки, навоза 0,5...1 м/с и зерна 1...2 м/с;  
 $a=(3...6)h$  — расстояние между скребками; необходимо, чтобы  $a>l$ .

Полученные расчетом размеры  $B$  и  $h$  должны обеспечить устойчивую работу скребка. Под действием сил сопротивления перемещению груза скребок стремится отклониться от перпендикулярного положения к направлению движения тягового органа, при этом возможно его всплывание и заклинивание. Условие устойчивой работы скребка обеспечивается натяжением цепи (рис. 65, *г*)

$$gG \sin \alpha h \cos \theta + fg \cos \alpha h = S_{\min} t \sin \theta,$$

откуда

$$S_{\min} = \frac{(\sin \alpha + f \cos \alpha) gGh}{t \operatorname{tg} \theta}, \quad (206)$$

где  $\theta \leq 2...3^\circ$  — угол отклонения скребка.

Практически наименьшее натяжение тягового элемента принимают в зависимости от его производительности и длины: для транспортера сельскохозяйственного типа  $S_{\min}=0,5...3,0$  кН.

**Определение производительности транспортера сплошного волочения.** В отличие от транспортера порционного волочения здесь

груз перемещается сплошным потоком и только в зазоре между стенками и дном желоба образуется отстающий слой небольшой толщины.

Скребокковые транспортеры сплошного волочения (см. рис. 64) можно использовать для любого направления транспортирования.

При транспортировании сплошным потоком производительность равна, т/ч:

$$П = 3,6k_n \gamma B h v, \quad (207)$$

где  $v = 0,3 \dots 0,9$  м/с — скорость цепи;

$k_n = k_0 k_y k_c$  — коэффициент производительности;

здесь  $k_0 = 0,95$  — коэффициент, учитывающий объем желоба, занимаемый скребками и цепью;

$k_y = 1,05 \dots 1,3$  — коэффициент уплотнения груза в желобе;

$k_c = 0,4 \dots 0,9$  — коэффициент, учитывающий отставание груза.

Рекомендуется  $B = kh$ , где  $k = 1,25 \dots 1,6$  и размеры  $B \times h = 0,1 \times 0,08 \dots 0,25 \times 0,16$  и больше.

Как показывают опыты, коэффициент производительности для зерновых грузов при наклонном транспортировании  $k_n = 0,75 \dots 0,90$  при скорости зерна и продуктов его переработки в пределах  $0,3 \dots 0,9$  м/с. Повышение скорости увеличивает травмирование груза, нарушает сплошность потока, производительность снижается и возрастает энергоемкость.

**Определение мощности.** Для предварительных расчетов мощность двигателя для транспортера порционного волочения можно определить по формуле (162):

$$N = \frac{K_n 0,278g\Pi(\omega L \cos \beta + H)}{\eta},$$

где  $k_n = 1,2$  — коэффициент, учитывающий потери мощности при пуске;

$\omega$  — коэффициент сопротивления движению: для скользящей цепи равен  $4,2 \dots 1,6$  и с роликами —  $2,25 \dots 1,05$ .

Энергоемкость транспортеров сплошного волочения несколько меньшая, чем у транспортеров порционного перемещения. Метод обхода по контуру при определении сопротивлений и наименьших натяжений тягового органа изложен в § 3 «Элеваторы».

**Особенности определения сопротивлений и натяжений цепей.** Максимальное натяжение

$$S_{\max} = S_{\text{ст}} + S_{\text{дин}} = S_0 + \Sigma W + S_{\text{дин}} \quad (208)$$

При определении  $S_{\text{ст}} = S_0 + \Sigma W$  (принимают  $S_0 > S_{\min}$ , где  $S_0$  — усилие натяжного устройства и  $S_{\min}$  — наименьшее натяжение цепи) в сумму сопротивлений  $\Sigma W$  входят:

а) сопротивление от подъема груза  $q$ , скребков  $q_c$ , цепи  $q_{\text{ц}}$  и роликов  $q_p$  по вертикали на высоту  $H = L \sin \beta$ :

$$W_n = g(q + q_c + q_{\text{ц}} + q_p) L \sin \beta;$$

ориентировочно можно принимать  $q_c + q_{\text{ц}} + q_p = (0,5 \dots 0,8) q$ ;

б) сопротивление от горизонтального транспортирования скребок и цепи на длине  $L_r = L \cos \beta$ :

$$W_c = g(q_c + q_{ц} + q_p) \omega L \cos \beta,$$

где  $\omega = 0,12 \dots 0,25$  — коэффициент сопротивления (холостой ход);

в) сопротивление от трения груза о желоб при сплошных скребках:

$$W = gq\omega_{ж}L \cos \beta,$$

где  $\omega_{ж} = 0,37 \dots 0,87$  для кускового и сыпучего груза; при трении о стенки до 1,1.

Это же сопротивление при погруженных скребках и длине транспортирования  $L_0$

$$W' = g(q + q_{ц})\omega'_{ж}L_0,$$

где  $\omega'_{ж} = f \left( 1 + \frac{n_6 h}{\beta} \right)$ ,

здесь  $B$  и  $h$  — размеры желоба;

$n_6 = c(1,2 + v) : (1 + 2f^2_v)$  — коэффициент бокового давления;

$c = 1,0 \dots 1,2$ ; большие значения — для стационарных транспортеров;

$v$  — скорость цепи, м/с;

$f_v$  и  $f$  — соответственно коэффициенты внутреннего трения и материала о желоб.

По наибольшему  $S_{\max}$  и наименьшему  $S_{\text{сб}}$  натяжениям ветвей ведущей звездочки определяют мощность, кВт:

$$N = \frac{(S_{\max} - S_{\text{сб}})v}{1000\eta_3\eta_n}, \quad (209)$$

где  $\eta_3$  и  $\eta_n$  — соответственно к. п. д. ведущей звездочки и привода транспортера.

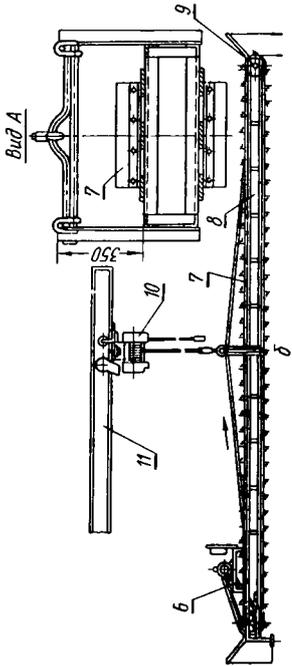
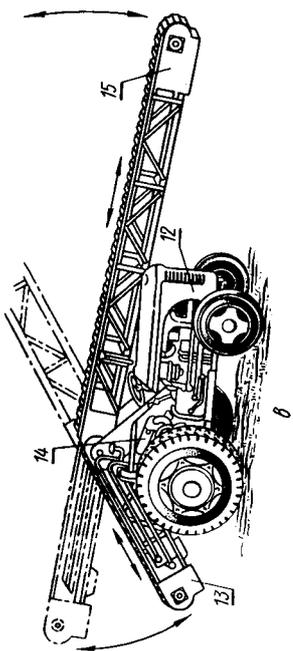
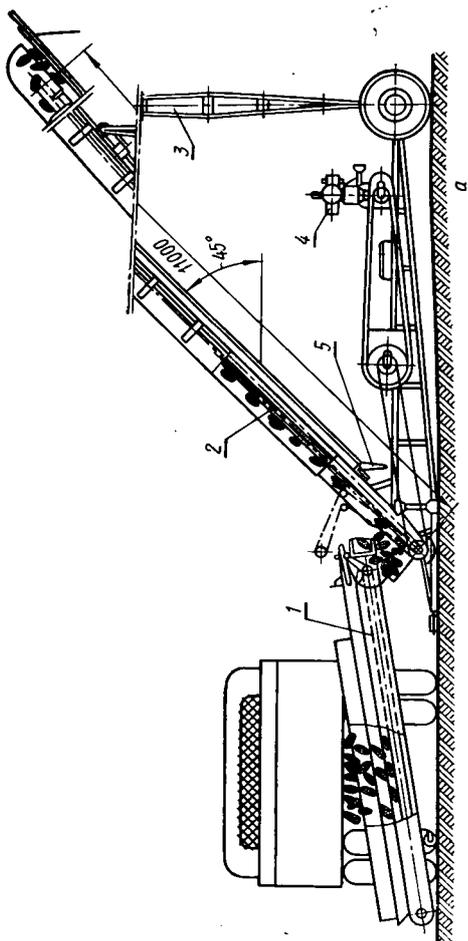
### Применение цепных транспортеров

В сельском хозяйстве наиболее распространены скребковые транспортеры в виде универсальных машин и механизмов, встроенных в различные машины.

Вместе с тем различие физико-механических свойств грузов приводит к необходимости создания специальных погрузочных машин только для одного вида или определенной группы грузов.

**Универсальные транспортеры** предназначены для погрузки картофеля, силоса, кукурузы в початках, мелких штучных грузов и т. п. в емкости, хранилища и транспортные средства.

Двухцепной скребковый транспортер ТУ-5,0 приводится в движение двигателем внутреннего сгорания 20 (рис. 66, г) от ведущей звездочки через цепную и клиноременную передачи.



Вид А

350

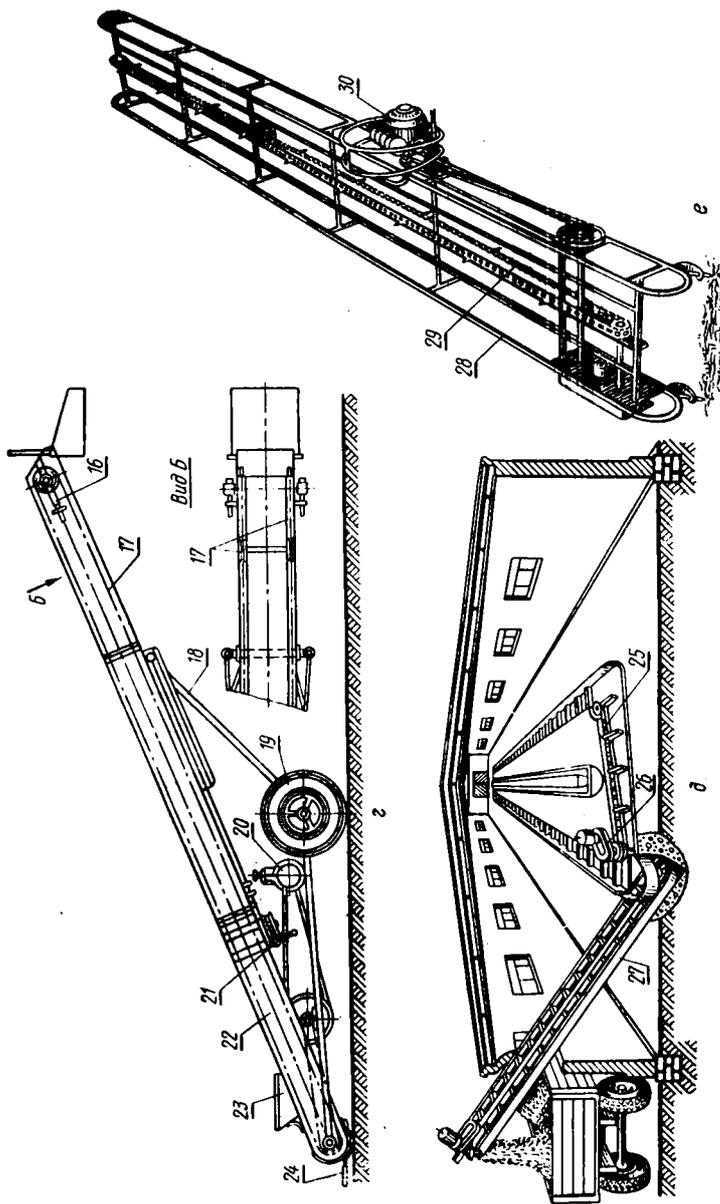


Рис. 66. Скребокые и планчатые транспортеры:

а — для загрузки кукурузных початков в хранилище; б — подвесной для разгрузки автомобилей с зерном; в — планчатый, навешиваемый на трактор; г — универсальный передвижной; д — для удаления и загрузки навоза; 1 — транспортер-питатель; 2 — наклонный транспортер; 3 — подъемная ферма; 4, 20 и 30 — двигатели; 5 и 21 — лебедки; 6 — приводной механизм; 7 — лента со скребками; 8 и 28 — рамы; 9 и 16 — натяжные устройства; 10 — телфер; 11 — монорельс; 12 — трактор; 13 — малая секция; 14 — гидродолиндр; 15 — большая секция; 17 — тяговая цепь; 18 — подкос; 19 — колесо; 22 — рама транспортера; 23 — бункер; 24 — прицеп; 25 — горизонтальный сборочный скребковый транспортер; 26 — электропривод; 27 — выгрузной транспортер; 29 — тяговый орган;

Угол наклона изменяется подкосом 18 при помощи червячной лебедки 21.

Скребокковые и планчатые транспортеры используют при работе с верхней несущей ветвью. На рис. 66, а показана схема транспортера при работе верхней ветвью на погрузке початков кукурузы.

Початки из кузова автомобиля сгружают в бункер транспортера-питателя 1 (рис. 66, а). Далее груз наклонным транспортером 2 поднимается в хранилище. Производительность от 20 до 40 т/ч.

Примером эффективного использования скребкового транспортера может служить применение его на разгрузке зерна из автопоездов.

Подвесной ленточно-скребковый транспортер состоит из приводного механизма 6 (рис. 66, б), транспортерной ленты 7 со скребками, натяжного устройства 9, рамы 8 и тельфера 10 с монорельсом 11.

Из зарубежной практики интерес представляет тюкоподъемник, который можно использовать и для других штучных и затаренных грузов. Обращает на себя внимание конструктивность элементов: легкость рамы 28 (рис. 66, г), простота тягового органа 29 и привода к нему 30.

Универсальную и маневренную транспортирующую установку, называемую самоходным конвейером, представляет собой навешиваемый на трактор 12 (рис. 66, в) цепочно-планчатый транспортер, состоящий из консольных секций 13 и 15, шарнирно закрепленных над задней осью трактора. Поднимают и опускают секции транспортеров при помощи четырех гидроцилиндров 14.

На животноводческих фермах для транспортирования и раздачи кормов и уборки навоза широко применяют скребковые транспортеры.

Транспортер с замкнутым цепочно-скребковым контуром при одностороннем непрерывном движении (см. рис. 62, г) имеет консольно закрепленные скребки, движущиеся в горизонтальной плоскости. Работает в качестве сборочного — уборка навоза.

На рисунке 62, д показана та же схема транспортера с замкнутым цепочно-скребковым контуром, но с цикловым движением. Скребки на цепи закреплены шарнирно и могут отклоняться при обратном ходе на определенный угол. Транспортер работает в два такта: первый — последовательная загрузка на всей длине; второй — обратное движение цепи, скребки, как плужковые разгрузчики, сдвигают груз в кормушки.

Транспортер с замкнутым цепочно-скребковым контуром при пульсирующем поступательно-возвратном движении изображен на рисунке 62, е. Порции материала передвигаются скребком на расстояние одного шага (хода). При обратном движении цепи скребки складываются и проходят мимо порций груза. Далее цикл повторяется. По этой схеме работают штанговые скребковые транспортеры.

Для механизированной уборки навоза применяют установку ТСН-3,0Б (рис. 66, д) производительностью от 2 до 7 т/ч, состоящую из двух скребковых транспортеров: горизонтального сборочного 25 со скоростью движения 0,19 м/с и наклонного выгрузного 27 со скоростью 0,73 м/с и электропривода 26 с редуктором.

## § 5. ВИНТОВЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ (ШНЕКИ)

### Назначение и устройство

Винтовые транспортеры (шнеки) широко распространены в сельском хозяйстве в виде самостоятельных машин и встроенных узлов.

Шнеки применяют для горизонтального, наклонного и вертикального перемещения сыпучих, влажных, жидких и реже штучных грузов. Их отличает компактность и отсутствие тягового органа.

Шнеки иногда используют для технологических операций: протравливания зерна, смешивания кормов, разбрасывания навоза в мочечных машинах.

Винтовой транспортер состоит из загрузочного устройства 1 (рис. 67), транспортирующей части 2, винта, кожуха и разгрузочного устройства 3.

В зависимости от вида груза и назначения винт бывает: **сплошной** (рис. 68, а); **ленточный** (рис. 68, б) — для транспортирования крупнокускового и слипающегося грузов; его используют для перемешивания грузов; **лопастной** (рис. 68, в) — для сильно слипающихся грузов и активного перемешивания их; **спиральный** (рис. 68, г) — для криволинейного перемешивания в гибких шлангах. Винты различают по направлению наливки на левые и правые и на одно- и многозаходные.

Перемещается груз в них по принципу волочения под действием осевой силы винта. Груз от вращения вместе с ним удерживается силами тяжести и трения между грузом и кожухом. При вертикальном транспортировании груз перемещается благодаря разности угловых скоростей груза и винта. Груз, вращающийся под действием центробежных сил, тормозится силами трения о кожух.

Недостатки шнека: повышенная энергоемкость, истирание и дробление транспортируемого груза (зерно до 2 %) и износ поверхностей кожуха и винта.

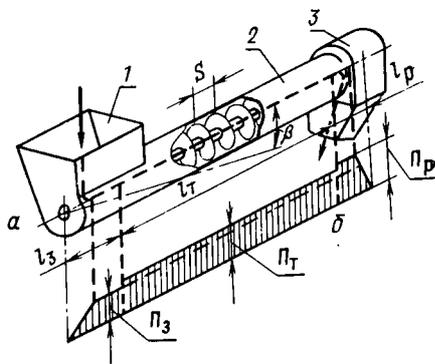


Рис. 67. Схема (а) эпюра (б) производительности винтового транспортера:

1 — загрузочное устройство; 2 — транспортирующая часть; 3 — разгрузочное устройство.

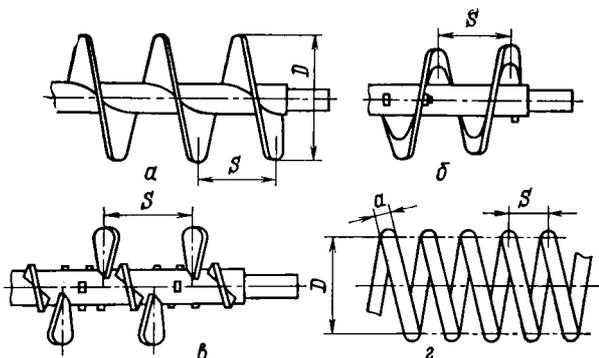


Рис. 68. Конструкции винтов:  
 а — сплошной; б — ленточный; в — лопастной; г — спиральный.

### Схема работы и основные параметры

Материал перемещается в винтовом транспортере волочением независимо от физико-механических свойств груза, положения и параметров шнека. Однако траектории движения частицы груза различны в зависимости от частоты вращения винта. Принято различать шнеки тихоходные и быстроходные. В тихоходных шнеках (рис. 69, а) при  $\omega < \omega_k$  (действительная угловая скорость меньше критической), когда  $(\omega^2 R : g) < 1$ , частица А совершает колебательные движения на переменном радиусе с одновременным осевым перемещением. Их применяют для вязких, липких и связных грузов: запаренный картофель, силос, навоз-сыпец и т. п.

В быстроходном шнеке (рис. 69 б) при  $\omega > \omega_k$  и  $(\omega^2 R : g) > 1$  материал располагается под действием центробежных сил концентрично по поверхности кожуха, а частица А описывает винтовую спираль с шагом  $S_m < S$  — шага винта. В действительности по причинам неоднородности частиц груза, перемешивания груза и неравномерности загрузки траектория сложнее. Быстроходные шнеки применяют при вертикальном и других направлениях транспортирования сыпучих и жидких грузов: зерно, жидкий навоз, кормовые смеси.

Для нормальной работы шнека при его проектировании необходимо обеспечить соотношение возможных производительностей: загрузочного —  $\Pi_3$ , транспортирующего —  $\Pi_T$  и разгрузочного —  $\Pi_p$  узлов.

При  $\Pi_3 < \Pi_T < \Pi_p$  производительность шнека  $\Pi = \Pi_3$ ; в случае  $\Pi_3 > \Pi_T > \Pi_p$  будет излишнее истирание и дробление груза и даже забивание транспортера.

На производительность шнека существенное влияние оказывает схема процесса работы и конструкция узлов. Так, с увеличением частоты вращения  $n$  винта создается тормозящее действие на груз и производительности  $\Pi_3$  и  $\Pi_p$  снижаются, а производительность

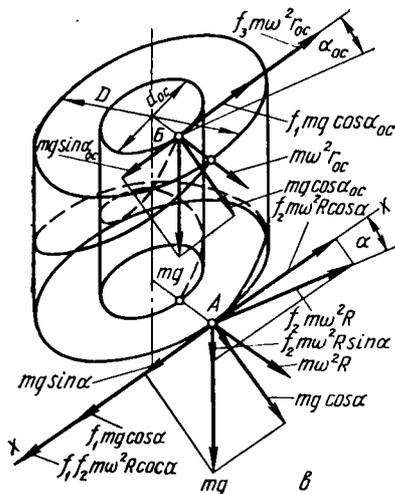
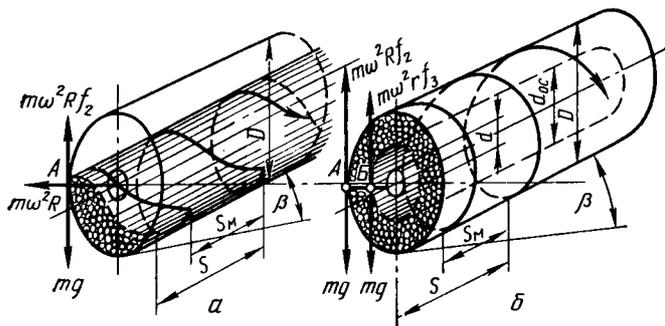
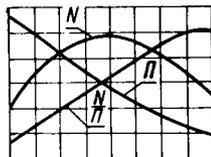


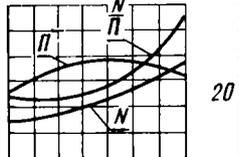
Рис. 69. К расчету винтового транспортера:  
 а — тихоходного; б — быстроходного; в — вертикального.

при  $N=700$  об/мин



а

при  $\beta=40^\circ$



б

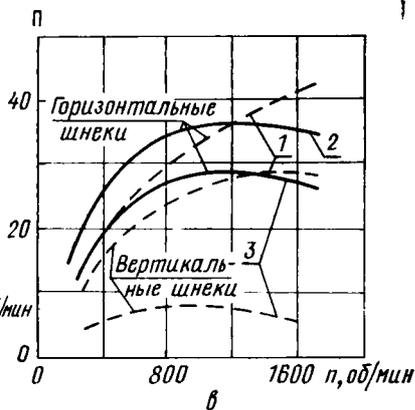


Рис. 70. Зависимость производительности и энергоемкости:

а — от угла  $\beta$  установки шнека; б — от частоты вращения винта; в — от конструкции загрузочного устройства; 1 — принудительная загрузка; 2 — круговая загрузка; 3 — самотечная загрузка.

$P_T$  винта растет. Поэтому в быстроходных шнеках для улучшения загрузки ставят специальные питатели.

По принципу действия различают загрузки гравитационные и принудительные. Влияние способа загрузки на производительность показано на рисунке 70, в.

По кинематике потока груза самотечная загрузка и разгрузка разделяются на: осевую — движение груза вдоль оси винта; угловую — груз подается под углом и круговую — достигается расширением загрузочной камеры или погружением винта в транспортируемый груз. Сравнительная оценка формы бункера загрузочного устройства приведена в таблице 13.

Таблица 13

Показатель	Форма загрузочного бункера				
					
Коэффициент оценки по производительности	0,62	0,73	0,78	0,94	1,00

Для лучшего забора груза и снижения начальных сопротивлений делают винты с постепенно нарастающим шагом.

Наибольшую производительность разгрузки дают осевая и круговая схемы. При угловых конструкциях разгрузочных устройств и равных площадях сечений кожуха винта и разгрузочного патрубка производительность снижается на 6..12%, а мощность повышается на 50% и больше.

Из графиков (рис. 70, в) видно, что производительность вертикального шнека составляет 30..40% от производительности горизонтального. Снабжение его круговой камерой загрузки повышает производительность на 6..23%, а при питателе в 1,7...3 раза.

Транспортирующая часть шнека состоит из винта и желоба, который в горизонтальных (тихоходных) шнеках бывает открытым, а в крутонаклонных и вертикальных (быстроходных) в виде труб. В открытых желобах транспортирование может быть полностью погруженным шнеке с пассивным слоем над ним, когда коэффициент наполнения больше единицы. Длина транспортирования шнеками до 60 м, а высота до 20 м.

**Основные параметры шнека.** Конструктивные:  $D$  — диаметр и  $S$  — шаг винта, соотношение между ними  $\psi = S : D$  и диаметр вала —  $d$ ; кинематические: частота вращения —  $n$  и угловая скорость —  $\omega$ ; эксплуатационные: коэффициент производительности  $k_p$  и коэффициент трения —  $f$ , с увеличением которого производительность снижается;  $\psi = 0,6...1,25$ . Выбор больших и меньших значений  $\psi$  ведет к снижению производительности.

Основные параметры для предварительных расчетов приведены в таблице 14.

Т а б л и ц а 14

Транспортируемый груз	$D$ , мм	$\Psi = S : D$	$n$ , об/мин	Коэффициент производительности, $k_{\Pi}$
-----------------------	----------	----------------	--------------	---

Горизонтальные шнеки

Зерно, комбикорм	50...300	0,7...1,25	60...700	0,3...0,6
Силос, кормовые смеси, навоз, резка соломы	150...400	0,6...1,0	80...300	0,4...0,7
Картофель запаренный	200...300	0,6...1,2	5...80	0,4...0,9
Сено, навоз-сырец, удобрения, солома, трава	400...600	0,8...1,0	200...300	0,3

Вертикальные шнеки

Зерно, отруби, комбикорм, удобрения	60...250	0,7...1,25	200...1000	0,1...0,3
Кормовые смеси, силос	150...400	0,6...1,0	150...600	0,2...0,4
Навоз жидкий, $W=85...90\%$	200...300	1,0...1,2	800...1300	0,2...0,5

Из анализа этой таблицы видно, что диаметр винта колеблется в пределах 50...600 мм. В зависимости от рода груза коэффициент производительности для вертикальных шнеков снижается в 2...3 раза, частота вращения винта изменяется в пределах 5...1300 об/мин.

### Основы теории и расчета

При движении материальной частицы в шнеке на нее действуют: сила тяжести массы  $mg$ ; сила трения о винт  $f_1mg$ , увлекающая ее во вращение; давление смежных частиц  $kf_1mg$  (здесь  $k$  — коэффициент пропорциональности); центробежная сила  $m\omega^2r$ , прижимающая ее к кожуху; сила трения о кожух  $f_2m\omega^2r$ , тормозящая вращение частиц вместе с винтом, и силы внутреннего трения частиц. Суммарное воздействие этих сил приводит к проскальзыванию частицы по винтовой поверхности ( $\omega_m < \omega$ ) и осевому смещению ее, т. е. к транспортированию.

Работоспособность вертикального шнека обеспечивается при  $\omega > \omega^k$  (угловая скорость винта больше критической). Критические угловые скорости (см. рис. 69,  $\theta$ ) для точек  $A$  и  $B$  определяются из уравнений равновесия сил в проекции на оси  $x-x'$ :

$$mg \sin \alpha + f_1 mg \cos \alpha + f_1 f_2 m \omega^2 R \sin \alpha - f_2 m \omega^2 R \cos \alpha = 0$$

$$mg \sin \alpha_{oc} - f_1 mg \cos \alpha_{oc} - f_3 m \omega^2 r_{oc} = 0,$$

где  $f_1$ ,  $f_2$  и  $f_3$  — соответственно коэффициенты трения груза о винт, кожух и груз;

$r_{oc} = 0,5d_{oc}$  и  $\alpha_{oc}$  — соответственно радиус, диаметр и угол осыпания, при которых транспортирование невозможно.

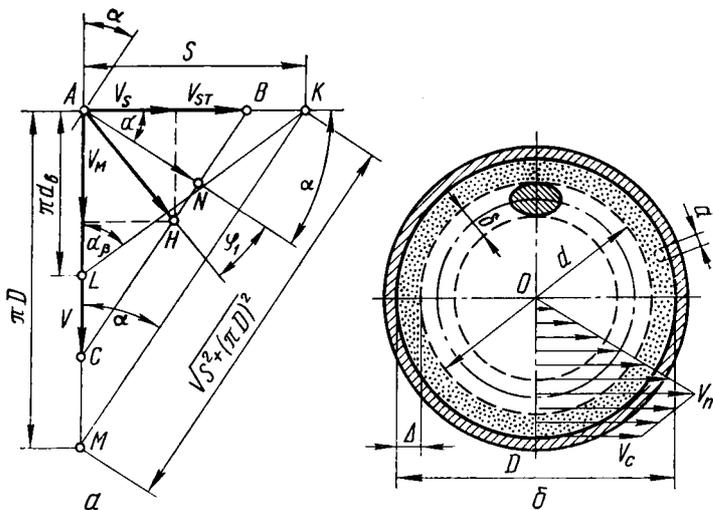


Рис. 71. К расчету:  
 а — осевой скорости  $v_s$ ; б — спирального (гибкого) шнека.

После преобразования соответственно для наружной точки  $A$  и внутренней  $B$  получим

$$\omega_{кА} = \sqrt{\frac{2g \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{Df_2}}; \quad \omega_{кБ} = \sqrt{\frac{2g \sin(\alpha_{oc} - \varphi_1)}{d_{oc}f_3 \cos \varphi_1}}. \quad (210)$$

Для горизонтального шнека (см. рис. 69, б) критические угловые скорости для наружной точки  $A$  и внутренней  $B$  будут

$$\omega_{кА} = \sqrt{\frac{2g}{Df_2}}; \quad \omega_{кБ} = \sqrt{\frac{2g}{d_{oc}f_3}}. \quad (211)$$

Рабочая частота вращения винта быстроходных шнеков обычно в несколько раз больше критической  $n > n_k = 30\omega_k/\pi$ ; ее выбирают по таблице 12. Для тихоходных  $n \leq A/\sqrt{D}$ , где  $A = 65 \dots 50$  — для легких грузов (зерно, сечка, навоз-сыпец) и  $A = 50 \dots 30$  для тяжелых (уголь, соль, корнеплоды, минеральные удобрения).

Осевая скорость материала  $v_s$  (рис. 71, а) — скорость транспортирования зависит от окружной скорости  $v$  и теоретической осевой скорости  $v_{st}$ , при которой точка  $A$  перемещается без вращения. С учетом соотношений  $v = \pi Dn/60$ ;  $v_{st} = v \operatorname{tg} \alpha$ ,  $v_{st} = Sn/60$  и на основании графика скоростей

$$v_s = k_v v_{st} = k_v \frac{Sn}{60}, \quad (212)$$

$$\text{где } k_v = \frac{\cos \alpha \cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1} = \frac{v - v_M}{v} = 1 - \frac{n_M}{n}.$$

Расчеты и опыты показывают, что в зависимости от рода груза  $k_v = 0,9 \dots 0,6$  — большие значения выбирают для быстроходных шнеков.

Производительность теоретическая в общем виде:

$$\Pi_T = 3600\gamma F_c v_s, \quad (213)$$

где  $F_c$  — площадь поперечного сечения потока;  
 $v_s$  — осевая скорость груза.

Процесс транспортирования винтовым транспортером очень сложен, на него влияют: частота вращения  $n$  (см. рис. 70, б), причем вначале производительность растет, а затем снижается; угол наклона шнека  $\beta$  (рис. 70, а), с его увеличением производительность уменьшается, что учитывается коэффициентом  $k_\beta = 1,0 \dots 0,3$ ; устройство и способы загрузки и разгрузки (рис. 70, в), что можно учитывать коэффициентами  $k_3 = 1,0 \dots 0,5$  и  $k_p = 1,0 \dots 0,94$ .

Выразив действительный объем материала на длине одного шага  $V_g = F_c S = k_v V$ , где  $V = 0,785 (D^2 - d^2) S$  и  $k_v = 0,2 \dots 0,9$  — коэффициент использования межвиткового объема, определив и подставив в формулу (213)  $v_s = k_v v_{ст} = k_v S n / 60$  и другие коэффициенты, получим

$$\Pi = 60 k_3 k_\beta k_p k_v \gamma V n = 60 k_n \gamma V n, \quad (214)$$

здесь  $k_n = k_3 k_\beta k_p k_v$  — дифференциальный коэффициент производительности.

Пренебрегая за малостью для начальных расчетов влиянием диаметра вала и учитывая  $S = \psi D$ , получим

$$\Pi = 47 k_n \psi D^3 n \gamma,$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{\Pi}{47 k_n \psi n \gamma}}. \quad (215)$$

Полученный диаметр винта округляют по ГОСТ и проверяют по соотношению  $D \geq (4 \dots 10) A$ , где  $A$  — размер куса груза. Для вертикальных шнеков принимают меньшее значение  $\psi$  и  $\alpha < \varphi$  — угла естественного откоса транспортируемого материала.

Повышение эффективности шнеков связано с дальнейшим повышением частоты вращения, применением легких материалов и рациональных загрузочных и разгрузочных устройств.

**Гибкие шнеки** отличаются повышенными расходами (в 2...3 раза) энергии, истиранием материала и повышенным износом рабочих органов. Длина транспортирования по горизонтали 12...15 м и по вертикали 3...4 м. Производительность ограничивается 10...18 м<sup>3</sup>/ч. Ее можно определить упрощенно по формуле

$$\Pi = 40\gamma \frac{\pi d^2}{4} S n, \quad (216)$$

где  $D = 25 \dots 200$  мм — диаметр кожуха;  
 $d$  — диаметр пружины, при  $d : D = 0,75 \dots 0,9$ .

Рекомендуется принимать  $n = 1500 \dots 500$  об/мин,  $S : d = 0,75 \dots 1,4$  и  $\alpha = 15 \dots 30^\circ$ .

## Определение сопротивлений и мощности

Мощность  $N$  и удельная энергоёмкость  $N/\Pi$  зависят от угла наклона шнека  $\beta$  (см. рис. 70, а) и частоты вращения  $n$  (см. рис. 70, б). Энергоёмкость процесса транспортирования растёт с повышением частоты вращения винта и увеличением угла  $\beta$ . Однако повышение эффективности процесса возможно за счет повышения производительности и совершенствования конструкции шнека.

В процессе работы шнека расходуется мощность на преодоление сопротивлений:

$N_1$  — на трение груза о желоб;

$N_2$  — на трение груза о винт;

$N_3$  — » » в упорном подшипнике;

$N_4$  — » » в радиальных подшипниках.

Сопротивления и мощности, расходуемые на их преодоление, определяют изложенными ранее методами. Тогда полная мощность

$$N = K_n [(N_1 + N_2) k + N_3 + N_4] / \eta, \quad (217)$$

где  $K_n = 1,05 \dots 1,2$ ;  $k = 1,05 \dots 1,4$  и  $\eta$  — соответственно коэффициенты преодоления инерции при пуске, сопротивления от перемешивания груза и к. п. д. механизма привода.

Для предварительных расчетов мощности шнека пользуются формулой

$$N = k c g \Pi (L + H) \omega_0, \quad (218)$$

где  $c = 1,0 \dots 3$  при  $\beta = 20 \dots 90^\circ$  — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона шнека;

$\omega_0 = 1,2 \dots 4,0$  — коэффициент сопротивления перемещению; для гибких шнеков  $\omega_0 = 7 \dots 22$  в зависимости от свойств груза и сложности трассы.

Мощность двигателя при коэффициенте перегрузок  $K_0 = 1,3 \dots 1,5$  и коэффициенте полезного действия  $\eta = 0,7 \dots 0,9$  равна

$$N_d = K_0 \frac{N}{\eta}. \quad (219)$$

Желательно устанавливать упорный подшипник качения, снижающий мощность и нагрузку на растяжение вала винта.

## Применение винтовых транспортеров

Винтовые транспортеры применяют при механизации кормоприготовления, на транспортировании навоза, зернофуражных продуктов, корнеплодов и сыпучих грузов, в комбайнах и других сельскохозяйственных машинах.

Системой машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства предусмотрено создание легких передвижных, переносных и стационарных транспортеров для складов и элеваторов.

Шнеки широко применяют при разгрузке железнодорожных вагонов (рис. 72, *а*), на перегрузке зерна (рис. 72, *б*) и в виде спиральных — для протравливания зерна и смешивания кормов (рис. 72, *в* и *г*).

Их можно применять для транспортирования жидких грузов. На рисунке 72, *д* показан шнек НШ-50, навешиваемый на трактор

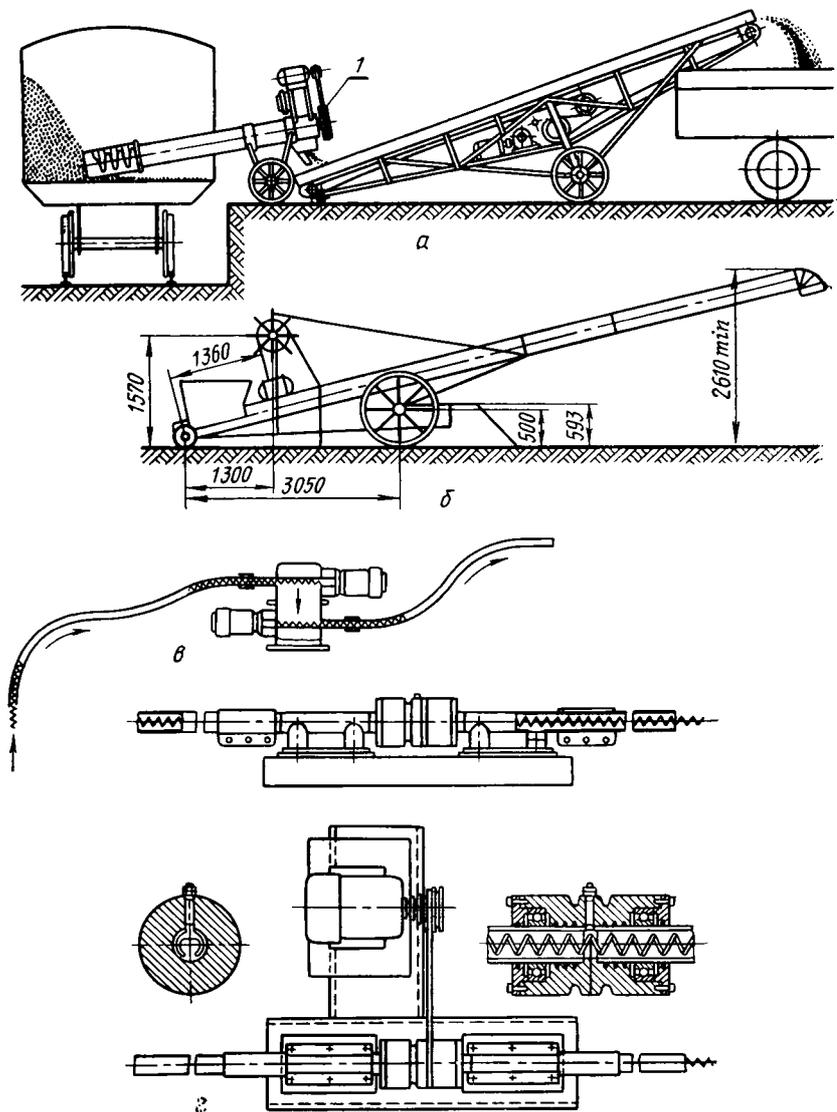


Рис. 72. Шнековые погрузчики:

*а* — разгрузка вагона; *б* — ТПШ; *в* и *г* — спиральные гибкие транспортеры; *д* — навесной шнековый транспортер для жидкого навоза; 1 — шнек; 2 — рама; 3 — гидросистема; 4 — передаточный механизм (от ВОМ трактора).

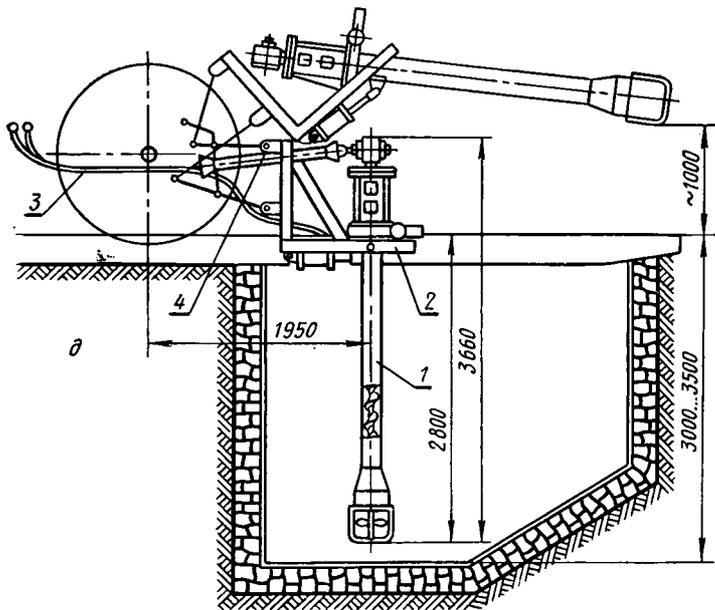


Рис. 72 (продолжение).

МТЗ для выгрузки жидкого навоза, производительностью до 50 т/ч при  $n = 1000 \dots 1400$  об/мин.

За рубежом шнеки используют в виде универсальных транспортеров длиной 3...16 м с приводом от электромотора или двигателя внутреннего сгорания производительностью 2...40 т/ч.

## § 6. КАЧАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ

### Назначение, принцип действия и применение

Качающиеся конвейеры — транспортирующие устройства без специального тягового органа, их схемы показаны на рисунке 73, а, б и в. Транспортирование груза совершается последовательно повторяющимися перемещениями или скачками груза по грузонесущему органу.

В зависимости от характера и режима движения различают конвейеры:

**инерционные** с постоянным или изменяющимся давлением груза на дно, в которых груз перемещается, не отрываясь от дна желоба, скольжением;

**вибрационные**, в которых перемещение совершается микробросками с отрывом частиц груза от дна желоба.

В сельскохозяйственном производстве качающиеся конвейеры пока не получили надлежащего распространения. Опыт применения мал и относится главным образом к сельскохозяйственным машинам. Качающиеся конвейеры могут найти более широкое при-

менение с экономическим эффектом: снижение удельных энергоемкости и металлоемкости, габаритов машин и установок, уменьшение строительной высоты зданий — кормоцехов, зерноочистительных токов и т. п.

Особый интерес представляют вибропитатели, могущие транспортировать груз равномерным непрерывным потоком или порциями.

К недостаткам качающихся конвейеров относятся: повышенный износ желоба при транспортировании абразивных грузов; трудность перемещения липких грузов; передача вибрационных нагрузок на конструкции установок и машин и шум. Применяемые инерционные и вибрационные транспортеры для элеваторов и складов имеют производительность 5...140 т/ч, длину транспортирования 2,6...50 м, размер желоба или трубы 0,15...1,0 м, мощность 0,6...14,0 кВт, амплитуду 0,2...12 мм и частоту колебаний 500...6000 1/с.

### Инерционные конвейеры с жестким приводом

Привод конвейера осуществляют в виде простого шатунно-кривошипного (см. рис. 73, а) механизма или двухкривошипным качателем и др.

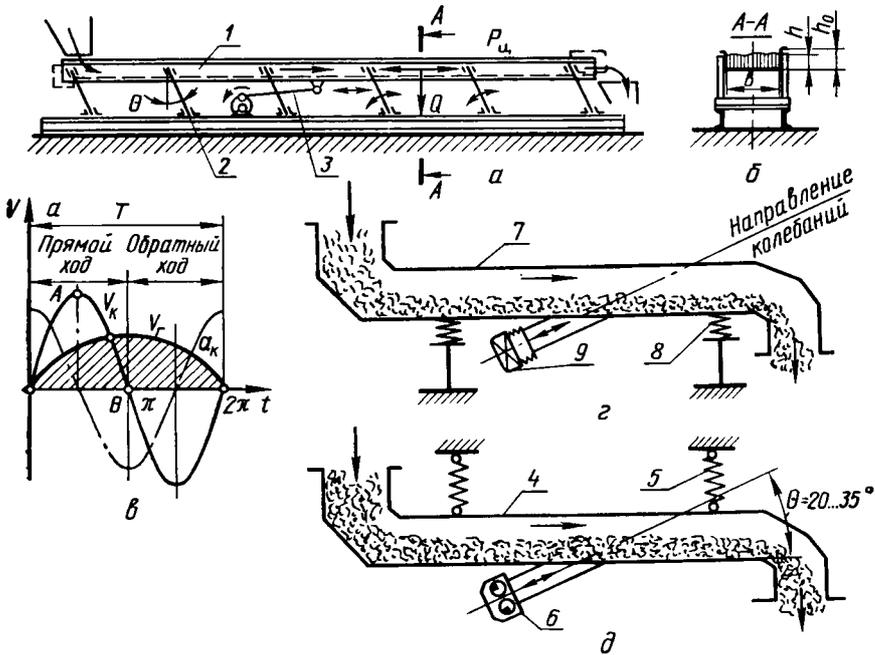


Рис. 73. Схемы качающихся конвейеров:

а — инерционного с переменным давлением груза на дно желоба; б — поперечное сечение желоба; в — диаграмма скоростей и ускорений; в — вибрационный опорный; д — вибрационный подвесной с двухмассовым приводом; 1, 4 и 7 — грузонесущие желоба; 2, 5 и 8 — опорные подвесные устройства; 3, 6 и 9 — возбудители колебательного движения.

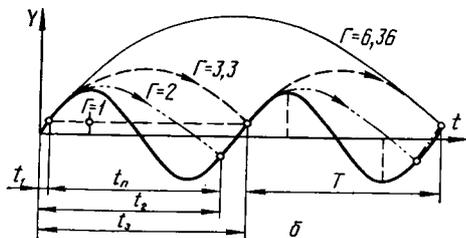
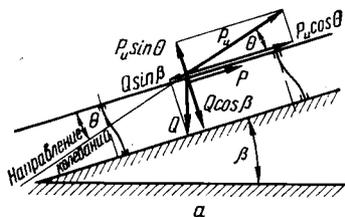


Рис. 74. К расчету виброконвейеров:  
а — схема действия сил; б — траектории движения элементов груза.

Конвейер с постоянным давлением на дно желоба совершает плоские колебательные движения. На материальную частицу действуют силы  $Q = mg$ ;  $F = fmg$  и  $P_n = ma$ .

Частица переместится по желобу при условии  $P_n \geq F$ . Перемещение возможно по ходу движения материала и против него. Но путь скольжения вперед по ходу  $s_1$  больше, чем против хода  $s_2$ . Тогда транспортирующая способность конвейера

$$T = \frac{s_1 - s_2}{s}, \quad (220)$$

где  $s$  — ход желоба; очевидно, большие значения  $T$  обеспечи-

вают при принятом ходе желоба более высокую скорость перемещения груза.

Наибольшая транспортирующая способность  $T = 1,0 \dots 1,65$ , дальнейшее увеличение ее приводит к возрастанию динамических нагрузок.

При наклонном расположении желоба конвейера скорость транспортирования зависит от угла наклона  $\beta$  (рис. 74, а). Частица материала на наклонном желобе находится под действием: силы тяжести  $Q = mg$ , нормальной реакции желоба  $N = Q \cos \beta$ , составляющей от силы тяжести  $Q \sin \beta$ , силы трения частицы о желоб  $fQ \cos \beta$  и силы инерции частицы  $P_n = ma$ . Тогда из условий предельного равновесия при коэффициенте трения  $f = \operatorname{tg} \varphi$  в момент начала скольжения частицы вверх и вниз ускорения получим

$$a_0' = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} g; \quad a_0'' = \frac{\sin(\varphi - \beta)}{\cos \beta} g.$$

Таким образом, транспортирование вниз возможно при любых углах уклона, но при  $\beta \geq \varphi$  начинается самотек. Транспортирование вверх по уклону возможно только при малых углах  $\beta$ .

Производительность инерционных конвейеров определяют по формуле

$$\Pi = 3600 \psi \gamma F v_0, \quad (221)$$

где  $\psi = 0,5 \dots 0,8$  — коэффициент наполнения желоба или трубы;  
 $F$  — площадь желоба ( $B \times h_0$ ) при  $h_0 = (0,4 \dots 0,6) B$  или трубы  $0,785 D^2$ ;

$v_c \leq (0,15 \dots 0,45)$  м/с — средняя скорость транспортирования определяемая по диаграмме (см. рис. 73, в), или  $v_c = Sn/60$  или  $n = 40 \dots 85$  об/мин (частота вращения кривошипа);

$S$  — путь, проходимый грузом за один оборот вала.

Приближенно мощность можно определить по формуле

$$N \approx 0,014g (G_r + G_k), \quad (222)$$

где  $G_k$  — суммарная масса движущихся частей конвейера;

$G_r$  — масса движущегося груза.

Главное отличие конвейера с переменным давлением на дно желоба (см. рис. 73, а) заключается в опоре или подвешивании желоба на упругих элементах, закрепленных в раме под углом  $\theta = 20 \dots 30^\circ$  к вертикали. Под действием шатунно-кривошипного механизма желоб совершает колебательные движения. Упругие стойки изготовляют из стали или дерева.

О правильном выборе кинематического и динамического режимов работы можно судить на основе построения диаграммы скоростей желоба и груза —  $v_{ж}$  и  $v_r$  ускорения желоба  $a_{ж}$  (см. рис. 73, в). При проектировании следует соблюдать условия: груз не должен отрываться от желоба; при обратном ходе желоба груз под действием силы инерции должен продолжать двигаться вперед. Это позволит обеспечить пульсирующее движение груза вперед, без обратного перемещения.

Рассмотрим условия равновесия и движения частицы груза по желобу, расположенному под углом  $\beta$ , при направлении колебаний под углом  $\theta$  к плоскости желоба (рис. 74, а).

Условие безотрывного движения частицы обеспечивается при  $P_n \sin \theta \leq Q \cos \beta$  или, заменяя  $P_n = ma \sin \alpha \sin \theta$  и  $Q = mg$  (где  $\alpha$  — фазовый угол колебания; при  $\alpha = 90^\circ$ ,  $a = A\omega^2$ ), получим  $A\omega^2 \sin \theta \leq g \cos \beta$ , откуда коэффициент режима работы — отношение нормальных (к дну желоба) составляющих ускорений от сил инерции и тяжести:

$$\Gamma = \frac{A\omega^2 \sin \theta}{g \cos \beta} \leq 1. \quad (223)$$

Тогда

$$An^2 \leq \frac{90g \cos \beta}{\sin \theta}.$$

Условие, обеспечивающее движение частицы вперед при обратном ходе желоба, найдем из уравнения суммы проекций сил на ось  $X$ :

$$P_n \cos \theta \geq Q \sin \beta + f(Q \cos \beta + P_n \sin \theta),$$

после преобразований получим

$$A\omega^2 = \frac{An^2}{90} = g \frac{\sin \beta + f \cos \beta}{\cos \theta - f \sin \theta}. \quad (224)$$

**Производительность** определяют по формуле (221), учитывая влияние угла подъема  $\beta \leq 10 \dots 15^\circ$ . Снижение производительности может достигать 3% на каждый градус подъема. Высоту слоя грунта  $h$  принимают равной 50...100 мм и  $\theta = 20^\circ$ .

### **Вибрационные конвейеры**

Вибрационные конвейеры отличаются от инерционных режимом работы, который характеризуется коэффициентом режима работы  $\Gamma$ , определяемым по формуле (223). Для вибрационных конвейеров всегда  $\Gamma > 1$ . Это значит, что нормальная составляющая от силы инерции больше нормальной составляющей силы тяжести и частицы в процессе транспортирования отрываются от дна желоба, совершая скачки. Вибрационные конвейеры обладают повышенной частотой колебаний  $n = 400 \dots 6000$  1/мин и сравнительно малыми амплитудами  $A = 15 \dots 0,2$  мм.

В зависимости от упругих систем подвески конвейеры (см. рис. 73, *г* и *д*) делят на:

**резонансные** — в установках среднего и тяжелого типов; у них частота колебаний возмущающей силы  $n$  и собственных колебаний  $n_0$  близки или равны. Устойчивая работа обеспечивается при  $0,85 < \frac{n}{n_0} < 1,25$ ;

**дорезонансные**, которым соответствует  $n < n_0$ , практически мало распространены;

**зарезонансные** — имеют  $n > n_0$ , их применяют в подвесных конвейерах легкого типа. При пуске и остановке конвейера упругие элементы испытывают кратковременно большие напряжения.

По принципиальной схеме устройства вибрационные конвейеры бывают:

**горизонтальные и пологонаклонные** с углом подъема до  $15^\circ$  и **вертикальные**, имеющие спиралеобразный желоб;

по форме поперечного сечения грузонесущего органа — **трубчатые** (круглые, квадратные и прямоугольные) и **желобчатые** (прямоугольные, трапецевидные и полукруглые);

по динамической характеристике — **неуравновешенные** и **уравновешенные**;

по количеству колеблющихся масс — **одномассные**, **двухмассные** и **многомассные**.

### **Основы теории и расчета**

Вопросы проектирования вибрационных конвейеров можно решать, только сочетая расчетные рекомендации с опытными исследованиями и практикой.

Процесс перемещения груза вибрационным конвейером сопровождается сложными явлениями в зависимости от специфических особенностей груза, его физико-механических свойств и влияния сопротивления воздуха. При скачкообразном движении в трубах

под грузом и над ним создаются зоны разрежения и повышенного давления, особенно при транспортировании пылевидных грузов.

Траектории движения частиц показаны на рисунке 74, б. Исследованиями установлено, что перемещение с подбрасыванием частиц материала описывается зависимостью

$$\Gamma = \sqrt{\pi^2 p^2 + 1}, \quad (225)$$

где  $p$  — любое целое число.

Принимая  $p=0, 1, 2$  и т. д., получим для коэффициента режима работы  $\Gamma$  соответственно 1; 3,3; 6,36 и т. д. При  $\Gamma=1$  частица находится во взвешенном состоянии; если  $\Gamma=3,3$ , время полета  $t_n=T$  — времени периода и при  $\Gamma=6,36$   $t_n=2T$ , т. е. частица будет встречаться с дном желоба через одно колебание, что приводит к большим ускорениям и соответственно динамическим нагрузкам. Наибольший эффект транспортирования теоретически должен соответствовать, когда время полета частицы  $t_n=T$ , времени одного периода. Следовательно, коэффициент режима работы необходимо выбирать в пределах  $1 < \Gamma < 3,3$ .

На основе опыта эксплуатации рекомендуется: при  $\Gamma=1,2\dots 3,3$  и частоте колебаний в минуту  $n=450\dots 3000$   $A=0,2\dots 8,0$  — для зернистых и кусковых грузов и  $A=0,5\dots 15,0$  — для пылевидных и порошкообразных.

Амплитуда и частота колебаний определяют динамику работы конвейера, его производительность, скорость транспортирования и связаны зависимостью через коэффициент режима работы выражением из формулы (224):

$$An^2 = 90g\Gamma \frac{\cos \beta}{\sin \theta}.$$

При одном и том же значении  $\Gamma$  увеличение амплитуды дает больший эффект в повышении скорости транспортирования, чем увеличение частоты колебаний.

Кроме указанного с допущением

$$A = \frac{mr_0}{M}, \quad (226)$$

где  $m=Q_0: g$  — масса дебалансов привода вибратора;  
 $r_0$  — эксцентриситет массы дебалансов.

Общая масса нагруженного конвейера будет равна

$$M = \lambda G_r + G_T + G_n,$$

где  $G_r$ ,  $G_T$  и  $G_n$  — соответственно массы транспортируемого груза, желоба и вибратора;

$\lambda=0,6\dots 0,07$  — коэффициент учета массы.

Скорость транспортирования  $v_c$  — параметр, определяющий производительность конвейера, формула (221), зависит от физико-механических свойств груза и конструктивных параметров конвейера.

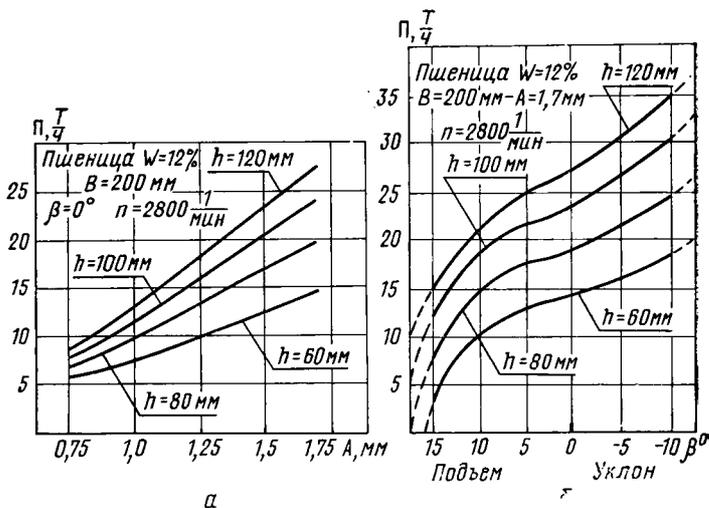


Рис. 75. Зависимости производительности от амплитуды (а) и угла наклона лотка (б).

Увеличение ширины желоба  $B=50..200$  мм ведет к незначительному (от 4 до 20%) возрастанию скорости. Изменение амплитуды  $A=0,75..1,7$  мм приводит к линейному нарастанию скорости  $v_c=0,125..0,4$  м/с. Это еще раз подтверждает эффективность увеличения амплитуды колебаний.

Приближенно определяют скорость  $v_c$  по эмпирической зависимости

$$v_c = \eta_0 v_{ж},$$

где  $\eta_0 = 0,3..0,62$  — коэффициент проскальзывания; большие значения — для крупнокусковых и зернистых грузов;

$v_{ж} = \omega A$  — скорость желоба.

Более точно скорость можно определить по Бауману В. А. и Дьячкову В. К. с учетом параметров режима работы и конструктивных размеров:

$$v_c = 0,105 (k_1 \pm k_2 \sin \beta) An \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2} \cos^2 \theta^*}, \quad (227)$$

где  $k_1=0,2..1,1$  и  $k_2=1,5..5$  — коэффициенты, зависящие от физико-механических свойств груза; меньшие значения принимают для пылевидных и большие — для кусковых и связных грузов.

Производительность виброконвейера является сложной функцией ряда параметров: амплитуды и частоты колебаний, геометрических размеров желоба, физико-механических свойств

\* Знак минус в скобках принимается для конвейеров, работающих с подъемом груза.

транспортируемого груза. На рисунке 75, а показана зависимость  $\Pi = f(A, h)$ , т. е. производительности от амплитуды колебаний и толщины транспортируемого слоя. С увеличением  $A$  и  $h$  производительность повышается, но темп нарастания  $\Pi$  по  $h$  замедляется.

Для легкосыпучих материалов вполне допустимо принимать  $h: B = 0,3...0,8$  и выше. При узких желобах темп нарастания производительности меньший: сказывается влияние эффекта пристенного торможения.

Отклонения скоростей  $v_{\max}$  и  $v_{\min}$  у стенок от  $v_c$  потока незначительны и колеблются в пределах 3...5%. Производительность от площади потока  $h \times B$  имеет линейную зависимость, что согласуется с логической формулой (221).

Возможность транспортировать груз под углом с подъемом ограничивается  $\beta < 15^\circ$  (рис. 75, б). Транспортирование под уклон повышает производительность.

При определении производительности по формуле (221) коэффициент наполнения принимают  $\psi = 0,6...0,9$ , большее для желобов.

Ширину желоба и диаметр трубы по производительности можно определить по формулам

$$B = 2 \sqrt{\frac{\Pi}{\gamma}}; \quad D = 1,6 \sqrt{\frac{\Pi}{\gamma}}.$$

Высоту слоя материала  $h$  принимают (0,25...0,8)  $B$ .

### Устройство и расчет приводов

Приводы конвейеров (вибровозбудители) бывают электромагнитные (рис. 76, а), электромеханические (рис. 76, б и в) и гидравлические.

**Электромагнитные вибраторы** бывают одноктные и двухтактные при производительности до 40 м<sup>3</sup>/ч,  $n = 3000$  1/мин;  $A = 0,25...0,8$  мм — амплитуда колебаний, масса вибратора 4,5...200 кг и мощность 0,11...3,3 кВт.

**Электромеханические приводы** бывают центробежные и эксцентрикковые (шарнирно-кривошипные).

Центробежные приводы разделяются на дебалансные с маятниковым креплением (рис. 76, б) и самобалансные (рис. 76, в) направленного действия.

При вращении неуравновешенного груза  $I$  создается центробежная сила  $P_n$  с направлением действия, определяемым фазовым углом  $\alpha$  положения груза. Максимальное значение возмущающей силы

$$P_y = P_n = mr\omega^2.$$

При любом другом положении груза сила  $P_y$  меньше максимального значения, а составляющая  $P_x$  в дебалансном приводе

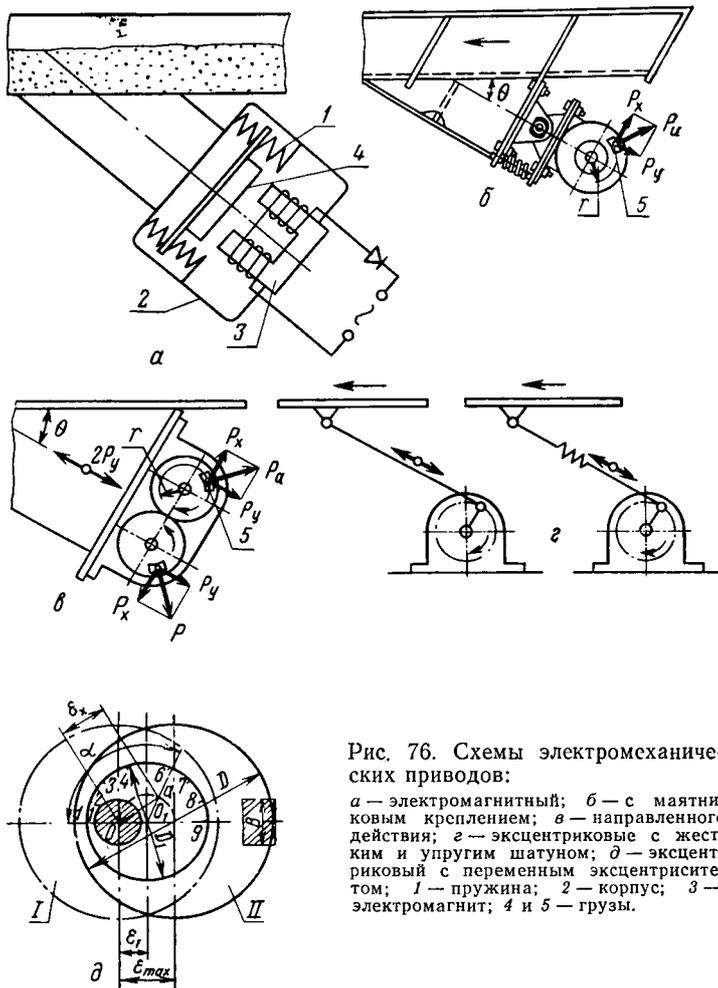


Рис. 76. Схемы электромеханических приводов:

*a* — электромагнитный; *б* — с маятниковым креплением; *в* — направленного действия; *г* — эксцентриковые с жестким и упругим шатуном; *д* — эксцентриковый с переменным эксцентриситетом; 1 — пружина; 2 — корпус; 3 — электромагнит; 4 и 5 — грузы.

воспринимается упруго-шарнирным устройством и не передается на желоб, а в самобалансном приводе взаимно уравновешивается.

Кинетический момент дебалансного привода равен

$$M_k = gmr. \quad (228)$$

Максимальная возмущающая сила, действующая под углом  $\theta$ , в самобалансном приводе равна

$$2P_y = 2P_n = 2mr\omega^2,$$

где  $m$  — масса дебаланса;

$r$  — эксцентриситет массы дебаланса;

$\omega$  — угловая скорость вращения груза.

Эксцентрикковые (шатунно-кривошипные) приводы (рис. 76, *з*) бывают с жестким и упругим шатунами, снабженными пружинами или резинометаллическими пакетами заданной жесткости.

Конструкция центробежных и эксцентрикковых приводов в части дебаланса и эксцентрика разнообразна. Двухэксцентрикковая конструкция СИМСХ состоит из вала и жестко укрепленного на нем эксцентрика диаметром  $D_1$  (рис. 76, *д*). Внешний эксцентрик диаметром  $D$  может поворачиваться и закрепляться относительно внутреннего, занимая положение 1, 2, 3 и т. д., создавая различные эксцентриситеты массы дебаланса относительно центра вращения  $O$   $\epsilon_x = 0 \dots 2\epsilon_1$ . Его определяют:

$$\epsilon_x = 2\epsilon_1 \sin \frac{\alpha}{2} = \epsilon_{\max} \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Пользуясь выражениями для силы инерции  $P_n$ , кинетического момента  $M_k$  и массы груза при  $z$  — числе грузов и  $m = 0,785zD^2B\gamma$ , получим

$$BD^2 = 120 \frac{P_n}{\epsilon_{\max} z n^2 \gamma} = 1,27 \frac{M_k}{\epsilon_{\max} z \gamma g}. \quad (229)$$

Выбор размеров  $B$  и  $D$  согласуют с оптимальным вариантом конструктивного оформления.

## § 7. МЕТАТЕЛЬНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

### Назначение и принцип действия

Метательные машины служат для транспортирования и обработки сыпучих, связных и кусковых грузов, которые перемещаются благодаря сообщению частицам груза больших скоростей при помощи рабочих органов — метателей.

В сельском хозяйстве метательные машины применяют при перевалке и погрузке зерна; при перемещении грузов на гидромелиоративных работах, погрузке силоса и укрывании буртов; на распределительных работах — разбрасывание извести, навоза, компостов и песка. Широкое распространение метатели находят на зерноскладах и зернотоках. Достоинства метателей: малая энергоемкость, компактность конструкции, большая маневренность, возможность перемещать материал в любом направлении и в труднодоступные места. При перевалке зерна метателем можно снизить влажность на 3...5%, температуру нагретого зерна с 30...35 до 20 °С.

Дальность полета на зерне не превышает 20...30 м, на грунте — до 40 м. Производительность метателей от 10 до 200 т/ч и выше.

Основные рабочие органы метателей разделяются на ленточные, лопастные, дисковые, кольцевые и вентиляторные.

### Ленточные метатели

Ленточные метатели — это ленточные транспортеры со свободным полетом груза, большим, чем их длина. Они бывают одноленточные (рис. 77, *а*), двухленточные (рис. 77, *б*) и с изогнутой лентой (рис. 77, *в*).

Одноленточные метатели не нашли распространения из-за большой длины, значительного износа ленты, ограничения угла метания ( $\beta < \varphi$ ) и скорости метания до 3...4 м/с.

Метатель с изогнутой лентой состоит из замкнутой ленты 4, обгибающей ведущий 5 и натяжной 3 барабаны и изогнутой барабаном 2, имеющим вид катушки. Таким образом, между лентой и боковыми дисками барабана 2 создается канал для загрузки транспортируемого материала из загрузочного бункера 1. Метательные машины, как и двухленточные питатели, обладая высокой производительностью, нуждаются в питателях, обеспечивающих непрерывную автоматическую загрузку.

**Основы теории и расчета.** По принципу действия метатели с изогнутой лентой относятся к инерционным устройствам. Траектория полета (рис. 78, а) — параболическая кривая — при конечной скорости  $v_k$  описывается уравнением

$$y = x \operatorname{tg} \beta - \frac{gx^2}{2v_k^2 \cos^2 \beta}. \quad (230)$$

Дальность и высота полета (теоретические) без учета влияния сопротивления воздуха равны

$$L = x = \frac{v_k^2}{g} \sin 2\beta; \quad H = y = \frac{v_k^2}{2g} \sin^2 \beta. \quad (231)$$

Очевидно,  $L = x_{\max}$  будет при  $\sin 2\beta = 1$  и  $\beta = 45^\circ$ . Практически угол метания принимают  $\beta = 30 \dots 40^\circ$ .

При прицельном метании струей на определенную высоту  $H$  угол метания после совместного решения (231)

$$\operatorname{tg} \beta = 4 \frac{H}{L}.$$

Варьируя параметрами  $\beta$ ,  $H$  и  $L$ , можно найти оптимальные условия для прицельного метания.

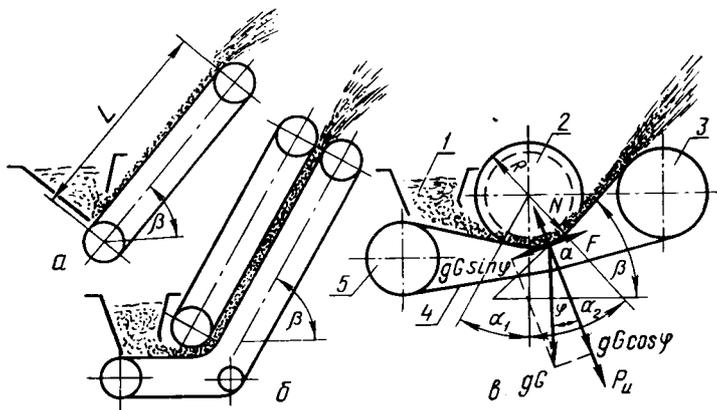


Рис. 77. Схемы ленточных метателей:

а — одноленточный; б — двухленточный; в — с изогнутой лентой: 1 — загрузочный бункер; 2 — барабан-катушка; 3 — натяжной барабан; 4 — лента; 5 — ведущий барабан.

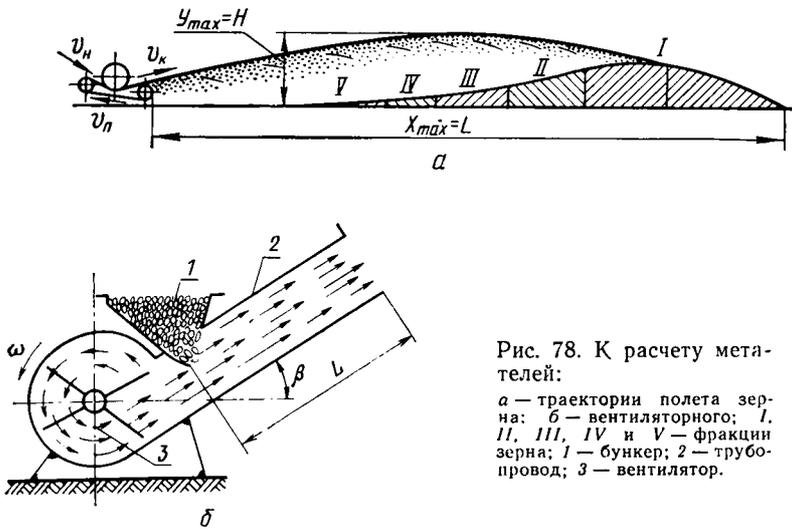


Рис. 78. К расчету метателей:

*a* — траектории полета зерна; *б* — вентиляторного; *I, II, III, IV* и *V* — фракции зерна; *1* — бункер; *2* — трубопровод; *3* — вентилятор.

Определение скорости метания. Составив уравнение движения точки *a* (см. рис. 77, *в*), сократив его на *m* — масса и подставив элементарный путь частицы  $ds = v dt = R d\varphi$ , откуда  $dt = R d\varphi / v$ , получим

$$v \frac{dv}{d\varphi} = gR (f \cos \varphi - \sin \varphi) + fv^2.$$

После интегрирования получим

$$v_k = e^{f\alpha} \sqrt{v_n^2 + kgR}. \quad (232)$$

Величина  $k = 1,2 \dots 1,4$  зависит от  $f$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $R$ .

Для предварительных расчетов принимают

$$v_k = v_n e^{f\alpha}. \quad (233)$$

Кинематическим параметром метателя является скорость ленты  $v_n$ , которая практически равна или несколько больше скорости груза. Для ленточных метателей, применяемых в сельском хозяйстве, рекомендуются скорости  $v_n = 13 \dots 18$  м/с; дальность полета зерна при этом  $L = 10 \dots 20$  м.

Производительность ленточного метателя (т/ч) при непрерывном и равномерном подводе зерна

$$\Pi = 3,6 k_n \gamma B h v_k, \quad (234)$$

где  $B$  — ширина ленты;

$h$  — толщина слоя зерна;

$k_n$  — 0,7...0,8 — коэффициент производительности;

$\gamma$  — плотность зерна.

Мощность двигателя метателя расходуется на сообщение грузу скорости  $v_k$ , на преодоление трения внутри транспор-

тируемого материала и сопротивления в передаточном механизме при  $k_T = 1, 1 \dots 1, 2$ :

$$N = \frac{k_T \Pi (v_k^2 - v_n^2)}{3,6 \eta} \quad (235)$$

Устранить процесс сепарации можно при выполнении условия

$$v_n = (1 - 0,18\alpha) v_k,$$

где  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \approx 3,14$  — угол охвата лентой дисков.

### Лопастные метатели

Этот вид транспортера широко распространен в виде самостоятельных машин и в качестве встроенных узлов в сельскохозяйственных машинах: силосоуборочные комбайны, сеноуборочные машины, буртоукрывщики.

Рабочим органом метателя является лопастное колесо, предназначенное для захвата порции груза и сообщения частицам скорости для свободного полета на заданное расстояние. При этом начальная скорость полета материала  $v_k$  больше скорости воздуха  $v_b$  и последний только снижает аэродинамические сопротивления. Подобное явление наблюдают в метателях с небольшими расстояниями перемещения (до 4...5 м) при коротких трубопроводах или открытых направляющих желобах. На создание воздушного потока расходуется от 6 до 15% всей энергии.

При большой длине транспортирования в закрытых трубопроводах, когда  $v_k$  равно или меньше  $v_b$ , транспортер превращается в пневматический с пропуском материала через лопастное колесо.

Лопастные метатели различают по форме кожуха: открытого и закрытого типа. В первом типе груз подается к лопастному колесу наездом машины, во втором — специальным устройством или транспортером.

**Основные конструктивные и кинематические параметры:** форма кожуха, его диаметр и ширина ( $D$  и  $B$ ), число лопастей ( $z$ ), частота вращения ( $n$ ) и окружная скорость ( $v_0$ ).

Оптимальные условия работы метателя обеспечиваются правильным выбором места подачи материала и концентрацией материала перед направленным выбросом на конце лопатки. Это позволяет исключить уход материала в повторные обороты. Такая зона ограничена на рисунке 79, б, она показана заштрихованной площадью.

Форму кожуха следует выбирать: при  $v_R = 0$  и тангенциальном бросании (рис. 79, а) патрубок немного уширенный для снятия сопротивления от трения о стенки; при большой окружной скорости  $v_0$  и значительной радиальной  $v_R$  у места сброса делается порог для улучшения условий полета частиц.

Геометрические размеры метателя зависят от окружной скорости: для сыпучих грузов  $v_0 = 9,0 \dots 20$  м/с, для вязких и липких ма-

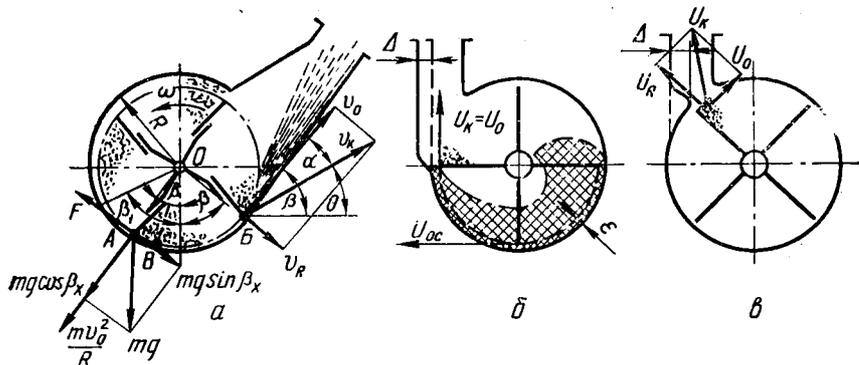


Рис. 79. К расчету пневмобросковых метателей:

*a* — открытый лопастной метатель; *б* и *в* — схемы очертания кожуха в зависимости от  $v_0$  и  $v_k$ .

териалов (грунт, силос)  $v_0 = 30 \dots 45$  м/с, меньшая величина для многолопастных метателей. Параметры применяемых метателей: диаметр лопастного колеса  $D = 0,4 \dots 1,3$  м, ширина кожуха  $B = 160 \dots 240$  мм, диаметр трубопровода или его ширина  $(0,8 \dots 1,0)B$ , число лопастей  $z = 2 \dots 6$ . Частота вращения лопастного колеса  $n = 200 \dots 1400$  об/мин. Лопатки располагают радиально и с отклонением вперед до  $2^\circ$  и назад до  $12^\circ$ . Скорость метания  $v_k = \pi D n$  можно определить по заданным длине  $L$  и высоте  $H$  метания по формуле (231). Диаметр  $D$  и частоту вращения  $n$  лопастного метателя можно определить по формулам:

а) при наклонном метании (рис. 79, *a*) со свободным полетом частиц

$$Dn = \frac{60}{\pi} \sqrt{\frac{kgL}{(f^2 + 1) \sin 2\theta}}, \quad (236)$$

где  $k = 1,45 \dots 4,63$  — коэффициент уменьшения дальности полета;  
 $f$  — коэффициент трения материала о лопать;  
 $\theta = \beta - \alpha$  — угол между скоростью и горизонталью;

б) при вертикальном подъеме (рис. 79, *б* и *в*) с движением частиц в трубопроводе или желобе

$$D = 0,007 k_1 k_2 \frac{\Pi}{\gamma z B v_0}, \quad (237)$$

где  $k_1 = 22 \dots 28$  — коэффициент влияния угла наклона лопатки и физико-механических свойств материала;

$k_2 = 1,35 \dots 2,25$  — коэффициент неравномерности загрузки лопаток, зависящий от радиуса  $R$  и крупности элементов материала;

$z$  — число лопаток.

Следует учитывать, что производительность метателя пропорциональна второй степени диаметра и только первой степени частоты вращения.

Мощность лопастного метателя, затраченная на разгон частиц груза и преодоление сил трения,

$$N = \frac{k_B \Pi}{3,6\eta} \left[ \frac{v_0^2 - v_n^2 + f\beta_0 v_0^2}{2} \right], \quad (238)$$

где  $k_B = 1,06 \dots 1,15$  — коэффициент влияния сопротивления воздуха;

$\beta_0 = \beta_1 + \beta_2$  — дуга, рад, проходимая частицей материала;

$f$  — коэффициент трения материала о кожух;

$\eta$  — к. п. д. метателя.

В процессе работы метателя в зазоре  $\varepsilon$  (рис. 79, б) образуется отстающий слой груза, скорость которого  $v_{oc} \approx 0,42 v_0$ . Это приводит к заклиниванию призмы волочения, периодической зачистке поверхности обечайки и неравномерному выбросу груза.

Особую группу метателей представляют дисковые с вертикальной или наклонной осью вращения. Диски бывают гладкие и ребристые. Их назначение — разброс транспортируемого груза (навоз, известь, удобрение) по полю.

### Вентиляторные метатели

По устройству и действию вентиляторные метатели (см. рис. 78, б) подобны нагнетательным пневматическим транспортерам. Сообщение кинетической энергии частицам материала и их разгон происходят под напором воздуха.

Расчет вентиляторных метателей сводится к определению скорости частицы на участке разгона.

Предельное значение скорости частицы

$$v_m = v_b - \sqrt{\frac{g \sin \beta}{k_n}},$$

где  $v_b = 20 \dots 50$  м/с — скорость воздуха или  $v_b = (2 \dots 4) v_k$ , здесь  $v_k$  — критическая скорость (витания);

$k_n = k_L F \frac{\gamma_a}{g}$  — коэффициент парусности, здесь  $k_L = 0,12 \dots 0,25$  — коэффициент лобового сопротивления,  $F$  — площадь (Миделево сечение).

Приближенно скорость можно найти по соотношению

$$v_m = (0,5 \dots 0,8) v_b.$$

Длину разгонного трубопровода рекомендуется принимать в пределах 2...4 м.

Методика расчета напора и мощности рассмотрена в § 8. «Пневмотранспортные установки».

### Назначение и классификация

Пневматические установки широко применяют благодаря их существенным достоинствам и преимуществам перед механическими. Их принцип действия заключается в перемещении грузов в россыпи или штуках при помощи потока воздуха, движущегося по трубопроводу.

В сельскохозяйственном производстве грузы чаще транспортируют в россыпи: зерно, солома, сено, силос, шерсть, хлопок, комбикорм и т. п. Транспортирование штучных грузов (снопов, затаренных грузов и т. п.) пока почти не применяется. Пневматический транспортер можно использовать для операций: стогование и скирдование сена и соломы, погрузка и очистка зерна, закладка и разгрузка силосной массы, транспортирование кормов на животноводческой ферме и в виде узлов в сельскохозяйственных машинах.

Пневматические транспортеры применяют при любых трассах транспортирования, они менее металлоемки и более просты в уходе при высокой степени автоматизации процесса транспортирования; работают спокойно, без толчков, с малыми потерями, создавая гигиенические условия в производственных помещениях; охлаждают и проветривают груз, что особо важно для зерна, так как снижает его влажность на 1,0...1,5% и уменьшает зараженность клещом, а у муки улучшаются хлебопекарные качества.

Недостатки пневматического транспорта: повышенное потребление энергии (в 4...6 раз больше, чем у механического) и повышенный износ частей, соприкасающихся с грузом.

По устройству и способу перемещения груза различают: пневматические транспортеры, аэрожелоба и аэролифты.

### Пневматические транспортеры

Пневматические транспортеры по принципу действия делятся на следующие.

**Всасывающий** транспортер (рис. 80, а) применяют для перемещения груза на небольшие расстояния. Они работают при разрежении 10,0...50,0 кПа. Их используют для разгрузки сыпучих грузов из нескольких мест (вагонов, барж, кузовов тележек) в склады; их можно применять и для погрузки зерна в транспортные средства. Сельскохозяйственные установки в большинстве случаев работают с выбросом воздуха в атмосферу.

**Нагнетательный** транспортер (рис. 80, б) используют для транспортирования груза на большое расстояние. В зависимости от давления, создаваемого вентилятором, эти установки бывают: низкого давления — до 1,0 кПа, применяемые для транспортирования сена, соломы, половы; среднего давления — до 3,0 кПа и высокого давления — до 15,0 кПа, используемые для перемещения зерна и других сыпучих грузов. При более высоких давлениях (до 600 кПа)

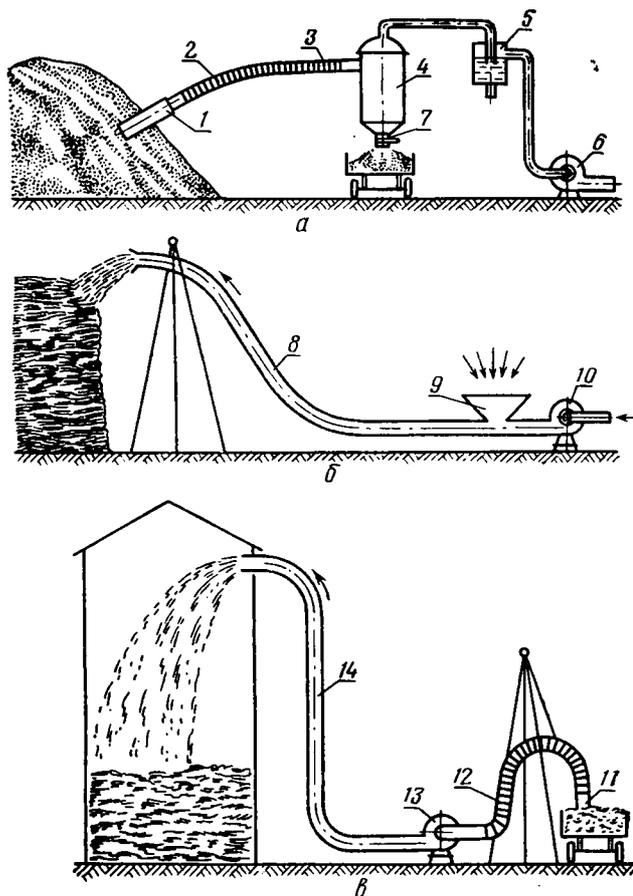


Рис. 80. Схема работы пневматических транспортеров:  
*а* — всасывающего; *б* — нагнетательного; *в* — смешанного; 1 и 11 — сопла; 2 — гибкий трубопровод; 3 — транспортирующий трубопровод; 4 — разгрузатель; 5 — фильтр; 6, 10 и 13 — вентиляторы; 7 — затвор; 8, 12 и 14 — трубопроводы; 9 — загрузочная воронка.

применяют компрессоры. Транспортируемый материал можно загрузать через боковое отверстие вентилятора, если механическое воздействие лопастей на него неопасно, или через специальное загрузочное устройство (рис. 80, б) для грузов, повреждение которых недопустимо (семенное зерно, сено).

**Смешанный** транспортер (рис. 80, в) чаще всего применяют для перегрузочных работ, например для подачи силосной массы из транспортных тележек в хранилища. Материал здесь проходит через вентилятор, на что дополнительно расходуется значительная энергия. На принципе действия этих установок основана работа пневматических подборщиков. Транспортируемый материал через сопло 11 по гибкому трубопроводу 12 вместе с воздухом засасыва-

ется в вентилятор 13. Далее установка работает как нагнетательная; воздух с грузом нагнетается в трубопровод 14 и транспортируется по нему к месту разгрузки.

### Основы теории и расчета

Теория транспортеров основана на учении о процессах, происходящих в потоках. Трудности расчета заключаются в выявлении действительных сопротивлений отдельных элементов установки, и поэтому расчеты в значительной мере базируются на опытных данных.

Основные данные при проектировании пневматического транспортера: производительность  $\Pi$  т/ч, схема трубопровода и физико-механические свойства транспортируемого груза. В результате расчета должны быть определены: потребный расход воздуха  $V$ , м<sup>3</sup>/с, давление воздуха  $p$  Па, необходимый диаметр трубопровода  $d_t$ , м, мощность вентилятора  $M$  и другие величины.

**Скорость воздуха и витания груза.** Скорость воздуха вертикально восходящего потока, при которой частицы материала находятся во взвешенном состоянии или непрерывном пульсирующем движении, называется скоростью витания.

От величины скорости витания зависит скорость транспортирования груза.

Величина скорости витания зависит от размеров частиц, их плотности и плотности воздуха.

В таблице 15 приведены опытные данные скоростей витания.

Таблица 15

Груз	$U_k$ , м/с	Груз	$U_k$ , м/с
Пшеница, ячмень	9,0...11,5	Мука, опилки	7,5...8,1
Рожь, овес	8,0...10,0	Солома	6,4...8,7
Горох, вика	14,0...17,0	Полова	0,67...3,1
Фасоль, кукуруза	12,5...14,0	Силос при $W=72...82\%$	8,0...20,0
Семя льняное, цемент	5,2...5,3	Солома резаная длиной 100 мм	3,5...4,25
Соя, песок, удобрения	17,0...20,0	Подсолнечник, гречиха	7,0...8,6

При проектировании пневматического транспортера важно правильно выбрать скорость движения воздуха. Слишком высокие скорости ведут к перерасходу энергии, повреждению груза, увеличивают габариты установки, удорожают ее стоимость; недостаточные скорости при малейшей перегрузке транспортера приводят к завалу.

Скорость движения воздуха для всасывающих и нагнетательных установок низкого давления рекомендуется определять по формуле

$$v_b = \varphi U_k \quad (239)$$

Коэффициент  $\varphi$  зависит от сложности трассы, концентрации смеси и физико-механических свойств груза: для зерна  $\varphi = 1,25 \dots 2,5$ ; колосьев и сбины  $\varphi = 1,5 \dots 3,7$ ; соломы и сена  $\varphi = 1,5 \dots 2,5$ .

Чтобы избежать завала трубопровода, большие значения  $\varphi$  принимают при большей массовой концентрации  $\mu$  и повышенной влажности  $W$  транспортируемого груза.

Скорость частиц транспортируемого груза  $v_r$  независимо от начальной скорости на различных участках транспортера (по П. С. Козьмину) равна на вертикальном участке  $v_r = v_b - v_k$ ; на горизонтальном  $v_r = 0,85 v_b$ .

Большинство установок, применяемых в сельскохозяйственном производстве и на пищевых предприятиях, работает при коэффициенте концентрации  $\mu < 8 \dots 10$  кг/кг, со скоростью  $v_b = 10 \dots 30$  м/с. Наиболее распространены скорости от 15 до 25 м/с.

**Коэффициент концентрации смеси.** Коэффициентом массовой концентрации смеси называется отношение массы груза к массе (расходу) воздуха, перемещаемых в единицу времени:

$$\mu = \frac{\Pi}{3,6G}, \quad (240)$$

где  $\Pi$  — производительность установки, т/ч;

$G$  — расход воздуха, кг/с.

В практике эксплуатации и экспериментов встречаются установки с  $\mu$  — коэффициентом массовой концентрации: зерно и продукты его переработки — 1...25, цемент, угольная пыль — 20...60, сено, хлопок-сырец — 0,3...0,8, песок, щебень — 3...20, солома — 0,3...2.

Значения этого коэффициента в зависимости от плотности, типа установки и ее характеристики приведены в таблице 16.

Таблица 16

Груз	Тип установки	$\mu$
Зерно Зерно, солома, сено	Всасывающая, высокий вакуум	15...25
	Всасывающая, низкий и средний вакуум	3...5
Хорошо сыпучий груз с $\gamma$ около 2 т/м <sup>3</sup>	Низкого давления 0,05...0,1 МПа	25...40
	Среднего давления 0,15...0,2 МПа	15...20

При выборе  $\mu$  следует иметь в виду, что чем сложнее трасса пневмотранспортера, тем меньшую концентрацию смеси следует принимать.

Расход воздуха определяют по формуле

$$V_b = \frac{G}{\gamma_b}; \quad (241)$$

подставляя значение  $G$  из уравнения (240), получим

$$V_B = \frac{\Pi}{3,6\mu\gamma_B}, \quad (242)$$

где  $\gamma_B \approx 1,24$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>, зависящая от его влажности и температуры.

Площадь сечения и диаметр трубопровода при переменной скорости воздуха

$$F = \frac{V_B}{v_B}; \quad d_T = \sqrt{\frac{4V_B}{\pi v_B}} = 0,6 \sqrt{\frac{\Pi}{\mu\gamma_B v_B}}. \quad (243)$$

Диаметр трубопровода в установках с постоянной скоростью определяют в зависимости от изменения расхода воздуха. Для пневматических установок с некоторыми допущениями можно записать:  $pV = idem$ .

Тогда для различных сечений трубопровода получим

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{F_2 v_2}{F_1 v_1} \quad \text{и} \quad \frac{p_0}{p_B} = \frac{\gamma_0}{\gamma_B} \quad \text{или} \quad \gamma_B = \gamma_0 \frac{p_B}{p_0}. \quad (244)$$

Подставляя значение  $\gamma_B$  в формулу (243), получим

$$d_T = 0,6 \sqrt{\frac{\Pi p_0}{\mu \gamma_0 v_B p_B}}, \quad (245)$$

где  $v_B$  и  $p_B$  — соответственно скорость и давление воздуха в расчетном сечении;

$\gamma_0$  и  $p_0$  — соответственно плотность и давление воздуха на выходе из трубопровода,  $p_0 = 0,1$  МПа.

Скорость в любом сечении трубопровода при  $d_T = \text{const}$  обратно пропорциональна давлению:

$$v_B = v_0 \frac{p_0}{p_B}. \quad (246)$$

Пневматические установки на практике выполняют двух видов: с постоянным диаметром трубопровода — они дешевле в эксплуатации, так как для них требуется меньшая мощность, и с постоянной скоростью воздуха при переменном диаметре — они требуют меньших первоначальных затрат при изготовлении. Для сельскохозяйственных установок диаметр трубопровода принимают постоянным на всей длине.

**Напор.** Напором называется разность давлений, создаваемая на концах трубопровода, необходимая для преодоления всех сопротивлений, возникающих при транспортировании груза. Эта разность давлений должна быть равна сумме всех потерь давления (напора) на отдельных участках транспортирующей установки.

В общие потери напора могут входить потери при вводе груза в трубопровод; при движении груза и воздуха по трубопроводу;

потери на вертикальный подъем груза и воздуха, в коленах и отводках, в разгрузателях и фильтрах.

Для пневмотранспорта общий напор  $h$  составляется из динамического или скоростного напора  $h_d$ , идущего на преодоление инерции воздуха и груза, и статического напора  $h_c$ , расходуемого на все остальные сопротивления.

Динамический напор. Этот напор, необходимый для преодоления инерции материала и воздуха, т. е. сообщения им скоростей  $v_r$  и  $v_b$ , может быть найден из уравнений живых сил и работы воздушного потока:

$$E = \frac{m_r v_r^2}{2} + \frac{m_b v_b^2}{2}; \quad A = h_d F v_b.$$

Очевидно, что приращение кинетической энергии равно работе потока за то же время, т. е.  $E = A$ , тогда

$$h_d F v_b = \frac{m_r v_r^2}{2} + \frac{m_b v_b^2}{2}.$$

Выразив массы воздуха  $m_b$  и груза  $m_r$ , проходящие в секунду, формулами

$$m_b = \gamma_b F v_b; \quad m_r = \gamma_r F v_r$$

и подставив их значения при соотношении  $v_r : v_b = 0,85$ , получим

$$h_d = \frac{\gamma_b v_b^2}{2} (1 + 0,72\mu). \quad (247)$$

Таким образом, динамический напор пропорционален квадрату скорости, зависит от коэффициента массовой концентрации, но не зависит от площади сечения трубопровода.

Статический напор расходуется на преодоление трения в трубопроводе  $h_t$ , местных сопротивлений (колесо, сопло, разгрузатель, гибкий трубопровод)  $h_m$  и на подъем транспортируемого груза  $h_p$ .

Рассмотрим последовательно составляющие статического напора.

1. Потери давления на трение от движения воздуха на длине трубопровода  $L$  определяют по формуле гидравлики

$$h_t' = \lambda \frac{L}{d_r} \cdot \frac{\gamma_b v_b^2}{2}, \quad (248)$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трению; его величину находят из опытов или подсчитывают по выражениям  $\lambda = 0,0032 + 0,221 \text{Re}^{-0,237}$  (по Никурадзе) и  $\lambda = 0,3164/\text{Re}^{0,25}$  (по Блазиусу).

Здесь  $\text{Re} = \frac{v_b d_r}{\nu}$  — число Рейнольдса, выраженное через  $\nu = \eta : \gamma_b$ , м<sup>2</sup>/с — кинематический коэффициент вязкости и  $\eta$  — коэффициент абсолютной вязкости, Н·с/м<sup>2</sup>.

2. Потери давления на трение при движении по трубам смеси воздуха и транспортируемого груза определяют по формуле

$$h_T = h_T' (1 + c\mu), \quad (2.49)$$

где  $c = 0,68 \dots 0,31$  при  $v_B = 13 \dots 26$  м/с — коэффициент, зависящий от концентрации смеси, скорости и физико-механических свойств груза.

3. Потери давления в местных сопротивлениях  $h_m$  определяют двумя способами. Первый заключается в выражении местных сопротивлений в коленах, переключателях, разгрузителях, в эквивалентных длинах горизонтальных участков. Тогда расчетная приведенная длина транспортера составит

$$L_{пр} = \Sigma L_T + \Sigma L_B + \Sigma L_K + \Sigma L_{п} + \Sigma L_{ц}, \quad (250)$$

где  $\Sigma L_T$  и  $\Sigma L_B$  — соответственно сумма длин горизонтальных и вертикальных участков;

$\Sigma L_K$ ,  $\Sigma L_{п}$  и  $\Sigma L_{ц}$  — соответственно сумма длин, эквивалентных по сопротивлению в коленах, переключателях и циклонах.

Для криволинейных участков в зависимости от отношения радиуса колена  $R_K$  к диаметру трубопровода  $d_T$  в пределах 4...20 эквивалентная длина  $L_{эк} = 4 \dots 10$  м для пылевидных грузов;  $L_{эк} = 8 \dots 20$  м для зерновых и  $L_{эк} = 28 \dots 90$  м для кусковых грузов.  $L_{пр}$  подставляют в формулу (248) вместо  $L$ .

Второй способ заключается в выражении этих потерь в функции динамического давления через  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления:

$$h_m' = \xi \frac{\gamma_B v_B^2}{2}. \quad (251)$$

Местные сопротивления возникают в коленах, при сужении и расширении трубопровода, в разгрузителях.

Трубопроводы с резким изгибом оказывают наибольшие сопротивления, поэтому их рекомендуется избегать.

Местные сопротивления для колен зависят от угла отклонения  $\alpha$ , от отношения радиуса закругления  $R_K$  к диаметру трубопровода. Коэффициент  $\xi_K$  для круглых трубопроводов выбирают по таблице 17.

Таблица 17

$R_K : d_T$	$\alpha^\circ$	20°	40°	60°	80°	100°	120°	140°
2		0,05	0,09	0,12	0,14	0,16	0,17	0,18
6		0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11
10		0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,18

Коэффициенты местного сопротивления от внезапного сужения и внезапного расширения подсчитывают по формулам

$$\xi_{в.с} = 0,5 \left( 1 - \frac{F_M}{F_6} \right); \quad \xi_{в.р} = \left( 1 - \frac{F_M}{F_6} \right)^2,$$

где  $F_M$  и  $F_6$  — соответственно меньшая и большая площади сечения трубопровода.

При плавном сужении трубопровода (конфузор) потери давления невелики: при сужении с углом в  $45^\circ$  коэффициент потерь давления  $\xi_{кон} = 0,1$ .

При плавном расширении (диффузор) величину коэффициента местного сопротивления  $\xi_d$  выбирают по таблице 18.

Т а б л и ц а 18

$F_M:F_6$	$\alpha^\circ$	$10^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$40^\circ$	$50^\circ$
0,2		0,064	0,288	0,564	0,657	0,720
0,4		0,036	0,162	0,317	0,373	0,406
0,6		0,017	0,076	0,150	0,175	0,192

4. Потери давления на подъем груза. Напор, необходимый для подъема груза на высоту  $H$ , определится, если приравнять силу тяжести массы груза  $\mu g \gamma_B F H$  и силу напора  $h_n F$ . Тогда

$$h_n = g \mu \gamma_B H. \quad (252)$$

Полный напор с учетом всех потерь давления составит

$$h = h_d + h_r + h_m + h_n, \quad (253)$$

или после подстановки этих величин и определения местных сопротивлений через эквивалентные длины

$$h = \frac{\gamma_B v_B^2}{2} \left[ (1 + 0,72\mu) + \lambda \frac{L_{нр}}{d_r} (1 + c\mu) \right] + g \mu \gamma_B H. \quad (254)$$

При определении через коэффициенты местных сопротивлений

$$h = \frac{\gamma_B v_B^2}{2} \left[ (1 + 0,72\mu) + \lambda \frac{L}{d_r} (1 + c\mu) + \Sigma \xi \right] + g \mu \gamma_B H. \quad (255)$$

Изложенное относится к пневмотранспортерам сельскохозяйственного производства. В установках с переменным диаметром трубопровода напор определяют на каждом его участке.

В пневматических установках всегда бывают утечки и подсосы воздуха, поэтому расход воздуха, полученный по расчету, необходимо увеличить на 3...5%.

**Мощность.** Мощность двигателя для привода вентилятора расходуется на транспортирование воздуха и груза и на преодоление

потерь в вентиляторе и приводном устройстве. Приняв  $V_{см} = V_B$  и определив  $h$  — полный напор, найдем мощность, кВт:

$$N_d = \frac{V_B h}{3,6 \eta_1 \eta_2 \eta_3}, \quad (256)$$

где  $\eta_1 = 0,55 \dots 0,8$  — к. п. д. вентилятора;  
 $\eta_2 = 0,95 \dots 0,97$  — к. п. д. подшипников;  
 $\eta_3 = 0,96 \dots 1,0$  — к. п. д. передачи.

При пропуске груза через вентилятор (рис. 80, в), например соломы, половы, силоса, мощность вентилятора возрастет пропорционально величине  $(1 + \mu)$ .

С прекращением подачи материала пневмотранспортер переходит на холостую работу, при этом снижается давление и возрастает расход воздуха. Поэтому необходимо проверять мощность холостого хода.

По мощности  $N_d$  подбирают двигатель и определяют расход энергии на единицу транспортируемого материала.

Обычно потребная мощность в пневмоустановках на 1 т/сутки равна  $0,12 \dots 0,33$  кВт.

Из опытов следует, что с уменьшением скорости воздуха и с повышением концентрации смеси удельный расход энергии снижается.

### Основные части пневматических транспортеров

Пневматические установки состоят из воздуходувного, загрузочного и разгрузочного устройства, трубопровода и очистителя.

**Воздуходувные устройства**, обеспечивающие необходимый напор, бывают поршневые, ротационные и центробежные.

В сельскохозяйственных пневматических транспортерах преимущественно используют вентиляторы.

Вентиляторы по ГОСТ 5976—65 выпускают под № 2..12 с диаметрами соответственно 200...1200 мм. Они разделяются на вентиляторы низкого (до 1,0 кПа), среднего (до 3,0 кПа) и высокого (до 15 кПа) давления при производительности 3500...77 000 м<sup>3</sup>/ч.

В зависимости от способов расположения лопастей различают центробежные (радиальные) и осевые (винтовые) вентиляторы.

Наиболее эффективны осевые вентиляторы, их к. п. д. может достигать 85%, но они дороже.

Лопастни вентиляторов бывают прямые и криволинейные, установленные с наклоном вперед по ходу вращения или назад. Вентиляторы с лопастями, отогнутыми назад, обладают более высоким к. п. д. и более распространены. Наибольшая производительность транспортирования силоса достигается при лопастях, установленных с уклоном на  $6 \dots 15^\circ$ .

Для сельскохозяйственных грузов вследствие простоты устройства часто применяют вентиляторы с радиальными лопастями.

На рисунке 81, а показана схема пневмотранспортера для зерна ТЗП-3 с криволинейными лопастями вентилятора. Обычно по-

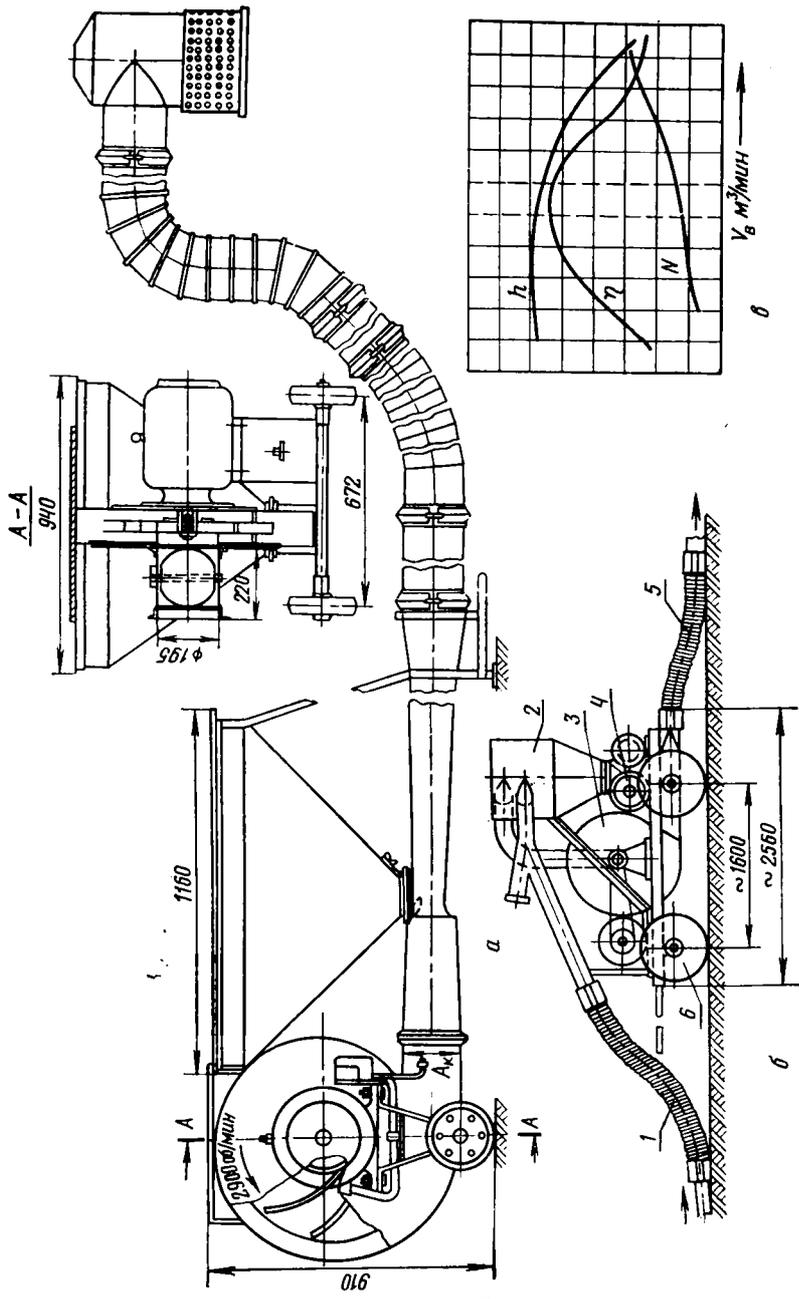


Рис. 81. Пневматические транспортеры:

*a* — нагнетательного типа; *б* — смешанного типа; *в* — характеристика вентилятора; 1 — всасывающий трубопровод; 2 — циклон; 3 — вентилятор; 4 — шлюзовой затвор (питатель); 5 — транспортирующий трубопровод; 6 — тележка; 7 — тележка.

добные вентиляторы среднего и высокого давления со спиральным кожухом с разворотом спирали  $A_k$  для зерна, равным  $(0,2...0,25) D$ , где  $D$  — диаметр лопастного колеса. Для сена, соломы и хлопка  $A_k \geq 0,5 D$  и при пропуске материала через кожух вентилятора  $A_k = (0,3...0,35) D$ .

Из характеристики вентилятора высокого давления (рис. 81, в) с радиальными лопастями видно, что мощность  $N$  растет с увеличением расхода воздуха  $V_b$ , при этом давление  $h$  снижается. Кривая  $\eta$  показывает, что наиболее выгодная рабочая зона на графике ограничена сравнительно узким участком (см. пунктир).

Частота вращения ротора  $n$ , расход воздуха  $V_b$ , давление  $h$  и потребляемая мощность  $N$  изменяются в определенной зависимости.

Расход воздуха

$$V_b : V_b' = n : n_1.$$

Давление, создаваемое вентилятором,

$$h : h_1 = n^2 : n_1^2.$$

Мощность, необходимая для вентилятора,

$$N : N_1 = n^3 : n_1^3.$$

Таким образом, если у вентилятора увеличить частоту вращения, например на 20%, расход воздуха возрастет на ту же величину, при этом напор увеличится на 45%, а необходимая мощность — более чем на 70%.

**Загрузочные устройства.** Для загрузки груза в трубопровод используют сопла, воронки и шлюзовые затворы.

Сопло состоит из двух труб 1 и 2 (рис. 82, а). Воздух, засасываемый в патрубок, увлекает за собой транспортируемый груз. Качество работы сопла зависит от правильного регулирования и положения сопла. Из графика (рис. 82, б) скоростей воздуха очевидно, что сопло следует располагать возможно ближе к материалу. На расстоянии одного диаметра от устья сопла скорость воздуха составляет только 7% от скорости воздуха в трубопроводе.

Загрузочные воронки устанавливают на сужающемся участке трубопровода. Этим достигается увеличение динамического напора против загрузочного окна и в нагнетательных пневмотранспортерах не только не выбивает воздух, но и, наоборот, происходит подсасывание как следствие инъекции воздуха и груза.

Шлюзовой затвор 4 (см. рис. 81, б) представляет собой секционный барабан, вращающийся от специального привода. Груз из бункера самотеком поступает в секции барабана и по мере поворачивания его высыпается в трубопровод.

**Трубопровод и его соединения.** Трубопровод служит для направления перемещения грузо-воздушной смеси. В сельскохозяй-

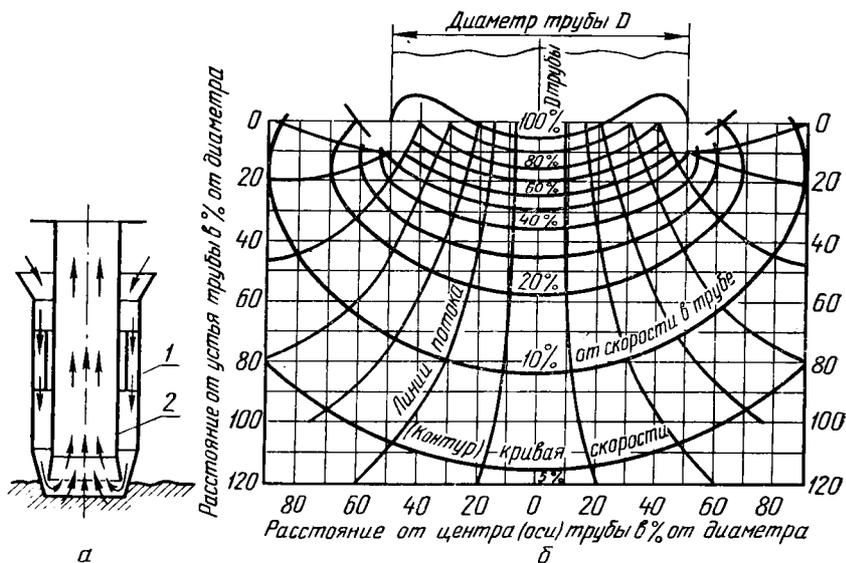


Рис. 82. Сопло (а) и график (б) скорости воздуха:  
1 и 2 — трубы.

ственных транспортерах диаметр трубы находится в пределах 0,075...0,60 м (табл. 19), длина секции до 3 м.

Трубопроводы изготовляют из листовой стали, дюраля и пластмасс.

Концы отдельных труб отбортовывают, что придает им жесткость и позволяет соединять их между собой при помощи быстрозъемных хомутов.

Изменение направления движения груза достигается вставкой колен с углом изгиба 45...90°. Для удобства маневрирования в работе в трубопровод включают гибкие шланги или шарнирные колена. Если необходимо подавать материал в два места, в трубопровод включают разветвляющиеся устройства с заслонкой.

В местах возможных завалов ставят люки для очистки.

Трубопроводы из пластмасс, чтобы избежать опасных разрядов (статического электричества), необходимо заземлять.

**Разгрузочные устройства.** У транспортеров, работающих на открытом воздухе, транспортируемый груз вместе с воздухом вы-

Таблица 19

Установка	Груз	Рекомендуемый диаметр $d_7$ , мм
Низко- и средненапорная	Зерно, солома, резка	150...300
Низконапорная	Сено, солома	300...600
Высоконапорная	Зерно	75...250

брасывается непосредственно через концевую секцию трубопровода. Для разгрузки груза из транспортеров, работающих в помещении, наибольшее распространение получили разгрузатели, состоящие из отделителя и затвора.

В объемном отделителе (рис. 83, а) — цилиндрическом резервуаре, диаметром в 8...10 раз больше диаметра трубопровода, — разделение смеси воздуха и груза достигается при значительном (до 0,2...0,8 м/с) понижении скорости. Вследствие этого из смеси выделяются частицы материала под действием сил тяжести.

Диаметр объемного отделителя можно определить из условия  $v_{от} = (0,05...0,1) v_k$  и равенства объемов воздуха в трубопроводе и отделителе за единицу времени:

$$D^2 v_{от} = d_T^2 v_B,$$

где  $v_{от}$ ,  $v_k$  и  $v_B$  — соответственно скорости воздуха в отделителе, витания частицы материала и воздуха в трубопроводе на входе в отделитель.

Тогда получим

$$D = (3,16...4,47) d_T \sqrt{\frac{v_B}{v_k}}. \quad (257)$$

Высоту цилиндрической части объемного отделителя берут равной (1,1...1,3)  $D$ , а конической части принимают из условий обеспечения скольжения материала к выходному отверстию.

При транспортировании мучнистых и легких продуктов отделитель и очиститель воздуха сочетают в одной конструкции. Подобные конструкции носят названия циклона. В них используется эффект вихревых движений смеси: возникающие центробежные силы способствуют разделению груза и воздуха.

По характеру движения воздушного потока разгрузатели и очистители с идеальным вертикальным потоком, получаемым в результате ввода смеси через спиральный канал, бывают с нисходящим (рис. 83, б) и восходящим (рис. 83, в) спиралеобразными вихрями, возникающими между внешним и внутренним цилиндрами; при этом внутренний из них служит выпускной трубой.

Основные размеры циклона (рис. 83, в):

$$\begin{aligned} D_1 &= (0,05...0,065) \sqrt{v_B}; & D &= (1,6...2,0) D_1; \\ D_2 &= 0,4 D_1; & H_1 &= 1,25 D_1; & b &= 0,5 (D - D_1) \text{ и } h = 1,75 b. \end{aligned}$$

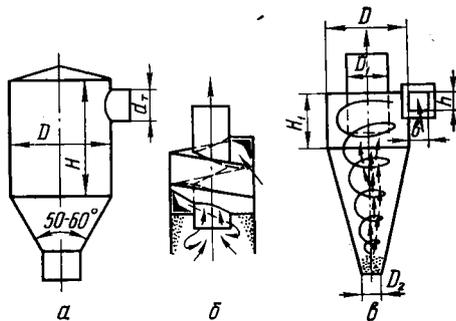


Рис. 83. Разгрузатели:

а — объемный; б — с прямым восходящим воздушным потоком; в — со спиральным движением воздуха.

При этом следует обеспечивать наивыгоднейшую скорость входа для разделения смеси; например, для зерна она равна 11...16 м/с.

Выходящий воздух даже при правильной регулировке работы транспортирующей установки может уносить с собой мельчайшие частицы груза размером от 1 до 8 мкм (мучнистые продукты), поэтому для более совершенной очистки используют фильтры.

Фильтры бывают мокрые, устанавливаемые на всасывающих установках, и матерчатые, которые допускают нагрузку от 1 до 2,5 м<sup>3</sup> воздуха на 1 м<sup>2</sup> ткани. При работе необходимо периодически встряхивать тканевые рукава фильтра.

**Пневматические транспортеры** в сельском хозяйстве применяют для вентиляции, транспортирования зерна, обслуживания кормоцехов и животноводческих ферм, скирдования и подачи соломы и сена в хранилища, закладки силоса. Кроме того, их используют в виде встроенных агрегатов в сельскохозяйственных машинах.

В качестве примера передвижной пневматической установки для зерна на рисунке 81, *а* показан транспортер ТЗП-3 производительностью 4 т/ч, длина трубопровода до 30 м, диаметр 195 мм, мощность двигателя 4,5 кВт, частота вращения вентилятора 2900 об/мин. Небольшая производительность и необходимость ручной загрузки ограничивают применение этой установки. Более перспективно передвижное перегрузочное устройство (см. рис. 81, *б*) смешанного типа (всасывающе-нагнетательного). Зерно по всасывающему трубопроводу 1, забранное соплом, поступает в циклон 2. Воздух вентилятором 3 нагнетается в трубопровод 5, по которому зерно из питателя 4 поступает в транспортирующий трубопровод 5 и доставляется к месту загрузки.

Системой машин комплексной механизации сельскохозяйственного производства для погрузки-разгрузки сыпучих и стельчатых грузов предусматривается создание пневматического транспортера производительностью 10...15 т/ч.

Пневматические транспортеры распространены за рубежом для транспортирования соломы и сена. Производительность их достигает 2,5...10 т/ч, диаметр трубопровода 300...630 мм, длина трубопровода 10...75 м, потребная мощность 4...26 кВт.

## **Аэрожелоб**

Аэрожелоб — это аэрогравитационный конвейер, работа которого основана на аэрировании груза, приводящем его в «псевдооживленное» состояние.

Аэрожелоб состоит из двух каналов 2 и 5 (рис. 84, *а*), разделенных пористой перегородкой 3, изготовленной из керамики или бельтинга (восьмислойный хлопчатобумажный ремень). Транспортируемый материал через загрузочное устройство 1 поступает самотеком в верхний канал 2. Воздух, нагнетаемый вентилятором 6, подается в нижний канал 5, проходит через пористую перегородку, и груз отводится через окно на грузовом канале 2, которое можно

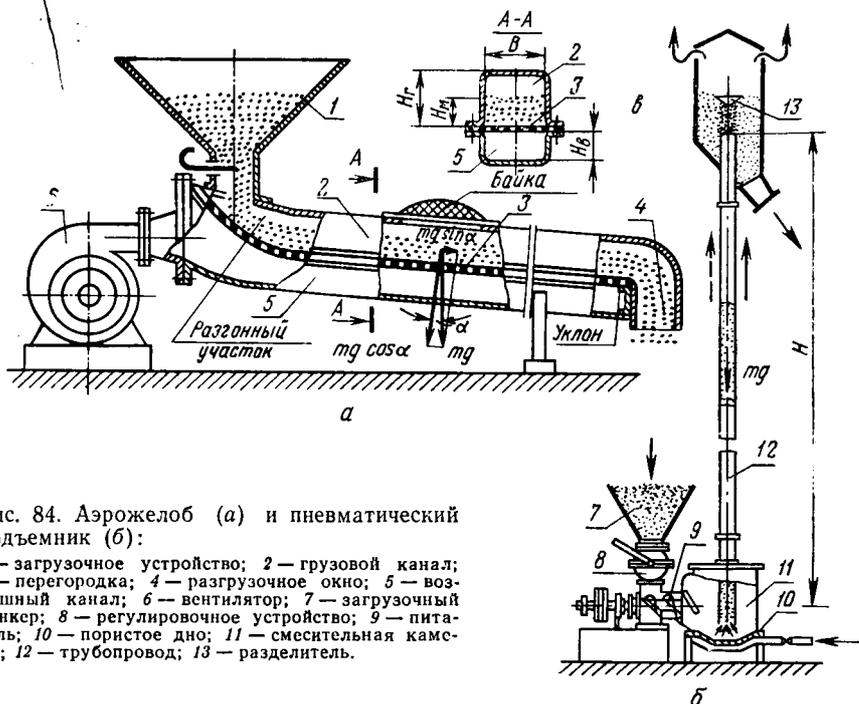


Рис. 84. Аэрожелоб (а) и пневматический подъемник (б):

1 — загрузочное устройство; 2 — грузовой канал; 3 — перегородка; 4 — разгрузочное окно; 5 — воздушный канал; 6 — вентилятор; 7 — загрузочный бункер; 8 — регулировочное устройство; 9 — питатель; 10 — пористое дно; 11 — смешивательная камера; 12 — трубопровод; 13 — разделитель.

располагать в любом месте по длине транспортирования, достигающей до 40 м. В процессе протекания воздуха через груз внутреннее трение снижается и груз приобретает свойства жидкости. Таким образом, псевдооживление — это промежуточное состояние между неподвижным слоем материала и уносом его частиц потоком воздуха, т. е. началом процесса пневматического транспортирования.

Аэрированный груз под действием сил тяжести способен течь в аэрожелобе с уклоном не менее  $3...4^\circ$ . Этот вид транспортеров (табл. 20) применяют для порошкообразных (тонкодисперсных) грузов: муки, цемента, ядопорошков, удобрений.

Таблица 20

Груз	Производительность $P$ , т/ч	Длина транспортирования $L$ , м	Ширина аэрожелоба $B$ , мм	Высота воздушного канала $H_B$ , мм	Расход воздуха $V$ , м <sup>3</sup> /ч	Мощность электродвигателя $N$ , кВт
Цемент	25...165	10...40	100...400	50...100	120...1920	0,6...4,5
Мука	10...40	10...45	100...250	100...200	120...1600	—

Достоинства аэрожелобов: простота конструкции и малая металлоемкость, небольшая энергоемкость, высокая производительность при компактной конструкции, отсутствие движущихся частей, обеспечение гигиенических условий в помещении и исключение потерь груза.

Недостатки аэрожелобов: невозможность транспортирования с подъемом, необходимость подачи только сухого воздуха, ограниченный ассортимент транспортируемых грузов.

Опытами установлена возможность транспортирования зерна, отрубей, манной крупы и перемещения материала вверх под углом до  $4^\circ$ . Для этого применяли жалюзийные перегородки, дававшие направление входа воздуха под углом по ходу груза.

**Основы расчета аэрожелоба.** Производительность при ширине  $B$  и высоте  $H_m$  потока груза определяют по формуле

$$\Pi = 3600\gamma Fv = 3600\gamma BH_mv,$$

где соответственно  $H_m = (0,4...0,5) H_r$ , а  $H_r = (1,3...1,6) H_b$ .

Скорость движения груза, м/с, ориентировочно

$$v = 10 \sqrt{Bi},$$

где  $i$  — уклон желоба.

Напор в воздушном канале, создаваемый центробежным вентилятором,

$$h = h_r + h_n + h_m + h_b,$$

здесь  $h_r, h_n = 0,9...1,0$  кПа;  $h_m = 1,0$  кПа и  $h_b$  — соответственно сопротивления в проводящем трубопроводе, пористой перегородке, слоя груза и выхода воздуха.

Мощность вентилятора, кВт, в зависимости от длины  $L$  транспортера можно определить по формуле

$$N = 0,6 + 0,0008LP.$$

### **Пневматический подъемник (аэролифт)**

Пневматическим подъемником принято называть установку нагнетательного типа, работающую по принципу «транспорт сплошным потоком». Материал перемещается в аэрированном состоянии в виде материало-воздушной смеси высокой концентрации.

Схема пневмоподъемника с винтовым питателем показана на рисунке 84, б. Материал поступает в загрузочный бункер 7 и далее через регулировочное устройство 8 винтовым питателем 9 подается в смесительную камеру 11. В камере материал подвергается аэрации воздухом, поступающим через пористое дно 10 под давлением от 0,5...1,2 кПа (для тяжелых и абразивных грузов — до 30 кПа) и транспортируется по трубопроводу 12. Для обеспечения сплошности потока транспортируемого груза у разгрузочного конца трубопровода ставят специальное устройство — разделитель 13 (заслонки, клапаны, диафрагмы). Иначе по мере нарастания скорости воздуха и, соответственно, падения давления возможен разрыв столба груза.

Процесс транспортирования сплошным потоком осуществляется за счет силы, возникающей при прохождении воздуха через массу перемещаемого груза. Этот вид транспорта отличается большими концентрациями — до  $\mu = 300 \dots 60$  (в опытах достигалась концентрация 300...400), при малых скоростях — 0,4...3 м/с.

Достоинства пневмотранспорта сплошным потоком — относительно меньшей удельный расход энергии, меньший износ трубопровода, меньшая повреждаемость груза.

Недостатки — ограничение длины транспортирования и большие сопротивления при включении в транспортную установку трубопровода с коленами.

**Основы расчета пневмоподъемников.** Производительность определяют по общей формуле

$$P = 3600 \gamma_r F v,$$

где  $\gamma_r$  — плотность груза в аэрированном состоянии;

$F$  — площадь сечения трубопровода, диаметр которого  $d_T > 60$  мм.

Общий напор составляется из потерь его на подъем груза, трение воздуха при протекании его через груз, трение груза о стенки трубопроводов, аэрирование и на внешнее противодействие:

$$h = h_n + h_b + h_T + h_a + H_{в.п.}$$

При проектировании суммарное давление под пористой перегородкой в смесительной камере можно принимать для зерна, отрубей, муки равным 0,1...0,12 мПа.

Давление в смесительной камере должно быть достаточным для аэрации и подъема материала. Его подсчитывают по формуле

$$h_n = \gamma_b (1 + \mu) H,$$

где  $H$  — высота подъема, которая достигает 35...40 м.

Общая мощность установки определяется суммой мощностей — на привод питателя  $N_n$  и вентилятора  $N_b$ :

$$N = N_n + N_b.$$

Мощность  $N_n$  винтового питателя можно подсчитать по рекомендациям, изложенным в § 5 главы 3 «Транспортирующие машины», а мощность вентилятора — по формуле

$$N_b = (0,015 \dots 0,025) P H,$$

где  $P$  и  $H$  — соответственно производительность и высота подъема пневмоподъемника.

## § 9. БУНКЕРЫ И САМОТЕЧНЫЙ ТРАНСПОРТ

Вспомогательные устройства: бункеры и спуски, скатные доски, лотки и трубы применяют в цепи других транспортирующих механизмов при комплексной механизации производственного процесса

(кормоцех, зерноочистительный ток, зернохранилище, сельскохозяйственные машины).

На практике важно управлять при заданном ритме процесса скоростью транспортирования и выгрузки сыпучих грузов средствами самотечного транспорта и бункерами: кормораздача, смешивание материалов, переработка и очистка и т. п.

## **Бункеры**

Бункеры — емкости различных форм и назначения, по конструкции различают простые и составные. Простые бункеры бывают призматические, клиновидные, пирамидальные, цилиндрические, конусные и параболоидные.

Бункеры небольшой вместимости и высоты делают в виде простых. В сельскохозяйственном производстве чаще применяют бункеры призматической, клиновидной или цилиндро-конической формы. Бункеры параболической формы наиболее благоприятны для последующего обеспечения производства;

По назначению различают бункеры:

**сборочные, или резервные,** в которые груз поступает непрерывно, а выгружается периодически; выполняют роль накопителей для последующего обеспечения производства;

**распределительные,** заполняемые грузом периодически при непрерывной выгрузке (бункер сеялок, зерноочистительных машин, в кормоцехах);

**погрузочные, или пересыпные,** наполняемые по мере поступления материала и разгружаемые в зависимости от вместимости транспортных средств;

**хранилища,** используемые для хранения продукта с разгрузкой и загрузкой по мере необходимости.

Вместимость бункера определяется ритмом технологического процесса, вместимостью и частотой подачи транспортных средств. Для гарантии непрерывности процесса устанавливают дополнительные уравнильные бункеры (компенсаторы).

Бункеры различают самостоятельные и встроенные, а по режиму — непрерывного и периодического действия.

Достоинство бункерных устройств — разгрузка самотеком.

Наиболее распространенным материалом для бункеров служат листовая сталь, железобетон и дерево. Имеются бункеры, собираемые из проволочной сетки, обтянутой внутри плотной материей.

Отверстия для истечения груза (круглые, квадратные, прямоугольные и щелевидные) делают в днище или в стенке бункера.

Каждый бункер имеет затвор для регулирования или прекращения выпуска груза. При связанных грузах (силос, соломенная сечка, кормосмеси, влажное зерно) бункеры снабжают побудителями истечения в виде шуровочных отверстий, ворошилок, питателей, вибрационных устройств, продувки воздухом.

## Основы теории и расчета бункера

Процесс истечения грузов из бункеров сложен и до сих пор составляет предмет исследования. Истечение груза зависит от физико-механических свойств, состояния поверхностей частиц груза и бункера, геометрических размеров и формы бункера и отверстия и др.

В работе бункера различают: заполнение; начало истечения соответствует переходному периоду; установившееся истечение при постоянном и переменном уровне; выгрузка.

Наибольший интерес представляет процесс установившегося истечения, который имеет два вида — нормальный и гидравлический\*; при определенных условиях возможен смешанный вид истечения.

При нормальном истечении (рис. 85, *а* и *б*) движение материала происходит в пределах определенного канала, расположенного над выходным отверстием. Весь остальной материал при этом остается в покое. Этот вид истечения наблюдается у более вязных грузов.

При гидравлическом истечении (рис. 85, *в*) весь материал, находящийся в бункере, приходит в движение при начале выгрузки. Питание истечения происходит за счет обрушения материала в зоне над выходным отверстием; эту зону называют объемом обрушения. Такой вид истечения возможен для грузов с малым коэффициентом внутреннего трения при угле наклона боковых стенок бункера  $\alpha$ , на 5...10% большем угла естественного откоса груза.

Нормальная эксплуатация бункеров достигается правильным выбором геометрических параметров: угла наклона стенок  $\alpha$ , размера выходного отверстия. На вязных грузах возможно заклинивание массы материала, а на зернистом и кусковом грузах — сводообразование (рис. 85, *г*).

На рисунке 86 показано несколько схем устройств для активизации истечения. Наибольший эффект дает при гранулированных материалах аэрирование, а при вязных и липких — вибрируемое

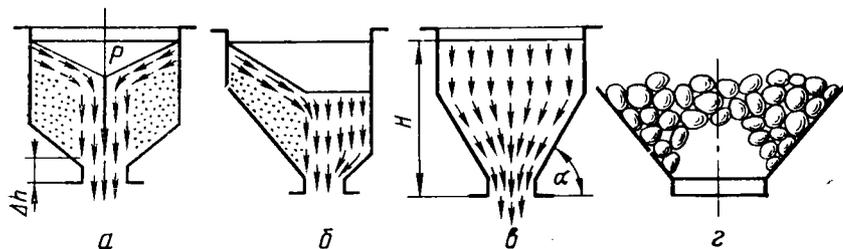


Рис. 85. Схемы истечения из бункеров:

*а* и *б* — нормальное истечение; *в* — гидравлическое истечение; *г* — сводообразование.

\* В зарубежной литературе (США и др.) приняты термины «прерывистый» и «массовый».

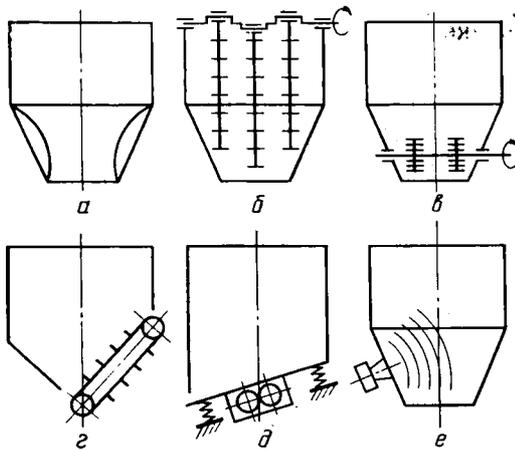


Рис. 86. Побудители истечения:

*a* — параболидальной формы; *б* — механический штанговый; *в* — механический ротационный; *г* — скребковый питатель; *д* — вибрационный; *е* — пневматический (азрирование).

днище\*. Опыты показали хорошую работу бункера (рис. 86, *д*) со щелевым отверстием на этих грузах при угле  $\alpha$  наклона днища до  $25^\circ$ , частоте колебаний 1440...2800 в минуту, амплитуде колебаний 1,5...2,5 мм.

Чтобы избежать образования сводов при истечении зерновых и гранулированных грузов, рекомендуются размеры отверстия делать больше сводообразующих: круглых  $d_c \approx 8\sqrt{bc}$ , квадратных  $a_c > 7,09\sqrt{bc}$ , где  $b$  и  $c$  — наименьший и наибольший размеры частицы груза.

Практически все реальные грузы обладают связностью и отличаются способностью к истечению от свободно истекающих грузов: песка, проса, семян трав и жидкости.

**Скорость истечения.** Характер движения сыпучего тела с определенной способностью к истечению подобен течению жидкости только при условии оживления и псевдооживления материала (водные растворы, азрированные грузы, подвергнутые вибрации) и при установке стенок бункера под углом  $\alpha > 45^\circ + \frac{\varphi}{2}$ .

Для определения теоретической скорости истечения груза (см. рис. 85, *a*) выделим элемент столба высотой  $\Delta h$  с силой тяжести массы столба  $P$  при площади выходного отверстия  $F$ , опуская силы трения за малостью, тогда из уравнения живых сил

$$P\Delta h = \frac{mv_0^2}{2}.$$

Подставив значение массы  $m = \gamma\Delta hF$  и заменив отношение  $P : F = \delta$  — напряжение (давление) в поперечном сечении столба груза, получим

$$v = \lambda v_0 = \lambda \sqrt{2 \frac{\sigma}{\gamma}}, \quad (258)$$

где  $\lambda$  — коэффициент истечения, учитывающий влияние сил внутреннего трения, трения о стенки отверстия и т. п.

Практические расчеты по формуле (258) можно провести для двух видов истечения:

\* Вибрация всего бункера приводит к уплотнению груза.

при нормальном истечении, когда выходное отверстие сравнительно мало с размерами бункера и давление над отверстием относится к виду местных напряжений в грузе, которые значительно меньше гидростатического. Это давление (напряжение) определяют по формуле

$$\sigma = x\gamma R_r,$$

где  $x = \frac{1}{f_b} + 2f_b - \sqrt{1 + f_b^2}$  — зависит от коэффициента внутреннего трения  $f_b$ , равного для распространенных грузов 1,6.

Подставив значение  $\sigma$  в формулу (258), получим

$$v = \lambda \sqrt{3,2gR_r} = 5,65\lambda \sqrt{R_r}. \quad (259)$$

Коэффициент истечения  $\lambda$  рекомендуется: для хорошо сыпучих, порошкообразных и зернистых грузов — 0,55...0,65; кусковых — 0,3...0,5; пылевидных, влажных порошкообразных и зернистых с содержанием пыли — 0,2...0,25.

Величина гидравлического радиуса  $R_r = F : P$  — отношение площади отверстия к его периметру — для круглого и квадратного отверстий  $R_r = 0,25 d$ ; для прямоугольного  $R_r = 0,5ab / (a + b)$ , где  $a$  и  $b$  размеры сторон;

при гидравлическом истечении груз истекает подобно жидкости. Приняв среднее гидростатическое давление  $p = \gamma H = \sigma$  и подставив в формулу (258), получим

$$v = \lambda_0 \sqrt{2gH} = 4,46\lambda_0 \sqrt{H}, \quad (260)$$

где  $H$  — высота слоя груза, м.

Учитывая влияние отношения площадей выходного отверстия и бункера  $F : F_0$ , получим

$$v = \lambda_0 \sqrt{\frac{2gH}{1 - \left(\frac{F}{F_0}\right)^2}}, \quad (261)$$

где  $\lambda_0 = 0,6...0,7$  — коэффициент истечения.

**Производительность истечения бункера** через выходное отверстие, расположенное в центре бункера,

$$П = 3600k_n \gamma F v,$$

где  $k_n = 0,8...1,0$  — коэффициент производительности, учитывающий влияние уменьшения площади выходного отверстия и рассредоточения частиц в зоне истечения.

Ориентировочно площадь выходного отверстия с учетом уменьшения для круглого отверстия  $F = 0,785(d - a_0)^2$  и квадратного  $F = (a - a_0)^2$ , где  $a_0$  — наибольший размер частицы груза.

При расположении отверстий в стенке, у стенки или в углу дна бункера производительность возрастает на 10...20%.

**Силы и давление, действующие на бункер.** Бункеры в процессе работы испытывают воздействие сил: от массы груза, от собственной массы, от дополнительных (внутренних) сил, от неравномерной загрузки и от ветровой нагрузки. Эффект воздействия этих сил на бункер\* зависит от рода и состояния груза, геометрических размеров бункера и условий работы. В зависимости от этого при проектировании следует рассчитывать прочность стенок бункера, рамы, опорных устройств и, наконец, устойчивость бункера.

В бункере от груза действуют нагрузки: начальная — при загрузке без истечения; переходная — при открытии и закрытии затвора (затвора) и рабочая — при установившемся истечении.

Под действием этих нагрузок днище и стенки бункера испытывают статическое давление по Янсену:

$$p = \sigma = \frac{\gamma R_{\Gamma}}{f_B} \left[ 1 - e^{-\lambda \frac{H}{D}} \right], \quad (262)$$

где  $H$  и  $D$  — соответственно высота насыпного груза и диаметр бункера;

$\lambda = (2 \dots 4) k_c \operatorname{tg} \varphi$  — коэффициент в показателе экспоненты.

Величина  $k_c$ , характеризующая сыпучесть груза, зависит от го-<sup>2</sup>ризонтального  $p$  и вертикального  $p_h$  давлений. Ее подсчитывают по формуле

$$k_c = \frac{1 - \sin \varphi_1}{1 + \sin \varphi_1}$$

где  $\varphi_1$  — угол естественного откоса материала.

Для бункеров малой высоты  $H$  давление на стенки можно определять приближенно:

$$p = \sigma = k_c \gamma H. \quad (263)$$

Эюра статического давления на стенки бункера, подсчитанного по формулам (262) и (263), показана штриховой линией на рисунке 87, б.

В условиях начала и установившегося истечения величина давления в различных элементах бункера и распределение его изменяются. Теоретическая интерпретация\*\* процесса перераспределения давления представлена сплошной линией. На рисунке видно, что в зоне перехода цилиндрической части в коническую давление резко возрастает до  $p_{\max}$ .

Опыт\*\*\* подтверждает повышение давления при установившемся истечении, но реальные условия действия его приводят к сглаживанию эпюры, что видно на рисунке 87, в. Увеличение давления

\* В практике имелись случаи разрушения железобетонных силосо-зернохранилищ и падения металлических силосных башен.

\*\* Дженике и Иогансон. О теории нагрузок на бункеры. Конструирование и технология машиностроения. «Мир», 1969, № 2.

\*\*\* Платонов П. Н. и Ковтун А. Р. Давление зерна на стенки силосов. Журн. «Мукомольно-элеваторная промышленность», декабрь 1959 г.

на стенки при истечении по сравнению с давлением, определяемым по формуле (262), является общим мнением исследователей, но абсолютные величины зависят от свойств груза и условий проведения опытов.

В дополнительное давление входит составляющая от динамики образования и последующего разрушения свода. Величина этого давления 30...40% от полного среднего давления при установившемся истечении.

Скорости загрузки бункера и истечения из него груза не оказывают заметного влияния на давление на стенки.

ГОСТ рекомендует вести расчет наиболее нагруженных поясов бункера на удвоенное статическое давление, определяемое по формулам (262) и (263). При эксцентричном положении отверстия (рис. 88) давление на стенки возрастает:

для квадратного бункера

$$p_e = \epsilon_1 p; \quad \epsilon_1 = A_0 + 2e / (A_0 + e);$$

для круглого

$$p_e = \epsilon_2 p; \quad \epsilon_2 = (\pi D + 8e) / (\pi D + 4e).$$

Таким образом, эксцентрично расположенные отверстия создают условия для возникновения моментов, действующих в вертикальной плоскости. Они могут возникать и вследствие неравномерной укладки груза в бункере, например силоса в башне. Во всех случаях боковые силы дополнительно нагружают стенки и могут способствовать опрокидыванию установки.

Устойчивость, например, силосной башни (см. рис. 87, з) можно проверить, составив уравнение моментов относительно точки  $O$  возможного опрокидывания:

$$M_{\text{он}} = RD = Wh_b + gQ_e \pm gG_{\Sigma} \frac{D}{2},$$

где  $gQ_e$  — момент от эксцентрично расположенного центра опоры массы силоса на дно при эксцентриситете;

$W$  — сила от ветровой нагрузки;

$gG_{\Sigma}$  — сила тяжести башни и фундамента.

Практически плотность силоса колеблется в зависимости от глубины заложения: от величины насыпной массы свежего силоса до 960...1000 кг/м<sup>3</sup>. Картина неравномерного распределения силоса по плотности показана на рисунке 87, з.

**Затворы.** Перекрытие выпускных отверстий и регулирование истечения груза осуществляются затворами. Затворы (рис. 89) бывают плоские, секторные и лотковые.

Привод в действие затворов бывает ручным и механическим. При ручном приводе для облегчения используют реечные и винтовые механизмы.

Усилие, необходимое для открывания плоского затвора, должно быть больше силы трения, возникающей на поверхности затвора:

$$Q \geq P_v f \quad \text{и} \quad Q \geq P_r f.$$

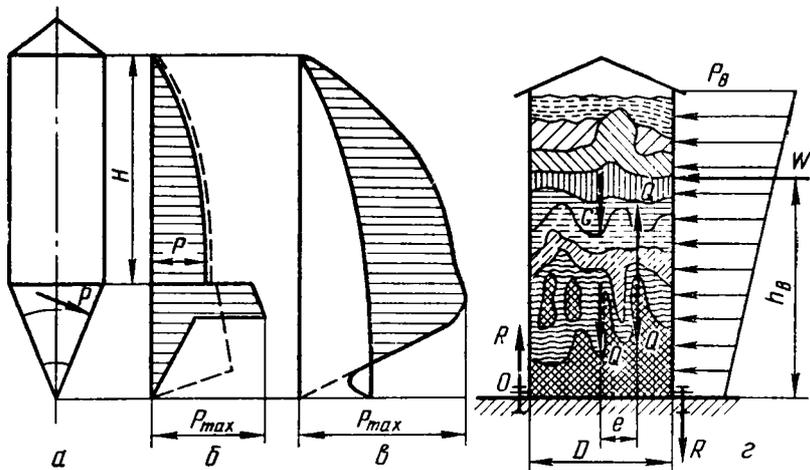


Рис. 87. Эпюры давления на стенки и нагрузки в бункерах:  
 а — схема бункера; б — давление (теоретическое); в — давление при истечении (по П. Н. Платонову); г — к расчету устойчивости силосной башни.

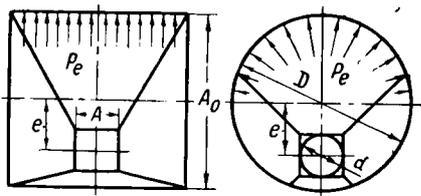


Рис. 88. К расчету эксцентриситета расположения отверстия в бункере.

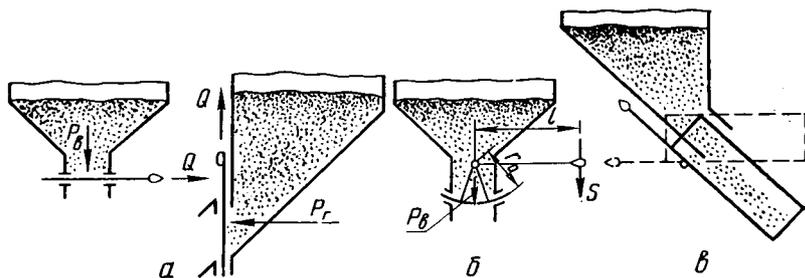


Рис. 89. Схемы затворов:  
 а — плоский; б — секторный; в — лотковый.

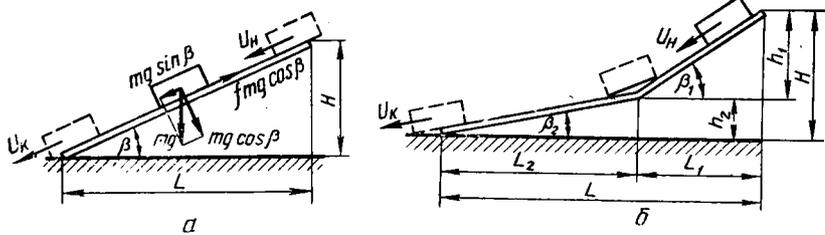
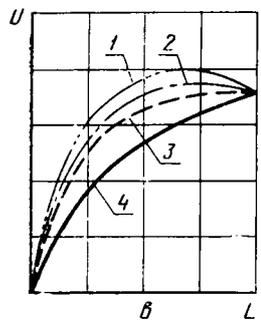


Рис. 90. К расчету скорости движения на наклонном спуске:

*a* — простой спуск (склиз); *б* — комбинированный; *в* — график скоростей в зависимости от длины и формы спуска: 1 — циклоидальный; 2 — цилиндрический; 3 — параболический; 4 — прямолинейный.



Металлический бункер конструкции ВИЭСХ, навешиваемый на автопогрузчик, позволяет быстрее выполнять транспортные погрузочно-разгрузочные работы благодаря загрузке и разгрузке бункера самотеком на необходимой высоте.

### Самотечный транспорт

Перемещение штучных и сыпучих грузов под действием силы тяжести принято называть самотечным транспортом. Для этого используют спускные устройства, скаты, роликовые и винтовые спуски, а для сыпучих грузов — желоба и трубы.

Спускные устройства — лотки и доски — применяют для перемещения штучных грузов. В зависимости от назначения они могут работать в режимах ускоряющего движения груза, с постоянной скоростью или замедлением. Переменное движение достигается применением криволинейных или комбинированных поверхностей спусков: циклоидальных 1 (рис. 90, *в*), цилиндрических 2, параболических 3, плоских 4.

Комбинированный спуск (склиз) (рис. 90, *б*) состоит из двух наклонных простых спусков; на нем можно получить любые конечные скорости.

На рисунке 90, *в* показаны графики нарастания скорости. При прямолинейном спуске наблюдается большая плавность движения груза, но на него затрачивается больше времени. Несмотря на определенные достоинства криволинейных спусков, в практике их применяют редко.

Основным условием безотказного действия спуска является правильный выбор угла наклона  $\beta$ , начальной скорости  $u_n$ , формы и материала поверхности.

Излишнее увеличение угла подъема спуска может привести к распыливанию и повреждению грузов.

Скорость  $v_k$  в конце спуска определяется из уравнения живых сил (рис. 90, а):

$$\frac{m}{2} (v_k^2 - v_n^2) = mgH - fmgL \quad \text{и} \quad v_k = \sqrt{2g(H - fL) + v_n^2}. \quad (264)$$

По скорости  $v_k \leq 2$  м/с (для сельскохозяйственных продуктов) из уравнения (264) можно определить  $L$  или  $H$ .

Для уменьшения конечной скорости конец спусков (рис. 90, б) делают с меньшим углом  $\beta_2$ , а на стыке спусков оформляют плавный переход. Снижение скорости можно достигнуть, изготовив поверхность конца спуска из материала с большим коэффициентом трения  $f_2$ . Тогда, обозначив отношения  $f_2 : f_1 = k_f$  и  $h_2 : h_1 = k_h$ , после преобразования формулы (264) получим

$$v_k = \sqrt{2g \left( H - f_1 \frac{k_h k_f + 1}{k_h + 1} L \right) + v_n^2}. \quad (265)$$

Отсюда можно определить начальную или конечную скорость, угол наклона спуска и т. п.

В конструкциях спуска необходимо предусматривать возможности регулирования углов наклона (табл. 21).

**Скат** — устройство, применяемое для перемещения качением грузов, имеющих форму тела вращения, узлов с деталями в виде колес, например, тележек с опорными катками трактора или специальных тележек с узлами.

Т а б л и ц а 21

Груз	β при материале поверхности спуска	
	сталь	дерево
Изделия и тара металлические	25...13°	30...20°
Ящики, корзины, мешки, тюки	34...26°	36...18°

П р и м е ч а н и е. Большие значения  $\beta$  принимают при  $v_n = 0$ , а меньшие при  $v_n > 0$ .

**Роликовые спуски** (рис. 91, в) применяют в кормоцехах, складах, цехах ремонтных мастерских для перемещения корзин, тюков, ящиков, бидонов, бадей, узлов и деталей. Сравнительно малое сопротивление роликовых спусков позволяет удлинять путь транспортирования.

Расчет сопротивления при транспортировании по роликовому спуску подобен расчетам в ленточных транспортерах.

Устойчивое положение груза на роликах обеспечивается соответствующей расстановкой их на расстоянии, равном (шаг)  $t = (0,3...0,2) l_r$ , где  $l_r$  — длина опорной поверхности груза. Меньшие значения  $t$  выбирают для грузов, не допускающих сотрясений. Меньшие сопротивления перемещению груза получают при более легких роликах и большем диаметре их.

Ориентировочно уклон роликового спуска при условии  $v_k = v_n$  определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \beta \leq \left( 1 + \frac{nG_p}{G_r} \right) \frac{f_{ц}d + \mu}{D_p}, \quad (266)$$

где  $n$  — число роликов, на которые опирается груз;

$G_p$  и  $G_r$  — соответственно масса роликов и груза;

$f_{ц} = 0,001 \dots 0,004$  и  $\mu = 0,02$  — соответственно коэффициент трения в цапфе и трения качения груза по роликам;

$d$  и  $D_p$  — соответственно диаметр цапфы и ролика.

Величина  $\beta^\circ$  угла наклона приведена в таблице 22.

Т а б л и ц а 22

Транспортируемый груз	$\beta^\circ$
Коробки картонные, тюки	3...5°
Ящики деревянные до 110 кг	1,5...2,5°
Ящики стальные, корзины	2,5°
Бидоны молочные	2,5...3,0°
Пакет листовой стали до 70 кг	1°
Мешок с мукой $\approx 60$ кг	6°

Пропускная способность роликовых транспортеров, т/ч, определяется по формуле

$$П = 3,6G_r \frac{v}{a}.$$

Скорость перемещения груза

$$v = \sqrt{2gL \left[ \sin \beta - \left( 1 + \frac{nG_p}{G_r} \right) \frac{f_{ц}d + 2\mu}{D} \cos \beta \right]} + v_n^2. \quad (267)$$

Следует учитывать, что первый груз начинает движение при стоящем ролике и соответственно большем сопротивлении перемещению груза. Последующие грузы поступают на вращающиеся ролики.

Подшипники качения в качестве опор роликов дают наименьшее сопротивление и позволяют делать наименьшие углы подъема транспортера. Однако ролики с подшипниками скольжения из пластмассы проще и дешевле и могут работать во влажной среде.

**Винтовые спуски** (рис. 91, а) применяют для транспортирования штучных грузов по вертикали. Угол подъема спирали винтового спуска должен быть больше угла трения груза по поверхности спуска, т. е.  $\alpha_0 > \varphi$ .

Скорость груза, перемещающегося по винтовому спуску при действии силы тяжести, центробежной силы и сил трения о дно и борт желоба, определяют из уравнения

$$mg \sin \alpha = fmg \cos \alpha_0 + f \frac{mv^2}{R},$$

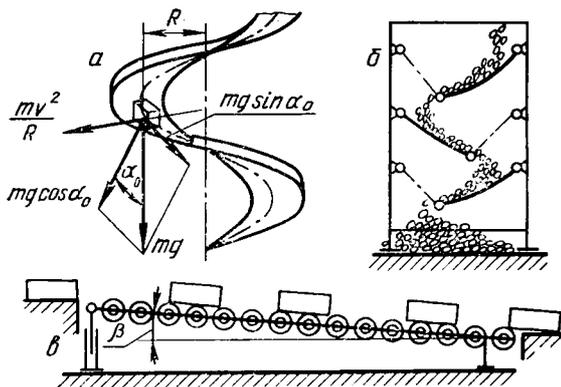


Рис. 91. Схемы спусков:  
*a* — винтовой; *b* — каскадный; *в* — роликовый.

откуда

$$v = \sqrt{gR \frac{\sin \alpha_0 - f \cos \alpha_0}{f}}. \quad (268)$$

Для свободного прохода груза по винтовому спуску его наибольший радиус определяется из геометрической зависимости

$$R = \sqrt{(a + \Delta + r)^2 + 0,25b^2},$$

где  $a$  и  $b$  — размеры опорной площади груза;  
 $\Delta$  — гарантийный зазор;  
 $r$  — меньший радиус.

Винтовые спуски можно выполнять роликами.

Желоба и трубы для транспортировки сыпучих грузов бывают по форме трассы — прямолинейные и криволинейные и по поперечному сечению — прямоугольные, угловые, трапециевидные, круглые и полукруглые.

Движение сыпучего груза по трубам сопровождается сопротивлением от трения груза о стенки, от трения частиц между собой и воздушной среды. Сопротивление воздушной среды достигает заметной величины при транспортировании груза по трубам, расположенным под углом более  $50^\circ$ .

Движение материала по лотку называется связанным, если он движется без внутреннего перемещения частиц относительно друг друга. Это движение обеспечивается условием

$$\varphi < \beta < \varphi_0,$$

где  $\varphi$ ,  $\beta$  и  $\varphi_0$  — соответственно углы внешнего трения, наклона трубы, внутреннего трения.

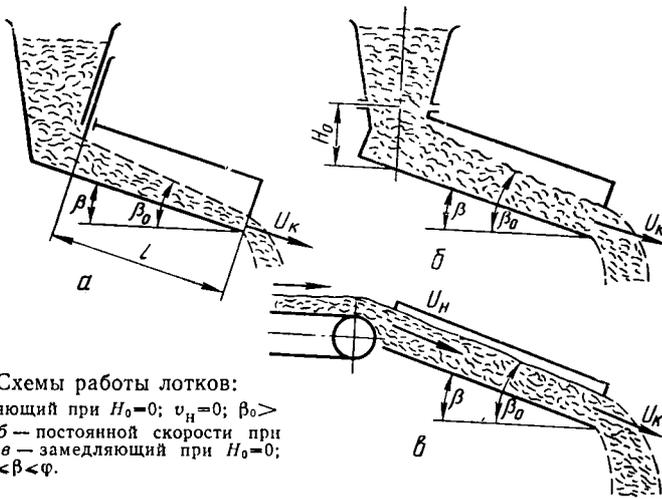


Рис. 92. Схемы работы лотков:  
 а — ускоряющий при  $H_0=0$ ;  $v_H=0$ ;  $\beta_0 > \beta > \varphi$ ; б — постоянной скорости при  $\beta_0 > \beta > \varphi$ ; в — замедляющий при  $H_0=0$ ;  $v_H > 0$ ;  $\beta_0 < \beta < \varphi$ .

При относительном смещении частиц возникают силы внутреннего трения. Такое движение, называемое несвязанным, определяется условием  $\beta > \varphi$ .

Исследования и практика показывают, что устойчивое течение в трубах достигается при несвязанном движении, при котором скорость сыпучего груза не зависит от высоты слоя. Поэтому рекомендуется угол наклона самотечных труб и лотков назначать большим, чем угол внутреннего трения транспортируемого груза. Практически рекомендуется: для зерна  $\beta=21\dots27^\circ$ , при повышенной влажности до  $45^\circ$ ; для муки, жмыха и отрубей  $\beta=32\dots48^\circ$ ; для картофеля и корнеплодов  $\beta=30\dots43^\circ$ .

Желоб или лоток, поработавший в течение 20...30 мин, позволяет снизить угол наклона на 25...40%. Потoki грузов на самотеках можно разделить на активные — ускоряющие ( $\beta > \varphi$ ) и замедляющие движение — самотормозящие ( $\beta < \varphi$ ).

Варианты поступления груза на самотеки представлены на рисунке 92.

При  $\beta_0 > \varphi$  начальная скорость  $v_H$  и высота  $H_0$  падения материала могут быть равны или больше нуля. В зависимости от соотношения основных параметров  $v_H$ ,  $\beta$ ,  $H_0$ ,  $l$ ,  $f$  и  $f_0$  самотек может работать в режимах ускорения и торможения. Варьируя параметрами, можно определить скорость груза:

$$v_k = \sqrt{2gl (\sin \beta - \varepsilon f \cos \beta) + v_H^2}, \quad (269)$$

где  $\varepsilon=1,5\dots1,65$  — коэффициент, зависящий от соотношения работы внешних сил и сил внутреннего трения и формы поперечного сечения.

Производительность самотечной установки, т/ч,

$$П = 3,6\psi Fv,$$

где  $\psi$  — коэффициент заполнения сечения трубы или лотка; для зерна принимается 0,4...0,5, картофеля и корнеплодов 0,3...0,4, отрубей и муки 0,2...0,3.

Чаще этой формулой пользуются для определения площади сечения лотка, желоба или трубы по заданной производительности. При угле наклона  $\beta = 36^\circ$  труба диаметром 200 мм обеспечивает производительность 45 т/ч, а диаметром 450 мм — 350 т/ч.

На рисунке 91,б показано простейшее самотечное каскадное устройство для спуска картофеля и клубнеплодов в хранилища.

Погрузочные машины предназначены для погрузочных и разгрузочных работ. В сельскохозяйственном производстве при большом разнообразии грузов и условий работы к ним предъявляют особые требования.

Погрузочные машины разделяются:

по принципу работы: периодического и непрерывного действия;

по назначению: универсальные, используемые для многих грузов, и специальные, предназначенные для однородных грузов: для зерна — ЗПС-60, минеральных удобрений — МВС-4;

по энергетической базе: двигатель внутреннего сгорания трактора, автомобиля и электропривод;

по конструкции: навесные, самоходные (автономные), прицепные, подъемники и погрузочные приспособления.

### § 1. ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

#### Общая характеристика и классификация

Погрузочные машины периодического действия служат для подъема и транспортирования груза при обслуживании производственных процессов: грузоперевалка на складах, погрузка в транс-

Таблица 23

Классификационный признак	Разновидность признака
Ходовая часть	Колесная с массивными ободами и пневматическая; гусеничная
Способ агрегатирования	Переносные; навесные на трактор; автономные; прицепные
Привод рабочих органов	Ручной; механический; гидравлический
Место навески погрузчика	Впереди, сзади, сбоку и в середине трактора (шасси)
Расположение рабочего органа	Фронтальное и поворотное на угол; полноповоротное
Траектория перемещения рабочего органа	Вертикаль; дуга в вертикальной плоскости; сложная кривая
Способ забора груза	Наездом (напором); зачерпыванием; захватом; захватом с подрывом
Способ разгрузки	Отходом машины; сталкиванием груза; опрокидыванием ковша; открытием дна ковша

портные средства, переработка сельскохозяйственных продуктов. Особое распространение самоходные погрузчики получили при механизации трудоемких процессов, а разнообразие грузов привело к универсализации погрузчиков. Их снабдили различными рабочими органами: грейфер, ковши, экскаваторная лопата, крюк, когтевые захваты и др.

Краткая классификация погрузочных машин периодического действия по основным признакам приведена в таблице 23.

### Навесные погрузчики

К навесным относятся широко распространенные погрузчики, состоящие из погрузочного оборудования, навешиваемого на трактор, самоходное шасси или автомобиль. Оборудование состоит из подъемной (рис. 93, а) или подъемно-поворотной стрелы (рис. 93, б) с грузозахватным органом: ковш, грейфер, грабельная решетка, клещи (обычно с гидравлическим механизмом управления).

Определенный интерес представляет прицепной погрузчик (рис. 93, в) с гидравлическим управлением, приводимым от ВОМ трактора, который без демонтажа можно использовать на других работах. Фронтальные погрузчики с передним расположением рабочего органа (рис. 93, а) удобны для управления, но обладают повышенной нагрузкой на передние колеса. При заднем расположении передние колеса разгружаются, возможны затруднения с управлением трактором, создаются неудобства для наблюдения за процессом забора груза и нельзя использовать трактор в качестве тягача.

**Колесные тракторные погрузчики.** Погрузочное оборудование у этих типов погрузчиков навешивается на тракторы ВТЗ, МТЗ, ЮМЗ. Техническая характеристика универсальных погрузчиков ПГ-0,2; ПГХ-0,5; ПЭ-0,8 Б приведена в таблице 24.

Таблица 24

Наименование	Показатель	Наименование	Показатель
Производительность, т/ч	20...100	Продолжительность цикла, с	14...20
Грузоподъемность*, кг	200...800	Высота погрузки, м	2,5...4,5
Отрывное усилие, кН	3...14	Глубина выемки, м	1,5...2,5

\* Имеются рекомендации довести до 1,5...2 т.

Кроме того, применяют погрузчики СШР-0,5 и СНУ-0,5, называемые стогометателями, снабженные грабельными решетками со сталкивателями (рис. 93, а).

Сталкиватель приводится в движение рычажным механизмом от гидроцилиндра (рис. 94). Впуск масла под поршень гидроцилиндра увеличивает длину звена 1—2, что приводит к смещению шарнира 2 и соответственно повороту звена 3—4 относительно

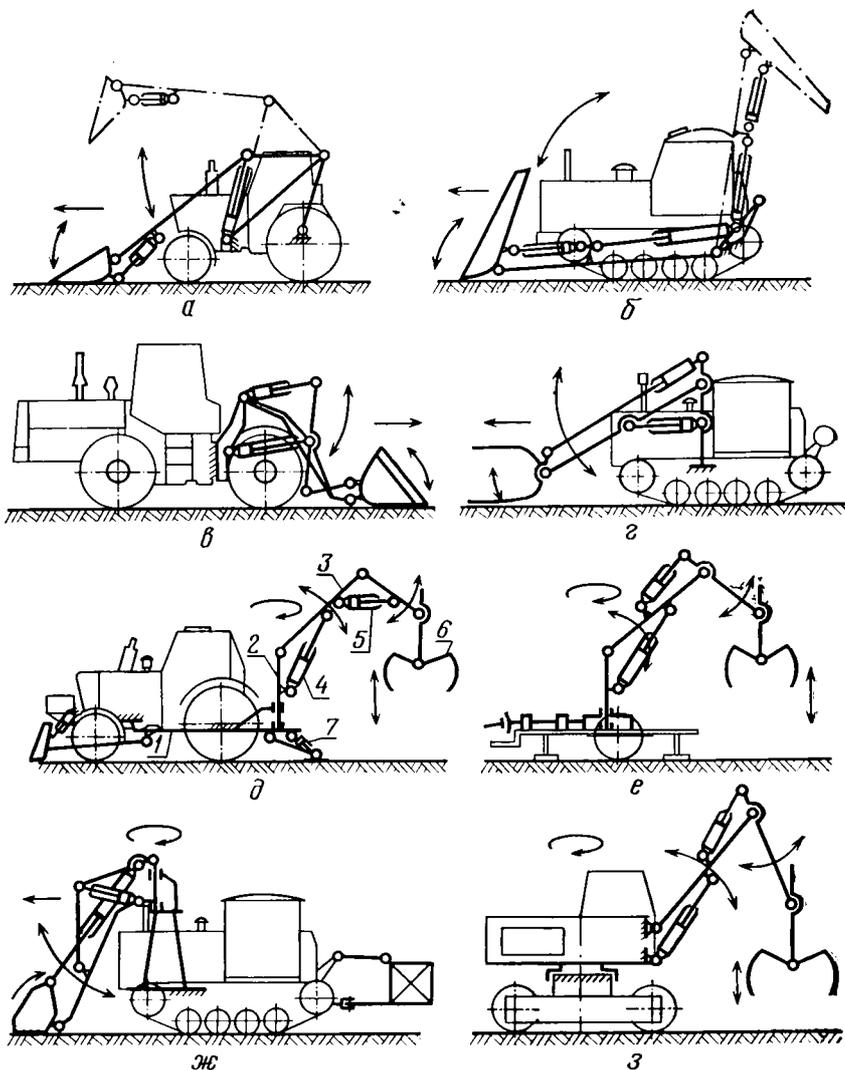


Рис. 93. Схемы погрузчиков периодического действия:

*a* — фронтальный на колесном тракторе; *б* — фронтальный перекидной на гусеничном тракторе; *в* — фронтальный с задней навеской на колесном тракторе; *г* — фронтальный на гусеничном тракторе с клещевым захватом; *д* — грейферно-экскаваторный с поворотной стрелой; *е* — прицепной грейферный с поворотной стрелой; *ж* — поворотный навешиваемый на гусеничный трактор; *з* — полноповоротный универсальный погрузчик-экскаватор; *1* — рама; *2* — механизм поворота; *3* — стрела; *4* и *5* — гидроцилиндры для управления стрелой; *6* — грузозахватное устройство; *7* — выносная опора.

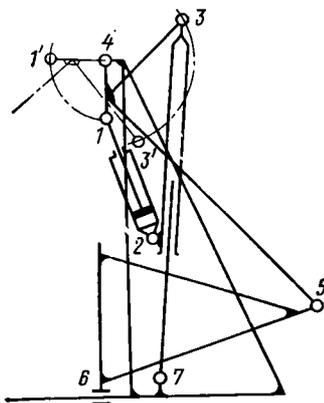


Рис. 94. Кинематическая схема грабельной решетки со сталкивателем.

точки 4. Поворот двухплечего рычага 3—1—5 перемещает шарнир 5 и сталкиватель с ползунами по направляющим 6.

Для универсализации погрузчики снабжают набором рабочих органов: грейферы для сыпучих грузов, навоза и силоса, корнеплодов, хлопка, сахарного тростника — и оборудованием: экскаваторная лопата и бульдозер для земляных работ.

Для увеличения транспортной грузоподъемности на фронтальные погрузчики сзади на гидросистему навешивают вторую грабельную решетку или ковш для сыпучих грузов. При использовании их на строительных работах высота подъема с дополнительной стрелой может быть увеличена до 9 м.

Погрузчик ПЭ-0,8Б с поворотной стрелой состоит из узлов: рамы 1 (см. рис. 93, д), укрепляемой на тракторе, гидросистемы, колонны с механизмом поворота 2, ломающейся стрелы 3, гидроцилиндров 4 и 5 управления стрелой, грузозахватного устройства 6 и выносных опор 7, на которые опирается погрузчик во время работы.

Снабжение погрузчиков несколькими рабочими органами и приспособление его для земляных работ позволило увеличить время его использования до 1500 ч в год.

**Гусеничные тракторные погрузчики** монтируются на тракторах типа ДТ и Т с фронтальной навеской рабочих органов: ковша с перекидной стрелой (рис. 93, б), клещей (рис. 93, з), ковша с поворотной стрелой (рис. 93, ж). Их достоинство заключается в повышенной проходимости и более высокой производительности, однако они имеют большую металлоемкость и энергоемкость.

Наиболее распространенные погрузчики типа ПБ-35, ПФП-1,2 и ПФП-2 (рис. 93, б) применяют на погрузке навоза, торфа, компоста, песка, гравия и др.

Наполнение ковша 1 происходит напором машины и поворотом ковша; подъем наполненного ковша, закрепленного на стреле 2, выполняет гидроцилиндр 3. Разгрузка может происходить в двух положениях: фронтальный способ — впереди трактора и перекидной — сзади трактора. В процессе работы такие погрузчики совершают перемещения от штабеля груза к транспорту и обратно, поэтому цикл совершается за 50...60 с и больше. Производительность в пределах 50...140 т/ч.

Фронтальные погрузчики более надежны и распространены за рубежом, но они затрачивают больше времени на вспомогательные операции и маневрирование. Поэтому их производительность меньшая.

## Автономные погрузчики

Автономные погрузчики — это самостоятельные машины на собственном шасси, спроектированные в соответствии с техническими требованиями на технологические процессы погрузочно-разгрузочных работ.

Автономные погрузчики бывают на колесном и гусеничном ходу. К ним же относятся: автопогрузчики (вилочные погрузчики), приводимые в движение от двигателя внутреннего сгорания, и электропогрузчики — от электродвигателя, питаемого аккумуляторными батареями.

Все виды автономных погрузчиков, особенно в сельском хозяйстве, делают универсальными и снабжают несколькими рабочими органами для различных грузов и видов работ.

Автономным погрузчиком для сельскохозяйственного производства является погрузчик-экскаватор ПЭА-1,0, автономный, грузоподъемность 1,0 т; это дальнейшее усовершенствование погрузчика ПЭ-0,8Б при конструктивных изменениях шасси трактора ЮМЗ: смещение колонны, изменение расстановки колес, гидросистемы и конструкции стрелы.

Погрузчик-экскаватор Т-174 (ГДР) — полноповоротный на самостоятельном шасси (рис. 93,з), выгодно отличается достаточной, но сравнительно малой энергонасыщенностью и энергоемкостью, грузоподъемность 1 т, мощность двигателя около 30 кВт. Поворотная кабина удобна для оператора. Широко расставленные четыре колеса обеспечивают хорошую устойчивость.

**Автопогрузчик** — универсальная подъемно-транспортная машина, состоящая из грузоподъемного телескопического механизма с различными грузозахватными устройствами (чаще вилами) и самостоятельного шасси. Большинство агрегатов (двигатель, передний и задний ведущий мост, коробка передач и рулевая колонка) заимствованы от автомобиля. Эти погрузчики обладают высокой маневренностью, проходимостью, безопасностью в работе, малыми габаритами и относительно небольшой собственной массой, выпускаются в двух вариантах:

1) для закрытых помещений и ровных площадок с твердым покрытием; они имеют массивные резиновые колеса, их грузоподъемность 0,5...3,2 т;

2) для открытых территорий без твердого ровного покрытия; имеют пневматические колеса, их грузоподъемность 1,0...10 т.

Автопогрузчики выгодно отличаются малой энергоемкостью  $N : G$  в пределах 7,2...11,7 кВт/т и высоким коэффициентом соотношения масс (груза и погрузчика)  $G : G_n$  в пределах 0,44...0,56 т/т. Однако последнее приводит к повышенным нагрузкам на колеса. К этому же ведет у них наличие противовесов (над задней осью) для обеспечения устойчивости.

Кинематическая схема подъемного механизма и регулирование его наклона в пределах вперед на  $5^\circ$  и назад — на  $14^\circ$  показана на рисунке 95,а. На рисунке 95,в автопогрузчик показан с блочной стрелой.

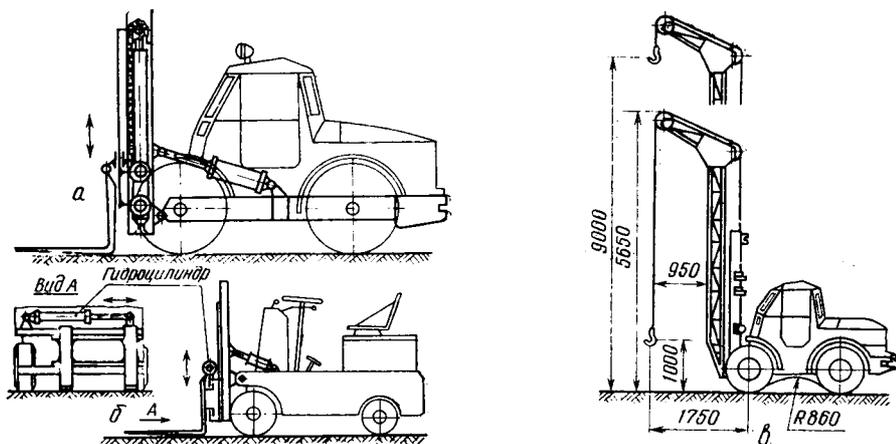


Рис. 95. Автопогрузчики и электропогрузчики:  
 а — схема подъемного механизма автопогрузчика; б — схема электропогрузчика с механизмом поперечного перемещения груза; в — схема навески стрелы с крюком.

**Электропогрузчики.** Отличаются от автопогрузчиков электроприводом с питанием от аккумуляторных батарей (при ограниченных расстояниях перемещения питание возможно от сети при помощи кабеля), более простой конструкцией и более высокими технико-экономическими показателями: так,  $N : G = 3,0 \dots 5,4$  кВт/т и  $G : G_{\text{п}} = 0,34 \dots 0,58$  т/т.

Механизм подъема подобен грузоподъемному устройству автопогрузчика.

Для обеспечения большей маневренности, удобства обслуживания складов, монтажных работ автопогрузчики и электропогрузчики оборудуют механизмами поперечного перемещения груза с гидравлическим приводом (рис. 95, б).

Прицепные погрузчики (см. рис. 93, е) имеют некоторое распространение за рубежом. При периодической работе около мест хранения грузов можно использовать электропривод. При пользовании ВОМ трактора достоинством является освобождение трактора во время перерывов в погрузочных работах.

## Основы проектирования и расчета погрузчиков

На основе опыта эксплуатации и анализа технико-экономических показателей погрузчиков можно сделать ряд рекомендаций по их проектированию.

1. Основными характеристиками служат **энергоёмкость, энергонасыщенность и металлоёмкость.**

2. **Повышение производительности** может быть достигнуто при увеличении грузоподъемности и сокращении цикла, последнее может привести к повышению динамических нагрузок.

3. **Гидравлический привод** предпочтительнее, он упрощает конструкцию и управление механизмами.

4. **Заполнение ковша напором без движения машины (экскавация) и грейфера с подрывом груза**, а также вибрационное воздействие на груз — предпочтительные приемы забора груза.

5. Обеспечение безусловной устойчивости погрузчика во время работы — основное требование при проектировании и эксплуатации.

6. Безопасность, простота и легкость управления, наименьшая утомляемость, наибольшее использование автоматизации — основы эргономических требований к погрузчику.

7. Процесс захвата, транспортирования и разгрузки не должен травмировать груза, что особенно важно для сельскохозяйственных грузов.

8. Масса погрузчика должна быть оптимальной, достаточной для устойчивой работы, способствующей лучшим условиям захвата (резанию) груза.

9. Основными параметрами при проектировании являются: нагрузка — усилие отрыва и силы инерции; геометрические размеры — вылет, высота подъема, база погрузчика; виды грузов; условия работы.

Наибольшей эффективности и лучшего качества работы погрузчика достигают применением автономного погрузчика. Ориентирование на навесные погрузчики на базе существующих тракторов не всегда обеспечит оптимальные условия и результаты.

**Усилие отрыва груза.** Погрузчики характеризуются грузоподъемностью  $G$  и усилием отрыва  $P_0$ , последнее показывает количественное и качественное нагружение элементов. Отношение усилия отрыва к силе тяжести масс груза и грузозахватного устройства представляет собой запас усилия, который для погрузчиков типа ПЭ и ПФП равен 1,7...1,8.

В усилии отрыва  $P_0$  при подъеме грузов входят: силы тяжести масс груза  $gG$  и грейфера  $gG_r$ , сопротивления отрыву и трения  $P_c$ , инерции груза  $P_{и}$  и инерции грейфера  $P_{иг}$ . Тогда, учитывая  $\psi$ , коэффициент демпфирования системы и опор погрузчика, получим

$$P_0 = gG + gG_r + P_c + \psi(P_{и} + P_{иг}).$$

Выражая через массу груза и безразмерные коэффициенты:

$$G_r = \varepsilon_r G; \quad P_c = \varepsilon_c gG; \quad P_{и} = aG \quad \text{и} \quad P_{иг} = aG_r = \varepsilon_r aG,$$

после преобразования получим

$$P_0 = \varepsilon_0 gG = \left[ (1 + \varepsilon_r) \left( 1 + \psi \frac{a}{g} \right) + \varepsilon_c \right] gG, \quad (270)$$

где  $\varepsilon_0 = 1,3...4,0$  — коэффициент отрыва, для предварительных расчетов можно принимать: для корнеплодов 1,3...1,5; соломы и сена 1,5...2,3; силоса 2,5...3,0 и навоза 2,5...4,0;

$\varepsilon_r = 0,8...1,0$  — коэффициент отношения массы грейфера к массе груза для тяжелых грейферов общего назначения;

$\varepsilon_c = 0,25...0,5$  — для сельскохозяйственных грузов.

Выражение в скобках  $\left(1 + \psi \frac{a}{g}\right)$  является коэффициентом динамичности, где  $\psi = 0,5 \dots 1,0$  выбирают в зависимости от конструкции узлов, их расположения и жесткости, рода груза, опор погрузчика и податливости опорных поверхностей. Заменяя ускорение при отрыве  $a = v : t$ , получим  $\left(1 + \psi \frac{v}{gt_p}\right)$ . Таким образом, на динамичность отрыва груза влияет скорость подъема, жесткость системы и время разгона. Все это указывает на связь двух основных характеристик погрузчика: производительности и надежности. С увеличением скорости подъема груза и уменьшением времени разгона производительность растет, но увеличивается динамичность нагрузок на рабочие и вспомогательные органы и амплитуда вынужденных колебаний систем, что в конечном итоге приведет к сокращению срока службы погрузчика.

Коэффициент сопротивления отрыву  $\epsilon_c$  принимают на основании опытных данных. Он зависит от рода груза, условий захвата груза и конструкции рабочего органа (вилы, грейфер, лопата). При заборе и отрыве груза происходит нарушение связей порции груза с основной массой. Рекомендуются для предварительных расчетов  $\epsilon_c$  для полуразложившегося навоза 1,2, для кукурузного силоса 1,5 и пшеничной соломы 2,2. Увеличение коэффициента  $\epsilon_c$  для рыхлых грузов приводит к снижению массы порции и неполному использованию грузоподъемности, которое достигает 25...40%. Действительные сопротивления отрыву выше у уплотненных связанных грузов: силос, навоз и т. п.

Приближенный расчет усилия  $P_c$  и коэффициента сопротивления отрыву  $\epsilon_c$  можно выполнить по выражению

$$P_c = qF_p \quad \text{и} \quad \epsilon_c = \frac{qE_p}{gG}, \quad (271)$$

где  $q$  — удельное сопротивление отрыву груза; для навоза — 4 кПа, для силоса от 2...5 кПа в зависимости от состояния и направления действующего усилия, большее принимают при горизонтальном направлении;

$F_p$  — расчетная суммарная площадь отрыва.

Эффективность (производительность) погрузчика будет повышаться при  $\epsilon_0 \rightarrow 1$ ;  $\left(1 + \psi \frac{v}{gt_p}\right) \rightarrow 1$  и  $\epsilon_c \rightarrow 0$ . Это очевидно из формулы (270), т. е. когда вредные усилия и сопротивления имеют наименьшее значение или полностью устранены.

Грейфер конструкции СИМСХ (см. рис. 16, в) в процессе захвата груза почти полностью отделяет (подрывает) его от массива, тем самым в усилии  $P_c$  войдут только незначительные силы трения.

Постановка в конструкцию и гидросистему дополнительных демпфирующих устройств и благодаря уменьшению амплитуды колебаний и их числа позволяет снизить коэффициент динамичности.

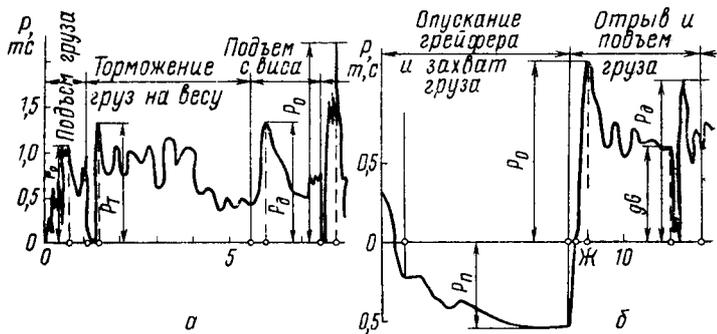


Рис. 96. График нагружения подвески грейфера:  
 а — при подъеме штучных грузов; б — при захвате, отрыве и подъеме связанных грузов.

При работе погрузчика с тяжелыми грузами или на экскавационных работах с резанием и зачерпыванием груза

$$P_p = q_p F_c, \quad (272)$$

где  $q_p$  — удельное сопротивление; для песка, торфа, чернозема оно равно 0,05 МПа, суглинка и мелкого гравия 0,08...0,1 МПа, глины, щебня, торфа с корнями 0,15...0,2 МПа;

$F_c$  — площадь поперечного сечения захватываемого слоя (стружки).

Изменение усилия в процессе зачерпывания, захвата и отрыва груза за цикл показано на рисунке 96. Из графиков видно, что наибольшие усилия возникают не только при отрыве или подъеме, но и при промежуточных операциях.

На осциллограмме (рис. 96, а) подъема штучного груза  $P_0$  — усилие отрыва груза,  $P_r$  — усилие останова и  $P_d$  — усилие подъема с вися. При работе со связными грузами (рис. 96, б) возникают усилия  $P_n$ ,  $P_0$  и  $P_d$  — соответственно усилия подпора при заглублении грейфера, отрыва и подъема с вися. Наибольшее усилие в гидроцилиндре может возникнуть при упоре в дно (небрежное управление). На обеих осциллограммах после отрыва и останова груза наблюдаются затухающие почти гармонические колебания, что приводит к усталостным явлениям в металле элементов конструкции (в стреле, колонне). Это необходимо учитывать при расчете долговечности и надежности и разработке системы демпфирования нагрузок и гашения колебаний.

Мощность погрузчика можно определить по сопротивлению отрыва и скорости или по работе за цикл:  
 при грейферном захвате

$$N = P_0 v / \eta, \quad (273)$$

где  $P_0$  — усилие отрыва, определяемое по формуле (270);

$v = 0,1...0,3$  м/с — скорость подъема;

$\eta = 0,8...0,95$  — коэффициент полезного действия.



однако исходным началом является техническое условие на проектирование погрузчика, в которое входят: высота подъема груза —  $H_{\max}$ , глубина захвата —  $\pm H_{\min}$ , максимальный и минимальный вылет —  $L_{\max}$  и  $L_{\min}$  и длина стрелы —  $R$ . Соотношение между параметрами следующее:

$$H_{\max} = H_0 + R \sin(\alpha - 90^\circ) \quad \text{и} \quad H_{\min} = H_0 - R \cos \beta.$$

$$L_{\max} = R; \quad L = R \cos(\alpha - 90^\circ) \quad \text{и} \quad L_{\min} = R \sin \beta.$$

По установленным углам:  $\alpha$  — наибольшего подъема стрелы и  $\beta$  — опускания ее — находят оптимальные соотношения главных размеров:  $h$  и  $r$ ;  $l_{\max}$  и  $l_{\min}$  — соответственно наибольшая и наименьшая длина гидроцилиндра подъема стрелы.

Из треугольников  $1,2,3$  и  $1,2,3'$  по теореме косинусов

$$l_{\max}^2 = h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha \quad \text{и} \quad l_{\min}^2 = h^2 + r^2 - 2hr \cos \beta.$$

Вводя соотношение  $h:r = \varepsilon = 0,7 \dots 1,3$  из практики существующих погрузчиков, после почленного вычитания и преобразования получим

$$r = \sqrt{\frac{l_{\max}^2 - l_{\min}^2}{2\varepsilon(\cos \beta - \cos \alpha)}}.$$

Заменяя

$$l_{\max} - l_{\min} = l_x \quad \text{и} \quad l_{\min} = \Delta_1 + l_x + \Delta_2 = kl_x,$$

где  $l_x$  — ход поршня;

$\Delta_1$  и  $\Delta_2$  — конструктивные размеры гидроцилиндра;

$k = 1,2 \dots 2,0$  для гидроцилиндров погрузчиков,

получим для ориентировочных расчетов:

$$r = l_x \sqrt{\frac{2k+1}{2\varepsilon(\cos \beta - \cos \alpha)}}. \quad (276)$$

Увеличение угла  $\alpha > 140^\circ$  и уменьшение угла  $\beta < 45 \dots 50^\circ$  снижают отрывное усилие  $P_0$ , увеличивают нагрузки и усложняют обслуживание погрузчика.

Размеры  $h$  и  $l_{\min}$ , а также коэффициенты  $\varepsilon$  и  $k$  уточняют при кинематическом анализе и по каталогам на гидроцилиндры.

Оптимальный вариант соотношений размеров механизма подъема должен обеспечивать наибольшее отрывное усилие, которое из уравнения моментов относительно точки 2 будет:

$$P_{\text{ов}} = \frac{P_{\text{ц}} r_{\text{в}} - g G_{\text{с}} l_{\text{св}}}{L} \quad \text{и} \quad P_{\text{он}} = \frac{P_{\text{ц}} r_{\text{н}} - g G_{\text{с}} l_{\text{сн}}}{L_{\min}}, \quad (277)$$

где  $P_{\text{ц}} = \eta p F_{\text{ц}}$ , здесь  $\eta = 0,98$  — к. п. д. механической передачи,  $p$  — давление (рабочее) в системе и  $F_{\text{ц}}$  — суммарная площадь гидроцилиндров.

По известным формулам

$$r_{\text{в}} = \frac{2}{l_{\max}} \sqrt{S_1 (S_1 - l_{\max}) (S_1 - h) (S_1 - r)}$$

и

$$r_n = \frac{2}{l_{\min}} \sqrt{S_2(S_2 - l_{\min})(S_2 - h)(S_2 - r)},$$

где  $S_1 = 0,5(l_{\max} + h + r)$  и  $S_2 = 0,5(l_{\min} + h + r)$ .

Уравнение моментов на стреле механизма подъема

$$M = P_{0x}L_x = P_{ц}r_x - gG_c l_c$$

можно представить в виде графиков  $M$  и  $P_0$  при переменных  $L_x$  и  $r_x$  и судить об оптимальности варианта выбранной схемы.

**Определение усилий в стержнях механизма и рамы погрузчика.** Подъем груза на решетках, в контейнерах, на вилах с сохранением положения достигается при помощи параллелограммных механизмов, в которых стрела выполняет роль одного из звеньев (1, 2). Подобные механизмы применяют на погрузчиках типа СНУ и СШР (см. рис. 93, а).

Усилия в стержнях можно определить из уравнений моментов относительно шарнира 2 и 4 стрелы:

$$g(G + G_r)(l + R \cos \alpha) + 0,5gG_c R \cos \alpha - Pr \sin \varphi = 0;$$
$$gGl + gG_r l_r - Hh = 0.$$

Откуда при  $P = pF_{ц}$  определяют усилие  $P_0 = g(G + G_r)$ , разложив силу  $H$  на усилия  $K$  и  $T$ . Звено 1—2 будет работать на сжатие и изгиб. Поэтому его принято делать коробчатого сечения; звено 3—4 — на растяжение, его изготавливают из прутка или трубы.

Наибольшее усилие  $P$  гидроцилиндра будет при наименьшем значении  $r_x$  и  $\varphi$ . Оптимальное расположение точек крепления стрелы и гидроцилиндра подъема связано с распределением нагрузки на колеса и раму.

Фронтальные погрузчики (рис. 98, в), навешиваемые впереди трактора, увеличивают нагрузку на  $T_2$  на передние колеса и уменьшают на  $T_1$  на задние. Навешивание погрузчика сзади трактора (рис. 98, б) приводит к обратному перераспределению нагрузки:

$$T_2 = \frac{P_0(a + L)}{L} \quad \text{и} \quad T_1 = \frac{P_0 a}{L}.$$

Перегрузка шин у автопогрузчиков снижает срок службы шин на 70%, а уменьшение ведет к снижению сцепления с грунтом.

При заборе груза напором с усилием  $T$  (рис. 98, в) при передней навеске будет обратное перераспределение, а нагрузка на колеса составит

$$R_{\text{пер}} = \frac{gG(L - l) + P_0(L + a) - Tc}{L} \quad \text{и} \quad R_{\text{зад}} = \frac{gGl + Tc - P_0 a}{L}.$$

Отрыв груза с отъездом трактора еще более разгружает задние колеса (возможно буксование) и ведет к опасной перегрузке передних колес и опорных тележек гусеничных тракторов.

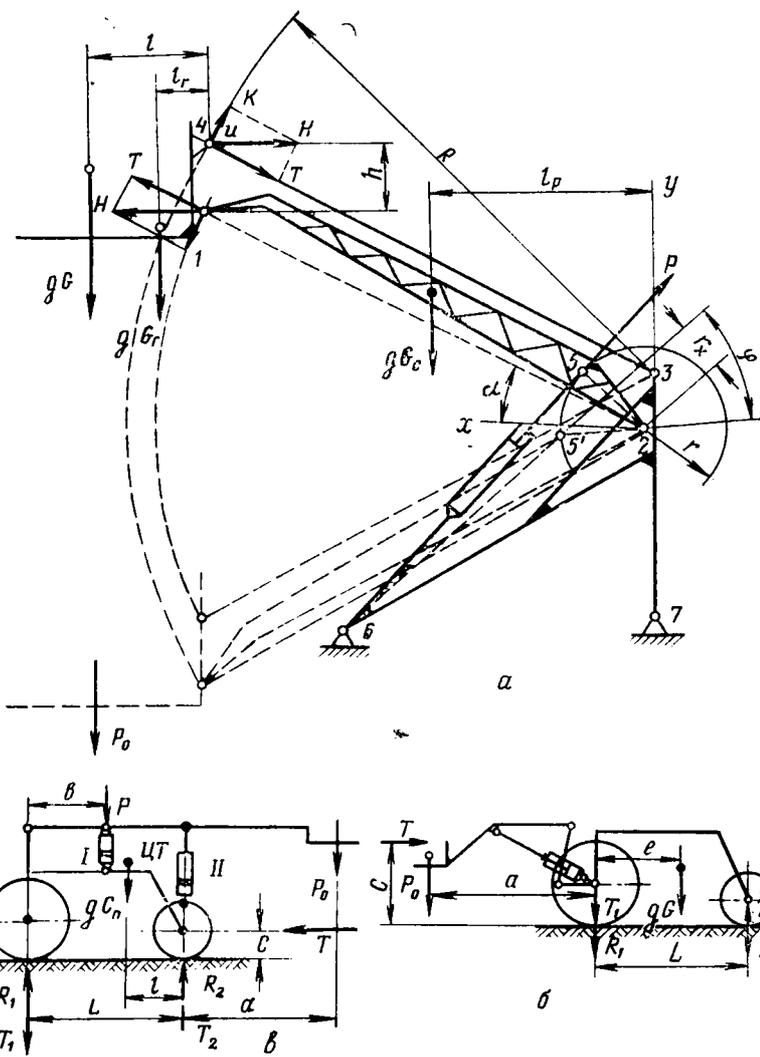


Рис. 98. Схемы к расчету:

*а* — усилий в стреле стогометателя; *б* — нагрузок на колеса при задней навеске стрелы; *в* — нагрузки на раму трактора.

Схема навески погрузчиков и крепления шарниров стрелы и гидроцилиндров влияет на нагрузку на элементы рамы. Навеска сзади (рис. 98, б) разгружает раму, того же достигают при установке гидроцилиндра в положение II (рис. 98, в). При постановке его в положение I рама нагружается дополнительно.

**Производительность погрузчиков.** Производительность, как показатель эффективности погрузчика, зависит от многих техни-

ко-экономических и эксплуатационных факторов: физико-механические свойства груза, условия работы, работоспособность и надежность.

Техническую производительность погрузчика при работе со штучными сыпучими и связными грузами соответственно определяют:

$$\Pi_G = 3600 \frac{G}{T}; \quad \Pi_V = 3600 k_n \frac{V}{T} \quad \text{и} \quad \Pi_c = 3600 \varphi \frac{G_n}{T}, \quad (278)$$

где  $T = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n$  — время цикла, а  $t_1, t_2, t_3$  — время отдельных операций (табл. 25);

$k_n$  и  $\varphi$  — соответственно коэффициенты наполнения ковша и использования грузоподъемности;

$G, V$  и  $G_n$  — соответственно масса, объем и масса груза.

Состав операций в цикле зависит от рода груза, условий работы и типа погрузчика. Следует иметь в виду, что можно совмещать операции, а это приведет к экономии времени на цикл.

Таблица 25

Содержание операции	Время на операцию, с		
	для фронтальных погрузчиков	для погрузчиков с поворотной стрелой	для автопогрузчиков
Подъезд и подготовка к захвату груза	10...15	—	В зависимости от расстояния до груза
Перенос стрелы и опускание грейфера	—	8...10	3...4
Захват груза, наполнение ковша	8...16	8...12	10...15
Подрыв грунта и дозакрытие грейфера	3...5	2...3	—
Отрыв и подъем груза	6...10	4...6	3...5
Перенос, транспортирование*	12...15	8	В зависимости от расстояния до груза
Разгрузка, укладка	5...6	2...3	2...4
Подъем стрелы, рамы	3...4	2...3	2...3
Холостой перенос рабочего органа	3	5...7	5...6

\* Допустимо на расстояние: для тракторных погрузчиков до 10 м, для автопогрузчиков до 100 м.

Каталожные данные производительности даются для грузов высокой плотности и без учета коэффициента использования рабочего времени, поэтому производственная (эксплуатационная) производительность равна

$$\Pi_s = k_i \Pi,$$

где  $k_i = 0,2 \dots 0,5$  и выше в зависимости от уровня организации и условий работ.

Производительность зависит от габаритов груза. Например, размещение груза на вильчатых захватах обуславливает устойчивость погрузчика. Проверяют это коэффициентом грузовой устойчивости  $k_r = 1,3 \dots 1,45$ .

Большее значение  $k_r$  принимают для пневматических шин и меньшее для массивных (грузовых) колес.

Из опыта эксплуатации рекомендуется скорости подъема и опускания груза принимать 0,2...0,3 м/с и скорости перемещения погрузчика: без груза — 8...30 км/ч, при 50% груза — 5...20 км/ч и с грузом на вилах или в ковше — 4...15 км/ч. Движение по плохим дорогам не рекомендуется.

### Передвижные подъемники

Передвижные подъемники, как средство малой механизации, применяют в мастерских и цехах для обслуживания рабочего места или станка, на складах при укладке затаренных и штучных грузов в штабеля, при погрузке грузов в транспортные средства. Груз поднимают при помощи лебедочного, реечно-храпового устройств или гидropодъемниками с ручным или машинным приводом.

Простейший ручной подъемник (рис. 99, а) имеет стол, поднимаемый ручной лебедкой, его грузоподъемность 100 кг, высота подъема 1,2...1,4 м усилие на рукоятке 70...90 Н.

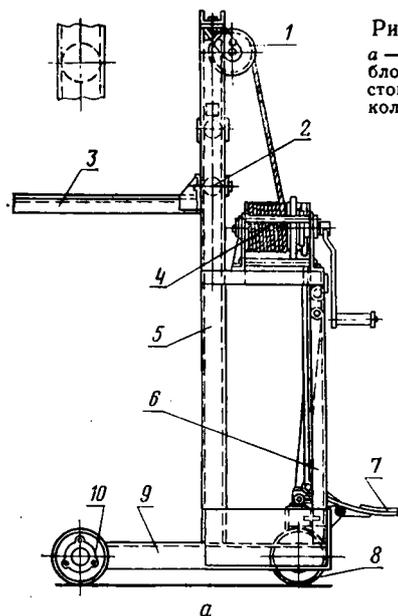
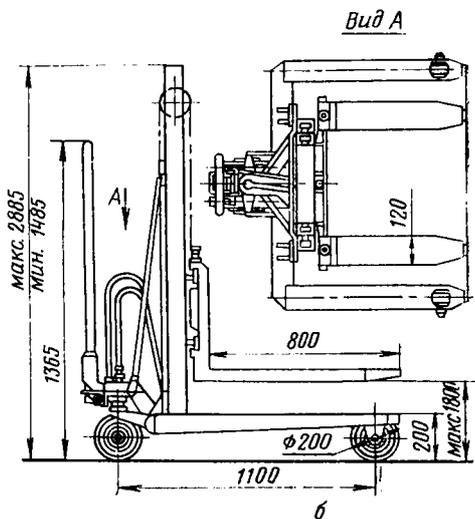


Рис. 99. Схемы передвижных подъемников:  
а — с ручной лебедкой; б — с гидropодъемом; 1 — блок; 2 — ролик; 3 — платформа; 4 — лебедка; 5 — стойка; 6 и 9 — рамы; 7 — педаль тормоза; 8 и 10 — колеса.



Подобные средства малой механизации облегчают труд персонала, но они малопроизводительны. Более эффективны погрузчики с приводом от двигателя, с автоматическим включением механизма подъема и счетным прибором числа подъемов. Перемещают погрузчик к месту погрузки вручную, как тачку, с опорой на два колеса.

Ручной передвижной погрузчик (рис. 99, б) с гидropодъемом применяют для обслуживания цехов. Он перемещается на колесах с массивными резиновыми шинами.

### Погрузочные приспособления

Погрузочные приспособления применяют при перевалке небольших партий грузов, когда использование стационарных или специальных погрузочных машин экономически невыгодно. Эти приспособления можно использовать для выполнения ряда операций по уборке урожая, например, при подборке и погрузке на транспортные средства тюков сена, мешков с зерном, ящиков с фруктами, корзин с картофелем и т. п.

Погрузочные приспособления бывают навесными или прицепными, применяемыми только во время погрузочных работ и монтируемыми как постоянное оборудование на транспортные средства. В движение они приводятся вручную, от двигателя автомобиля или трактора, от ходового колеса транспортной машины, от специального двигателя через механический или гидравлический привод.

Погрузочные приспособления выполняют в виде погрузочных бортов (рис. 100, а), порталов (рис. 100, б), подборщиков-метателей (рис. 100, в), подавателей (рис. 100, г).

Подобные средства малой механизации эффективны, когда процесс транспортирования и погрузки обслуживается одним или двумя рабочими. Они широко распространены в сельском хозяйстве зарубежных стран.

Навесной рычажный подаватель (рис. 100, г) — это быстро-съемное устройство с приводом от двигателя, которое включается в работу автоматически при укладке груза. При повороте рычага с грузом до вертикального положения автоматически выключает-

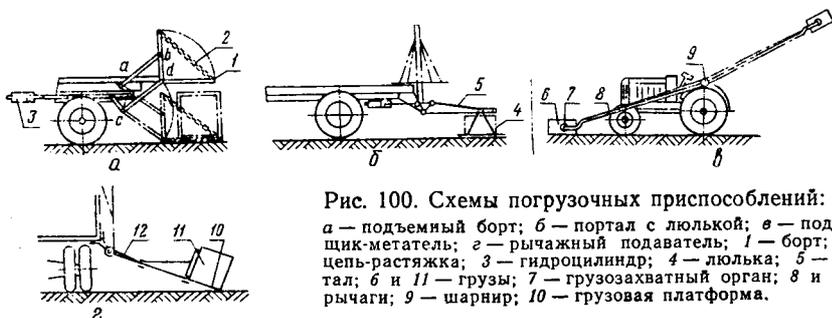


Рис. 100. Схемы погрузочных приспособлений:

а — подъемный борт; б — портал с люлькой; в — подборщик-метатель; г — рычажный подаватель; 1 — борт; 2 — цепь-растяжка; 3 — гидроцилиндр; 4 — люлька; 5 — портал; 6 и 11 — грузы; 7 — грузозахватный орган; 8 и 12 — рычаги; 9 — шарнир; 10 — грузовая платформа.

ся поворот, а при снятии груза подъемник опускается. Его грузоподъемность до 60 кг, максимальная высота подъема до 4 м. Навешенный на трактор подборщик-метатель (рис. 100, в) может работать при погрузке на стационаре и при сборочных работах. Клещи захватывают и подают штучные грузы в кузов тележки на ходу.

Подъемник состоит из рычага 8 трубчатой конструкции с поворотом относительно шарнира 9. На конце рычага монтируют грузоподъемный орган 7 в виде клещей для тюков и в виде граблей для длинностебельной розвязи. Захватывают груз и поворачивают рычаг при помощи механизмов с гидравлическим приводом.

За рубежом большинство погрузчиков навесные на тракторы мощностью от 15 до 50 кВт во фронтальном варианте. Основные достоинства погрузчиков — безотказность в работе, быстрый монтаж и демонтаж, универсальность за счет сменных рабочих органов. Рамы погрузчиков из металлов повышенной прочности сварные, коробчатого сечения. Давление масла в гидросистемах погрузчиков не менее 15,0...18,0 МПа. Погрузчик монтируют въездом трактора в самоцентрирующуюся раму погрузчика, стоящую на ковше и стойках выдвигных опор. Навесной фронтальный погрузчик на грузовом автомобиле крепят в четырех точках. Процесс монтажа занимает несколько минут.

## § 2. ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

### Общая характеристика и классификация

Большой объем погрузочно-разгрузочных работ в короткие сроки при многообразии грузов в сельском хозяйстве наиболее эффективно выполняют погрузочные машины непрерывного действия.

Эту машину от транспортеров отличает наличие питателя (заборного устройства) и самоходности. В ее состав входит до трех различных транспортеров.

Погрузчик общего назначения для тяжелых грузов — минеральных удобрений, строительных материалов, грунта, навоза — состоит из ленточно-винтового питателя 1 (рис. 101), подающего груз к ковшовому элеватору 2, который поднимает его и передает на сбросной ленточный транспортер 3.

Погрузчик имеет собственное шасси 4 с четырьмя ведущими колесами. Привод в движение рабочих органов и передвижение погрузчика осуществляются от двигателя; производительность 150 м<sup>3</sup>/ч, скорость передвижения от 0,2 до 20 км/ч.

Достоинства погрузчиков непрерывного действия: высокая производительность, что позволяет сократить простои транспортных средств под погрузкой, непрерывность потока груза, самозабор груза, мобильность и маневренность.

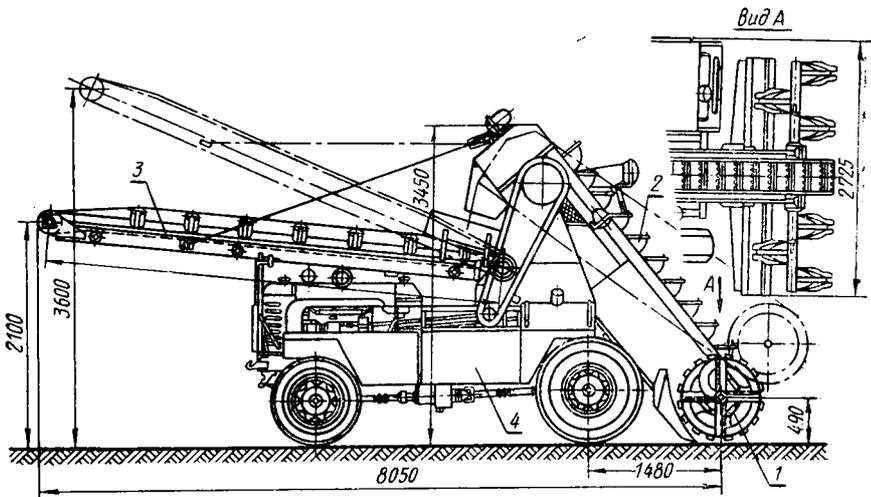


Рис. 101. Схема погрузчика непрерывного действия:

1 — ленточно-винтовой питатель; 2 — ковшевый элеватор; 3 — сбросной транспортер; 4 — самоходное шасси.

Недостаток — сравнительно малое использование рабочего времени в году, возможность универсализации этих погрузчиков ограничена из-за существенной разницы физико-механических свойств грузов. Поэтому в сельском хозяйстве применяют специальные погрузчики для зерна, кукурузы, капусты, корнеплодов, соломы и др.

Погрузчики непрерывного действия можно классифицировать: по способу забора груза: зачерпыванием (рис. 102, и, к), загребанием (рис. 102, а, б, в, е, ж), подгребанием (рис. 102, г, з, л) и подкапыванием (рис. 102, д, м);

по способу агрегатирования: навесные (рис. 103, а, б), прицепные (рис. 104, г), на собственном шасси (автономные) (см. рис. 101).

### Питатели [заборные устройства]

Работоспособность погрузчика непрерывного действия зависит от соответствия питателя физико-механическим свойствам груза и его надежности в работе.

Принципиальные схемы питателей очень разнообразны. Поэтому при универсализации погрузчиков питатель может стать сменным оборудованием, как это делается при переоборудовании стокометателей.

На рисунке 102, а, б показаны схемы рычажно-грабельных питателей, предназначенных для соломы, сена и корнеплодов. Они работают непрерывно по повторяющемуся циклу. Если поставить параллельно два, три механизма со сдвигом фаз вращения кри-

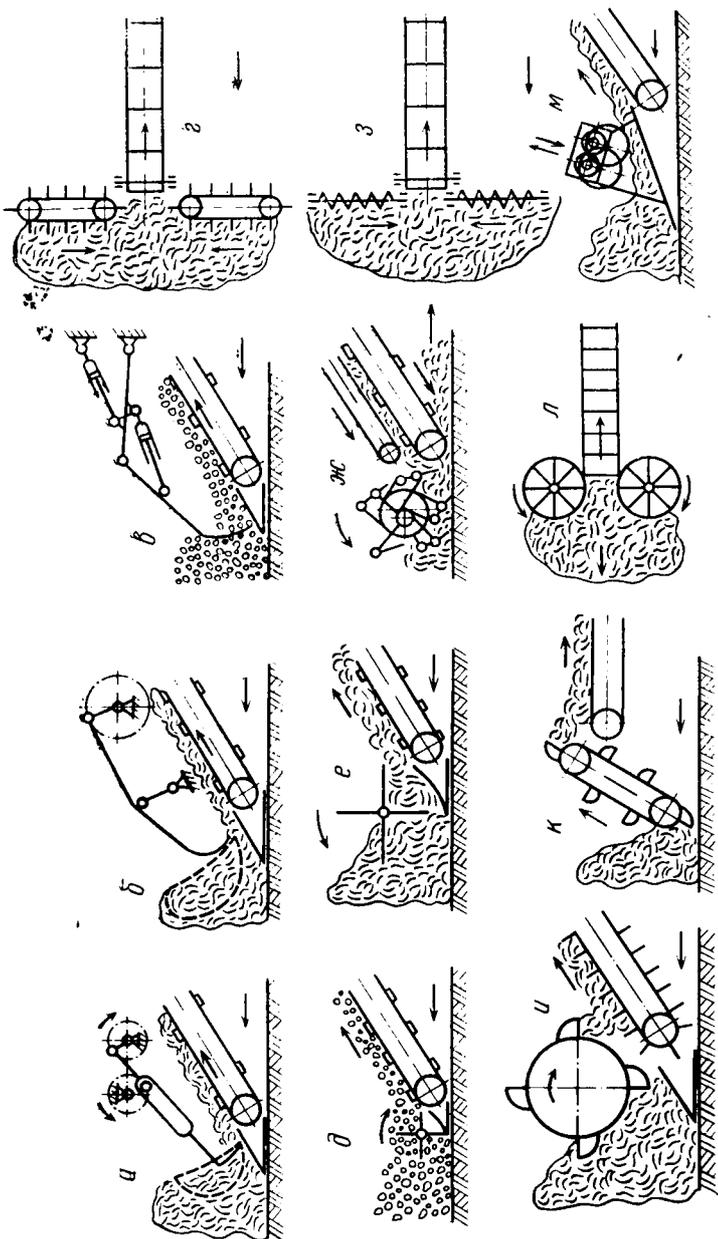


Рис. 102. Схемы питателей:  
 а — грабельный шатуно-кривошипный с кулисой; б — грабельный шатуно-кривошипный; в — грабельный с гидроприводом;  
 г — скреповый; д — кулачковый; е — лопастной; ж — ротационный; з — вигтовой; и — ковшовый барабанный; к — электровальный;  
 л — дисковый; м — вибрационный.

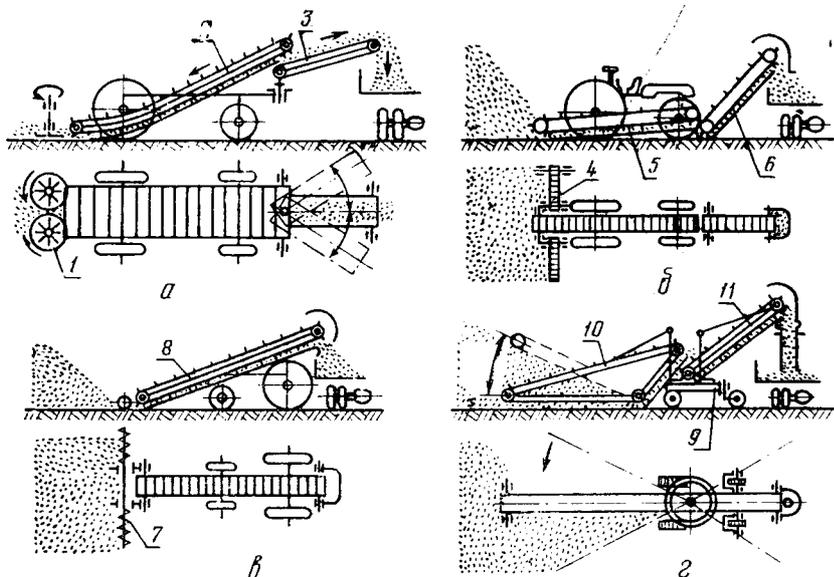


Рис. 103. Схемы зернопогрузчиков:

*а* — ЗП-100; *б* — ЗПН-60; *в* — АПП-125; *г* — ТСУ; 1 — дисковый питатель; 2, 5 и 8 — подъемные транспортеры; 3, 6 и 11 — сбросные транспортеры; 4, 7 и 10 — питатели; 9 — самоходная тележка.

вошипа, то можно получать непрерывный поток груза. Механизм с гидравлическим управлением (см. рис. 102, *в*) работает при стационарном положении погрузчика, траектория и цикл определяются условиями работы. Подкапывающий кулачковый питатель (см. рис. 102, *д*) предназначен также для клубнекорнеплодов. Чтобы клубни не повреждать, кулачки обрезают.

На рисунке 102, *е, ж, л* показаны подгребающие питатели, соответственно лопастной или штифтовой для пластичных грузов, пальцевый для сена с плоскопараллельным движением пальцев и дисковый для сыпучих грузов (зерно, удобрения). Ковшовый барабанный и ковшовый элеваторный питатели, применяемые для кускового и сыпучего грузов (початки, удобрения), показаны на рисунке 102, *и, к*. Подгребающие питатели скребковый (см. рис. 102, *г*) и винтовой (см. рис. 102, *з*) широко применяют в зернопогрузчиках. Возможность транспортировать по плоскости вверх под углом до  $10...12^\circ$  при вибрации использована в питателе, показанном на рисунке 102, *м*.

### Схемы и конструкции погрузчиков

Погрузчики, используемые в сельском хозяйстве, можно разделить на погрузчики общего назначения (см. рис. 101) и специального.

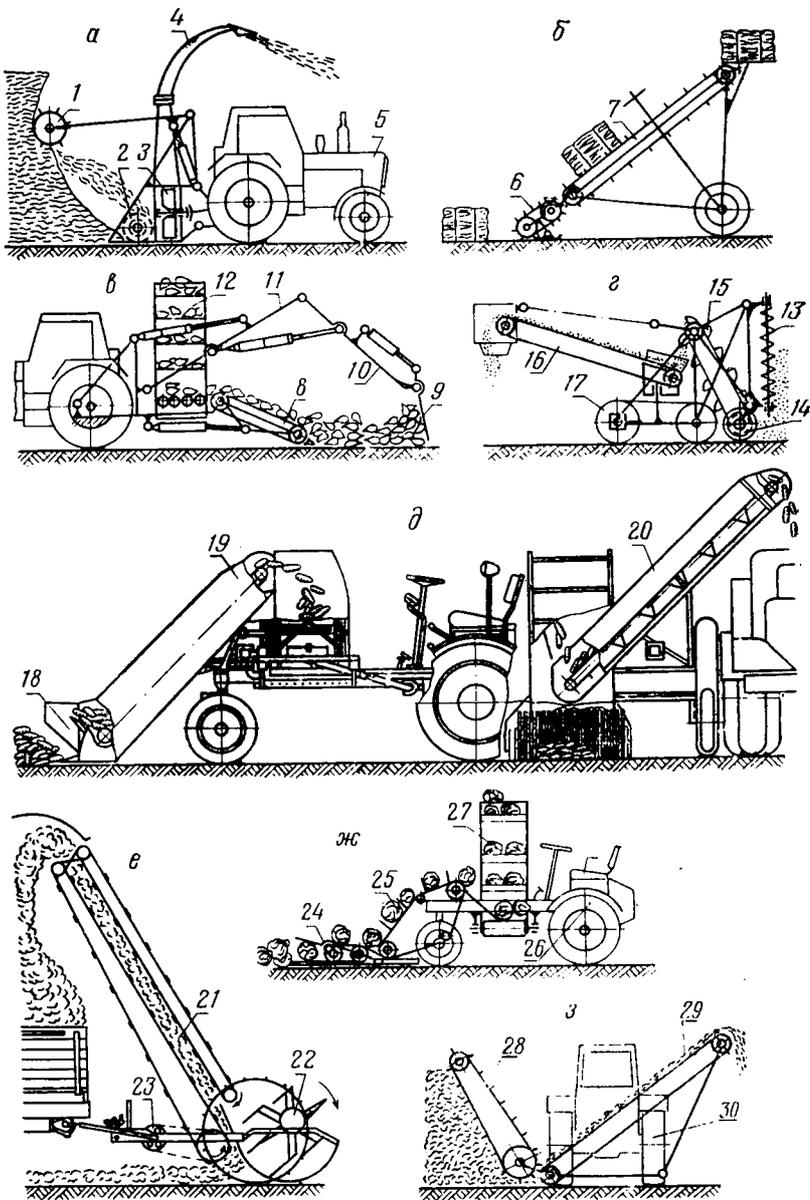


Рис. 104. Схемы специальных погрузчиков:

*а* — для силоса; *б* — для тюков сена; *в* — для свеклы; *г* — для минеральных удобрений; *д* — для початков кукурузы; *е* — для сена; *ж* — для капусты; *з* — для навоза; 1 — фрезерный барабан; 2 — шнек; 3 — метательный транспортер; 4 — дефлектор; 5 и 30 — тракторы; 6, 7, 8, 16, 19, 20, 21, 25 и 29 — подъемно-отгрузочные транспортеры; 9 — грабельное устройство; 10 — рукоять; 11 — стрела; 12 и 27 — поперечный сбросной транспортер; 13 — рушитель; 14 — водогребающий шнек; 15 — элеватор; 17 — гусеничное шасси; 18 и 28 — питатели; 22 — подборщик; 23 — приводной механизм; 24 — подбирающий механизм; 26 — самоходное шасси.

**Зернопогрузчики.** Наиболее распространены скребковые и ленточные погрузчики для погрузки и перевалки зерна.

Зернопогрузчик ЗП-100 на самоходном шасси (рис. 103, а) езжает на бунт с зерном. Дисковые питатели 1 подают зерно к скребкам подъемного транспортера 2. Далее зерно пересыпается на сбросной ленточный транспортер 3 и поступает в транспортные средства. Сбросной транспортер может поворачиваться в горизонтальной плоскости на угол  $\alpha$  в обе стороны.

В ином варианте решено устройство питателей у зернопогрузчиков (см. рис. 103, б, в); у первого (типа ЗПН-60) питателем 4 служат поперечные скребковые транспортеры, подгребающие зерно к основному подъемному скребковому транспортеру 2; у второго (типа АПП-125) питатели 7 выполнены в виде шнеков, подающих зерно к скребковому транспортеру 8.

Схема механизированной зернопогрузочной машины по типу ТСУ показана на рисунке 103, г. Базой машины служит самоходная тележка 9. Заборный транспортер 2 может поворачиваться в вертикальной (на  $25...30^\circ$ ) и горизонтальной (на  $300^\circ$ ) плоскостях, чем достигается наибольшая погрузка зерна с одной установки (550...600 т).

Для механического перелопачивания (проветривания) зерна на зерноочистительных токах, формирования бунтов из куч зерна, образуемых самосвалами, и для погрузки зерна в транспортные средства предназначены зернопогрузчики ЗПН-60, ЗП-100, ЗМ-30 и автономный зернопогрузчик ЗПС-60, состоящий из самоходного шасси, питателя, подъемного и сбросного транспортеров.

Более производительный зернопогрузчик АПП-125 обладает высокой производительностью (125 т/ч) и малой металлоемкостью (10,5 кг/т), дает наименьшую затрату труда на тонну погруженного зерна (0,015 чел.-ч).

Эффективность применения зернопогрузчиков на погрузке приведена в таблице 26.

Т а б л и ц а 26

Автомобиль	Время загрузки одного автомобиля погрузчиком, мин		
	ЗП-40	ЗП-100	АПП-125
Типа ГАЗ-53	6...10	2,5	2
Типа ЗИЛ-130	12...15	5,0	3

Для формирования высоких бунтов, охлаждения и просушивания зерна применяют самоходный зерновой метатель ЗМ-30, у которого вместо сбросного транспортера поставлен ленточный метатель для перемещения зерна на расстояния до 11 м. Его производительность до 40 т/ч, скорость передвижения вперед 0...450 и назад 0...250 м/ч. Ширина захвата 4,3 м.

**Специальные погрузчики** предназначены только для определенного груза. Это обуславливается или большим объемом грузоперевалки (навоз, силос, свекла), или специфичностью груза (тюки сена, капуста), или своеобразными условиями работы погрузчи-

ка (выгрузка минеральных удобрений из железнодорожных вагонов).

Погрузчик типа ПСН, ПСК и ФН предназначен для измельчения и погрузки силоса из буртов и траншей и соломы из скирд в транспортные средства. Его навешивают на трактор 5 (рис. 104, а). Фрезерный барабан укреплен на маятниковой раме. Фрезерованный силос попадает на лоток подающего шнека 2 с лопастями, которые направляют его в метательный транспортер 3. Затем по направляющей трубе и дефлектору он выбрасывается в транспортную машину. Производительность на силосе до 25 т/ч, на соломе до 5 т/ч; высота погрузки до 4,2 м.

Тюкоподборщик предназначен для подбора на ходу тюков сена и погрузки их в кузов автомобиля. Тюкоподборщик прицепляют слева по ходу автомобиля, чтобы облегчить шоферу наблюдение за работой.

Тяговый орган, приводимый в движение от ходового колеса, состоит из двух секций: первая — это двухрядный цепной с зацепами транспортер 6, выполняющий роль подъемного механизма; вторая — однорядный цепной транспортер 7, перемещающий тюки на верхнюю площадку, с которой они сгружаются в кузов автомобиля.

Погрузочная машина типа ГРС применяется для механизированной погрузки свеклы из кагатов и куч в полевых условиях. В процессе работы свеклопогрузчик подъезжает к куче свеклы; лемех подъемного транспортера 8 (рис. 104, в) вводится под нее и подает свеклу на транспортер. Одновременно куча удерживается от рассыпания, а при необходимости подгребаются специальным грабельным устройством 9. Грабельной решеткой, шарнирно закрепленной на рукояти 10, и стрелой 11 управляют гидроцилиндрами. Свекла с подъемного транспортера переходит на поперечный сбросной 12 и далее в транспортные средства.

Для механизации погрузочно-разгрузочных работ со слежавшимися грузами (соль, суперфосфат, калийная соль, сульфат аммония и др.) на складах и в железнодорожных вагонах предназначены машины типа МВС-4, имеющие сложное питательное устройство, состоящее из рушителя 13 (рис. 104, г), представляющего собой семь вертикальных шнеков и горизонтальный подгребающий шнек 14. Груз зачерпывается ковшами крутонаклонного элеватора 15 и подается на отгрузной транспортер 16, который сбрасывает груз на транспортер-удлинитель и далее в транспортные средства. Машину монтируют на раме, опирающейся на гусеничный ход 17. Производительность 60 т/ч.

Примеры технологических процессов погрузки и завершающей операции подборки и погрузки груза, рассредоточенного по полю, показаны: на рисунке 104, д — подборка и погрузка початков кукурузы; на рисунке 104, е — подборка и погрузка в транспорт сена из валка; на рисунке 104, ж — подборка кочанов капусты с грядок. Погрузчик капусты типа ПК навешивают на самоходное шасси 28 (рис. 104, ж). Основные узлы машины: цепочно-кули-

ный с пальцами подбирающий механизм 24, подъемный транспортер 25, поперечный транспортер 26, наклонный сбросной транспортер 27 и приводные механизмы.

На рисунке 104,з показан погрузчик навоза, снабженный цепочно-планчатым питателем с веерным движением.

### Основы проектирования и расчета

Погрузочная машина непрерывного действия обычно связывает технологическую цепь производственного процесса и поэтому должна быть машиной высокой эксплуатационной надежности, удовлетворяя основным требованиям: безотказность в работе, малые энергоемкость, металлоемкость и эксплуатационные расходы.

При проектировании погрузочной машины необходимо обеспечивать:

максимально возможное соответствие питателя роду груза; это имеет особое значение для сельскохозяйственных грузов;

увеличение времени использования погрузчика путем универсализации, снабдив его сменными питателями;

самоходность при максимальной способности к маневрированию и работе на ходу и позиционно;

простоту загрузки транспортных средств, для чего сбросной транспортер удобно делать поворотным на обе стороны до  $\sim 90^\circ$ ;

простоту и легкость управления машиной, при этом предпочтительнее гидравлическая или электрогидравлическая система.

**Определение производительности.** Работа в погрузчике питателя, подъемного и сбросного транспортеров взаимосвязана и поэтому должна быть согласованной.

При проектировании необходимо обеспечить последовательно нарастающую транспортную способность:

$$P_3 \leq P_n \leq P_c,$$

где  $P_3$ ,  $P_n$  и  $P_c$  — соответственно расчетные производительности питателя, подъемного и сбросного транспортеров.

**Определение мощности.** При одномоторном приводе общая мощность погрузчика непрерывного действия равна сумме мощностей, потребляемых всеми рабочими и вспомогательными органами при одновременной их работе:

$$N = N_3 + N_n + N_c + N_x,$$

где  $N_3$  — мощность, потребляемая питателем;

$N_n$  и  $N_c$  — соответственно мощности подъемного и сбросного транспортеров;

$N_x$  — мощность на передвижение с учетом напорного сопротивления.

Все соображения по проектированию и расчету для погрузчиков периодического действия относятся и к машинам непрерывного действия.

## Глава V

### БЕЗРЕЛЬСОВЫЙ И РЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

●

Транспортные средства для перевозки сельскохозяйственных грузов выбирают в зависимости от грузооборота, расстояния перевозок, рода грузов и дорожно-климатических условий.

Рельсовый и безрельсовый транспорт применяют при обслуживании животноводческих ферм и ремонтных мастерских, при выполнении различных сборочных и распределительных операций сельскохозяйственного производства.

Оборудование рельсового и безрельсового транспорта состоит из подвижного состава и пути: к первому относятся тачки, тележки, вагонетки, прицепы и т. п., ко второму — рельсы, специальный настил и покрытие трассы.

Перемещение подвижного состава может быть ручное, конное и механизированное; в виде самоходных и прицепных тележек и прицепов.

#### § 1. БЕЗРЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

Безрельсовый транспорт — ручные, самоходные и прицепные тележки — широко применяют в сельском хозяйстве. Для успешной работы самоходных и ручных тележек необходим хороший путь. Покрытие пола или дороги должно быть достаточно твердым и ровным.

#### Ручные и самоходные тележки

Ручные и самоходные тележки в зависимости от назначения и условий работы очень разнообразны. По устройству ходовой части тележки разделяются на одно-, двух-, трех- и четырехколесные.

Чтобы облегчить перекатывание тележек, колеса снабжают резиновым ободом или пневматическими шинами.

**Ручные тележки.** Допустимые усилия рабочего, толкающего тележку, принимают: при непрерывной работе — не более 100 Н, при работе с перерывами — 200...300 Н, при трогании с места — до 500 Н; скорость перемещения тележки до 1 м/с.

В ориентировочных расчетах усилия для перекатывания тачки можно принимать коэффициент сопротивления: для деревянного пола 0,18, асфальта 0,11...0,16.

На утомляемость рабочего влияет вертикальное усилие на рукоятках. Для облегчения работы необходимо, чтобы центр тяжести груженой двухколесной тачки был расположен не дальше 0,2 м от оси колеса в сторону рукояток.

Трех- и четырехколесные тележки меньше утомляют рабочего.

Тележка ТТ-125 (рис. 105, а) предназначена для транспортирования тарно-штучных грузов. Опирается она на четыре колеса с массивными резиновыми шинами, из которых два задних самостанавливающиеся. Грузоподъемность 150 и 250 кг.

Тележку-стол с гидropодъемом (рис. 105, б) применяют при транспортных и ремонтных работах.

На животноводческих фермах с твердым покрытием полов используют универсальные тележки (рис. 105, в), состоящие из сменных кузовов для сена, соломы, силоса, корнеплодов и жидких кормов, платформы на четырех колесах с резиновыми ободьями, расположенных по схеме ромба. Переднее и заднее колеса по сравнению со средними подняты на 20 мм.

Грузоподъемность 300 кг, усилие перекатывания 180 Н, вместимость кузова 0,35 м<sup>3</sup>.

Для облегчения перевозок грузов, в частности бидонов с молоком (рис. 105, г), по лестнице и через препятствия за границей выпускают специальные тележки.

Ходовая часть тележки состоит из двух планетарных колес, имеющих по три ролика-колеса диаметром 160 мм с резиновыми шинами. При движении через препятствия или по лестнице крестовины колеса вращаются, опираясь попеременно на два ролика с каждой стороны. При горизонтальном перемещении тележка опирается на четыре ролика-колеса. Груз движется по пологой траектории (рис. 106) при незначительном колебании центра тяжести.

Сопротивление перекатыванию близко к усилию, требуемому для перемещения подобной тележки по гладкой наклонной плоскости с углом подъема, равным углу заложения лестницы. Грузоподъемность тележки 100 кг, ее масса 10 кг и колея 480 мм.

**Самоходные тележки** применяют для транспортирования грузов большей массы и на значительные расстояния.

В сельскохозяйственном производстве электрические тележки для обслуживания закрытых помещений пока еще не получили широкого применения.

Различают аккумуляторные (см. рис. 105, д) и троллейные электротележки. Электродвигатели аккумуляторных тележек получают энергию от батарей, установленных на тележке. Аккумуляторные батареи постоянного тока напряжением 40...80 В, массой 500 кг, применяемые на электротележках, требуют зарядных станций, дороги в эксплуатации из-за быстрого износа, особенно при плохих дорогах.

Автотележки, или автокары, приводятся в движение от двигателя. Их преимущество состоит в неограниченном радиусе действия, но в процессе работы они выделяют выхлопные газы и поэто-

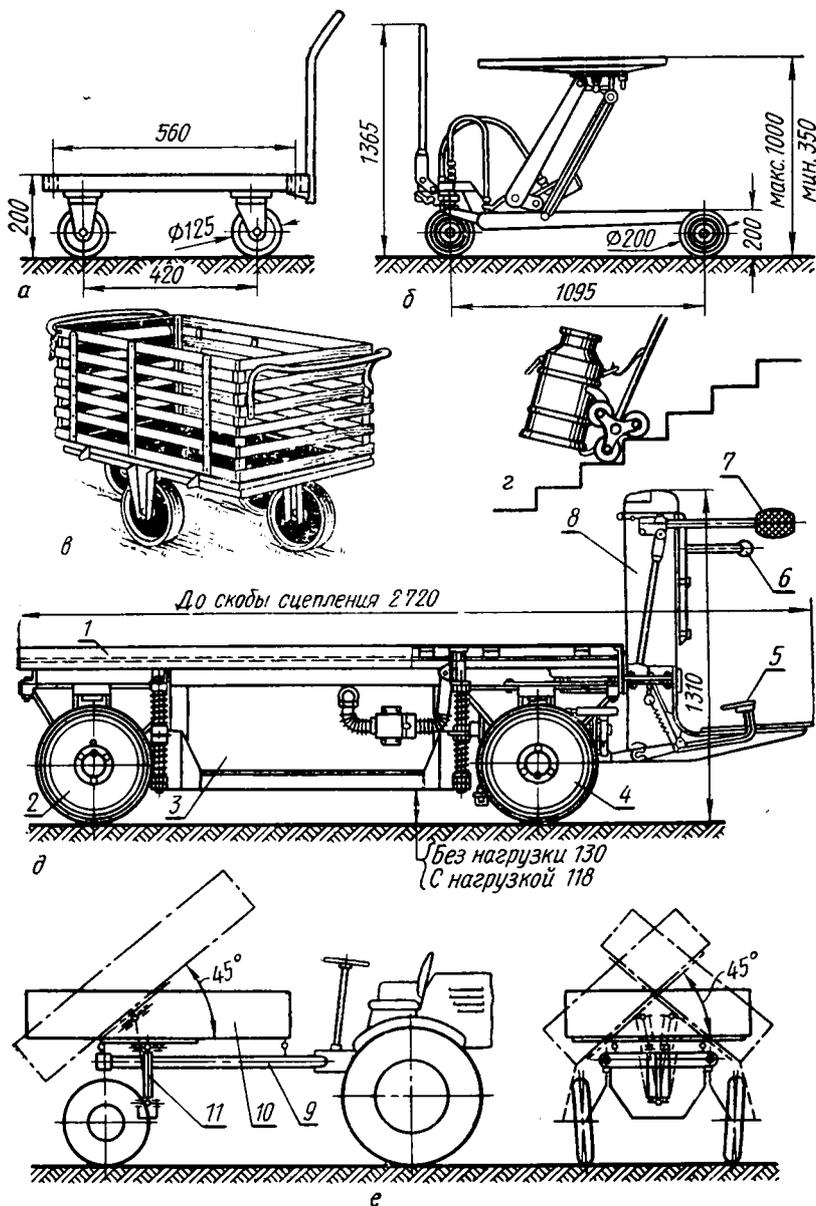


Рис. 105. Тележки:

а — четырехколесная ручная; б — ручная с подъемным столом; в — универсальная с кузовом; г — с планетарными колесами для переезда препятствий; д — электротележка; е — с опрокидывающимся кузовом на самоходном шасси; 1 — платформа; 2 — ведущее колесо; 3 — аккумуляторные батареи; 4 — рулевое колесо; 5 — педаль; 6 и 7 — рукоятки управления; 8 — контроллер и механизмы управления; 9 — шасси; 10 — кузов; 11 — гидроцилиндр.

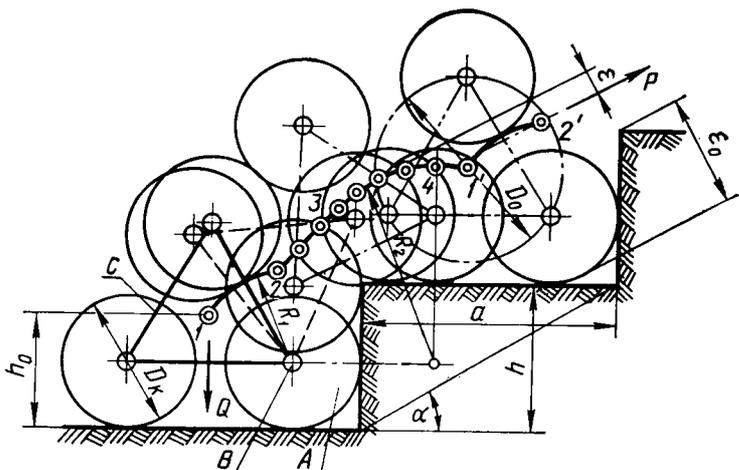


Рис. 106. Кинематика движения планетарного колеса.

му не рекомендуются для закрытых помещений. Они могут выполнять роль тягачей для прицепных тележек.

Троллейные тележки легче, так как не имеют аккумуляторных батарей, проще в управлении и дешевле в эксплуатации. Но они не могут отходить от основной трассы, оборудованной подвесными проводами, и обслуживают строго определенные пути.

В сельском хозяйстве для транспортирования грузов на короткие расстояния широко используют платформы, кузова, навесные коробки, вилы и другие грузонесущие устройства на самоходных шасси и тракторах.

Цельнометаллическая платформа грузоподъемностью 750 кг на самоходное шасси с опрокидыванием на три стороны показана на рисунке 105, е.

Значительные скорости, большая маневренность и быстрота разгрузки делают платформы весьма универсальными и удобными для транспортирования зерна, тюков сена, корнеклубнеплодов, навоза, минеральных удобрений и других грузов. Платформу в качестве транспортного средства можно широко применять на посевных и уборочных работах. Наличие специального окна в дне платформы позволяет использовать ее при распределительных операциях.

### Автотракторные прицепы

Автотракторные прицепы широко используют в сельском хозяйстве.

Затраты на транспортные перевозки в общем объеме работ доходят до 40%, а по затрачиваемой энергии — свыше 50%. Тракторами с прицепами в сельском хозяйстве перевозится только 15...20% грузов. По данным ЦНИИМЭСХ, тракторным транспор-

том можно перевозить до 40% грузов, особо эффективным он может оказаться на внутрихозяйственных работах при расстояниях до 10 км.

Производительность автотранспорта значительно возрастает, если для внутрихозяйственных перевозок применяют прицепы и самосвальные кузова, а также прицепы-перегрузчики с самосвальными кузовами.

Производительность автомобиля-тягача при работе с прицепами и полуприцепами увеличивается в 1,5...3,5 раза; расход топлива на тонна-километр снижается на 25...30%; общая стоимость эксплуатации уменьшается на 30...50%.

Прицепы и полуприцепы можно классифицировать:

по типу ходовой части на колесные, гусеничные и санные;

по агрегатированию на навесные, полуприцепные и прицепные;

по количеству осей на одноосные, двухосные, трехосные и многоосные;

по типу кузова на машины с грузовой платформой и кузовом, самосвалы, фургоны и цистерны.

Эффективность применения прицепов зависит от рода перевозимого груза, качества дорог, климатических условий, организации транспортных работ, технического обслуживания и ремонта.

Одноосные прицепы (рис. 107, а), кроме прямого назначения, широко используют в качестве шасси для различных установок (сварочный агрегат, цистерна, опылитель и т. п.). Их буксируют тракторами, грузовыми и легковыми автомобилями.

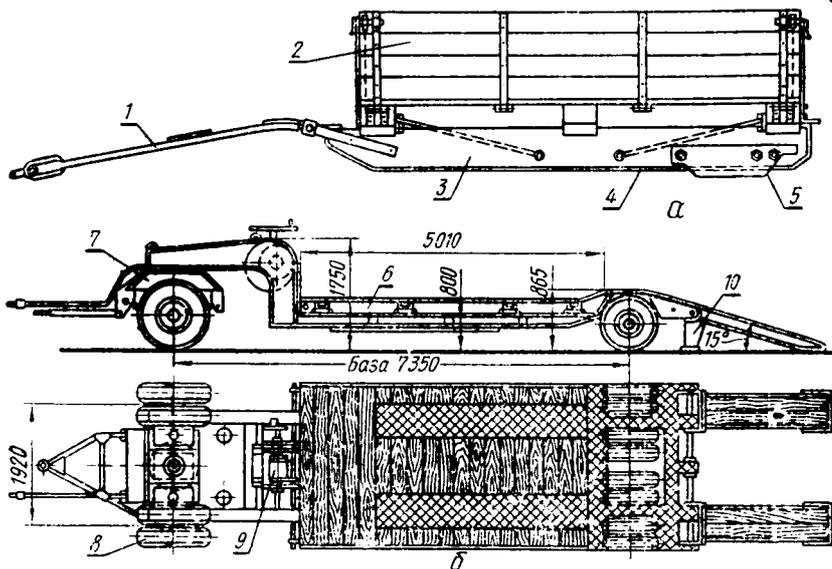


Рис. 107. Автотракторные прицепы:

а — сани; б — тяжеловоз (трейлер); 1 — дышло; 2 — кузов; 3 — полоз; 4 — шина; 5 — направляющая; 6 — рама; 7 — подрамник; 8 — колесо; 9 — лебедка; 10 — откидная стойка.

Центр тяжести прицепа в нагруженном состоянии рекомендует-ся располагать перед осью колес и как можно ниже, чтобы обеспечить более устойчивый ход прицепа при движении автопоезда по неровной дороге.

**Прицепы-роспуски** имеют телескопическое дышло. Их используют для перевозки длинномерных грузов.

**Прицеп-тяжеловоз.** Для перевозки тяжеловесных крупногабаритных неделимых грузов, например, тракторов, экскаваторов и других машин, применяют низкорамные прицепы-тяжеловозы грузоподъемностью до 20 т. Прицеп-тяжеловоз состоит из мощной сварной металлической рамы 6 (рис. 107, б), ее передний конец поднят для крепления под ним поворотного подрамника 7 с колесами 8. Задняя часть рамы сделана откидной до уровня дороги для удобства погрузки. Погрузку несамоходных грузов можно выполнять лебедкой 9. Наибольшая нагрузка при транспортировании приходится на заднюю ось с восемью колесами. При погрузке ставят специальные откидные стойки 10. Равномерность нагрузки на задние колеса достигается креплением каждого четырех колес попарно на двух поперечных балансирах.

**Требования к прицепам:** саморазгрузка на три стороны; гидравлический механизм опрокидывания кузова с приводом от гидросистемы трактора; пневмошины с давлением не выше 0,3 МПа; наличие надежно действующей тормозной системы. Нормы грузоподъемности: для полуприцепов — 1...8 т, для прицепов — от 4...20 т.

Одноосные прицепы более удобны в эксплуатации, но с повышением транспортной скорости их устойчивость на ходу недостаточна.

На рисунке 108 показаны полуприцеп 1-ПТС-3 и прицеп 2-ПТС-4, агрегируемые с трактором МТЗ и автомобилем ЗИЛ-130. У обоих прицепов кузов может опрокидываться (на угол 50°) на три стороны при помощи телескопического гидроцилиндра, приводимого в действие от гидросистемы трактора. Оба прицепа имеют надставные борта (решетчатые и сетчатые) для рыхлых грузов.

Из большегрузных прицепов промышленностью выпускаются: полуприцеп 1-ПТС-9, у которого нагрузка распределяется на оси 11 т и на прицеп трактора 1,7 т и трехосный прицеп 3-ПТС-12, агрегируемый с тракторами К-700 и Т-150.

Зимой применяют тракторные поезда на санном ходу. Для этого колеса прицепа снимают и на оси крепят лыжи. Прицеп получает повышенную проходимость. Эксплуатация автомобиля ЗИЛ-130 с прицепом-санями повышает производительность на 70% и снижает расход топлива на 30% на тонна-километр.

Преимущество несаморазгружающихся саней (см. рис. 107, а) заключается в простоте устройства. Полозья саней окованы полосовой сталью толщиной не менее 6 мм, тяговое сопротивление при этом уменьшается примерно в 1,5 раза.

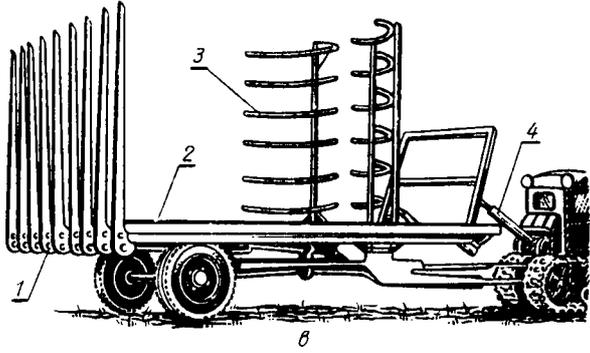
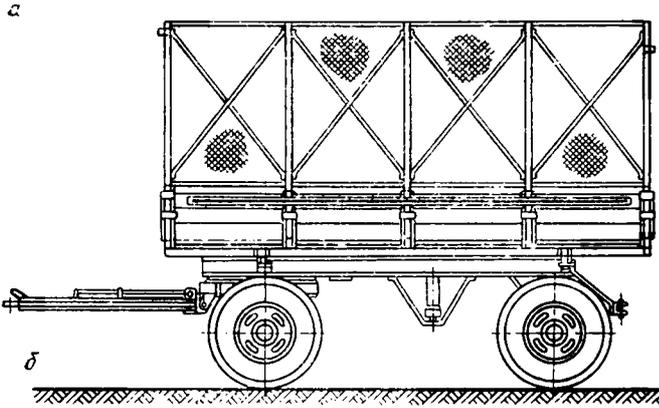
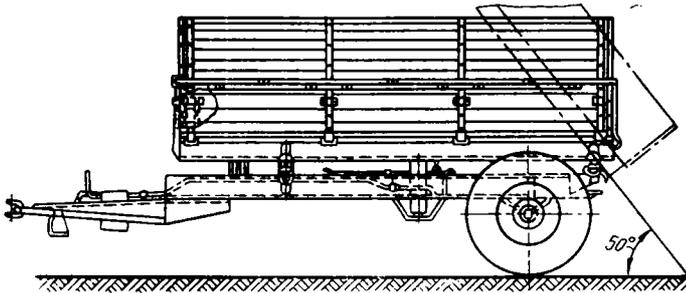


Рис. 108. Тракторные прицепы и стоговоз:  
*а* — прицеп 1 — ПТС-3; *б* — прицеп 2 — ПТС-4; *в* — стоговоз ТПС-6; 1 —  
 пальцевый брус; 2 — платформа; 3 — прижимная рама; 4 — гидроци-  
 лindr.

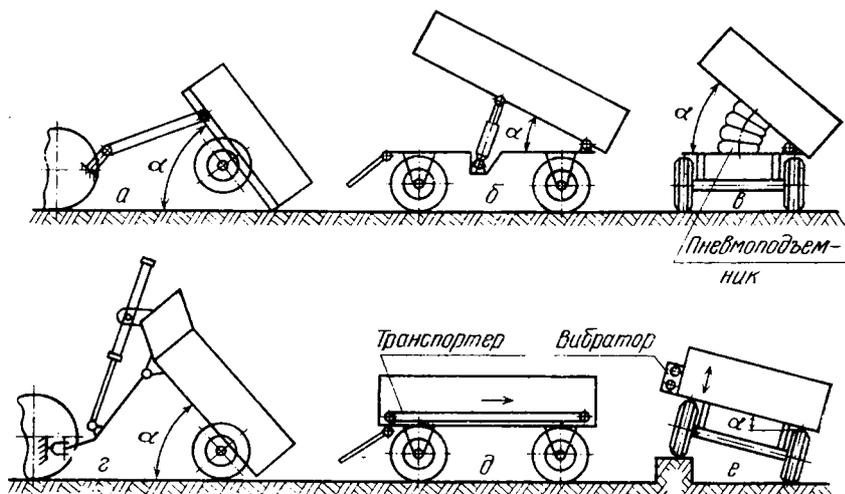


Рис. 109. Схемы механизмов разгрузки кузова прицепа:

*a* — с «ломающейся» рамой; *b* — гидравлический; *v* — пневматический; *г* — гидравлический с предварительным подъемом; *д* — с конвейерным полом; *е* — вибрационный.

Стоговозы предназначены для перевозки длинноствельных рыхлых грузов — соломы и сена — к месту хранения и использования. Для этого применяют тракторную саморазгружающую тележку МАЗ-5228 грузоподъемностью 12...15 т и стоговоз СПЦ-4 грузоподъемностью 4 т и др.

Более совершенная конструкция стоговоза УТПС-6, который представляет собой одноосный прицеп самосвального типа с поворотом платформы 2 (рис. 108, *в*) на  $100^\circ$ . Пальцевые брусья 1 при опрокинутом положении платформы, занимая слегка наклонное положение, напором трактора внедряются под стог или часть его, отрезанную скирдорезом; прижимная рама 3 фиксирует захваченную порцию или стог. После возвращения гидромеханизмом платформы в горизонтальное положение стоговоз готов к транспортировке.

Самосвальные устройства прицепов бывают гравитационные (рис. 109, *a*, *b*, *в*) и конвейерные (рис. 109, *д*).

Конвейерный пол кузова распространен за границей. Привод осуществляется от двигателей автомобилей и тракторов или от специального переносного двигателя, которые служат оборудованием места разгрузки: хранилищ, силосных ям, бункеров и т. п. В СССР конвейерный пол нашел применение в разбрасывателях и др.

Предпочтение отдается гидравлическим подъемникам (рис. 109, *б*) как более простым по конструкции.

Кузов поднимается под действием выдвигающегося штока гидроцилиндра, укрепленного под полом кузова. Для уменьшения длины гидроцилиндра шток делают телескопическим.

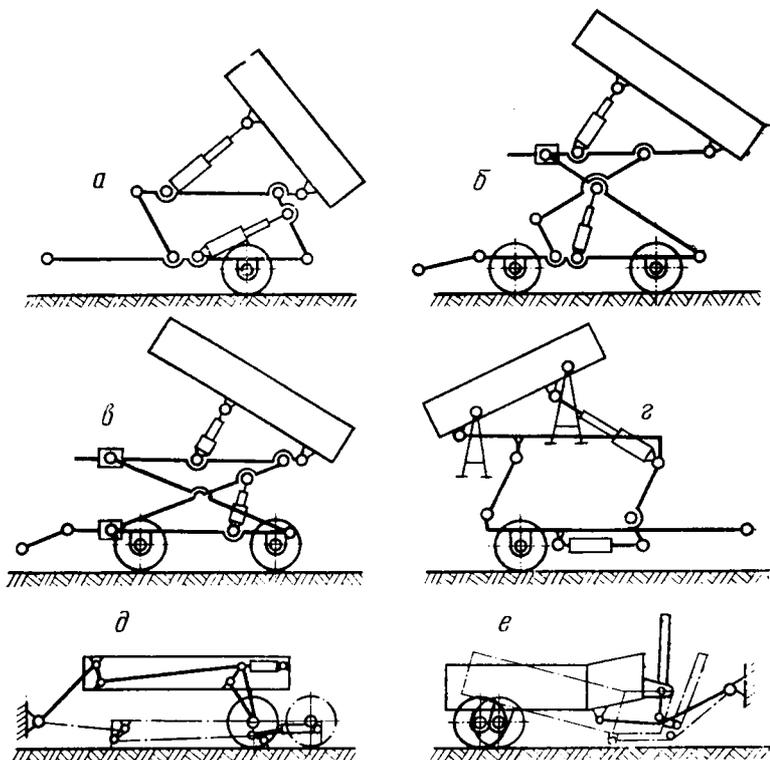


Рис. 110. Схемы механизмов предварительного подъема кузова:

*а* — гидравлический; *б* — трехтонный самоходный перегрузчик ТНК-3 (ГДР); *в* — с шарнирами-ползунами (подъем кузова без смещения); *г* — прицеп-перегрузчик «Hilift» (Англия); *д* — прицеп с опускающейся платформой «Viba» (Франция); *е* — погрузка в кузов яридепа.

Кузов опускается под действием силы тяжести после открытия перепускного клапана.

Разновидности схем самосвальных механизмов самосваливания груза показаны: на рисунке 109, *а* — прицеп с «ломающейся» рамой и разгрузкой при осаживании трактора; на рисунке 109, *б* — обычный гидropодъемный механизм; на рисунке 109, *в* — подъемник пневматический; на рисунке 109, *г* — гидравлический с подтягиванием кузова.

Тракторные прицепы-перегрузчики\* предназначены для транспортировки на короткие расстояния и перегрузки минеральных и органических удобрений, корнеплодов и других грузов в транспортные средства. Перегрузчики можно использовать при загрузке бункеров, железнодорожных вагонов с высотой разгрузки до 3 м, при перегрузке зерна, клубнеплодов и др.

\* Выпускаются автомобили-перегрузчики СА3-2500 и СА3-2502 с высотой разгрузки 2500 мм и временем цикла перегрузки 80 с.

В качестве базы прицепов-перегрузчиков принимают шасси одноосных и двухосных прицепов. Кинематическая схема предварительного подъема платформы бывает в виде шарнирных четырехзвенников и рычажно-кулисных механизмов (рис. 110).

Представляет интерес прицеп-перегрузчик «Hilift» (Англия) (рис. 110, з), снабженный кузовом с подставками, и трехтонный самоходный перегрузчик ТНК-3 (ГДР) (рис. 110, б) с высотой разгрузки 3 м и опрокидыванием кузова на три стороны.

Оригинальна схема одноосного прицепа (Англия), у которого прицепное дышло шарнирно закреплено под рамой. Относительное положение рамы и прицепного дышла изменяют регулируемой длины звена — гидроцилиндра. Погрузка в кузов показана на рисунке 110, е и разгрузка кузова на рисунке 110, г.

Заслуживает внимания прицеп «Viba» (Франция) с платформой, опускающейся до пола под действием гидромеханизма, для перевозки сельскохозяйственных машин и других грузов (рис. 110, д).

### Элементы расчета безрельсового транспорта

На движение автотракторных поездов влияют конструктивные особенности элементов поезда, система управления его поворотом и дорожные условия, оно может сопровождаться колебаниями: боковым раскачиванием, качанием по ходу движения и зигзагообразным движением.

Все виды колебаний прицепов опасны. Они возникают при повышенных скоростях перемещения. Тягач и прицепы при движении по неровным дорогам и при поворотах изменяют относительное положение в трех плоскостях: 1) в вертикальной при переезде впадин и бугров (рис. 111, а); 2) в горизонтальной при поворотах (рис. 111, б); 3) в вертикальной, перпендикулярной к направлению хода, при преодолении неровностей колесами с одной стороны.

Качение всех колес без скольжения при повороте возможно, если имеется общий центр поворота (рис. 111, б); тогда основными параметрами поворота поезда будут внешний и внутренний радиусы поворота:

$$R_1 = L/\sin \alpha \quad \text{и} \quad R = R_1 - A.$$

Общая колея поворота поезда  $A = R_1 - R$  всегда больше, чем колея тягача; при двух прицепах сдвиг оси задних колес может достигать 1...1,5 м, наибольшее значение  $A$  соответствует двухосному прицепу с поворотной передней осью колес (рис. 111, в). Меньшее значение  $A$  получается для передка с поворотными колесами по типу автомобильных (рис. 111, г).

Наилучшей маневренностью и наименьшей общей колеей обладает двухосный прицеп с четырьмя управляемыми колесами (рис. 111, д). Прицепы, работающие на больших скоростях.

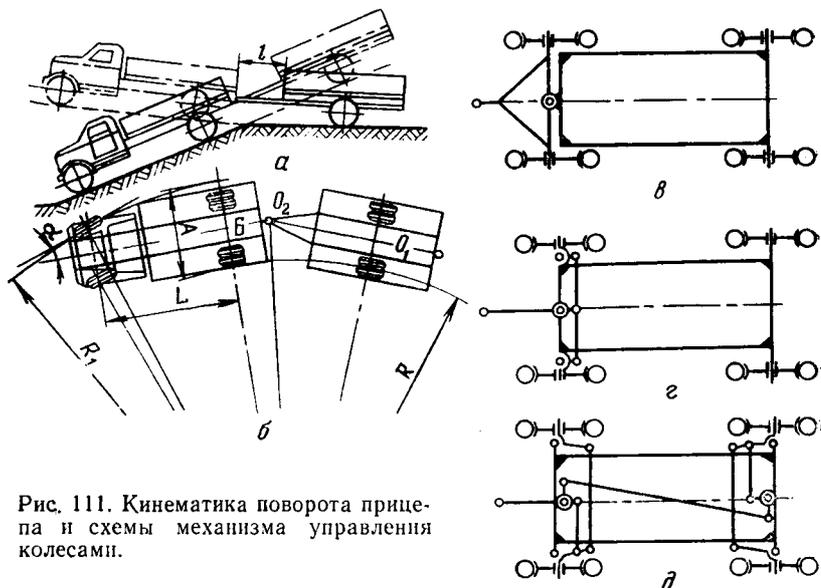


Рис. 111. Кинематика поворота прицепа и схемы механизма управления колесами.

(25...60 км/ч), для безопасности снабжают тормозными устройствами.

Основным рабочим элементом безрельсового транспорта является колесо. Размеры и нормы нагрузок для пневматических колес приведены в таблице 27 и для массивных резиновых шин в таблице 28.

Таблица 27

Обозначение шины	Нагрузка, кН	Давление, кПа	Обозначение шины	Нагрузка, кН	Давление, кПа
12,00—20	24...21	550...425	9,00—20	155...12,5	450...325
11,00—20	20,5...17	500...350	34×7	12,0...10	575...400
10,00—20	18...15	500...350	6,50—20	7,5...5,0	350...275
10,00—18	17...14	500...350			

Таблица 28

D, мм	B, мм	Допускаемая статическая нагрузка, кН	D, мм	B, мм	Допускаемая статическая нагрузка, кН
60	20	0,25	200	32,60 и 90	0,63, 2,50 и 4,00
100	25,32 и 40	0,40, 0,63	320	50,100 и 125	2,5, 6,3 и 10,0
125	25,32,40 и 50	0,40, 0,63, 1,00 и 1,60	400	60,80	4,00, 6,30 и 10,0
160	32,40,50 и 60	0,63, 1,00, 1,60 и 2,50	600	100	10,0

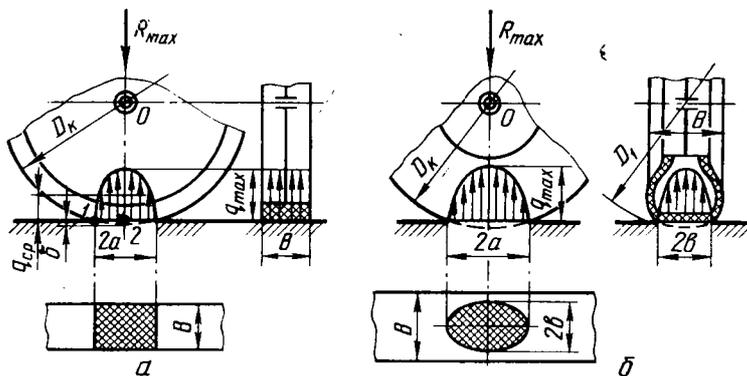


Рис. 112. Схемы к расчету колес:  
 а — с массивным ободом; б — пневматического.

**Расчет колес.** Несущая способность и основные геометрические размеры колеса взаимосвязаны и определяются условиями перекатывания, назначением, конструкцией и материалом колеса, давлением внутри и на поверхности контакта.

Колесо с массивным резиновым ободом. Размеры колеса: диаметр  $D_k$  и ширина обода  $B$ .

Допускаемая нагрузка на колесо (рис. 112, а)

$$R_{\max} = 2aB [q_{\text{ср}}]. \quad (279)$$

Приняв деформацию шины  $\delta = \lambda D_k$ , где  $[\lambda] = 0,01 \dots 0,025$ , и найдя  $a$  из  $\Delta 012$ , получим

$$a = \sqrt{\lambda(1-\lambda)} D_k.$$

Действительно, распределение удельной нагрузки на шину будет по эллиптической кривой. Тогда из равенства площадей прямоугольника  $F_n = 2aq_{\text{ср}}$  и полуэллипса  $F_s = 0,5\pi a q_{\text{max}}$  будет

$$q_{\text{ср}} = \frac{\pi}{4} [q_{\text{max}}].$$

Приняв ширину обода колеса  $B = \psi D_k$ , где  $\psi = 0,13 \dots 0,4$  (табл. 28), и после подстановки в формулу (279) значений  $a$ ,  $[q_{\text{max}}]$  и  $B$  получим

$$R_{\max} = \frac{\pi\psi}{2k} \sqrt{\lambda(1-\lambda)} D^2 [q_{\text{max}}], \quad (280)$$

где  $k = 1,1 \dots 1,4$  — коэффициент, учитывающий поперечную криволинейность колеса и наличие протектора;

$[q_{\text{max}}] = 1,4 \dots 2$  МПа — допускаемое удельное давление в зависимости от условий работы.

Колеса с пневматическими шинами. Эти колеса по сравнению с массивными шинами и тем более с металлически-

ми ободами имеют преимущества: повышается скорость и маневренность, снижается сопротивление перекатыванию на 30...40%, исключаются резкие толчки, уменьшается деформация почвы, что важно при работе на полях.

Колеса с пневматическими шинами различаются по давлению: высокого давления,  $p=0,27...0,58$  МПа для автомобилей и автопогрузчиков и  $p=0,08...0,25$  МПа для тракторов, сельскохозяйственных и погрузочных машин. Для ведущих колес принимают меньшее давление, увеличенные размеры поперечного сечения и меньшее число слоев корда. Для повышения проходимости применяют колеса с арочными шинами.

Нагруженное усилием  $R_{\max}$  колесо (рис. 112, б) деформируется в двух направлениях, образуя пятно контакта в виде эллипса с полуосями  $a$  и  $b$ , в зависимости от давления и состояния покрытия пути:

1. При твердом покрытии и шинах высокого давления, когда модуль упругости покрытия и упругости шины  $E_{\text{п}} \gg E_{\text{ш}}$ , деформируются только шины. Возникающее давление на поверхности пятна контакта распределяется по закону эллипсоида:

$$q_{\max} = \frac{1,5R_{\max}}{\pi ab}.$$

Приняв с допущением  $D_1 = D_k$  из теории контактных напряжений, имеем

$$a = b = 0,034 \sqrt[3]{D_k R_{\max}}. \quad (281)$$

Решая совместно вышеприведенные уравнения, получим

$$q_{\max} = 0,05 \sqrt[3]{\frac{R_{\max}}{D_k^2}} \leq [q_{\max}], \quad (282)$$

где  $[q_{\max}] = 1,56...2,8$  МПа в зависимости от качества резины.

Формулой (282) можно пользоваться для расчета  $D_k$  и  $R_{\max}$ .

В погрузчиках допускается перегрузка колес до 70% и выше. Перегрузка колес транспортных машин на 20...80% против нормы приводит к снижению пробега соответственно на 30...70%.

2. При мягком покрытии дороги и работе в поле применяют шины низкого давления. В области контакта одновременно деформируются колесо и поверхность покрытия, пашни и др. Площадь пятна контакта (рис. 112, б) будет

$$F = (4,0...4,8) (\lambda_0 - 0,03) B^2,$$

где  $\lambda_0 = \delta : B = 0,2...0,3$  — коэффициент усадки шины; чем больше усадка шины, тем лучше амортизируют колеса, меньше деформация грунта и удельное давление на него.

Динамическая нагрузка на колесо при шинах низкого давления на 15% больше статической и в 2,5 раза меньше, чем при шинах высокого давления.

Нагрузка на колесо с шинами низкого давления:

$$R_{\max} = qF = ipF, \quad (283)$$

где  $i = q : p = 1,16 \dots 1,7$  — жесткость шины в зависимости от конструкции и давления.

При использовании автомобильных шин в погрузчиках (6...14 слоев корда) допускаемую нагрузку на колесо определяют по формуле

$$R_{\max} = 0,12p \sqrt{D_k^2 B}. \quad (284)$$

Деформацию шины находят по формуле

$$\delta = 0,3 \frac{R_{\max}}{p} \sqrt{\frac{1}{D_k B}} \leq [\delta], \quad (285)$$

где  $[\delta] = \lambda D_k$  и  $\lambda = 0,03 \dots 0,05$ .

**Определение сопротивления перекачиванию колеса.** Сопротивление перекачиванию  $W_k$  зависит от характеристики пути, материала, конструкции и размеров колеса, нагрузки и давления в шине или на поверхности контакта. Оно при перекачивании пневматического колеса по твердому дорожному покрытию при больших значениях  $E_n \gg E_k$  равно

$$W_k = c_1 R_{\max} \sqrt[3]{\frac{R_{\max}}{pr^2}}, \quad (286)$$

где  $c_1 = 0,045 \dots 0,11$  для шин соответственно низкого и высокого давления;

$r = 0,5(D_k - \lambda = 0,5 D_k(1 - \lambda))$  — радиус качения.

Таким образом, при перекачивании колес по асфальту, бетону, деревянному настилу и т. п. выгодно иметь большее давление  $p$ .

Сопротивление перекачиванию колеса, в том числе и с массивным ободом, при оптимальных размерах можно определить упрощенно:

$$W_k = \mu_n g (G + G_T), \quad (287)$$

где  $\mu_n$  — коэффициент сопротивления перекачиванию (табл. 29);

$G$  и  $G_T$  — соответственно массы груза и тележки (прицепа).

Таблица 29

Характер дороги или поля	$\mu_n$
Асфальт, бетон, булыжник	0,015...0,025
Деревянная торцовая	0,02...0,024
Снежная укатанная	0,03...0,05
Вспаханное поле	0,12...0,22
Стерня, луг, залежь	0,06...0,1
Песчаная	0,15...0,25

При качении колеса по мягкому грунту (луг, стерня, пашня и т. п.) сопротивление перекачиванию будет зависеть от объемной деформации, определяемой коэффициентом  $q_0$ , и давления внутри шины:

$$W_k = c_2 R_{\max} \sqrt[3]{\frac{p}{|q_0| r}}, \quad (288)$$

где  $c_2 = 1,17 \dots 1,3$  — коэффициент соответственно для шин низкого и высокого давления;

$q_0$  — коэффициент объемной деформации покрытия: свежеспаханное поле — 2...4, жнивье, пары и луг — 10...25 и грунтовая дорога — 100...200 МН/м<sup>3</sup>.

Сопротивление перекачиванию будет тем меньше, чем ниже давление и больше сопротивление объемной деформации дороги. Приняв закон распределения удельного сопротивления  $q = q_0 \delta$  при  $\delta = \lambda D_k$ ,  $r = 0,5 D_k (1 - \lambda)$  и  $i = q : p$ , после подстановки в формулу (288)

$$W_k = c_2 R_{\max} \sqrt[3]{\frac{2\lambda}{i(1-\lambda)}}, \quad (289)$$

где  $i = q : p$  — жесткость шины.

Таким образом, сопротивление перекачиванию зависит от нагрузки, деформации и жесткости шины.

Общее сопротивление перекачиванию тележки (прицепа) при установившемся движении будет  $W = \varphi z W_k$ , где  $z$  — число колес и  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий сопротивление от инерции поступательно движущихся и вращающихся масс.

Упрощенно сопротивление перекачивания при трогании с места можно учитывать коэффициентом  $\varphi \approx 2$ .

Сопротивления перекачиванию через препятствия определяют кинематикой движения центра колеса. На рисунке 106 показана кинематика движения планетарного колеса по лестнице. Траектория движения центра крестовины 1, 2, 3 и 4, а значит и центра тяжести груза, выгодно отличается от рельефа ступенек ( $\varepsilon < \varepsilon_0$ ). Основные размеры ( $D_k$  и  $B$ ) колеса выбирают на основании расчета несущей способности, а размеры крестовины  $C$  (если известны  $D_k$  и  $h$  — высота ступеньки) будут

$$l = \sqrt{0,25 D_k^2 + h^2}; \quad D_0 = 1,15 l \text{ и } h = 0,5 \sqrt{D_0^2 - D_k^2}.$$

Уклоны лестницы  $i = \operatorname{tg} \alpha = 0,45 \dots 0,59$ , угол подъема лестницы  $\alpha = 24 \dots 30^\circ$ .

Сопротивление перекачиванию такой системы колес будет переменным, и его, кроме изложенного, можно определять по формуле

$$P_T = g (G + G_T) \frac{\sin \alpha + \mu_n \cos \alpha}{\cos \alpha_0 + \mu_n \sin \alpha_0}, \quad (290)$$

где  $\alpha_0$  — угол направления тяги.

Необходимое количество тележек определяется грузопотоком (производительностью)  $\Pi_0$  на данном участке и производительностью одной тележки  $\Pi_T$ :

$$z = \Pi_0 : \Pi_T.$$

Производительность одной тележки

$$\Pi_T = 60\psi k_T G / T,$$

где  $G$  — грузоподъемность тележки;

$\psi = 0,4 \dots 1,0$  и  $k_T = 0,9$  — соответственно коэффициенты использования грузоподъемности и времени;

$T = \frac{L}{v_r} + \frac{L}{v_x} + T_n + T_p$  — продолжительность рейса при расстоянии  $L$ , где  $v_r$  и  $v_x$  — скорости пробегов с грузом и холостого.

Таким образом,  $\psi G$  — груз, перевозимый тележкой за один рейс, а  $60 k_T / T$  — количество рейсов тележки за час.

Если принять время погрузки и разгрузки равными  $T_n = T_p$ , что соответствует работе тележек с подъемной платформой, то

$$T = \frac{2L}{v_{cp}} + 2T_n.$$

Зная нормы затрат времени при погрузочно-разгрузочных работах на тонну груза ( $t \approx 15$  мин/т), время простоя под погрузкой, мин, при  $n$  — числе рабочих и  $\Pi_p$  — производительности одного рабочего можно выразить формулой

$$T_n = T_p = 60 \frac{Gk_T}{\Pi_p n}.$$

Усилие на штоке гидроцилиндра подъема платформы и кузова зависит от кинематики и нагрузки механизма.

Механизм подъема кузова (рис. 113, а) представляет собой четырехзвенник  $O, m, O_1$  с раздвижным звеном, роль которого выполняет трехступенчатый гидроцилиндр. Более компактную конструкцию с одноступенчатым гидроцилиндром дает схема (рис. 113, б), состоящая из двух четырехзвенных механизмов  $O, m, n, O_1$  и  $O, n, e$ .

Усилие на штоке  $P$  (рис. 113, а) из уравнения моментов относительно точки  $O$

$$P = g(G + G_k) \frac{l \cos \alpha - h \sin \alpha}{k \sin \beta - a \cos \beta}.$$

Наибольшее усилие будет при  $\alpha = 0$  и  $\beta = 90^\circ$ , т. е. при начале подъема. Очевидно, что  $P$  увеличивается при больших значениях  $l$  и  $a$  и, наоборот, уменьшается при увеличении  $h$  и  $k$ . Усилие на штоке для схемы (рис. 113, б) определится уравнением

$$P = (Q + Q_k) \frac{x}{k} \cdot \frac{c}{k}$$

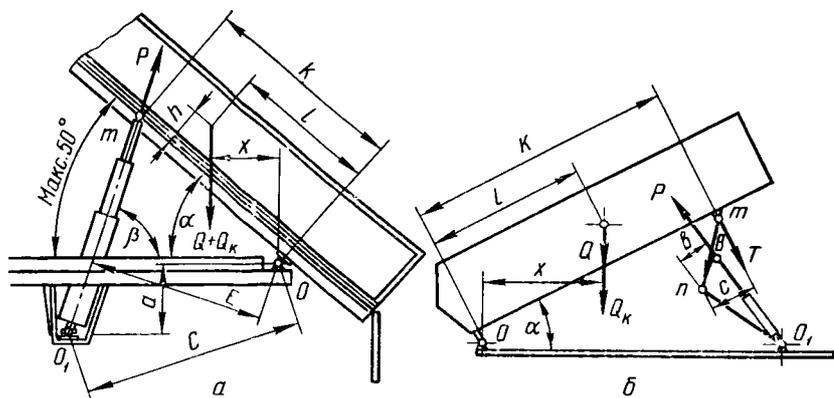


Рис. 113. К расчету механизма самосваливания груза.

Максимальное значение  $P$  будет при  $\alpha=0$ , когда  $x=l$ . Проведя кинематическое построение в нескольких положениях для угла опрокидывания от 0 до  $\alpha_{\max}$  и построив графики силы  $P$  и моментов ( $M_Q$  и  $M_P$ ), можно судить, насколько удачно подобрана схема подъема.

## § 2. ТРАНСПОРТ ПО РЕЛЬСОВЫМ ПУТЯМ

Для механизации транспортных работ на животноводческих фермах и в мастерских совхозов и колхозов применяют наземную узкоколейную и подвесную рельсовую дороги и конвейеры. Особое значение этот вид транспорта имеет для животноводческих ферм, где подвозка кормов и подстилки и вывозка навоза — наиболее трудоемкие операции. Благодаря механизации транспортных работ число рабочих, занятых на этих работах, можно сократить на 40...50%.

Наземный и подвесной транспорт состоит из рельсового пути, подвижного состава (вагонеток, тележек, платформ и т. п.) и вспомогательных устройств для укладки или подвешивания рельсов.

При транспортировке используется откатка: ручная, конная, моторизованная — при помощи электровоза, мотовоза и приводных станций.

Наземные узкоколейные дороги надежны, устойчивы, позволяют перевозить в вагонетках от 250 до 2000 кг груза, просты и относительно дешевы, не загромождают территории двора наземным сооружением. К недостаткам относится необходимость очистки путей.

Подвесная дорога и конвейеры пригодны для перевозки грузов как внутри помещений, так и вне их, просты в обслуживании, их работа не зависит от климатических условий.

Недостатки подвесной дороги: ручная откатка и большой расход строительных материалов для подвески рельса.

## Наземные узкоколейные дороги

Наземные узкоколейные дороги (рис. 114) строят с шириной колеи 0,6...0,86 м в зависимости от типа вагонеток и грузоподъемности. Рельсы высотой 60...80,5 мм к деревянным шпалам крепят костылями, а к металлическим — болтами. Размер шпал (110...120) × (12...14) × (8...10) см, расстояние между шпалами 0,67...0,77 м. Можно применять более легкие и простые рельсы из полосового и углового железа. Головки рельс в помещениях ставят на уровне пола. Это удобно для уборки и исключает повреждение копыт скота.

На силу откатки влияет подъем пути; при ручной откатке он не должен превышать 0,01, а при конной — 0,02. На закруглениях в связи с повышением сопротивления перекатыванию тележки величину подъема надо снижать на 50%.

При одностороннем движении с грузом для более производительной работы узкоколейной дороги и уменьшения затрат труда делают допустимый уклон.

Радиус закругления рекомендуется делать не менее 6...8 м.

Для ответвления пути устраивают переводные стрелки и поворотные круги, которые дают возможность не только изменить направление движения на 90°, но и пересечь путь.

Подвижной состав узкоколейной дороги представляет собой двухосные тележки (вагонетки), снабженные различными кузовами: цельнометаллическими (рис. 114, а), деревянными, сетчатыми.

## Подвесные рельсовые дороги и конвейеры

Подвесную рельсовую дорогу применяют в ремонтных мастерских для транспортирования узлов, деталей и других грузов на небольшие расстояния внутри помещения и на животноводческих

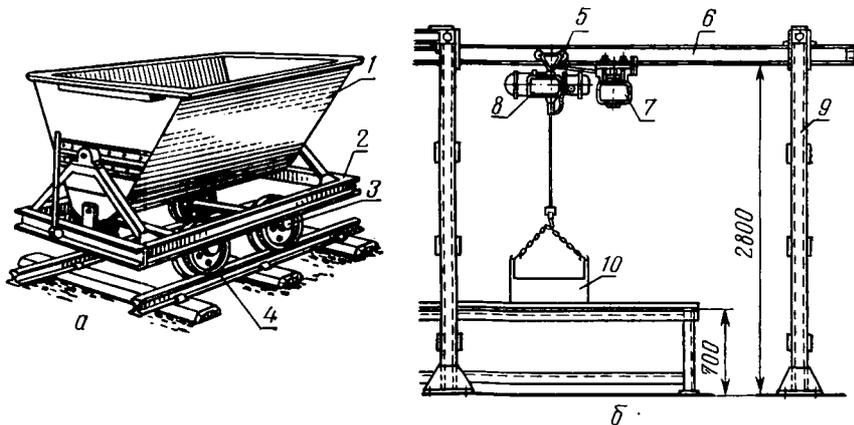


Рис. 114. Элементы рельсового наземного и подвешного транспорта:  
а — вагонетка с металлическим кузовом; б — подвесная однорельсовая дорога; 1 — кузов; 2 — рама; 3 — колесо; 4 и б — рельсы; 5 — тележка; 7 — тягач; 8 — электротельфер; 9 — стойка; 10 — контейнер.

фермах для транспортирования небольших грузов до 500 кг на расстояние 150...1200 м.

Всякая однорельсовая подвесная дорога (рис. 114, б) включает в себя путевое устройство и подвижной состав. Путевое устройство состоит из рельсов 6, стоек 9 и подвесок, стыковых соединений, стрелок для перевода с одного пути на другой. Подвижным составом служат тележки 5 с подвешенными к ним грузонесущими устройствами 8 различных конструкций. Перемещаются тележки тягачом 7.

Особенность тележек подвесных дорог заключается в креплении колес на консольных осях. Расположение колес с двух сторон рельса обеспечивает более надежную и безопасную работу.

Четырехколесная тележка грузоподъемного устройства (рис. 114, б) может иметь ведущие колеса: одно или два с одной стороны, два колеса с разных сторон или все четыре в зависимости от сопротивления перекатыванию.

Расчет сопротивления передвижению вагонеток несколько отличен из-за особенностей рельсового пути, наличия крутых закруглений, стрелок, перекрестков и условий эксплуатации на открытом воздухе.

Общее сопротивление передвижению вагонетки

$$W_{\Sigma} = W_{\kappa} + W_{\text{с}} + W_{\text{п}} + W_{\text{кон}}, \quad (291)$$

где  $W_{\kappa} = g(G + G_0) \frac{fd + 2\mu}{D}$  — сопротивление колес;

$W_{\text{с}} = g(G + G_0) f_1 \frac{\delta}{D}$  — сопротивление от поперечного скольжения колеса для шарнирно закрепленных тележек. Здесь  $\delta$  — зазор между ребрами и рельсом; рекомендуется  $f_1 = 0,15 \dots 0,2$ ;

$W_{\text{с}} = g(G + G_0) f_1 \frac{l}{2R_3}$  — то же, для тележек с жесткой базой ( $l$  — база тележки и  $R_3$  — радиус закругления пути);

$W_{\text{п}}$  — сопротивление от трения реборд о рельс находим, полагая, что при перекосе колеса реборда прижимается к рельсу силой трения поперечного скольжения, равной  $g(G + G_0) f_1$ ; тогда сила трения между ребордой и рельсом на плече  $h$  будет  $g(G + G_0) f_1^2$  из уравнения моментов  $W_{\text{п}} = g(G + G_0) f_1^2 \frac{2h}{D}$ .

Отношение  $h : R$  рекомендуется принимать равным 0,4...0,7. Сопротивление от конусности колес при уклоне образующей конуса  $\alpha = 8^\circ$  и  $f_1 = 0,17$  достигает

$$W_{\text{кон}} = g(G + G_0) \frac{0,5}{D}.$$

В современных конструкциях обод колеса делают выпуклым, тогда  $W_{\text{кон}} = 0$ . Еще лучше оси колес располагать наклонно, т. е. параллельно плоскости качения колеса.

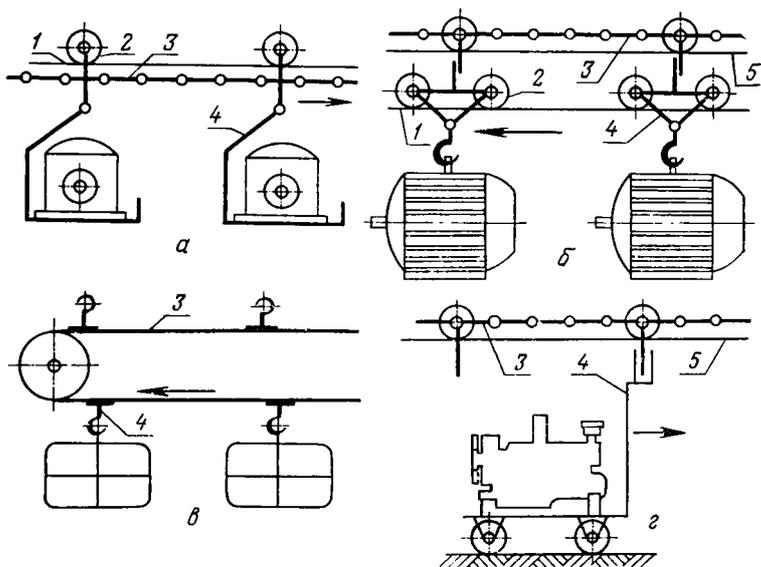


Рис. 115. Схемы подвесных конвейеров:

*а* — подвесной тянущий; *б* — подвесной толкающий; *в* — подвесной несущий; *г* — напольный тянущий; 1 и 5 — рельсы; 2 — ролик; 3 — тяговый орган; 4 — тележка.

Подставив значения всех сопротивлений, получим

$$W_{\Sigma} = \Sigma W = g \frac{G + G_0}{D} (fd + 2\mu + f_1\delta + 2hf_1^2 + 0,5).$$

При больших суточных грузооборотах и необходимости перемещать по несколько тележек одновременно ручную откатку заменяют мото- или электровозом.

**Подвесные конвейеры** предназначены для непрерывного или периодического транспортирования штучных грузов: в ремонтных предприятиях это детали и узлы, в сельскохозяйственном производстве — грейфер с грубыми кормами, руны шерсти и т. п.

По характеру перемещения груза и способу соединения тягового органа с рабочим (подвеской) подвесные конвейеры можно различать:

подвесные тянущие (рис. 115, *а*); подвесные толкающие (рис. 115, *б*); подвесные несущие (транспортирующие) (рис. 115, *в*) и напольные тянущие (рис. 115, *г*).

Трасса подвесных конвейеров определяется потребностями производства: обычно замкнутая, при необходимости с изменением направления в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Подвесные конвейеры (рис. 115) состоят из: пути 1, грузонесущего органа (роликов 2), тягового органа 3 (цепи разных конструкций, реже трос и гибкая лента), приводной станции, натяжного устройства, поворотного устройства и загрузочного и разгру-

зочного приспособлений (при необходимости делаются автоматическими).

Приводная станция обычно представляет собой электродвигатель и многоступенчатый редуктор с передаточным числом от 100 до 2000.

Натяжные станции, как и в транспортерах, бывают винтовые и грузовые. При их расчете начальное натяжение цепи принимают от 0,5 до 2,0 кН. Общее натяжение  $P_n = S_1 + S_2 + W$ , где  $S_1$  и  $S_2$  — натяжение ветви цепи и сопротивление тележки  $W = 0,05 g(G_T + G)$ , здесь  $G_T$  и  $G$  — соответственно массы тележки и транспортируемого груза.

Для обеспечения безопасности на случай обрыва тяговой цепи на наклонных и вертикальных участках конвейера ставят ловители.

Простейший тип подвесного конвейера (рис. 115, в) КТР используется для транспортирования рун шерсти на пунктах стрижки овец.

**Подвесная канатная дорога** для транспортирования массовых грузов применяется во многих отраслях промышленности. В сельскохозяйственном производстве используют канат в качестве тягового органа в подвесных дорогах с жестким рельсом на животноводческих фермах (монорельсовый грейферный укладчик УМГ-5), при скирдовании соломы тросовыми волокушами в полевых условиях и при работе в садах, расположенных на крутых склонах и террасах.

Подвесные канатные дороги можно разделить:

по устройству: на двухканатные — с одним несущим канатом, по которому катятся ходовые колеса вагонеток, и тяговым канатом, при помощи которого вагонетки перемещаются, и одноканатные — с одним канатом, выполняющим одновременно роль несущего и тягового канатов;

по принципу действия: на дороги с кольцевым движением, когда груженные вагонетки движутся по одной ветви, а порожние — по другой, обычно расположенной параллельно; и с маятниковым движением, при котором вагонетки совершают поступательно-возвратные движения между конечными станциями дороги (рис. 116, а).

Дороги могут быть стационарными и переносными.

Преимущества подвесных канатных дорог: независимость от рельефа местности и погодных-климатических условий; возможность транспортировать грузы кратчайшим путем между двумя пунктами; малое число обслуживающего персонала и возможность автоматизации процессов работы дороги.

Канатные дороги могут работать при подъеме или опускании груза с наклоном несущего каната до  $45^\circ$ . При необходимости расстояние между опорами может достигать 1000 м. На ровных участках опоры следует ставить через 60...100 м. Несущие канаты обычно выбирают закрытой конструкции диаметром от 15 до 45 мм.

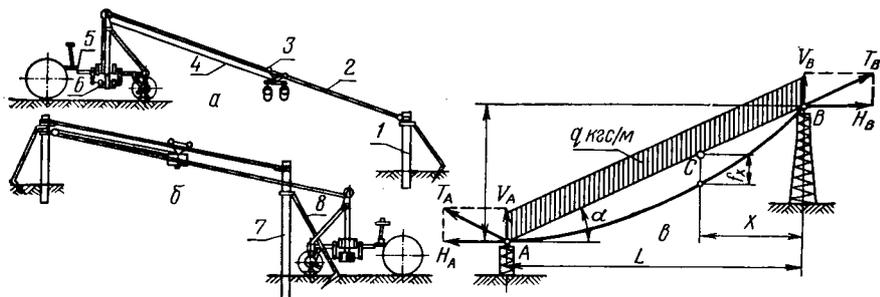


Рис. 116. Схема канатной дороги:

*a* — с тяговой станцией наверху; *б* — с тяговой станцией внизу; *а* — к расчету провеса троса; 1 — свайный якорь; 2 — несущий трос; 3 — тележка; 4 — тяговый канат; 5 — самоходное шасси; 6 — лебедка; 7 — стойка; 8 — растяжка.

В зависимости от способа разгрузки и поворота вагонеток выбирают скорости движения при отцепке на поворотах — 2...3 м/с.

Потребная мощность привода складывается из следующих величин, кВт:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4,$$

где  $N_1 = 2,2...4,4$  — мощность, расходуемая на передвижение вагонеток по горизонтальному пути при  $\Pi = 20...40$  т/ч;

$N_2$  — мощность, расходуемая на подъем груза;

$N_3$  — мощность, расходуемая на преодоление сопротивления на станциях;

$N_4$  — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления на угловых станциях.

Величина провеса гибкого несущего каната (рис. 116, б). Канат — тяжелая гибкая нить, несущая равномерно распределенную нагрузку  $gq$ , Н/м, от силы тяжести собственной массы и сосредоточенную нагрузку  $g(G + G_T)$ , Н, от силы тяжести груженой вагонетки. Ввиду малого провеса кривую принимают за параболу, а длину кривой между опорами *A* и *B* — за прямую, равную  $S \approx L/\cos \alpha$ , тогда масса каната

$$G_k = qL/\cos \alpha,$$

вертикальные реакции

$$V_A = \frac{gqL}{2 \cos \alpha} + g(G + G_0 + qL) \frac{x}{L} - H_A \operatorname{tg} \alpha;$$

$$V_B = \frac{gqL}{2 \cos \alpha} + g(G + G_T + qL) \frac{L-x}{L} + H_B \operatorname{tg} \alpha,$$

максимальный прогиб, м,

$$f_{\max} = \frac{gL^2}{8H} \left[ \frac{q}{\cos \alpha} + \frac{2(G + G_T + qL)}{L} \right].$$

Выбирая значение провеса  $[f]=\varepsilon z$ , где  $\varepsilon=0,035\dots 0,05$  при  $\alpha=0^\circ$ , получим величину горизонтального натяжения каната

$$H_{\max} = \frac{gL}{8\varepsilon} \left[ q + \frac{2(G + Q_T + qL)}{L} \right].$$

Полное натяжение каната

$$T = \sqrt{V_{\max}^2 + H_{\max}^2},$$

тогда разрывное усилие для каната при запасе прочности  $[n]=3\dots 4$  будет

$$T_p = [n] T, \quad (292)$$

по которому в соответствии с таблицами ГОСТ выбирают канат.

Расчет тягового каната. Для подвесных канатных дорог чаще применяют канат односторонней свивки, шестипрядный с семью проволоками в каждой пряди и одной сердцевинной из пеньки.

Суммарное расчетное окружное усилие составит из следующих сопротивлений.

1. Сопротивление от подъема или спуска вагонетки с учетом силы тяжести опирающегося на нее каната; в зависимости от профиля участка оно равно

$$W_1 = g(G + G_T + ql) \sin \alpha,$$

где  $\alpha$  — угол наклона несущего каната на участке; при  $\alpha=0$  (горизонтальные участки)  $W_1=0$ .

2. Сопротивление от трения ходовых колес вагонетки

$$W_2 = g(G + G_0 + ql) f_k \cos \alpha,$$

где  $f_k$  — коэффициент сопротивления движению вагонетки, принимаемый равным 0,006...0,008.

3. Сопротивление от трения в роликах, поддерживающих канат, при расстоянии между ними  $l_0$

$$W_3 = gql_0 f_p,$$

где  $f_p$  — коэффициент сопротивления вращению поддерживающих роликов, равный 0,01...0,02; при трогании с места величина  $f_p$  удваивается.

4. Сопротивление от трения в роликах у станций, принимаемое равным 250 Н, для каждого участка обозначим через  $W_4$ .

Просуммировав сопротивления  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_3$  и  $W_4$  с начальным натяжением  $S_0$ , можно получить натяжение каната в набегающей  $S_{наб}$  и сбегавшей  $S_{сб}$  ветви:

$$S_{наб} - S_{сб} = S_0 + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = W_0.$$

При силовом режиме\* работы привода, т. е. при подъеме гру-

\* При спуске груженых вагонеток  $S_{сб} > S_{наб}$ ; тогда режим работы привода называется тормозным.

женных вагонеток, для нормального сцепления тягового каната с приводным шкивом необходимо обеспечить соотношение

$$S_{\text{наб}} \leq S_{\text{сб}} e^{f\alpha}.$$

Коэффициент трения каната о рабочую поверхность шкива принимают: для желобчатого чугунного шкива без обкладки  $f=0,08$ ; с обкладкой деревом или кожей  $f=0,16$ . Угол обхвата  $\alpha$  в расчетах выражен в радианах.

Тип тягового каната и его размеры выбирают по наибольшему натяжению  $S_{\text{max}}=S_{\text{наб}}$  с запасом прочности  $[n]=5\ldots 7$ .

Простая передвижная канатная установка ПКУ-1 конструкции ВНИИЧ и СК показана в схеме на рисунке 116, б, в. Ее энергетической базой служит самоходное шасси, на раме которого смонтировано лебедочное устройство, приводимое в движение от ВОМ. На рисунке 116, а приведена схема работы ПКУ-1 при спуске грузов: фрукты, виноград и т. п. Подъем грузов: удобрения, опрыскиватель с ядохимикатами и другие — показан на рисунке 116, б. Грузоподъемность от 120 и 150 кг, производительность до 2,5 т/ч.

## Глава 6

### ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В примерах приведены отдельные фрагменты расчетов при проектировании подъемно-транспортных машин, представляющих собой главные звенья этих расчетов.

**Пример 1.** Определить размер прутка круглого и квадратного сечения для изготовления крюка на тяговую силу трактора  $Q_{\Sigma} = 14$  кН (рис. 117).

Предварительный расчет проведем по формуле внецентренного растяжения (для круглого сечения):

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_n = \frac{Q_{\Sigma}}{F} + \frac{M_{II}}{W} = \frac{4Q_{\Sigma}}{\pi d^3} \left( 1 + 8 \frac{r}{d} \right) \leq [\sigma].$$

Рекомендуется:  $[\sigma] = 150 \dots 100$  Н/мм<sup>2</sup> и  $r : d < 5$ .

Принимаем:  $[\sigma] = 100$  Н/мм<sup>2</sup> и  $r : d = 1,0$ , что вполне обеспечивает укладку в зеве крюка канатов или ушка прицепа. Тогда

$$d = \sqrt[3]{\frac{4Q_{\Sigma}}{\pi [\sigma]} \left( 1 + 8 \frac{r}{d} \right)} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 14 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100} (1 + 8 \cdot 1)} = 40,1 \text{ мм.}$$

Принимаем:  $d = 40$  мм, ГОСТ 2590—57; сталь Ст. 3, ГОСТ 380—60.

При квадратном сечении формула примет вид:

$$a = \sqrt[3]{\frac{Q_{\Sigma}}{[\sigma]} \left( 1 + 6 \frac{r}{a} \right)} = \sqrt[3]{\frac{14 \cdot 10^3}{100} (1 + 6 \cdot 1)} = 31,3 \text{ мм.}$$

Принимаем:  $a = 26$  мм, ГОСТ 2591—57; сталь Ст. 3, ГОСТ 380—60.

Проверяем наибольшее напряжение в точке А по теории кривого бруса по формуле (18):

$$\sigma_A = \frac{Q_{\Sigma}}{F} - \frac{M}{S} \cdot \frac{0,5d_k - z_0}{0,5d_k},$$

где  $F = 0,785d^2$ ;

$M = Q_{\Sigma}r$ ;

$S = Fz_0$ ;

$z_0 = r - r_0$ ;

$d_k = d = r$ .

После подстановки и преобразований при  $r_0 = \frac{d^2}{4(2r\sqrt{4r^2-d^2})} = 0,933d$  получим

$$\sigma_A = \frac{4Q_{\Sigma}}{\pi d^2} \left[ 1 + \frac{2(0,933d-d)}{d-0,933d} \right] = \\ = \frac{4 \cdot 14 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 40^2} \left[ 1 + \frac{2(0,933 \cdot 40 - 40)}{40 - 0,933 \cdot 40} \right] = 155 \text{ Н/мм}^2.$$

Рекомендуется запас прочности  $n = \frac{\sigma_T}{\sigma} = 2 \dots 2,5$ ; для стали Ст. 3  $\sigma_T = 220 \text{ Н/мм}^2$ , поэтому принятый  $d=40 \text{ мм}$  не удовлетворяет условиям прочности  $n = \frac{\sigma_T}{\sigma_A} = \frac{220}{155} = 1,42$  и только при  $d=50 \text{ мм}$  получим

$$n = \frac{220}{100} = 2,2.$$

Дальнейшее упрочнение крюка, повышение запаса прочности возможно путем проковки круглого сечения в овальное.

**Пример 2.** Подобрать канат для тягового полиспаста (рис. 118) при  $Q_{\Sigma} = 50 \text{ кН}$ . Условия выбора каната  $S_p = S$ , где  $S_p = \frac{Q_{\Sigma}}{k\eta}$  и  $S = \frac{P_{\text{раз}}}{n}$  — наибольшее рабочее и допускаемое натяжение каната.

Определив к.п.д. полиспаста при к.п.д. блока  $= 0,98$ , получим

$$\eta_n' = \frac{(1 - \eta^2) \eta}{z(1 - \eta)} = \frac{(1 - 0,98^4) 0,98}{4(1 - 0,98)} = 0,95.$$

Расчетное разрывное усилие при запасе прочности  $n=5,5$  будет

$$P_{\text{раз}} = \frac{nQ_{\Sigma}}{k\eta} = \frac{5,5 \cdot 50 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,95} = 72 \text{ 368 Н.}$$

Принимаем по ГОСТ 2688—69: канат стальной типа ЛК-Р  $6 \times 9 + 10С$ ,  $d=14 \text{ мм}$  при  $\sigma=1570 \text{ Н/мм}^2$  ( $160 \text{ кгс/мм}^2$ ), разрывное усилие  $P_{\text{раз}}=99000 \text{ Н}$ .

**Пример 3.** Определить мощность электродвигателя и подобрать его для механизма подъема кран-балки: грузоподъемность  $G=3000 \text{ кг}$ , скорость подъема  $v=0,25 \text{ м/с}$ , масса грузозахватного устройства  $G_0=500 \text{ кг}$ . Режим работы — легкий. Схема подвеса показана на рисунке 119.

Усилие на крюке

$$Q_{\Sigma} = g(G + G_0) = 9,81(3000 + 500) = 34 \text{ 335 Н.}$$

Окружное усилие на барабане при  $k = \frac{z_0}{z} = 2$ ;  $\eta_6 = 0,96$ ;  $\eta = 0,98$ .

$$P = Z_0 S_1 = \frac{Z_0 Q_{\Sigma}}{k(1 + \eta) \eta_6} = \frac{2 \cdot 34 \text{ 335}}{2(1 + 0,98) 0,96} = 18 \text{ 063 Н.}$$

Мощность электродвигателя при скорости наматывания каната на барабан  $v_{\text{к}} = kv$ ,  $\eta_{\text{м}} = 0,9$  — к.п.д. двухступенчатого редуктора и  $\eta_{\text{п}}$  — к.п.д. полиспаста

$$N = \frac{Pv_{\text{к}}}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{п}}} = \frac{18 \text{ 063} \cdot 2 \cdot 0,25}{0,9 \cdot 0,97} = 10 \text{ 345 Вт.}$$

По таблицам «Крановые двигатели серии МТКФ с короткозамкнутым ротором» выбираем электродвигатель МТКФ-211-6:  $N=13 \text{ кВт}$  при ПВ=25%,

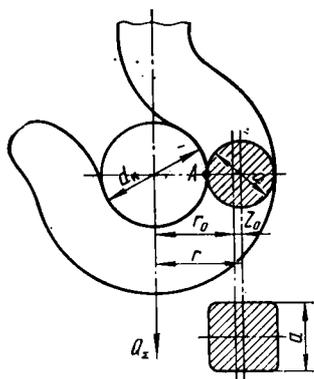


Рис. 117. К расчету крюка.

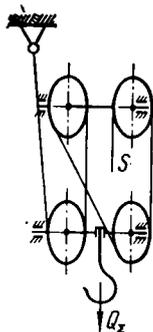


Рис. 118. К расчету каната.

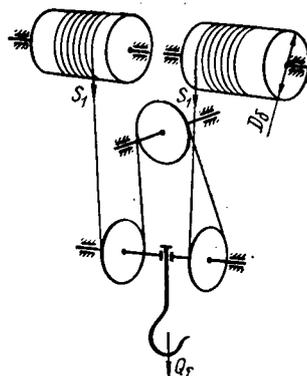


Рис. 119. К расчету мощности двигателя.

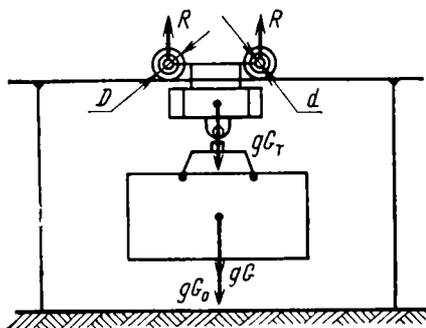


Рис. 120. К расчету мощности механизма передвижения электропала.

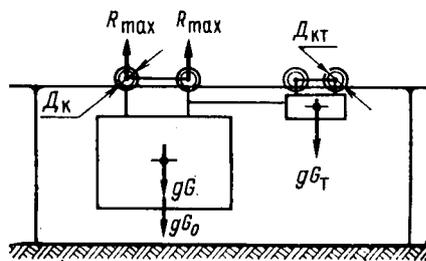


Рис. 121. К расчету мощности электроподъемщика.

$M_{\max} = 216 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $M_{\text{п}} = 206 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $G_p D^2 = 0,44 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $n_d = 895 \text{ об/мин}$ ,  $\text{к.п.д.} = 0,765$ .  
Статический момент на валу двигателя по потребной мощности

$$M_d = \frac{N}{\omega} = \frac{30N}{\pi n_d} = \frac{30 \cdot 10 \cdot 345}{3,14 \cdot 895} = 110 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тогда допускаемый коэффициент перегрузки

$$[\beta] = \frac{M_{\max}}{M_d} = \frac{216}{110} \approx 1,96.$$

Для определения действительного коэффициента перегрузки найдем максимальный пусковой момент механизма подъема по формуле

$$M_{\text{п,м(макс)}} = 1,33 M_{\text{п,м}} = 1,33 \left[ \frac{G + G_0}{k} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i r_{\text{ю}}} \left( g + \frac{v_k}{i} \right) + (1 + \psi) \cdot \frac{G_p D_p^2}{4} \cdot \frac{\pi n_d}{30t} \right].$$

По разрушающей нагрузке при запасе прочности  $n=5$

$$P_{\text{раз}} = \frac{ng(G + G_0)}{z_0 \eta_{\text{п}}} = \frac{5 \cdot 9,81(3000 + 500)}{4 \cdot 0,97} = 44\,246 \text{ Н.}$$

По таблицам ГОСТ 2688—69 выбираем канат:  $d=9,9$  мм,  $P_{\text{раб}}=58\,418$  Н при  $\sigma_{\text{в}}=19,6$  МПа, тогда при  $e_1=18$  — коэффициент, зависящий от типа устройства и режима работы, и  $e_2=1,0$  — коэффициент, зависящий от типа каната, определим диаметр барабана

$$D_6 = e_1 e_2 d = 18 \cdot 1 \cdot 9,9 = 178 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D_6=175$  мм.

Передаточное отношение механизма получим из соотношения

$$i = \frac{n_{\text{д}}}{n_6} = \frac{\pi D_6 n_{\text{д}}}{k 60 v} = \frac{3,14 \cdot 0,175 \cdot 895}{2 \cdot 0,25 \cdot 60} = 16,4.$$

Принимаем время разбега  $t=2$  с и, подставив в уравнение значения  $\eta_0$ ,  $i$ ,  $t$ , будем иметь

$$M_{\text{п,м(max)}} = 1,33 \left[ \frac{3000 + 500}{2} \cdot \frac{0,175}{2} \cdot \frac{1}{16,4 \cdot 0,873} \left( 9,81 + \frac{0,25}{2} \right) + (1 + 0,15) \cdot \frac{0,44}{4} \cdot \frac{3,14 \cdot 895}{30 \cdot 2} \right] = 149,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Действительный максимальный коэффициент перегрузки

$$\beta_{\text{max}} = \frac{M_{\text{п,м(max)}}}{M_{\text{д}}} = \frac{M_{\text{п,м(max)}} \pi n_{\text{д}}}{30N} = \frac{149,2 \cdot 3,14 \cdot 895}{30 \cdot 13\,000} = 1,07,$$

таким образом,

$$\beta_{\text{max}} < [\beta].$$

**Пример 4.** Определить сопротивление передвижению тельфера и мощность механизма передвижения электротали (рис. 120): скорость передвижения  $v=0,4$  м/с, грузоподъемность  $G=3000$  кг, собственная масса  $G_{\text{т}}=1000$  кг, масса грузозахватного органа  $G_0=500$  кг. Работа в закрытом помещении, путь горизонтальный.

При симметричном расположении колес ( $Z_{\text{к}}=4$ ) относительно оси подвеса нагрузка на колесо составит:

$$R_{\text{max}} = \frac{g(G + G_{\text{т}} + G_0)}{Z_{\text{к}}} = \frac{9,81(3000 + 1000 + 500)}{4} = 11\,000 \text{ Н.}$$

Геометрические размеры колеса

$$D_{\text{к}} = \frac{k_{\text{с}} R_{\text{max}}}{b [\rho]},$$

где  $k_{\text{с}} = 1 + 0,2 v = 1 + 0,2 \cdot 0,4 = 1,08$  — коэффициент влияния скорости;

$b = 30$  мм — ширина колеса;

$[\rho] = 3,0$  Н/мм<sup>2</sup> — удельное давление.

После подстановки получим

$$D_{\text{к}} = \frac{1,08 \cdot 11\,000}{30 \cdot 3} = 132 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D_{\text{к}}=140$  мм.

## Сопротивление передвижению тельфера

$$W = g(G + G_{\tau} + G_0) \left( \frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} \right) \beta =$$

$$= 9,81 (3000 + 1000 + 500) \left( \frac{2 \cdot 0,4 + 0,02 \cdot 35}{140} \right) 2 = 946 \text{ Н,}$$

где  $\mu = 0,4$  мм — коэффициент трения качения колеса;  
 $f = 0,02$  — коэффициент сопротивления подшипников качения;  
 $\beta = 2,0$  — коэффициент, учитывающий сопротивление трения реборд колес и торцов втулок при  $d = 0,25 D_{\kappa} = 0,25 \cdot 140 = 35$  мм.  
 Мощность установившегося движения при  $\eta_0 = 0,9$  — общий к.п.д.

$$N = \frac{Wv}{\eta_0} = \frac{946 \cdot 0,4}{0,9} = 420 \text{ Вт.}$$

По таблицам «Электродвигатели серии АО2 (АОЛ2)» выбираем электродвигатель АОЛ2-11-4,  $N = 0,6$  кВт,  $n_{\text{д}} = 1350$  об/мин, к.п.д. = 72, тогда номинальный момент двигателя

$$M = \frac{30N}{\pi n_{\text{д}}} = \frac{30 \cdot 600}{3,14 \cdot 1360} = 4,22 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Проверку перегрузки электродвигателя по максимальному пусковому моменту можно не проводить, так как выбранный двигатель имеет мощность в 1,5 раза большую против статической.

Нормальная работа без буксования обеспечивается при  $Z_{\text{в}} = 2$  — число ведущих колес:

$$\frac{g(F + G_{\tau} + G_0)}{Z_{\kappa}} f_{\tau} > \frac{W}{Z_{\text{в}}}.$$

После подстановки при  $f_{\tau} = 0,16$  — коэффициенте трения колеса о рельс имеем

$$\frac{9,81 (3000 + 1000 + 500) 0,16}{4} > \frac{947}{2}, \text{ или } 1770 > 473,$$

что гарантирует надежное сцепление.

Время торможения

$$t_{\tau} = \frac{(G + G_{\tau} + G_0) v}{R_{\text{max}} \left[ f_{\tau} Z_{\text{в}} + \frac{2\mu + fd}{D_{\kappa}} (Z - Z_{\text{в}}) \right]} =$$

$$= \frac{(3000 + 1000 + 500) 0,4}{11\,000 \left[ 0,16 \cdot 2 + \frac{2 \cdot 0,4 + 0,02 \cdot 35}{140} (4 - 2) \right]} = 0,5 \text{ с.}$$

Передаточное число механизма привода

$$i = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\kappa}} = \frac{n_{\text{д}} \pi D_{\kappa}}{60v} = \frac{1360 \cdot 3,14 \cdot 0,14}{60 \cdot 0,4} = 24,9.$$

Очевидно, наиболее удобным будет двухступенчатый или планетарный редуктор, встроенный в электродвигатель с фланцевым креплением.

**Пример 5.** Определить мощность электротягача для перемещения тележки с кормами. Грузоподъемность тележки  $G = 500$  кг, масса  $G_0 = 200$  кг при массе тягача  $G_{\tau} = 600$  кг (рис. 121). Уклоны пути отсутствуют.

Нагрузка на колесо тележки при числе колес  $Z_0=4$  будет

$$R_{\max} = \frac{g(G + G_0)}{Z_0} = \frac{9,81(500 + 200)}{4} = 1717 \text{ Н.}$$

Тогда диаметр колеса

$$D_k = \frac{R_{\max} k_c}{b[\rho]} = \frac{1717 \cdot 1,2}{30 \cdot 2,0} = 34,3 \text{ мм,}$$

где  $b = 300$  мм — ширина беговой дорожки;

$k_c = 1 + 0,2 \cdot 0,8 \approx 1,2$ , где  $v = 0,8$  м/с;

$[\rho] = 2$  Н/мм<sup>2</sup> — удельное давление для чугунного колеса.

Для обеспечения лучшего качения и снижения сопротивления качению принимаем  $D_k = 160$  мм.

Сопротивление перекатыванию (окружное усилие на ведущих колесах тягача) при трогании с места и равных диаметрах колес тележки и тягача  $D_k = D_{к.т}$  определится:

$$\begin{aligned} W &= (G + G_0 + G_T) \left( g \frac{2\mu + fd}{D_k} + \frac{v}{t} \right) = \\ &= (500 + 200 + 600) \left( 9,81 \frac{2 \cdot 0,4 + 0,02 \cdot 35}{160} + \frac{0,8}{2} \right) = 644 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Принимаем  $\mu = 0,4$  мм,  $f = 0,02$ ,  $d = 35$  мм,  $v = 0,8$  м/с,  $t = 2$  с.

Снижение  $W$  возможно при увеличении  $D_k$  и  $t$ .

Определив частоту вращения колеса

$$n_k = \frac{60v}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 0,16} = 95,5 \text{ об/мин}$$

и мощность при трогании с места

$$N = \frac{M\omega}{\eta} = W \frac{D}{2} \cdot \frac{\pi n_k}{30\eta} = \frac{644 \cdot 0,16 \cdot 3,14 \cdot 95,5}{2 \cdot 30 \cdot 0,9} = 562 \text{ Вт,}$$

выбираем электродвигатель АО2 (АОЛ2)-11-6,  $N = 0,8$  кВт,  $n_d = 1360$  об/мин, к.п.д. = 0,745.

Электродвигатель по коэффициенту перегрузки можно не проверять, так как обеспечивается почти двойной запас мощности. При этом передаточное отношение механизма привода от электродвигателя к ведущему колесу будет

$$i = \frac{n_d}{n_k} = \frac{1360}{95,5} = 14,24,$$

что позволит использовать двух- или одноступенчатый редуктор.

Наименьшую массу тягача определяем из условий трогания с места без буксования из соотношения

$$W < f_T \frac{z_B}{z_0} g G_{T,\min},$$

тогда

$$G_{T,\min} = \frac{z_0 W}{f_T z_B g} = \frac{4 \cdot 644}{0,12 \cdot 4 \cdot 9,81} = 547 \text{ кг.}$$

Следовательно,  $G_{T,\min} < G_T$ .

Пример 6. Определить сопротивление повороту крана и требуемую для этого мощность (рис. 122). Грузоподъемность крана  $G_\Sigma = 3000$  кг с вылетом  $L = 4$  м и расстоянием между опорами  $h = 3$  м.

Принимаем массу крана  $G_k=0,7 G=0,7 \cdot 3000=2100$  кг и плечо центра тяжести от оси поворота  $l_k=0,3 L=1,2$  м. Тогда суммарная нагрузка на пятю

$$T = g (G_{\Sigma} + G_k) = 9,81 (3000 + 2100) = 50\,000 \text{ Н}$$

и реакция на опорах крана

$$H = \frac{g (G_{\Sigma} L + G_k l_k)}{h} = \frac{9,81 (3000 \cdot 4 + 2100 \cdot 1,2)}{3} = 47\,400 \text{ Н.}$$

Частоту вращения крана находим из уравнения

$$n = \frac{60v}{2\pi L} = \frac{60 \cdot 0,5}{2 \cdot 3,14 \cdot 4} = 1,2 \text{ об/мин,}$$

где  $v=0,5$  м/с — скорость поворота, принятая из условий удобства и безопасности обслуживания крана.

Предварительное определение сопротивления повороту проведем по формуле

$$M_{\Pi} = M_{\tau} + M_{\text{ин}} = f_k (2Hr_{\text{ц}} + Tr_{\text{п}}) + (G_{\Sigma} L^2 + G_k l_k^2) \frac{\pi n}{30i},$$

где  $f_k=0,02$  — коэффициент сопротивления повороту при опорах качения;

$r_{\text{ц}} = r_{\text{п}}=50$  мм — радиус цапф и пятю;

принимаем  $t=3$  с — время разбега крана, тогда после подстановки получим

$$M_{\Pi} = 0,02 (2 \cdot 47\,400 \cdot 0,05 + 50\,000 \cdot 0,05) + \\ + (3000 \cdot 4^2 + 2100 \cdot 1,2^2) \frac{3,14 \cdot 1,2}{30 \cdot 3} = 2300 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Мощность поворота крана при  $\eta_0=0,8$

$$N = \frac{M_{\Pi} \omega}{\eta_0} = \frac{M_{\Pi} \pi n}{30 \eta_0} = \frac{2300 \cdot 3,14 \cdot 1,2}{30 \cdot 0,8} = 361 \text{ Вт.}$$

Выбираем по таблицам «Технические данные III.19.4» электродвигатель АОЛ2-32-5,  $N=4,0$  кВт при  $n_d=915$  об/мин и к.п.д.=0,81.

Двигатель выбран с запасом мощности в 10%, поэтому подсчет мощности для преодоления инерции вращающихся масс на валах механизма и двигателя можно не проводить, так как наибольшие сопротивления от инерции масс крана и груза учтены.

**Пример 7.** Рассчитать тормоз (рис. 123) для механизма подъема (по условиям примера 3):  $G=3000$  кг,  $G_0=500$  кг;  $D_0=0,175$  м, ПВ=25%,  $i=16,4$  и  $k=2$ .

Статический момент на валу электродвигателя, на котором устанавливают тормоз, при  $\eta_0=0,873$  — общем к.п.д.

$$M_c = \frac{g (G + G_0) D_0 \eta_0}{2ki} = \frac{9,81 (3000 + 500) 0,175 \cdot 0,873}{2 \cdot 2 \cdot 16,4} = 80 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тогда потребный тормозной момент при  $k_{\tau}=1,8$  — коэффициенте запаса для среднего режима работы для стопорно-пускного тормоза

$$M_{\tau \text{т}} = k_{\tau} M_c = 1,8 \cdot 80 = 144 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По таблицам «Тормоза колодочные с пружинным замыканием и короткоходовым электромагнитом» (ВНИИПТмаш) выбираем тормоз ТКП-200 с  $M_{\tau \text{т}} = 158$  Н·м (1600 кгс·см):  $D_{\text{т}}=0,2$  м, ПВ=25% с электромагнитом МО=200Б. Размеры тормоза:  $a=0,18$  м — плечо действия пружины,  $l_1=370$  мм — длина рычага,  $h=2,0$  мм — ход штока и  $\beta=70^\circ$  — угол охвата шкива колодкой.

Приняв для вальцованной асбестовой ленты по стали коэффициент трения  $f=0,4$ , определим усилие основной пружины:

$$P_0 = \frac{M_{ТМ} a}{f D_{ш} l_1 \eta} = \frac{144 \cdot 0,18}{0,4 \cdot 0,2 \cdot 0,37 \cdot 0,9} = 972 \text{ Н.}$$

По этому усилию рассчитывают пружину.

Работоспособность и долговечность тормоза проверяют по удельному давлению между колодкой и шкивом:

$$p = \frac{M_{ТМ}}{f D_{ш} b S \eta} = \frac{144}{0,4 \cdot 0,2 \cdot 0,04 \cdot 0,12 \cdot 0,9} = 0,42 \text{ МПа,}$$

где  $b=0,2$   $D_{ш}=0,04$  м — ширина колодки;

$S = \frac{\pi D_{ш} \cdot 70^\circ}{360^\circ} = 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,194 = 0,12$  м — дуга охвата шкива колодкой, по нагреву и износу при  $n_d=895$  об/мин:

$$pv = \frac{p \pi D_{ш} n_d}{60} = \frac{0,42 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 895}{60} = 3,93 \text{ МПа} \cdot \text{м/с,}$$

что укладывается в диапазон для колодочных тормозов:  $[pv]=5 \dots 2,5$  МПа·м/с.

**Пример 8.** Определить усилие  $P$  на рукоятке реечно-червячного домкрата грузоподъемностью  $G=2000$  кг (рис. 124).

Для обеспечения самоторможения в домкрате принимаем:  $a=1$  — заходность червяка,  $\alpha=20^\circ$  — угол зацепления,  $f=0,06$  — коэффициент трения в зацеплении со смазкой и  $\lambda=3^\circ$  — угол подъема винтовой линии. Определяем угол трения:

$$\rho = \arctg \frac{f}{\cos \alpha} = \arctg \frac{0,06}{\cos 20^\circ} = 3^\circ 39',$$

тогда  $\lambda=3^\circ < \rho=3^\circ 39'$  — самоторможение обеспечено.

Геометрические размеры червяка и рейки при  $q=9$  — коэффициент диаметра червяка,  $\psi = \frac{b}{m} = \pi q \frac{\beta}{360^\circ} = 3,14 \cdot 9 \frac{100^\circ}{360^\circ} = 8$ , из условий прочности зуба рейки на изгиб, допустив, что вся осевая нагрузка воспринимается одним зубом,

$$m = \sqrt{\frac{g G k_n}{y \psi \pi [\sigma]_и}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 2000 \cdot 1,2}{0,154 \cdot 8 \cdot 3,14 \cdot 157}} = 6,2 \text{ мм,}$$

где  $y=0,154$  — коэффициент формы зуба;  $k_n=1,2$  — коэффициент нагрузки;

$$[\sigma]_и = \frac{0,4 \sigma_{пч}}{n} = \frac{0,4 \cdot 590}{1,5} = 157 \text{ МПа} — \text{допускаемое напряжение для стали}$$

Ст. 6;

$n=1,5$  — запас прочности.

Принимаем по ГОСТ  $m=7$  мм.

Приняв и определив:  $d_{д.ч}=qm=9 \cdot 7=0,063$  м — диаметр делительной окружности червяка;  $d_{ц}=0,03$  — диаметр цапфы червяка;  $d_{п}=0,04$  м — диаметр пяты червяка;  $f_0=0,02$  — коэффициент трения в подшипнике и пяте, — найдем момент сопротивления повороту червяка:

$$M_{\Sigma} = M_{ц} + M_{п} + M_{ч},$$

где  $M_{ц} = \xi M_{\Sigma} = f_0 \frac{d_{ц}}{d_{д.ч}} \cdot M_{\Sigma}$  — момент от трения в радиальных подшипниках;

$$M_{п} = \frac{g G d_{п}}{2} f_0 — \text{момент от трения в пяте;}$$

$$M_{ч} = \frac{g G t g (\lambda + \rho) d_{д.ч}}{2} — \text{момент от трения между зубьями рейки и витком червяка.}$$

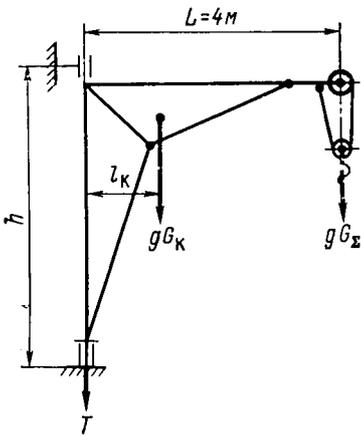


Рис. 122. К расчету мощности электродвигателя крана.

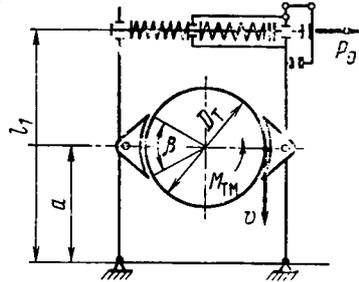


Рис. 123. К расчету тормоза механизма подъема.

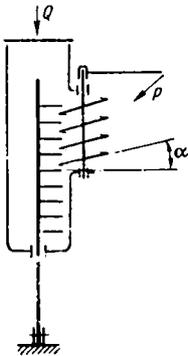


Рис. 124. К расчету усилия на рукоятке реечно-червячного механизма.

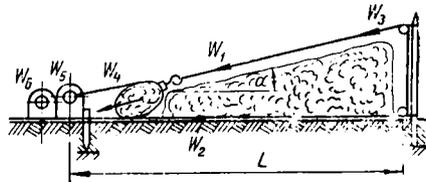


Рис. 125. К расчету мощности двигателя лебедки.

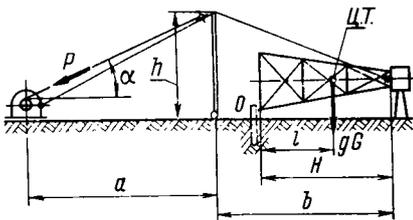


Рис. 126. К расчету силы тяги при установке водонапорной башни.

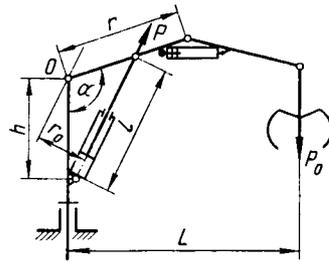


Рис. 127. К расчету максимального усилия гидроцилиндра подъема стрелы.

После подстановки и преобразования получим

$$M_{\Sigma} = \frac{M_{\Pi} + M_{\Psi}}{1 - \xi} = \frac{gG}{1 - f_0} \left[ \frac{f_0 d_{\Pi}}{2} + \operatorname{tg}(\lambda + \rho) \frac{d_{\text{д.ч}}}{2} \right] = 80 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбрав рукоятку телескопической конструкции с  $l = 0,35 \dots 0,6$  м, получим усилие на рукоятке в пределах

$$P = \frac{M_{\Sigma}}{l} = \frac{80}{0,35 \dots 0,6} = 228 \dots 133 \text{ Н}.$$

**Пример 9.** Определить сопротивление тяги и мощность электродвигателя лебедки для волочения сетки с соломой при суммарной массе  $G_{\Sigma} = 500$  кг (рис. 125).

Исходя из условий работы и приняв по справочникам  $f_1 = 0,8$  — коэффициент сопротивления волочению сетки с соломой по стерне,  $\alpha = 30^\circ$  — угол подъема при волочении,  $z = 2$  — число поворотных блоков,  $v = 0,8$  — скорость движения сетки, м/с, получим суммарное сопротивление тяги:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6,$$

где сопротивление волочению

$$W_1 = gG_{\Sigma} (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) = 9,81 \cdot 500 (\sin 30^\circ + 0,8 \cos 30^\circ) = 5851 \text{ Н};$$

сопротивление движению каната

$$W_2 = 2f_2 gqL = 2 \cdot 0,3 \cdot 9,81 \cdot 0,24 \cdot 100 = 144 \text{ Н};$$

сопротивление от изгиба каната и в подшипниках блоков

$$W_3 = z(1 - \eta_6) S_{\text{наб}} = z(1 - \eta_6) k_c W_1 = 2(1 - 0,95) 1,2 \cdot 5851 = 702 \text{ Н},$$

здесь  $\eta_6 = 0,9$  — к.п.д. блока;

$k_c = 1,2$  — коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления; сопротивление от инерции груза и каната

$$W_4 = (G_{\Sigma} + 2qL) \frac{v}{t} = (500 + 2 \cdot 0,244 \cdot 100) \frac{0,8}{2} = 219,5 \text{ Н},$$

здесь  $q = 0,244$  — погонная масса каната, кг/м;

$t = 2$  с — время разбега сетки;

сопротивление в подшипниках барабана лебедки

$$W_5 = f_5 gG_6 (1 + \psi) \frac{d}{D_6} = 0,02 \cdot 9,81 \cdot 80 (1 + 0,2) \frac{0,04}{0,2} = 3,76 \text{ Н},$$

здесь  $f_5 = 0,2$  — коэффициент сопротивления в подшипниках барабана;

$\psi = 0,2$  — коэффициент, учитывающий подтормаживание барабана;

$d = 0,04$  и  $D_6 = 0,2$  м — соответственно диаметры цапфы и барабана;

сопротивление от инерции вращающихся масс лебедки при  $\omega = \frac{2v}{D_6} = \frac{2 \cdot 0,8}{0,2} = 8 \text{ 1/с}$ ;

$$W_6 = 0,7 \frac{G_6 D_6^2}{4} \cdot \frac{\omega}{t} = 0,7 \frac{80 \cdot 0,2^2}{4} \cdot \frac{8}{2} = 2,24 \text{ Н},$$

где  $0,7 \frac{G_6 D_6^2}{4}$  — маховой момент барабана.

Сложив все сопротивления, получим

$$W = 5851 + 144 + 702 + 219,5 + 3,76 + 2,24 = 6922,5 \text{ Н.}$$

Пренебрегаем величинами  $W_5$  и  $W_6$  вследствие их малости.

Мощность электродвигателя лебедки при  $\eta_0=0,8$  — общем к.п.д. будет равна

$$N = \frac{Wv}{\eta} = \frac{6922 \cdot 0,8}{0,8} = 6922 \text{ Вт.}$$

Выбираем электродвигатель АО2-52-6,  $N=7,5$  кВт при  $n_d=970$  об/мин и  $\beta = M_{\max} : M_d = 1,8$ . Определив частоту вращения барабана

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 0,2} = 76,4 \text{ об/мин,}$$

найдем передаточное отношение механизма лебедки:

$$i = \frac{n_d}{n_6} = \frac{970}{76,4} = 12,7,$$

которое можно осуществить в варианте двухступенчатого редуктора.

**Пример 10.** Определить силу тяги  $P$  при установке водонапорной башни высотой  $H=30$  м, массой  $G=12$  т, способом «падающей стрелы» (рис. 126).

Сила тяги из уравнения моментов относительно якоря (точка  $O$ ) определится, как

$$P = \frac{gGl}{kh \cos \alpha},$$

где  $l = 0,6 H = 0,6 \cdot 30 = 18$  м — расстояние от точки  $O$  до центра тяжести;

$k = 4$  — кратность полиспаста;

$h = 15$  м,  $a = 1,2H = 1,2 \cdot 30 = 36$  м;

$$\cos \alpha \cong \frac{a}{\sqrt{a^2 + h^2}} = 0,923.$$

Следовательно,

$$P = \frac{9,81 \cdot 12 \cdot 000 \cdot 18}{4 \cdot 15 \cdot 0,923} = 38 \text{ кН.}$$

Возможно применение ручной лебедки с тяговым усилием 50 кН при четырех рабочих или привода от тракторных навесных лебедок, а также переносных с электроприводом.

**Пример 11.** Определить отрывное усилие для грейферного погрузчика грузоподъемностью 1000 кг при погрузке связанного груза (навоз). Допускаемое отрывное усилие  $[P_0]=14$  кН.

Исходя из плотности груза  $\gamma=800$  кг/м<sup>3</sup> и объема грейфера  $V=0,5$  м<sup>3</sup>, масса ноши  $G=\gamma V=800 \cdot 0,5=400$  кг.

Отрывное усилие для грейфера роющего принципа действия

$$P_0 = gG \left[ \left( 1 + \epsilon_r \right) \left( 1 + \psi \frac{a}{g} \right) + \epsilon_c \right],$$

где  $\epsilon_r = G_r : G = 0,25$  — отношение масс грейфера и груза;

$\psi = 0,7$  — коэффициент демпфирования;

$a = v : t = 0,5 : 2 = 0,25$  — ускорение при отрыве груза, м/с<sup>2</sup>;

$\epsilon_c = 2,2$  — коэффициент сопротивления груза отрыву.

Подставив цифровые значения, получим

$$P_0 = 9,81 \cdot 400 \left[ \left( 1 + 0,25 \right) \left( 1 + 0,7 \frac{0,25}{9,81} \right) + 2,2 \right] = 13\,636 \text{ Н.}$$

Условие  $P_0 > [P_0]$  соблюдается, что обеспечивает устойчивость погрузчика при работе.

**Пример 12.** Определить максимальное усилие  $P$  гидроцилиндра подъема стрелы, если известно:  $L=5$  м — длина стрелы,  $h=0,5$  м,  $r_0=1$  м,  $P_0=14$  кН — отрывное усилие (рис. 127).

Усилие  $P$  находим из уравнения моментов:

$$Pr_0 = P_0L \cos(\alpha - 90^\circ).$$

При  $r_0 = \frac{hr \sin \alpha}{\sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha}}$  имеем

$$P = \frac{P_0L \cos(\alpha - 90^\circ) \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha}}{hr \sin \alpha}.$$

Очевидно, что усилие  $P$  будет максимальным при  $\alpha=90^\circ$ , тогда

$$P = \frac{14\,000 \cdot 5 \cdot 1 \sqrt{0,5^2 + 1^2 - 2 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1}}{1 \cdot 0,5 \cdot 1} = 156 \text{ кН.}$$

При давлении в гидросистеме  $p=10,0$  МПа=10 Н/мм<sup>2</sup>, диаметр гидроцилиндра будет

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi [p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 156 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10}} = 141 \text{ мм.}$$

Можно принять  $d=150$  мм.

**Пример 13.** Проверить устойчивость погрузчика при действии максимальных нагрузок (рис. 128).

Определение коэффициента устойчивости проведем для грейферного погрузчика: масса трактора  $G_T=3000$  кг, навесного оборудования  $G_{н.о}=1600$  кг, отрывное усилие  $[P_0]=14$  кН.

Наименьшая устойчивость у погрузчика будет при расположении стрелы перпендикулярно линии возможного опрокидывания. Размеры плеч моментов опрокидывания и восстанавливающих:  $L=3,2$  м,  $a=1,2$  м,  $b=1,3$  м и  $h=1,5$  м — плечо момента от ветровой нагрузки. Тогда коэффициент грузовой устойчивости

$$k_T = \frac{M_T + M_{н.о} - M_B}{M_{P_0}}.$$

где  $M_T = gG_T a = 9,81 \cdot 3000 \cdot 1,2 = 35\,300$  Н·м;

$M_{н.о} = gG_{н.о} b = 9,81 \cdot 1600 \cdot 1,3 = 20\,400$  Н·м;

$M_B = pFh = 150 \cdot 2 \cdot 1,5 = 450$  Н·м;

$M_{P_0} = P_0 L = 14\,000 \cdot 3,2 = 44\,700$  Н·м.

Подставив цифровые значения, получим

$$k_T = \frac{35\,300 + 20\,400 - 450}{44\,700} = 1,175.$$

Устойчивость обеспечена даже в наихудшем положении стрелы, которое при работе с отрывом груза не рекомендуется. Устойчивость может снизиться при установке погрузчика на косогоре. Действие инерционных сил учтено в суммарной силе отрыва.

**Пример 14.** Определить сопротивление перекатыванию четырехколесного тракторного прицепа на пневматических шинах по полю. Грузоподъемность прицепа  $G=4000$  кг, масса прицепа  $G_0=1600$  кг.

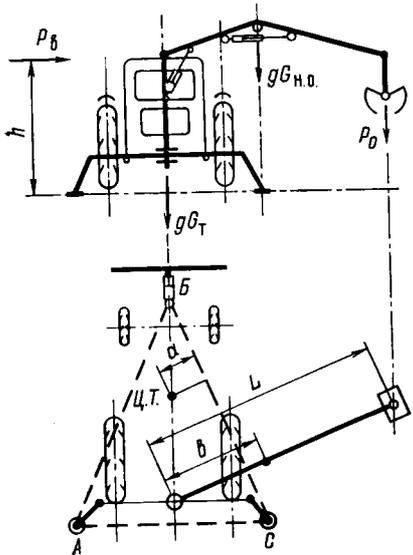


Рис. 128. К проверке устойчивости погрузчика.

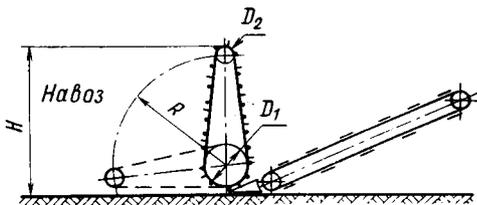


Рис. 129. К расчету производительности погрузочной машины.

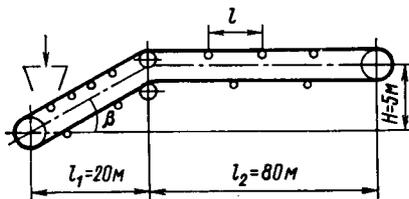


Рис. 130. К расчету ширины ленты и мощности транспортера.

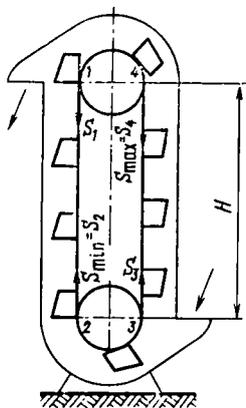


Рис. 131. К расчету основных параметров ковшового элеватора и мощности двигателя.

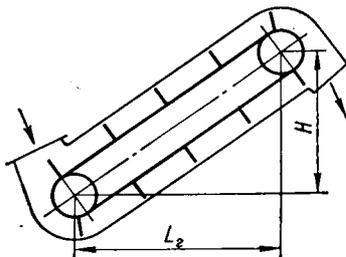


Рис. 132. К определению основных параметров скребкового транспортера.

Применяя приближенный метод расчета сопротивления перекачиванию, находим

$$W = (1, 1 \dots 1, 15) \mu_n R_z,$$

$$\text{где } R_z = \frac{g(G + G_0)}{z};$$

$$\text{тогда } W = 1,15 \mu_n g(G + G_0) = 1,15 \cdot 0,1 \cdot 9,81(4000 + 1600) = 6320 \text{ Н.}$$

Таким образом, трактор класса 1,4 кН на стерне, залежи, по жнивью и грунтовой дороге без больших подъемов может перемещать поезд из двух тележек.

**Пример 15.** Определить производительность погрузчика периодического действия при погрузке контейнеров с картофелем: в штуках —  $\Pi_{шт}$  и массовую —  $\Pi_G$ . Грузоподъемность контейнера  $G=1000$  кг, время цикла погрузки  $T=20$  с, коэффициент использования времени  $k_t=0,8$  и коэффициент наполнения контейнера  $\varphi=0,9$ .

Производительность, шт./ч

$$\Pi = k_t \frac{3600}{T} = 0,8 \frac{3600}{20} = 143,$$

массовая, т/ч,

$$\Pi_G = 3600 \frac{k_t \varphi G}{T} = 3600 \frac{0,8 \cdot 0,9 \cdot 1000}{20} = 129.$$

Полученный результат показывает на высокую эффективность погрузчиков при контейнерных перевозках грузов.

**Пример 16.** Определить производительность погрузочной машины с цепочно-планчатым питателем вверного движения при циклическом действии. Известно:  $H=2$  м — высота штабеля навоза,  $D_2=0,18$  и  $D_1=0,5$  м — диаметры звездочек,  $\gamma=0,7$  т/м<sup>3</sup> — плотность навоза,  $T=30$  с — время одного цикла работы питателя и  $B=1,6$  м — ширина питателя (рис. 129).

Расстояние между звездочками

$$R = H - 0,5(D_2 + D_1) = 2 - 0,5(0,18 + 0,5) = 1,66 \text{ м,}$$

тогда приближенно торцовая площадь выработки

$$F = 0,785(R + 0,5D_2)^2.$$

По общей формуле производительность при  $k_n=0,8$  — коэффициенте производительности и  $k_t=0,85$  — коэффициенте использования рабочего времени

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{3600}{T} k_n k_t \gamma \cdot 0,785(R + 0,5D_2)^2 B = \\ &= \frac{3600}{30} \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 0,7 \cdot 0,785(1,66 + 0,5 \cdot 0,18)^2 \cdot 1,6 = 220 \text{ т/ч.} \end{aligned}$$

**Пример 17.** Определить ширину ленты  $B$  и мощность  $N$  ленточного транспортера производительностью  $\Pi=100$  т/ч при перемещении зерна  $\gamma=0,8$  т/м<sup>3</sup>. Длина транспортирования  $L=100$  м, высота подъема  $H=5$  м, скорость транспортирования  $v=2$  м/с (рис. 130).

Приняв желобчатую форму ленты с трехроликовой опорой из формулы приближенного расчета производительности, определим ширину ленты при  $k_n=380$  — коэффициенте производительности и  $c=0,9$  — коэффициенте снижения скорости транспортирования  $v=2$  м/с (рис. 130).

$$B = \sqrt{\frac{\Pi}{k_n c \gamma v}} = \sqrt{\frac{100}{380 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 2}} = 0,428 \text{ м.}$$

Принимаем  $B=400$  мм.

Погонная нагрузка определится:  
от массы груза

$$q = \frac{\Pi}{3,6v} = \frac{100}{3,6 \cdot 2} = 13,9 \text{ кг/м};$$

от массы роликовых опор при расстоянии между опорами  $l=1$  м

$$q_p = \frac{10B + 7}{l} = \frac{10 \cdot 0,4 + 7}{1} = 11 \text{ кг/м}.$$

При приближенном определении мощности

$$N_d = \frac{gk_n \Pi}{3600\eta} \left\{ \left[ H + L\omega \left( 1 + \frac{q_p}{q} \right) \right] k_l + k_p \right\},$$

где  $k_n = 1,2$  — коэффициент, учитывающий инерцию при пуске;  
 $k_L = 1,15$  — коэффициент, учитывающий длину транспортера;  
 $k_p = 1,1$  — коэффициент, учитывающий влияние плужкового сбрасывателя;  
 $\omega = 0,04$  — коэффициент сопротивления роликовых опор;  
 $\eta = 0,9$  — к.п.д.

Тогда

$$N_d = \frac{9,81 \cdot 1,2 \cdot 100}{3600 \cdot 0,9} \left\{ \left[ 5 + 100 \cdot 0,04 \left( 1 + \frac{11}{13,9} \right) \right] 1,15 + 1,1 \right\} = 5,48 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель АО2-42-4,  $N=5,5$  кВт,  $n_d=1440$  об/мин,  $\beta = \frac{M_{\max}}{M_d} = 1,5$ ,  
к.п.д. = 0,87.

Определяем передаточное отношение механизма привода:

$$i = \frac{\pi D_0 n_d}{60v} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1440}{60 \cdot 2} = 15,07,$$

где  $D_0 = 130 \cdot i' = 130 \cdot 3 = 390$  мм, принимаем  $D_0 = 400$  мм;  $i' = 3$  — число прокладок у ленты.

**Пример 18.** Определить основные параметры ковшового элеватора и подобрать электродвигатель. Известно  $\Pi = 20$  т/ч, груз — пшеница,  $\gamma = 0,8$  т/м<sup>3</sup>, высота элеватора  $H = 10$  м (рис. 131).

Из формулы производительности

$$\Pi = 3,6 \frac{V}{a} \psi \gamma v,$$

где  $V/a$  — погонная вместимость ковшей, л/м;

$\psi = 0,75$  — коэффициент наполнения ковша;

$v = 1,5$  — скорость подъема, м/с,

найдем

$$\frac{V}{a} = \frac{\Pi}{3,6\psi\gamma v} = \frac{20}{3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,8 \cdot 1,5} = 6,17 \text{ л/м}.$$

Выбираем глубокий ковш, тип 1, шаг ковшей  $a = 200$  мм, вместимость  $V = 1,3$  л, ширина ковша  $B' = 150$  мм.

Тогда действительная вместимость ковша равна

$$\frac{V}{a} = \frac{1,3}{0,2} = 6,5 \text{ л/м}.$$

Приближенно мощность элеватора определяют по формуле

$$N = \frac{g\Pi H}{3600} \left( 1,15 + \frac{k}{\gamma} \right) = \frac{9,81 \cdot 20 \cdot 10}{3600} \left( 1,15 + \frac{1,5}{0,8} \right) = 1,65 \text{ кВт};$$

мощность двигателя

$$N_d = k_n \frac{N}{\eta_o} = \frac{1,2 \cdot 1,65}{0,9} = 2,2 \text{ кВт,}$$

где  $k_n = 1,2$  — коэффициент, учитывающий дополнительные нагрузки при пуске;  
 $\eta_o = 0,85 \dots 0,9$  — к.п.д. механизма привода;  
 $k = 1,5$  — коэффициент, зависящий от конструкции тягового органа.

Выбираем электродвигатель АО2 (АОЛ2)-31-4,  $N_d = 2,2$  кВт,  $n = 1430$  об/мин,  $\eta_o = 0,825$ .

Тяговой расчет:

окружное усилие равно

$$P = \frac{1000N}{v} = \frac{1000 \cdot 2,2}{1,5} = 1466 \text{ Н.}$$

Рекомендуется  $S_{\min} = S_2 = 1000$  Н — минимальное предварительное натяжение ленты.

Тогда

$$S_3 = S_2 + W_{\text{зач}} + W_{\text{п}} + W_{\text{л}},$$

где  $W_{\text{зач}} = k_{\text{зач}} q_m g$  — сопротивление зачерпыванию;

$k_{\text{зач}} = 3$  — коэффициент сопротивления зачерпыванию;

$$q_m = \frac{V\gamma}{a} = 6,5 \cdot 0,8 = 5,2 \text{ кг/м,}$$

тогда  $W_{\text{зач}} = 3 \cdot 5,2 \cdot 9,81 = 153$  Н;  $W_{\text{п}} + W_{\text{л}} = \xi S_{\min}$  — сопротивление в подшипниках и от изгиба ленты при  $\xi = 0,06$ ;  $W_{\text{п}} + W_{\text{л}} = 0,06 \times 1000 = 60$  Н.

После подстановки цифр получим  $S_3 = 1000 + 153 + 60 = 1213$  Н.

Наибольшее натяжение ленты получим при  $q_0 = 10$  кг/м:

$$S_{\max} = S_4 = S_3 + (q_m + q_0) Hg = 1213 + (5,2 + 10) 10 \cdot 9,81 = 2703 \text{ Н.}$$

Проверка ленты на прочность при запасе прочности  $[n] = 10$ , пределе прочности на разрыв одной прокладки из бельтинга Б=820  $[k_p] = 55$  кН/м,  $k_o = 0,8$  — коэффициенте ослабления ленты отверстиями для крепления ковшей, числе прокладок  $z = 4$  и ширине ленты  $B = 200$  мм. Действительный запас прочности равен

$$n = \frac{k_o B [k_p]}{S_{\max}} = \frac{0,8 \cdot 0,2 \cdot 55 \cdot 1000}{2703} = 13 > [n] = 10.$$

Нормальная работа элеватора обеспечивается при условии  $P_{\phi} > P$ , т. е. без проскальзывания ленты, где для гладкого шкива и угла обхвата  $180^\circ$   $P_{\phi} = 0,6 \cdot S_4 = 0,6 \cdot 2703 = 1624$  Н.

Таким образом обеспечивается  $P_{\phi} > P$ , т. к.  $1624 > 1466$ .

**Пример 19.** Определить основные параметры скребкового транспортера для погрузки навоза:  $\Pi = 10$  т/ч, размеры  $H = 4$  м,  $L_r = 4$  м (рис. 132).

В качестве рабочего органа принимаем скребок для порционного волочения прямоугольной формы. Транспортирование груза верхней ветвью, желоб открытый.

Расчетная ширина скребка

$$B = \sqrt{\frac{k\Pi}{3600c\psi v}},$$

где  $k = B : h = 2$  — коэффициент соотношения ширины и высоты скребка;  
 $c = 0,6$  — коэффициент, учитывающий влияние наклона угла подъема транспортера;

$\psi = 0,7$  — коэффициент заполнения;

$v = 0,6$  м/с — скорость движения цепи;

$\gamma = 0,65$  т/м<sup>3</sup> — плотность навоза.

Тогда

$$B = \sqrt{\frac{2 \cdot 10}{3600 \cdot 0,6 \cdot 0,7 \cdot 0,65 \cdot 0,6}} = 0,184 \text{ м}$$

и

$$h = \frac{B}{k} = \frac{0,184}{2} = 0,092 \text{ м.}$$

Принимаем  $B=0,2$  м,  $h=0,1$  м.

Наибольшее натяжение цепи с учетом динамического усилия

$$S_{\max} = S_0 + \Sigma W + S_{\text{дин.}}$$

где  $S_0 > S_{\min}$  — начальное натяжение цепи;

$S_{\min}=500$  Н — наименьшее натяжение цепи.

Сумма сопротивлений движению груза и тягового органа со скребками при  $q_m = \Pi/3,6$   $v=10/3,6 \cdot 0,6=4,6$  кг/м — погонная масса груза;  $q_0=0,6$   $q_m=0,6 \cdot 4,6=2,76$  кг/м — погонная масса тягового органа со скребками,  $\omega_c=0,25$  и  $\omega_{ж}=0,57$  — коэффициенты сопротивления движению цепи и материала по желобу, будет

$$\Sigma W = g [q_m H + 2q_0 \omega_c L_T + q_m \omega_{ж} L_T];$$

$$\Sigma W = 9,81 [4,6 \cdot 4 + 2 \cdot 2,76 \cdot 0,25 \cdot 4 + 4,6 \cdot 0,57 \cdot 4] = 337 \text{ Н};$$

$S_{\text{дин.}} = (q_m + 2q_0) L t n^2 / 60$  — динамическое усилие при  $L = \sqrt{L^2 + H^2} = \sqrt{4^2 + 4^2} = 5,66$  м — длине транспортера,  $t=100$  мм — шаге цепи по ГОСТ 588—64 с разрушающей нагрузкой  $[P_p]=125$  кН и  $n=60v \sin \frac{180}{z} / \pi t = 60 \cdot 0,6 \sin \frac{180}{10} / 3,14 \cdot 0,1 = 35,4$  об/мин; частоте вращения приводной звездочки с числом зубьев  $z=10$ , будет

$$S_{\text{дин.}} = (4,6 + 2 \cdot 2,76) 5,56 \cdot 0,01 (35,4)^2 / 60 = 120 \text{ Н.}$$

Тогда  $S_{\max} = 500 + 337 + 120 = 957$  Н.

Прочность цепи достаточна, так как при запасе прочности  $n=8$  имеем  $P_p > n S_{\max} = 8 \cdot 957 = 7656$  Н, что значительно меньше  $[P_p]=125$  кН.

Мощность двигателя

$$N = (S_{\max} - S_{\min}) v / \eta_z \eta_{\Pi} = (957 - 500) 0,6 / 0,98 \cdot 0,9 = 518 \text{ Вт.}$$

Для привода можно использовать электродвигатель АО2-12-6,  $N=0,6$  кВт,  $n_d=915$  об/мин,  $\beta = M_{\max} / M_d = 2,2$ , при этом передаточное число механизма привода будет

$$i = n_d / n = 915 / 35,4 = 25,85.$$

**Пример 20.** Рассчитать крутонаклонный винтовой бистроходный транспортер кормоприготовительного цеха производительностью  $\Pi=40$  т/ч, груз — комбикорм (рис. 133).

Принимаем: винт сплошной, левой навивки, однозаходный; соотношение  $\frac{S}{D} = 0,75$ , частота вращения  $n=500$  об/мин, коэффициент производительности  $k_0=0,4$ , плотность комбикорма  $\gamma=0,63$  т/м<sup>3</sup>, высота подъема  $H=3$  м, длина горизонтального перемещения  $L_T=4$  м.

Определим диаметр шнека (предварительно):

$$D = \sqrt[3]{\frac{\Pi}{47 k_n \psi \gamma n}} = \sqrt[3]{\frac{40}{47 \cdot 4 \cdot 0,75 \cdot 0,63 \cdot 500}} = 0,208 \text{ м.}$$

Принимаем  $D=200$  мм, тогда шаг винта  $S = \psi D = 0,75 \cdot 200 = 150$  мм.

Длина загруженной части шнека  $l_{\text{загр}} = 3S = 3 \cdot 0,15 = 0,45$  м.

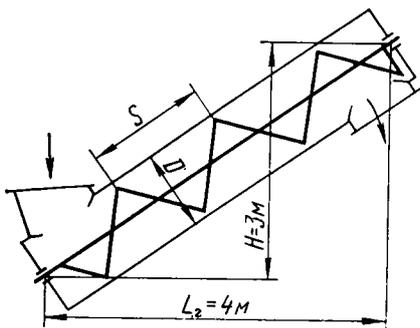


Рис. 133. К расчету крутонаклонного винтового быстроходного транспортера.

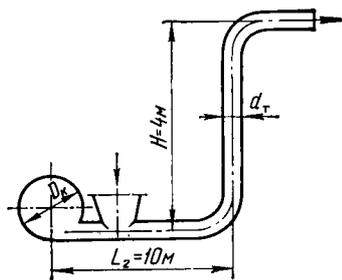


Рис. 134. К расчету пневматического транспортера.

Мощность шнека (приближенно)

$$N = kc \frac{g\Pi}{3600} (L_2 + H) \omega_0,$$

где  $k=1,4$  — коэффициент, учитывающий потери на перемешивание и дробление;

$c=1,4$  — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона при  $\alpha = \arctg \frac{3}{4} = 36^\circ 54'$ ;

$\omega_0=1,5$  — коэффициент сопротивления перемещению.

Тогда

$$N = 1,4 \cdot 1,4 \frac{9,81 \cdot 40}{3600} (4 + 3) 1,5 = 2,22 \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя с учетом коэффициента перегрузок  $k_0=1,4$  и к.п.д. привода  $\eta=0,9$  будет

$$N_d = k_0 \frac{N}{\eta} = 1,4 \frac{2,22}{0,9} = 3,46 \text{ кВт.}$$

Выбираем электродвигатель АО2,  $N=4,0$  кВт,  $n_d=1450$  об/мин.

Быстроходность шнека по условию

$$f\omega^2 \frac{D}{2} > mg,$$

или

$$0,5f \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 D > g$$

после подстановки цифровых значений  $20,5 > 9,81$  обеспечивается.

Выбираем электродвигатель АО2,  $N=4,0$  кВт,  $n_d=1450$  об/мин.

Пример 21. Рассчитать пневматический транспортер для соломенной сечки производительностью  $\Pi=5$  т/ч. Схема и размеры трассы показаны на рисунке 134.

Скорость движения воздуха определяем при  $\varphi=1,7$  — коэффициент, зависящий от сложности схемы транспортера (для соломы длиной резки до 100 мм) и критической скорости  $v_k=4,25$  м/с, тогда  $v_a=\varphi v_k=1,7 \cdot 4,25=7,23$  м/с. Принимаем  $v_a=7,5$  м/с.

Потребный расход воздуха при  $\gamma_B = 1,24$  кг/м<sup>3</sup> (удельная масса воздуха) и  $\mu = 1,6$  — коэффициенте массовой концентрации смеси (для соломы)

$$V_B = \frac{\Pi}{3,6\mu\gamma_B} = \frac{5}{3,6 \cdot 1,6 \cdot 1,24} = 0,7 \text{ м}^3/\text{с} = 2520 \text{ м}^3/\text{ч},$$

тогда диаметр трубопровода

$$d_T = \sqrt{\frac{4V_B}{\pi v_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,7}{3,14 \cdot 7,5}} = 0,308 \text{ м}.$$

Принимаем  $d_T = 360$  мм.

Динамический напор

$$h_d = \gamma_B v_B^2 (1 + 0,72\mu) = 1,24 \cdot 7,5^2 (1 + 0,72 \cdot 1,6) = 149 \text{ Па}.$$

Статический напор

$$h_c = h_T + h_M + h_{\Pi} = \\ = \lambda \frac{L_{\Sigma}}{d_T} \cdot \frac{\gamma_B v_B^2}{2} (1 + c\mu) + \Sigma \xi \frac{\gamma_B v_B^2}{2} (1 + c\mu) + \mu \gamma_B g H,$$

где  $\lambda = 0,0125 + \frac{0,011}{d_T} = 0,0125 + \frac{0,011}{0,800} = 0,026$  — коэффициент сопро-

тивления трению;

$c = 0,68$  — коэффициент, зависящий от концентрации смеси, скорости и характера потока груза;

$L_{\Sigma} = L + H = 10 + 4 = 14$  — длина транспортирования, м;

$\Sigma \xi = 2\xi$  колена  $= 2 \cdot 0,16$  — коэффициент местного сопротивления колена при угле поворота на  $90^\circ$  и отношении радиуса закругления к диаметру  $R_K/d = 2$ ,

тогда

$$h_c = 0,026 \frac{14}{0,3} \cdot \frac{1,24 \cdot 7,5^2}{2} (1 + 0,68 \cdot 1,6) + \\ + 2 \cdot 0,16 \frac{1,24 \cdot 7,5^2}{2} (1 + 0,68 \cdot 1,6 + 1,6 \cdot 1,24 \cdot 9,81 \cdot 4) = 160,7 \text{ Па}.$$

Полный напор

$$h = h_d + h_c = 149 + 160,7 = 309,7 \text{ Па}.$$

Выбираем вентилятор ВД=3,  $h_{\max} = 400$  Па,  $V_B = 3500$  м<sup>3</sup>/ч,  $D_K = 400$  мм. Мощность двигателя при пропуске груза (соломы) через вентилятор

$$N_d = \frac{V_B h_{\max} (1 + \mu)}{\eta_1 \eta_2 \eta_3} = \frac{0,973 \cdot 400 (1 + 1,6)}{0,7 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 1690 \text{ Вт},$$

где  $\eta_1 = 0,7$  — к.п.д. вентилятора;

$\eta_2 = 0,9$  — к.п.д. подшипников;

$\eta_3 = 0,95$  — к.п.д. передачи.

Выбираем электродвигатель АО2 (или АОЛ)-2-31-4,  $N = 2,2$  кВт,  $n = 1430$  об/мин,  $\eta_0 = 0,825$ .

---

## УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

●

- Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М., «Высшая школа», 1973.
- Руденко Н. Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М., «Машиностроение», 1971 г.
- Буряков А. Г. Комплексная механизация погрузочно-разгрузочных работ. М., Россельхозиздат, 1976.
- Воробьев А. А. и др. Пневмотранспортные установки (справочник). М., «Машиностроение», 1969.
- Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. М., «Машиностроение», 1968.
- Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве. М., «Колос», 1973.
- Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. М., Машгиз, 1964.
- Зуев Ф. Г. и др. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. М., «Колос», 1978.
- Красников В. В. и др. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкции. М., «Машиностроение», 1967.
- Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М., «Машиностроение», 1973.
- Кукибный А. А. Метательные машины. М., «Машиностроение», 1964.
- Копылов Н. Г. Теория качающихся конвейеров. М., Машгиз, 1963.
- Платонов П. Н. Куценко К. И. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные устройства. М., «Колос», 1972.
- Спиваковский А. О. Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М., «Машиностроение», 1968.
- Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. М., «Машиностроение», 1969.
- Юкиш и др. Справочник по оборудованию элеваторов и складов. М., «Колос», 1970.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Введение</i> . . . . .	3
<b>Глава 1. Общие сведения</b> . . . . .	5
§ 1. <i>Классификация и характеристика грузов</i> . . . . .	5
Физико-механические свойства грузов . . . . .	5
Перегрузочные и транспортные качества грузов . . . . .	8
§ 2. <i>Основы применения подъемно-транспортных машин в сельском хозяйстве</i> . . . . .	9
Общие сведения о грузопотоке и производительности подъемно-транспортных машин . . . . .	9
Классификация подъемно-транспортных машин . . . . .	14
Выбор способа и средств для перемещения грузов . . . . .	15
Технико-экономические характеристики подъемно-транспортных машин . . . . .	15
<b>Глава 2. Грузоподъемные машины и их элементы</b> . . . . .	18
§ 1. <i>Классификация и режим эксплуатации</i> . . . . .	18
Классификация грузоподъемных машин . . . . .	18
Режим эксплуатации . . . . .	18
§ 2. <i>Основные узлы и детали</i> . . . . .	20
Тяговые органы . . . . .	20
Грузозахватные устройства . . . . .	24
Блоки, звездочки и барабаны . . . . .	31
§ 3. <i>Механизмы подъема и тяги</i> . . . . .	35
Полиспасты . . . . .	35
Тали . . . . .	37
Домкраты . . . . .	38
Гидравлические подъемники . . . . .	42
Лебедки . . . . .	45
Крановый механизм подъема . . . . .	51
§ 4. <i>Стопорные и тормозные устройства</i> . . . . .	56
Стопорные устройства . . . . .	56
Тормозные устройства . . . . .	57
Колодочные тормоза . . . . .	59
Ленточные тормоза . . . . .	61
Конические и дисковые тормоза . . . . .	64
Управление тормозами . . . . .	66
§ 5. <i>Механизмы передвижения грузоподъемных машин по рельсовым путям</i> . . . . .	68
Конструкция и расчет ходовых колес . . . . .	69
Определение сопротивления передвижению . . . . .	70
Особенности расчета торможения . . . . .	74
§ 6. <i>Механизмы поворота</i> . . . . .	75
Силы, действующие на опоры, и схемы механизмов поворота . . . . .	75
Определение сопротивлений и тормозного момента при повороте . . . . .	77
§ 7. <i>Остов и устойчивость грузоподъемника</i> . . . . .	80
Основы расчета остова грузоподъемника . . . . .	80

	Балки и фермы кранов . . . . .	81
	Устойчивость крана и распределение нагрузки на опоры . . . . .	86
§ 8.	<i>Грузоподъемные машины</i> . . . . .	92
	Стационарные краны . . . . .	93
	Мостовые и козловые краны и краны-штабелеры . . . . .	93
	Передвижные краны . . . . .	95
	Самоходные краны . . . . .	96
<b>Глава 3.</b>	<b>Транспортирующие машины</b> . . . . .	<b>98</b>
§ 1.	<i>Назначение, классификация и теория транспортирующих машин</i> . . . . .	98
	Назначение и классификация . . . . .	98
	Общая теория . . . . .	98
	Основные технико-экономические показатели . . . . .	100
	Основные узлы транспортеров . . . . .	101
§ 2.	<i>Ленточные транспортеры</i> . . . . .	103
	Назначение, классификация и схемы устройств . . . . .	103
	Транспортерная лента . . . . .	104
	Опоры ленты и барабаны . . . . .	106
	Загрузочные и разгрузочные устройства . . . . .	107
	Производительность транспортера и ширина ленты . . . . .	108
	Определение сопротивлений передвижению ленты . . . . .	111
	Мощность привода транспортера . . . . .	113
	Приводная станция транспортера . . . . .	114
	Применение ленточных транспортеров . . . . .	115
§ 3.	<i>Элеваторы</i> . . . . .	117
	Назначение, общее устройство и классификация . . . . .	117
	Ковшовые элеваторы и их основные узлы . . . . .	118
	Основы теории ковшового элеватора . . . . .	120
	Основы расчета ковшового элеватора . . . . .	123
	Применение элеваторов . . . . .	125
§ 4.	<i>Скребоквые, планчатые и пластинчатые транспортеры</i> . . . . .	127
	Назначение и общее устройство . . . . .	127
	Тяговые, рабочие и вспомогательные органы . . . . .	127
	Основы теории и расчета скребоквых транспортеров . . . . .	131
	Применение цепных транспортеров . . . . .	135
§ 5.	<i>Винтовые транспортеры (шнеки)</i> . . . . .	139
	Назначение и устройство . . . . .	139
	Схема работы и основные параметры . . . . .	140
	Основы теории и расчета . . . . .	143
	Определение сопротивлений и мощности . . . . .	146
	Применение винтовых транспортеров . . . . .	146
§ 6.	<i>Качающиеся конвейеры</i> . . . . .	148
	Назначение, принцип действия и применение . . . . .	148
	Инерционные конвейеры с жестким приводом . . . . .	149
	Вибрационные конвейеры . . . . .	152
	Основы теории и расчета . . . . .	152
	Устройство и расчет приводов . . . . .	155
§ 7.	<i>Метательные транспортеры</i> . . . . .	157
	Назначение и принцип действия . . . . .	157
	Ленточные метатели . . . . .	157
	Лопастные метатели . . . . .	160
	Вентиляторные метатели . . . . .	162
§ 8.	<i>Пневмотранспортные установки</i> . . . . .	163
	Назначение и классификация . . . . .	163
	Пневматические транспортеры . . . . .	163
	Основы теории и расчета . . . . .	165
	Основные части пневматических транспортеров . . . . .	171
	Аэрожелоб . . . . .	176
	Пневматический подъемник (аэролифт) . . . . .	178
§ 9.	<i>Бункеры и самотечный транспорт</i> . . . . .	179
	Бункеры . . . . .	180

Основы теории и расчета бункера . . . . .	181
Самотечный транспорт . . . . .	187
<b>Глава 4. Погрузочные машины . . . . .</b>	<b>193</b>
§ 1. <i>Погрузочные машины периодического действия . . . . .</i>	193
Общая характеристика и классификация . . . . .	193
Навесные погрузчики . . . . .	194
Автономные погрузчики . . . . .	197
Основы проектирования и расчета погрузчиков . . . . .	198
Передвижные подъемники . . . . .	207
Погрузочные приспособления . . . . .	208
§ 2. <i>Погрузочные машины непрерывного действия . . . . .</i>	209
Общая характеристика и классификация . . . . .	209
Питатели (заборные устройства) . . . . .	210
Схемы и конструкции погрузчиков . . . . .	212
Основы проектирования и расчета . . . . .	216
<b>Глава 5. Безрельсовый и рельсовый транспорт . . . . .</b>	<b>217</b>
§ 1. <i>Безрельсовый транспорт . . . . .</i>	217
Ручные и самоходные тележки . . . . .	217
Авtotракторные прицепы . . . . .	220
Элементы расчета безрельсового транспорта . . . . .	226
§ 2. <i>Транспорт по рельсовым путям . . . . .</i>	233
Наземные узкоколейные дороги . . . . .	234
Подвесные рельсовые дороги и конвейеры . . . . .	234
<b>Глава 6. Примеры расчета подъемно-транспортных машин и их элементов . . . . .</b>	<b>241</b>
<b>Указатель литературы . . . . .</b>	<b>260</b>

**Владимир Васильевич Красников**

**ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ  
МАШИНЫ**

Редактор **Б. В. Косоротов**  
Художественный редактор **Н. Ф. Шлезингер**  
Технический редактор **Н. В. Суржева**  
Корректор **М. В. Черниковская**

**ИБ № 2391**

Сдано в набор 23.06.81. Подписано к печати 16.12.81.  
Т-30234. Формат 60×90<sup>1/16</sup>. Бумага тип. № 1.  
Гарнитура литературная. Печать высокая.  
Усл. печ. л. 16,5. Усл. кр.-отт. 16,5. Уч.-изд. л. 17,19.  
Изд. № 150. Тираж 40 000 экз. Заказ № 1893.  
Цена 85 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени  
издательство «Колос», 107807, ГСП,  
Москва, Б-53, ул. Садовая-Спаская, 18.

Московская типография № 11 Союзполиграфпрома  
при Государственном комитете СССР по делам  
издательств, полиграфии и книжной торговли.  
Москва, 113105, Нагатинская ул., д. 1.