

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИНАХ

## 1.1. УСТРОЙСТВО И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ МАШИН СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В сельскохозяйственном производстве используется свыше 30 наименований различных кранов, универсальных и специальных погрузчиков и приспособлений к ним.

Для обслуживания перегрузочных площадок на базах и складах, загрузки и разгрузки открытых навозохранилищ, силосных ям в основном применяют козловые краны. Они особенно удобны в тех случаях, когда перегрузочные работы выполняются на открытых площадках.

**Козловой кран**, опирающийся на колеса, как правило, перемещается по рельсовому пути и лишь иногда по твердому покрытию (краны небольшой грузоподъемности). Он состоит из сварной трубчатой, решетчатой или коробчатой несущей металлоконструкции, выполненной в виде кóзел, и механизмов подъема груза, передвижения крана и передвижения тележки. Привод механизмов может быть ручным и электрическим.

Выпускаемые электрические козловые краны общего назначения, перемещающиеся по рельсовым путям, стандартизованы (ГОСТ 7352—88).

Различают краны типов ККТ и КК для среднего режима работы грузоподъемностью 3,2...52 т с пролетом 10...32 м и гибкой подвеской крюка. Кран типа ККТ (рис. 1.1) для подъема и передвижения груза оснащен электрической передвижной талью, а кран типа КК (рис. 1.2) — грузовой тележкой. Кроме того, краны типа КК изготавливают двух исполнений: 1 — со сроком службы 15 лет, 2 — со сроком службы 25 лет.

Технические характеристики этих кранов приведены в таблицах 1 и 2 приложения.

**Краны мостового типа** используют для погрузочно-разгрузочных работ в

закрытых помещениях. Промышленность выпускает краны двух видов: кран-балки грузоподъемностью до 5 т и мостовые краны грузоподъемностью 5...500 т. В сельскохозяйственном производстве применяют в основном кран-балки с электротельфером, которые в зависимости от способа крепления подкрановых путей бывают опорные и подвесные. Опорные кран-балки чаще всего используют на сборочных участках ремонтных мастерских, подвесные — на технических обменных пунктах, в складских помещениях. Кран-балки с грейферами можно применять для перегрузки сыпучих и волокнистых грузов.

Мостовые опорные однобалочные краны среднего режима работы с электрическими талью и механизмом передвижения крана имеют грузоподъемность 1...5 т в соответствии с ГОСТ 22045—89\*Е. Их изготавливают двух типов: 1 — для работы в помещениях, 2 — для работы на открытом воздухе. Кроме того, краны каждого типа изготавливают в двух исполнениях: А — управляемые с пола, Б — управляемые из кабины.

В сельском хозяйстве в основном используют краны, управляемые с пола (рис. 1.3, а, б). Технические характеристики некоторых из них приведены в таблице 3 приложения.

**Стационарные поворотные краны** широко применяют в ремонтных мастерских для передачи крупногабаритных деталей с одного рабочего места на другое, при демонтаже тракторов и сельскохозяйственных машин. Различают краны с постоянным и переменным вылетом стрелы.

На рисунке 1.4 представлены схемы стационарных поворотных кранов с переменным вылетом стрелы. Эти краны изготавливают следующих типов: настен-

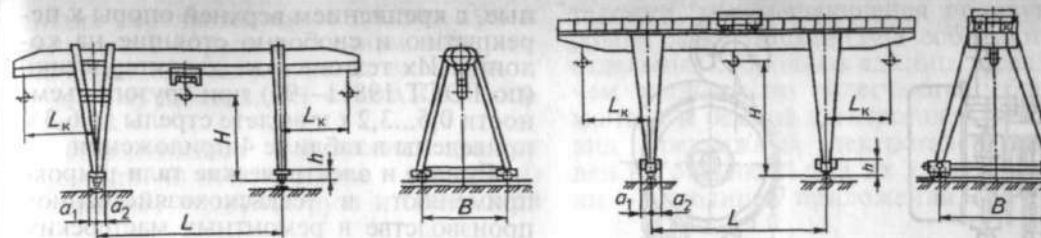


Рис. 1.1. Схема козлового крана типа ККТ

Рис. 1.2. Схема козлового крана типа КК

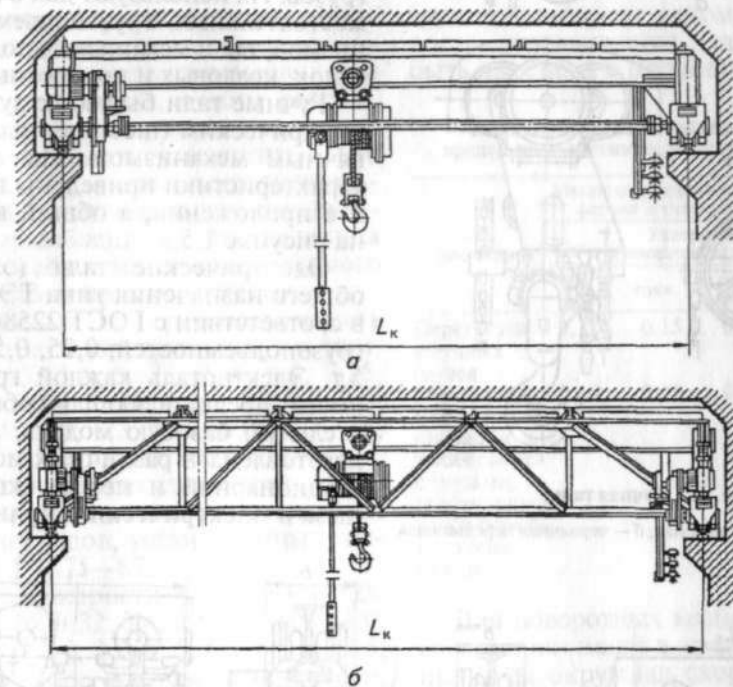


Рис. 1.3. Схемы мостового однобалочного крана типа 1, исполнения А:

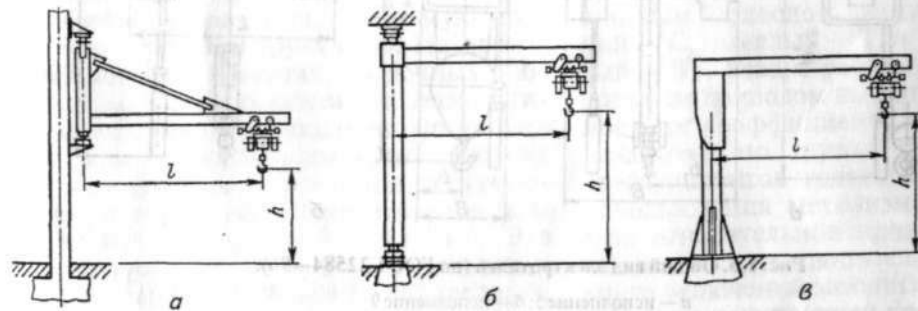
а — пролет до 10,5 м; б — пролет 13,5...28,5 м ( $L_k$  — пролет крана)

Рис. 1.4. Схемы консольных стационарных кранов:

а — настенного; б — с креплением верхней опоры к перекрытию; в — свободно стоящего на колонне

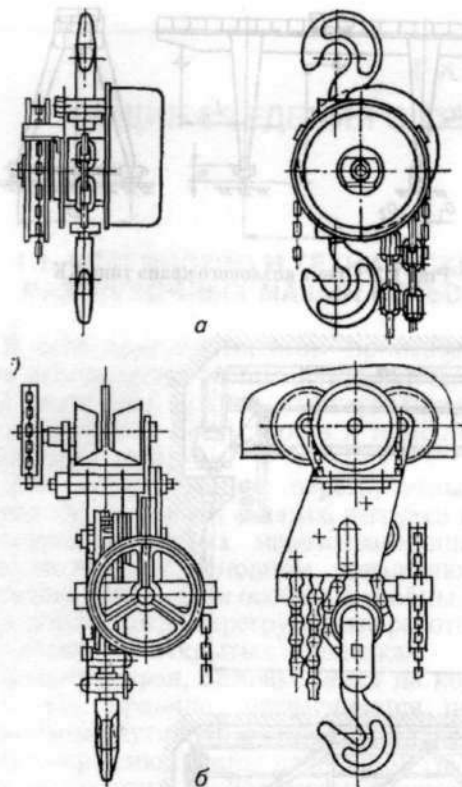


Рис. 1.5. Ручная таль:

а — шестеренная подвесная; б — червячная передвижная

ные, с креплением верхней опоры к перекрытию и свободно стоящие на колонне. Их технические характеристики (по ГОСТ 19811—90) при грузоподъемности 0,5...3,2 т и вылете стрелы до 6,3 м приведены в таблице 4 приложения.

**Ручные и электрические тали** широко применяют в сельскохозяйственном производстве в ремонтных мастерских, на базах и складах для подъема (опускания) и горизонтального перемещения грузов. Их используют как в качестве самостоятельных грузоподъемных механизмов, так и механизмов подъема кран-балок, козловых и поворотных кранов.

Ручные тали бывают с зубчатым цилиндрическим (шестеренным) или червячным механизмом. Их технические характеристики приведены в таблицах 5 и 6 приложения, а общий вид показан на рисунке 1.5.

Электрические тали (электротали) общего назначения типа ТЭ выпускают в соответствии с ГОСТ 22584—96 шести грузоподъемностей: 0,25, 0,5, 1, 2, 3,2 и 5 т. Электроталь каждой грузоподъемности, представляющая собой самостоятельную базовую модель, может быть изготовлена в различных исполнениях: стационарной и передвижной; с ручным и электрическим приводом меха-

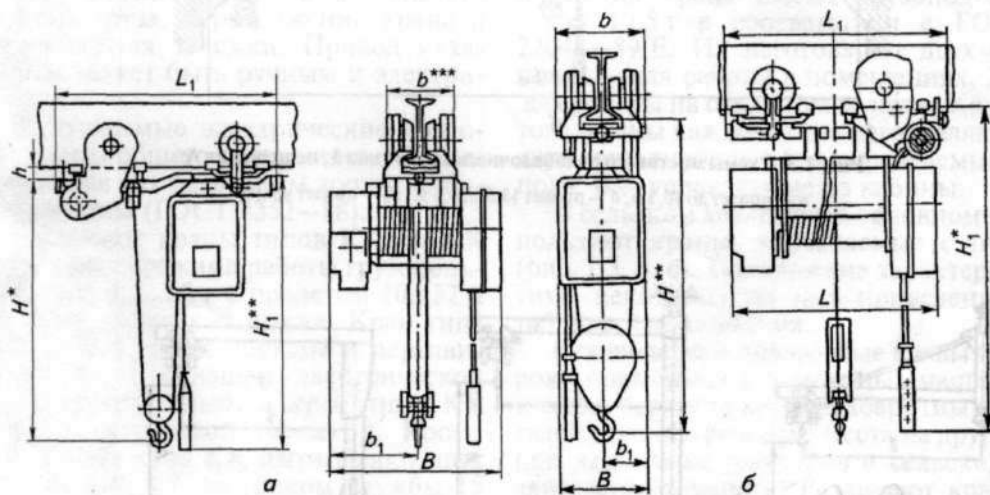


Рис. 1.6. Общий вид электроталей (по ГОСТ 22584—96):

а — исполнение 5; б — исполнение 9

\* Размер для верхнего положения крюковой подвески без груза.

\*\* Размер для справок.

\*\*\* Размер по корпусам приводных тележек.

низма передвижения; с продольным и поперечным расположением механизма подъема; с высотой подъема груза от 3 до 18 м; управляемой с пола или из кабины.

Передвижные электротали имеют однотипную конструкцию и состоят из механизма подъема груза и приводной

тележки, перемещающейся по двутавровой балке. Механизмы собирают из отдельных сборочных единиц, в связи с чем значительно облегчаются сборка, монтаж и ремонт электроталей. Общий вид передвижных электроталей приведен на рисунке 1.6, а их характеристики — в таблице 7 приложения.

## 1.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

К основным характеристикам грузоподъемных машин относятся грузоподъемность, скорость перемещений и высота подъема груза, режим работы, вылет стрелы, пролет, масса машины.

Грузоподъемность машины (по ГОСТ 1575—87) — это масса наибольшего груза, поднимаемого специальным приспособлением. Эта величина включает в себя и массу используемого грузозахватного приспособления.

Номинальная грузоподъемность подъемно-транспортных машин, т: 0,025; 0,05; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100 и т. д.

Скорости рабочих движений грузоподъемных механизмов рекомендуется выбирать из рядов, установленных также по ГОСТ 1575—87:

линейные скорости, м/с — 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; частота вращения поворотной части, мин<sup>-1</sup> — 0,19; 0,24; 0,3; 3,8; 4,8; 6; 7,5; 9,6; 15; 19,2.

При выборе скоростей следует учитывать технологические требования, безопасность работы, тип машины, удобство управления, требуемую точность установки груза и др. На производственных объектах, сборочных площадках, где работающие на технологических операциях люди не могут следить за перемещением крана, а также при отсутствии ограждений подкрановых путей скорость передвижения должна быть не более 0,7...0,83 м/с. Это требование не относится к складам с небольшой численностью работающих, непосредственно связанных с перегрузочными операциями. В случае изменения массы груза до 0,5 номинальной

грузоподъемности рекомендуемая скорость передвижения (табл. 1.1) может быть изменена в пределах  $\pm 50\%$ .

1.1. Рекомендуемые значения скоростей и предельно допустимых ускорений (замедлений)

Вид операции	Механизм передвижения крана и тележки			Механизм подъема груза	
	Скорость, м/с	Ускорение (замедление), м/с <sup>2</sup>		Скорость, м/с	
		пуск	остановка	подъем	опускание

Перегрузка штучных грузов	0,17	0,15	0,25	0,15	0,10
Монтажные и сборочные операции, а также работа с грузами, требующими особо бережного обращения	0,10	0,08	0,12	0,10	0,05

Для поворотных кранов скорость поворота принимают в пределах 0,1...0,3 с<sup>-1</sup>, при этом окружная скорость конечной точки стрелы должна быть не более 5...6 м/с.

Правилами Госгортехнадзора установлены следующие режимы работы кранов: с ручным приводом — Р, с машинным приводом легкий — Л, средний — С, тяжелый — Т и весьма тяжелый — ВТ. Режим работы кранов с машинным приводом выбирают в зависимости от коэффициента использования механизма по грузоподъемности  $K_{гр}$ , коэффициентов годового и суточного использования механизма, коэффициента относительной продолжительности включения двигателя механизма, числа включений механизма в час, температуры окружающей среды.

Для кранов сельскохозяйственного назначения за главные показатели, оп-

ределяющие режим работы механизма, приняты коэффициенты использования по грузоподъемности и относительной продолжительности включения.

Коэффициент использования по грузоподъемности механизма подъема

$$K_{гр} = Q_{ср} / Q_{ном}; \quad (1.1)$$

механизма передвижения и поворота

$$K_{гр} = (Q_{ср} + m) / Q_{ном}, \quad (1.2)$$

где  $Q_{ср}$  — средняя масса груза, поднимаемого за смену, кг;  $m$  — собственная масса перемещаемой конструкции, кг;  $Q_{ном}$  — номинальная грузоподъемность, кг.

Коэффициент относительной продолжительности включения, %,

$$ПВ = \frac{\sum t_{раб}}{t_{ц}} \cdot 100, \quad (1.3)$$

где  $\sum t_{раб}$  — сумма продолжительности работы за цикл, мин;  $t_{ц}$  — продолжительность цикла, мин.

Режим работы электрооборудования отдельных механизмов выбирают по таблице 1.2 в зависимости от значений рассмотренных ранее коэффициентов.

Металлоконструкцию крана рассчитывают по режиму работы механизма подъема.

### 1.2. Режим работы электрооборудования и отдельных механизмов грузоподъемных машин

Режим работы	Коэффициент использования		ПВ, %	Число включений в час (среднее за смену)	Температура окружающей среды, °С
	по грузоподъемности	по времени			
		в течение года $K_r$	в течение суток $K_c$		
Л	1	Нерегулярная редкая работа		60	25
	0,75		То же		
	0,5	0,25	0,33		
	0,25	0,5	0,67		
С	0,1	1	1	120	25
	1	1	0,67		
	0,75	0,5	0,33		
	0,5	0,5	0,67		
	0,25	1	1		
Т	0,1	1	1	240	25
	1	1	0,67		
	0,75	0,75	0,67		
	0,5	1	1		
	0,25	1	1		
ВТ	1	1	1	300...600	45
	0,75	1	1		
	0,5	1	1		
	0,25	1	1		
	0,1	1	1		

### 1.3. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

На механизмы грузоподъемных машин действуют вес как перемещаемого груза, так и самой машины, силы сопротивления перекачиванию, трения в механизмах и инерции, а при работе на открытых площадках дополнительно и ветровые нагрузки.

Вес грузоподъемной машины в предварительных проектировочных расчетах можно принимать по аналогии с существующими конструкциями или определять ориентировочно по выработанным в практике зависимостям.

Вес козлового крана, кН,

$$G_k = 0,25L\sqrt[3]{QgH}, \quad (1.4)$$

где  $L$  — пролет, м;  $Q$  — грузоподъемность, т;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $H$  — высота подъема груза, м.

Вес поворотного крана, кН,

$$G_k = Qg \frac{L+H}{L_0+H_0}, \quad (1.5)$$

где  $L$  и  $H$  — вылет и высота проектируемого крана, м;  $L_0 + H_0 = 8$  м — сумма вылета и высоты эталонного крана.

Вес тележек с канатной тягой, кН,

$$G_T = (0,1 \dots 0,2) Qg. \quad (1.6)$$

Вес тележек с механизмами передвижения и подъема, установленными непосредственно на них,

$$G_T = (0,2 \dots 0,4) Qg. \quad (1.7)$$

**Сопrotивление передвижению** тележки или крана по рельсам, Н, в установленном режиме

$$W_y = \frac{2(Qg + G_{T(к)})}{D_k} \left( \mu + f \frac{d_{ц}}{2} \right) K_p, \quad (1.8)$$

где  $D_k$  и  $d_{ц}$  — диаметры ходового колеса и оси колеса (шафты), мм;  $\mu$  и  $f$  — коэффициенты соответственно трения качения по рельсам и трения в цапфах осей (табл. 1.3 и 1.4);  $K_p$  — коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес, токоотъемниках (см. табл. 1.4).

### 1.3. Значения коэффициента $\mu$ , мм

Тип рельса	Диаметры ходовых колес, мм			
	160...300	400...500	600...700	800
С плоской головкой	0,3	0,5	0,6	0,7
С выпуклой головкой	0,4	0,6	0,8	1,0

### 1.4. Значения коэффициентов $f$ и $K_p$

Тип подшипника	$f$	Тип механизма	$K_p$
Скольжения:			
открытого типа	0,1	Крановые тележки с кабельным токоподводом	2,0
буксы с жидкой смазкой	0,08	Крановые мосты на катках:	
Качения:			
шариковые и роликовые	0,015	с цилиндрическим ободом	1,5
конические	0,02	с коническим ободом	1,2
		При отсутствии реборд	1,0...1,1

Сопrotивление перекачиванию погрузчиков на пневматических колесах зависит от нагрузки на колеса и их размеров, конструкции шин и давления в них, физико-химических свойств поверхности, по которой происходит перекачивание.

С достаточной степенью точности сопротивление перекачиванию, Н,

$$W_{п} = (1,1 \dots 1,15)(Qg + G_M)f_{п}, \quad (1.9)$$

где  $G_M$  — вес погрузчика, Н;  $f_{п}$  — коэффициент со-

противления перекачиванию пневматических колес (табл. 1.5).

### 1.5. Значения коэффициента сопротивления перекачиванию $f_{п}$ и уклона дорожного полотна $\beta$

Покрывтие	$f_{п}$		$\beta$ , град
	пневматических шин	массивных шин	
Бетонное	0,014	0,019	3,5
Асфальтированное	0,015	0,013	3,0
Бульжное	0,40	0,026	5,5
Грунт:			
сухой	0,07	—	—
укатанный	—	—	4,0
укатанный снег	0,03	0,023	4,0
В промышленном здании	—	—	1,5

**Примечание.** Значения даны для пневмошин при давлении 0,35...0,5 МПа. При давлении 0,15...0,3 МПа значение  $f_{п}$  следует увеличить на 20 %.

Дополнительное сопротивление, Н, возникающее при движении крана по подкрановому пути с уклоном  $\alpha$ ,

$$W_{ук} = (Qg + G_k)\alpha. \quad (1.10)$$

Это сопротивление учитывают в том случае, когда длина участка с уклоном не меньше двойной базы крана.

Расчетный уклон  $\alpha$  подкрановых путей имеет следующие значения: для мостовых кранов — 0,0015; для грузовых тележек мостовых кранов — 0,002; для козловых кранов и перегрузочных мостов на путях со щебеночным основанием и шпалами деревянными — 0,002, металлическими — 0,001.

Для кранов, перемещаемых по покрытиям,

$$W_{ук} = (Qg + G_k)\sin \beta, \quad (1.11)$$

где  $\beta$  — продольный уклон дорожного полотна (см. табл. 1.5).

**Инерционные нагрузки** возникают при пуске и торможении механизмов. Из теории физики известно, что сила инерции, Н, при поступательном движении тела

$$F_{и} = ma = mv/t_{п(т)}, \quad (1.12)$$

где  $m$  — масса тела, кг;  $a$  — ускорение движения тела, м/с<sup>2</sup>;  $v$  — скорость установившегося поступательного движения, м/с;  $t_{п(т)}$  — время пуска (торможения), с.

Момент сил инерции, Н·м, при вращательном движении

$$T_{\text{и}} = I\epsilon \approx \frac{(mD^2)_0 n_0}{38t_{\text{и}}(\tau)}, \quad (1.13)$$

где  $I$  — момент инерции, кг·м<sup>2</sup>;  $\epsilon$  — угловое ускорение, с<sup>-2</sup>;  $(mD^2)_0$  — общий маховой момент относительно оси вращения, кг·м<sup>2</sup>;  $n_0$  — частота вращения, мин<sup>-1</sup>.

Центробежная сила, Н, при вращательном движении

$$F_{\text{ц}} = m\omega^2 R, \quad (1.14)$$

где  $\omega$  — угловая скорость, с<sup>-1</sup>;  $R$  — расстояние от оси вращения до центра тяжести, м.

Общий маховой момент для кранов, конструируемых по обычной принятой схеме с размещением тормоза на валу двигателя,

$$(mD^2)_0 = 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_t] + (mD^2)_r, \quad (1.15)$$

где  $(mD^2)_p$  и  $(mD^2)_t$  — маховые моменты соответственно ротора двигателя и тормозной муфты, кг·м<sup>2</sup>;  $(mD^2)_r$  — маховой момент движущейся массы, приведенный к валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>.

При поступательном движении масс

$$(mD^2)_r \approx 365Qv^2/n_{\text{дв}}^2\eta_0, \quad (1.16)$$

где  $v$  — в м/мин.

При вращении масс

$$(mD^2)_r = (mD^2)_k n_{\text{кр}}^2/n_{\text{д}}^2, \quad (1.17)$$

где  $n_{\text{кр}}$  и  $n_{\text{д}}$  — частоты вращения соответственно крана и вала двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Маховой момент крана

$$(mD^2)_k = 4(QL_{\text{max}}^2 + m_{\text{к}}l_{\text{к}}^2 + m_{\text{пр}}l_{\text{пр}}^2), \quad (1.18)$$

где  $Q$ ,  $m_{\text{к}}$  и  $m_{\text{пр}}$  — массы соответственно груза (грузоподъемность крана), фермы крана и противовеса, кг;  $L_{\text{max}}$ ,  $l_{\text{к}}$  и  $l_{\text{пр}}$  — расстояния от оси вращения до центра тяжести соответственно груза, фермы и противовеса, м.

**Ветровую нагрузку** согласно ГОСТ 1451—77 определяют для кранов в рабочем и нерабочем состояниях. Ветровую нагрузку на кран в рабочем состоянии учитывают при расчетах его металло-

конструкций, механизмов и грузовой устойчивости, а в нерабочем состоянии — при расчетах его противоугонных устройств и собственной устойчивости.

В общем виде ветровая нагрузка на кран, Н,

$$W_{\text{в}} = w_{\text{в}}(A_{\text{г}} + A_{\text{кр}}), \quad (1.19)$$

где  $w_{\text{в}}$  — распределенная ветровая нагрузка на 1 м<sup>2</sup> наветренной поверхности груза и крана, Н/м<sup>2</sup>;  $A_{\text{г}}$  и  $A_{\text{кр}}$  — расчетная площадь поверхности, воспринимающей ветровую нагрузку, соответственно груза и крана, м<sup>2</sup>.

Распределенная ветровая нагрузка (по ГОСТ 1451—77), Н/м<sup>2</sup>,

$$w_{\text{в}} = q_0 k c \gamma \beta, \quad (1.20)$$

где  $q_0$  — скоростной напор ветра на высоте 10 м от поверхности земли, Па (Н/м<sup>2</sup>);  $k$  — поправочный коэффициент возрастания скоростного напора, имеющий в зависимости от высоты конструкции  $h$  следующие значения:

$h$ , м	До 10	10...20	20...30	30...40	40...50
$k$	1,0	1,32	1,5	1,7	1,8
$h$ , м	50...60	60...70	70...80	80...90	90...100
$k$	1,9	2,0	2,12	2,18	2,24

$c$  — аэродинамический коэффициент (табл. 1.6);  $\gamma = 1$  — коэффициент перегрузки;  $\beta$  — коэффициент, учитывающий динамический характер приложения ветровой нагрузки: для кранов сельскохозяйственного назначения можно принимать  $\beta = 1$ .

#### 1.6. Значения аэродинамического коэффициента

Элементы конструкций	$c$
Фермы и сплошные балки	1,4
Кабины кранов, грузы	1,2
Канаты, оттяжки и подобные элементы диаметром до 200 мм	1,2
Трубы:	
диаметром 200...500 мм	0,9
свыше 500 мм	0,7
Груз	1,2

При определении устойчивости и проверке тормозов крана в рабочем состоянии, а также при расчете металлоконструкции на статическую прочность скоростной напор ветра принимают равным 150 Па (Н/м<sup>2</sup>).

При расчете грузоподъемной машины в нерабочем состоянии  $q_0$  выбирают по таблице 1.7 в зависимости от характера преобладающих ветров.

Расчетная площадь поверхности грузоподъемной машины, воспринимающей

### 1.7. Характеристики силы ветра

Баллы по шкале Бофорта	Характер ветра	Скорость, м/с	Скоростной напор $q_0$ , Н/м <sup>2</sup>
3	Слабый	3,4...5,2	7...17
4	Умеренный	5,3...7,4	18...34
5	Свежий	7,5...9,8	35...20
6	Сильный	9,9...12,4	61...96
7	Крепкий	12,5...15,2	97...145
8	Шторм	15,3...18,2	148...210
9	Сильный шторм	18,3...21,5	210...290

щей ветровую нагрузку,

$$A_{кр} = A_{кон} \varphi_c, \quad (1.21)$$

где  $A_{кон}$  — площадь поверхности по контуру машины, м<sup>2</sup>;  $\varphi_c$  — коэффициент сплошности: для решетчатых ферм 0,2...0,6; для сплошных конструкций 1.

Если габаритные размеры груза неизвестны, его расчетную площадь  $A_{гр}$ ,

воспринимающую ветровую нагрузку, можно ориентировочно принимать в зависимости от номинальной массы груза  $Q$ :

$Q$ , т	0,1	0,2	0,4	0,5	1	2	2,5
$A_{гр}$ , м <sup>2</sup>	0,8	1	1,8	2	2,8	4	5
$Q$ , т	3,2	4	5	6,3	8	10	20
$A_{гр}$ , м <sup>2</sup>	5,6	6,3	7,1	8	9	10	16

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Краны каких типов используют в сельскохозяйственном производстве? 2. Что понимают под грузоподъемностью крана? 3. Какие режимы работы кранов установлены правилами Госгортехнадзора? 4. Какие показатели определяют режим работы кранов для сельскохозяйственного производства? 5. От каких параметров зависит расчетный вес грузоподъемной машины? 6. Каков физический смысл махового момента? 7. Почему необходимо учитывать ветровую нагрузку?

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА

## 2.1. СХЕМЫ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА И ОСНОВНЫЕ СТАТИЧЕСКИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ

Механизмы подъема кранов сельскохозяйственного назначения построены практически по одной принципиальной схеме. Их прототипом является ворот (рис. 2.1, а), применявшийся еще в глубокой древности. Он состоит из цилиндрического барабана, на который навит канат (или цепь) с подвешенным к нему грузом, и вала с рукояткой. В данной конструкции натяжение каната  $S_0$ , равное силе тяжести груза  $G$ , создает на валу барабана момент  $T_6 = S_0 D_6 / 2$ , который должен уравниваться моментом на рукоятке  $T_p$ , т. е.  $T_p = T_6$  или  $S_0 D_6 / 2 = F_p R$  (здесь  $F_p$  — усилие, прилагаемое рабочим к рукоятке, Н;  $R$  — радиус рукоятки, м). Так как усилие  $F_p$  даже при кратковременной работе не должно превышать 250 Н, а радиус рукоятки  $R$  ограничивается длиной рук человека, то вес груза, поднимаемого таким воротом, получается небольшим.

Для увеличения грузоподъемности подъемное устройство (рис. 2.1, б) оснащают механизмом, передаточное отношение которого  $u_0 \approx T_6 / T_p$ . С учетом потерь в передаточном механизме и подшипниках валов барабана и рукоятки

$$u = T_6 / (T_p \eta);$$

при использовании электропривода

$$u = T_6 / (T_{дв} \eta),$$

где  $\eta$  — общий КПД механизма подъема;  $T_{дв}$  — расчетный момент на валу электродвигателя, Н·м.

В качестве передаточного механизма применяют открытые зубчатые передачи или редукторы, габаритные размеры, масса и стоимость которых зависят и от передаточного отношения. Чтобы уменьшить это отношение, а следовательно, и усилие в канате, и момент на

барабана, применяют полиспаст — систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных тяговым органом (канатом).

Введение в механизм только одного подвижного блока (рис. 2.1, в) уменьшает натяжение набегающей на барабан ветви, а следовательно, и грузовой момент на барабана в 2 раза по сравнению со схемой на рисунке 2.1, а.

Для удержания груза на определенной высоте, а также для регулирования скорости подъема и опускания в механизмах подъема используют тормоза, которые могут быть установлены на любом валу передаточного механизма.

Таким образом, механизм подъема состоит из следующих сборочных единиц: грузозахватного устройства, гибкого органа, полиспаста, барабана, передаточного механизма, привода и тормозного устройства.

Исходные данные для проектирования механизма подъема — грузоподъемность  $Q$ , скорость подъема  $v_n$  и режим работы (см. главу 1, табл. 1.2).

Расчет узлов и деталей механизма предпочтительно начинать с определения усилий и моментов, действующих в его звеньях, а также кинематических параметров — линейной скорости и частоты вращения.

Примем и в дальнейшем будем использовать следующие основные условные обозначения (рис. 2.2):

$S_i$  — натяжение ветви гибкого органа, Н;

$S_{max}$  — натяжение набегающей на барабан ветви, Н;

$T_6$  — момент на валу барабана, Н·м;

$T_{дв}$  — расчетный момент на валу двигателя (рукоятки), Н·м;

$v_n$  — скорость подъема груза, м/с;

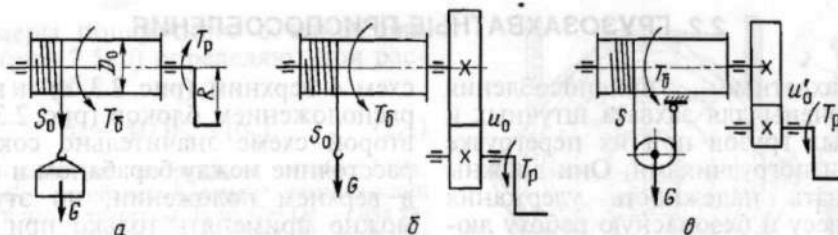


Рис. 2.1. Схемы подъемных механизмов:

*a* — ворот; *b* — с передаточным звеном; *e* — с передаточным звеном и подвижным блоком

$n_b$  — частота вращения барабана,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_{\text{дв}}$  — частота вращения вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $K_{\text{п}}$  — кратность полиспаста;  
 $\eta_{\text{п}}$  — КПД полиспаста;  
 $\eta_{\text{м}}$  — КПД муфты;  
 $\eta_b$  — КПД барабана;  
 $\eta_{\text{р}}$  — КПД передаточного механизма (редуктора);  
 $\eta_o = \eta_{\text{п}} \eta_b \eta_{\text{м}}^m \eta_{\text{р}}$  — общий КПД механизма подъема;  
 $m$  — число муфт;  
 $u_{\text{м}}$  — передаточное число механизма (редуктора или открытой передачи).

Натяжение в набегающей на барабан ветви гибкого органа при подъеме груза, Н,

$$S_{\text{max}} = \frac{G}{K_{\text{п}} \eta_{\text{п}}},$$

где  $G = Qg$  — сила тяжести (вес) поднимаемого груза, Н.

Грузовой момент на валу барабана, Н·м,

$$T_b = 0,5 S_{\text{max}} D_b / \eta_b.$$

Момент на выходном (третьем) валу передаточного механизма, Н·м,

$$T_3 = T_b / \eta_{\text{м}}.$$

Момент на входном (первом) валу передаточного механизма, Н·м,

$$T_1 = \frac{T_3}{u_{\text{м}} \eta_{\text{р}}}.$$

Расчетный момент на валу двигателя, Н·м,

$$T_{\text{дв}} = T_1 / \eta_{\text{м}}.$$

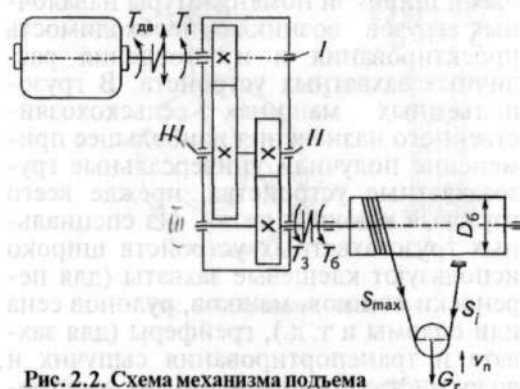


Рис. 2.2. Схема механизма подъема

Скорость набегающей на барабан ветви каната, м/с,

$$v_{\text{к}} = v_{\text{п}} K_{\text{п}}.$$

Частота вращения барабана,  $\text{мин}^{-1}$ ,

$$n_b = \frac{60 v_{\text{к}}}{\pi D_b}.$$

Общее передаточное число механизма

$$u_{\text{м}} = \frac{T_b}{T_1 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{р}}}$$

или

$$u_{\text{м}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_b}.$$

Расчетная мощность двигателя, Вт,

$$P = T_{\text{дв}} \omega_{\text{дв}} \text{ или } P = \frac{G v_{\text{п}}}{\eta_o},$$

где  $\omega_{\text{дв}} = \omega_1 = \pi n_1 / 30$ ,  $\text{с}^{-1}$ .

## 2.2. ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Грузозахватные приспособления предназначены для захвата штучных и навалочных грузов при их перегрузке кранами и погрузчиками. Они должны обеспечивать надежность удержания груза на весу и безопасную работу людей, сохранность груза и упаковки, быстрый захват и освобождение груза.

Вследствие большого разнообразия форм, размеров и свойств тарно-штучных и широкой номенклатуры навалочных грузов возникла необходимость проектирования и изготовления различных захватных устройств. В грузоподъемных машинах сельскохозяйственного назначения наибольшее применение получили универсальные грузозахватные устройства, прежде всего грузовые крюки и петли. Из специальных грузозахватных устройств широко используют клешневые захваты (для переноски ящиков, мешков, рулонов сена или соломы и т. д.), грейферы (для захвата и транспортирования сыпучих и волокнистых материалов) и электромагниты (для захвата и переноса стального и чугуна, различного рода стальных слитков).

**Крюки** по форме подразделяют на одно- и двурогие. Однорогие крюки применяют в машинах грузоподъемностью до 20 т, двурогие — от 20 т и выше. Размеры крюков стандартизованы. Их изготавливают ковкой или штамповкой из низкоуглеродистых сталей 20 или 20Г. Применение высокоуглеродистых сталей или чугуна не допускается из-за их хрупкости и опасности внезапного излома крюка. Изогнутой части крюка в поперечном сечении придают форму трапеции для более полного использования свойств материала и уменьшения массы. Крюки подбирают в зависимости от их режима работы и грузоподъемности (табл. 8 приложения). Размеры крюков приведены в таблице 9 приложения.

При использовании стандартного крюка соответствующей расчетной грузоподъемности его проверочный расчет не требуется.

Крюки монтируют в обоймах. В кранах общего назначения в основном применяют крюковые подвески двух

схем с верхним (рис. 2.3, а) и нижним расположением блоков (рис. 2.3, б). Во второй схеме значительно сокращено расстояние между барабаном и крюком в верхнем положении, но эту схему можно применять только при четном числе блоков.

Для обеспечения требуемого натяжения каната крюковая подвеска должна обладать достаточной массой. В некоторых случаях для увеличения массы подвески снабжают дополнительными грузами. Масса подвески в зависимости от кратности полиспаста должна составлять 2...5 % грузоподъемности крана, если канаты с барабана сходят вниз (мостовой, козловой краны), и 3...8 % при наматывании их на барабан через систему блоков (стреловые краны).

На рисунке 2.4 схематично изображена одноканатная блочная крюковая подвеска с кратностью полиспаста, равной двум. Такую конструкцию применяют в кранах грузоподъемностью до 5 т. Она состоит из двух скрепленных шпильками щек 1 с серьгами 7, блока 2, установленного на оси 3, и траверсы (поперечины) 6, предназначенной для крепления крюка гайкой 4. Нагрузка от крюка передается на траверсу через упорный шарикоподшипник 5. Шариковый упорный подшипник подбирают в зависимости от диаметра ненарезанной части хвостовика крюка и проверяют по допустимой статической нагрузке  $G \leq C_0$  (здесь  $C_0$  — статическая грузоподъемность подшипника).

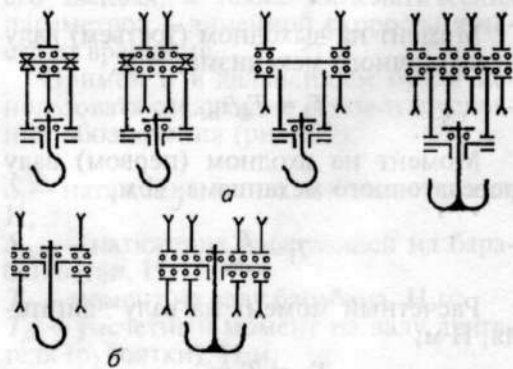


Рис. 2.3. Схемы подвеса крюков

Размеры поперечного сечения траверсы (рис. 2.5, а) определяют при расчете на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = M/W_{\text{и}} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (2.1)$$

где  $\sigma_{\text{и}}$  — расчетное напряжение изгиба, МПа;  $M = 0,25Gl$  — изгибающий момент, возникающий в средней части траверсы, Н·м;  $G = Qg$  — сила тяжести груза, действующая на крюк, Н;  $W_{\text{и}} = (b - d_2)h^2/6$  — момент сопротивления при изгибе среднего сечения траверсы, м<sup>3</sup>;  $b$  — ширина траверсы, назначаемая в зависимости от наружного диаметра упорного подшипника или его сферической подкладной шайбы;  $d_2$  — диаметр отверстия, который должен быть на 2...5 мм больше диаметра ненарезанной части хвостовика крюка;  $[\sigma_{\text{и}}]$  — допустимое напряжение изгиба, МПа.

Поперечины изготовляют из сталей марок Ст4, 15, 20, для которых допустимое напряжение на изгиб с учетом наличия в траверсе отверстия можно принимать в пределах  $[\sigma_{\text{и}}] = 80 \dots 100$  МПа.

Диаметр шипа траверсы, мм,

$$d_{\text{ш}} = \sqrt[3]{\frac{M'_{\text{и}}}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}}, \quad (2.2)$$

где  $M'_{\text{и}} = G(s + s_1)/4$  — изгибающий момент, действующий на шип, Н·мм;  $s$  — толщина серьги, мм;  $s_1$  — толщина шитка, мм.

Диаметр шипа проверяют по давлению

$$p = \frac{G}{2d_{\text{ш}}(s + s_1)} \leq [p], \quad (2.3)$$

Допустимое давление  $[p] \approx 80 \dots 100$  МПа.

Серьгу подвески рассчитывают на растяжение в ослабленных сечениях А—А (рис. 2.5, б) по формуле

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{G}{2(b_1 - d)s} \leq [\sigma_{\text{р}}], \quad (2.4)$$

где  $\sigma_{\text{р}}$  — расчетное напряжение растяжения, МПа;  $b_1$  — ширина серьги, мм,  $d$  — диаметр отверстия в серьге под ось блока, мм.

Рекомендуемая ширина серьги  $b_1 \approx (1,8 \dots 2)d$ . Диаметр отверстия  $d$  в серьге под ось блока по технологическим соображениям желательно принимать равным диаметру отверстия под шип траверсы. Радиус проушины серьги  $R$  обычно принимают больше  $b_1/2$ , т. е.  $R \approx (0,6 \dots 0,65)b_1$ .

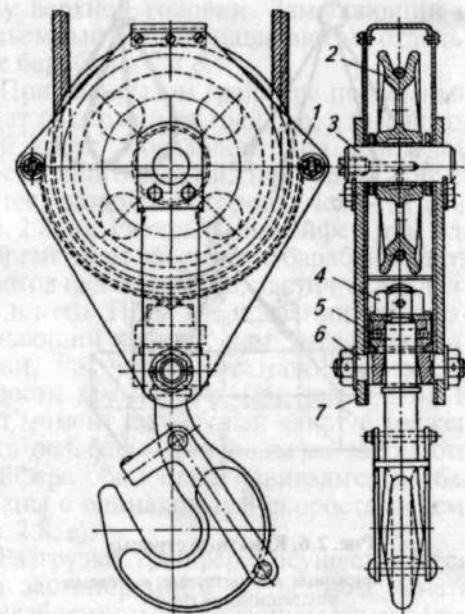


Рис. 2.4. Крюковая подвеска

Оси блоков рассчитывают по напряжению изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

где  $M_{\text{и}} = Gl/4$  — изгибающий момент, возникающий в средней части оси, Н·мм;  $W = 0,1d^3$  — момент сопротивления изгибу оси, мм<sup>3</sup>.

Оси блоков обычно изготовляют из сталей марок Ст5, Ст6, 40, 45 с допустимым напряжением  $[\sigma_{\text{и}}] = 120 \dots 140$  МПа. Для блоков на опорах скольжения (см. рис. 2.5) диаметр оси и принятую длину ступицы необходимо про-

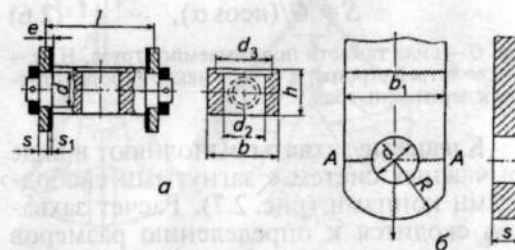


Рис. 2.5. Элементы крюковой подвески:

а — траверса; б — серьга

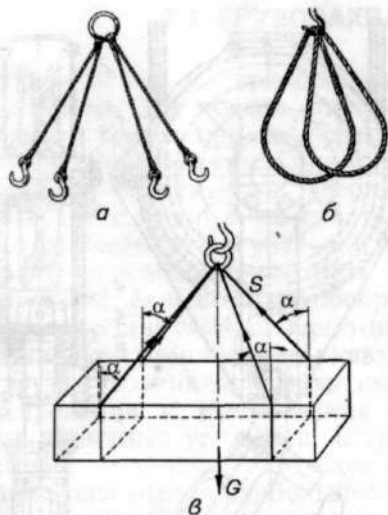


Рис. 2.6. Канатные стропы:

*a* — крюковые; *b* — петлевые; *c* — схема подвешивания груза

верить по удельному давлению

$$p = \frac{G/z}{d_0 l_c} \leq [p], \quad (2.5)$$

где  $z$  — число блоков в подвеске;  $d_0$  — диаметр оси блока, мм;  $l_c$  — длина ступицы блока, мм;  $[p]$  — допустимое давление, зависящее от материала втулки блока, МПа.

**Стропы** (рис. 2.6) предназначены для захвата индивидуальных штучных грузов с помощью такелажника. Их рекомендуется изготовлять из гибких стальных канатов, например, типа ТК.

Стропы рассчитывают на растяжение с запасом прочности не менее 6. Расчетную нагрузку,  $N$ , на каждую ветвь стропы (см. рис. 2.6, *c*) определяют по формуле

$$S = G/(n \cos \alpha), \quad (2.6)$$

где  $G$  — сила тяжести поднимаемого груза, Н;  $n$  — число ветвей стропы;  $\alpha$  — угол наклона ветви стропы к вертикали, град.

**Клещевые захваты** выполняют в виде рычажных систем с загнутыми свободными концами (рис. 2.7). Расчет захватов сводится к определению размеров рычагов, при которых возникающая сила трения удерживает груз. Из условия равновесия  $2Nf = G$  находят силу

натяжения рычага,  $N$ ,

$$N = G/(2f), \quad (2.7)$$

где  $f$  — коэффициент трения, зависящий от материалов захватываемого груза и лапы рычага (табл. 2.1).

### 2.1. Значения $f$ между соприкасающимися поверхностями захвата и груза

Материалы соприкасающихся поверхностей	Поверхность захвата	
	гладкая	рифленая
Сталь по стали	0,12...0,15	0,5...0,6
Сталь по камню	0,25...0,28	0,7...0,8
Сталь по дереву	0,30...0,35	—

Сила, действующая в тяге без учета веса клещей,  $T$ ,

$$T = G/(2 \cos \gamma). \quad (2.8)$$

Грузоподъемность клещей определяют по уравнению равновесия рычага

$$\Sigma M_0 = 0,$$

или

$$Nb - Tc - aG/4 = 0, \quad (2.9)$$

где  $a, b, c$  — размеры, показанные на рисунке 2.7.

Подставив в это уравнение значения величин  $N$  и  $T$  из формул (2.7) и (2.8), получают

$$\frac{b}{f} - \frac{a}{2} - \frac{c}{\cos \gamma} = 0.$$

Задавая значение одного из плеч ры-

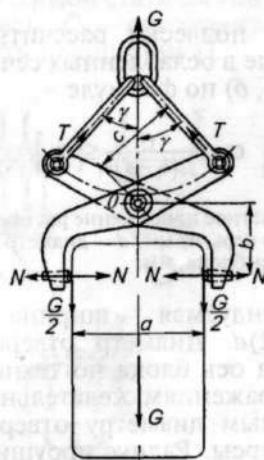


Рис. 2.7. Схема клещевого захвата

чага, например  $b$ , находят другое плечо рычага, мм,

$$c = \left( \frac{b}{f} - \frac{a}{2} \right) \cos \gamma.$$

С учетом запаса сцепления  $\beta = 1,3 \dots 1,5$

$$c = \beta \left( \frac{b}{f} - \frac{a}{2} \right) \cos \gamma. \quad (2.10)$$

**Грейферы** относятся к автоматизированным грузозахватным устройствам. Их широко используют для перегрузки сыпучих, связных и кусковых грузов — удобрений, навоза, силоса, сена, свеклы и т. д. Грузоподъемность крана, оснащенного грейфером, равна сумме масс самого грейфера и поднимаемого груза.

В зависимости от схемы подвеса грейферы делят на канатные, соединенные с приводными лебедками с помощью канатов, и приводные, в которых механизм зачерпывания и опорожнения расположен на самом грейфере. Канатные грейферы бывают одно- и многоканатные, приводные — с гидро-, электро-, электрогидро- и пневмоприводом.

На кранах сельскохозяйственного назначения в основном применяют двухчелюстной двухканатный грейфер (рис. 2.8). Он состоит из двух челюстей 1, тяг 2, верхней 3 и нижней 4 головок, двух канатов — замыкающего 5 и подъемного 6, прикрепленного к кор-

пусу верхней головки. Замыкающий и подъемный канаты навивают на отдельные барабаны 7 и 8.

При раскрытом грейфере подъемный канат 6 удерживает грейфер, а замыкающий канат 5 ослаблен. Под действием собственного веса нижняя головка опускается, разводя в стороны челюсти (см. рис. 2.8, а). Раскрытый грейфер при одновременном сбегании с барабанов двух канатов падает на груз, частично внедряясь в него. При зачерпывании груза замыкающий канат 5, наматываясь на барабан, поднимает нижнюю головку, и челюсти замыкаются (см. рис. 2.8, б). В этот момент подъемный канат 6 должен быть ослаблен. Для подъема закрытого грейфера оба каната навиваются на барабаны с одинаковыми скоростями (см. рис. 2.8, в).

Разгрузка грейфера осуществляется при застопоренном подъемном канате и ослабленном замыкающем канате (см. рис. 2.8, г).

На современных погрузчиках сельскохозяйственного назначения в качестве грузозахватных устройств применяют грейферы с гидроприводом и принудительным внедрением челюстей в погружаемый материал. Механизмы привода таких грейферов могут быть выполнены по одной из трех схем. В первой схеме (рис. 2.9, а) предусмотрен привод челюстей грейфера непосредственно от двух гидроцилиндров, во второй схеме (рис. 2.9, б) — от одного цилиндра, шток которого соединен с

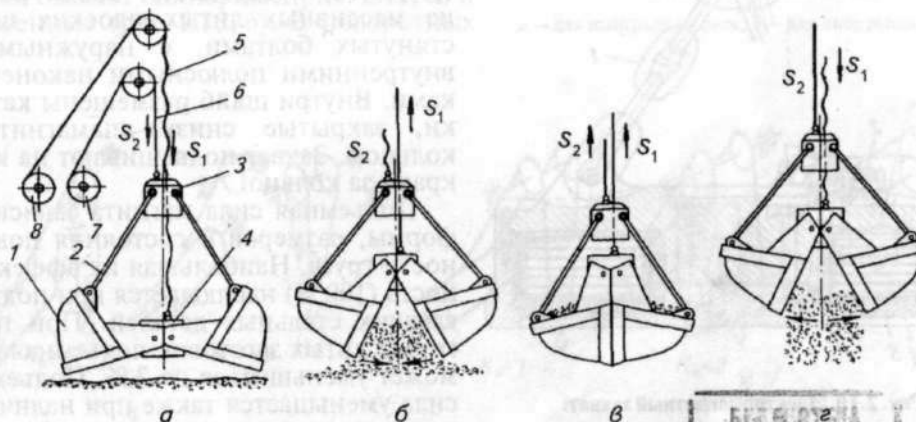
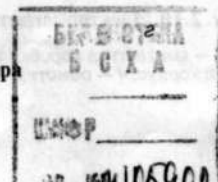


Рис. 2.8. Схема работы двухканатного грейфера



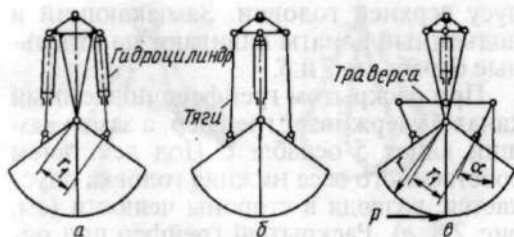


Рис. 2.9. Схемы механизмов грейфера с гидроприводом

осью челюстей. Во втором случае челюсти поворачиваются вокруг осей, закрепленных на специальных раскосах. Такой механизм грейфера наиболее прост по конструкции, надежен в работе и наименее металлоемок. Кроме того, его можно легко заменить экскаваторной лопатой.

В третьей схеме (рис. 2.9, в) предусмотрен привод челюстей от одного гидроцилиндра через подвижную траверсу и тяги. Преимущество этой схемы — максимальные усилия в конце хода челюстей.

Метод определения объема двухчелюстных грейферов регламентирован ГОСТ 24599—87. Объем, м<sup>3</sup>, рекомендуется определять по соотношению

$$V = \frac{m(K_1 - K_2)}{\rho K_3}, \quad (2.11)$$

где  $m$  — грузоподъемность крана, кг;  $K_1 = (m_n + m_{гр})/m = 0,9...1$  — коэффициент использования грузоподъемности крана;  $K_2 = m_{гр}/m = 0,35...0,6$  — коэффициент пропорциональности, показывающий долю массы грейфера в общей грузоподъемности;  $\rho$  — плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $K_3 = 0,95...1$  — коэффициент уплотнения материала при зачерпывании.

Одна из важных характеристик грейфера — отношение его массы  $m_{гр}$  к массе зачерпываемого материала  $m_m$ , т. е.

$$K_{гр} = m_{гр}/m_m = 0,4...1,2.$$

Для сельскохозяйственных грузов  $K_{гр} = 0,4...0,5$ .

Для получения больших усилий замыкания челюстей грейфера между шарниром челюстей и верхней обоймой устанавливают полиспасть. Максимальное натяжение замыкающего полиспаста, Н,

$$S_{п} = G_2 K_{п} \eta, \quad (2.12)$$

где  $G_2$  — сила тяжести грейфера с материалом, Н;  $K_{п}$  — кратность полиспаста грейфера;  $\eta$  — КПД полиспаста грейфера.

**Электромагнитные захваты** постоянного тока целесообразно применять для перемещения грузов, обладающих свойством магнитопроводимости (сталь, чугун). Их работа основана на использовании электромагнитных сил. Они имеют круглую или прямоугольную форму. Круглый электромагнит (рис. 2.10) представляет собой корпус из массивных литых плоских шайб, стянутых болтами, с наружными и внутренними полюсными наконечниками. Внутри шайб размещены катушки, закрытые снизу диамагнитным кольцом. Захват подвешивают на крюк крана за кольцо.

Подъемная сила магнита зависит от формы, размеров и состояния поверхности груза. Наибольшая их эффективность (100 %) наблюдается при подъеме гладких стальных деталей. При перегрузке литых заготовок подъемная сила может уменьшиться до 7%. Подъемная сила уменьшается также при наличии в грузе легирующих элементов (марганца, фосфора и др.).

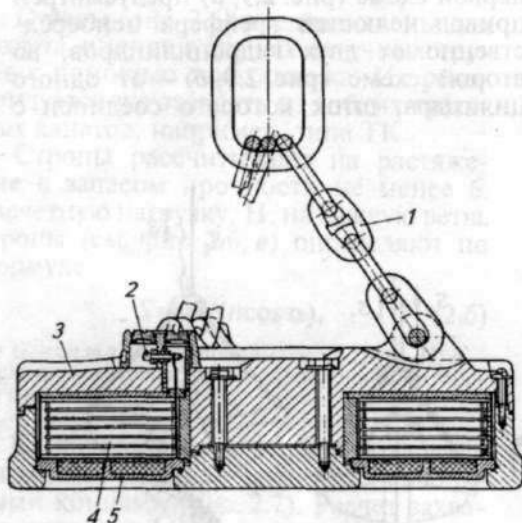


Рис. 2.10. Электромагнитный захват:

1 — цепь; 2 — контактная коробка электромагнита; 3 — стальной корпус; 4 — обмотка; 5 — стальной лист

При использовании электромагнитов для подъема груза существенно повышается производительность перегрузочных работ, так как захват и освобождение груза происходят автоматически.

Однако при этом необходимо соблюдать особую осторожность. В зоне действия магнитов не должны находиться люди, так как при отключении тока в питающей сети груз падает.

### 2.3. ПОЛИСПАСТЫ

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом). Они служат для выигрыша в силе (рис. 2.11, а) или в скорости (рис. 2.11, б). Полиспасты, предназначенные для выигрыша в силе, называют полиспастами прямого действия. Их применяют в кранах. Полиспасты, предназначенные для выигрыша в скорости и пути движущегося органа, называют полиспастами обратного действия. Их, как правило, применяют в конструкциях кранов с гидравлическим приводом, изготавливаемых на базе автомобилей, тракторов, а также в автопогрузчиках.

Основная характеристика прямого полиспаста — кратность  $K_n$ , определяемая как отношение числа грузовых ветвей к тяговым ветвям каната.

В скоростном полиспасте (см. рис. 2.11, б) подъем груза осуществляется с помощью гидроцилиндра 1, на плунжере 2 которого закреплена обойма 3. При ходе плунжера 1 и кратности полиспаста  $K_n$  высота подъема  $H = K_n l$ , т. е. при небольшой величине  $l$  груз можно поднять на значительную высоту.

Крановые полиспасты прямого действия бывают одинарные (рис. 2.12, а) и сдвоенные (рис. 2.12, б). В поворотных

кранах чаще всего используют одинарные полиспасты.

Для кранов (мостовых, козловых и др.), в которых предусмотрена непосредственная навивка каната на барабан, рекомендуется использовать сдвоенные полиспасты, предотвращающие вращение груза при подъеме и обеспечивающие его подъем строго по вертикали.

Кратность полиспаста выбирают в зависимости от грузоподъемности крана (табл. 2.2).

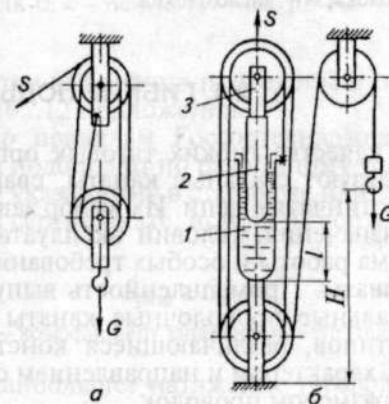


Рис. 2.11. Полиспасты:

а — для выигрыша в силе; б — для выигрыша в скорости

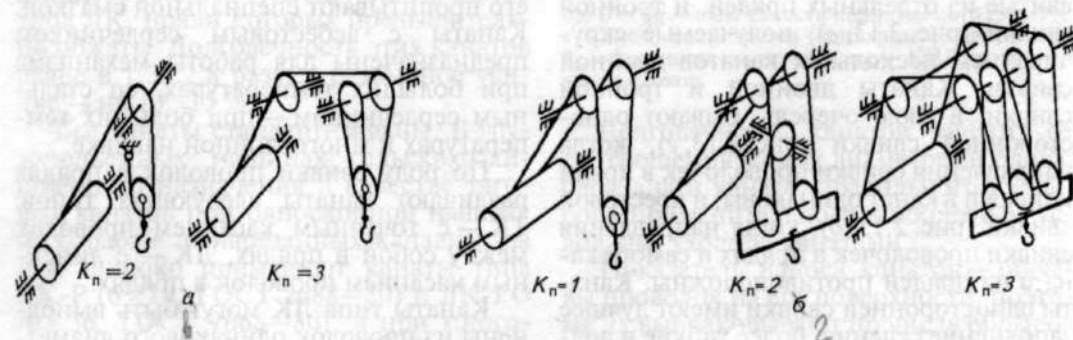


Рис. 2.12. Схемы полиспастов:

а — одинарные; б — сдвоенные

## 2.2. Рекомендуемые кратности полиспастов

Характер навивки каната на барабан	Тип полиспаста	Грузоподъемность, т				
		до 1	1,25...5	6,3...12,5	16...20	25...40
Непосредственно на барабан (в мостовых, козловых кранах)	Сдвоенный (Простой)	2	2	2	2...3	3...4
		(1)	(2)	—	—	—
Через направляющий блок (в стреловых и подобных им кранах)	Простой (Сдвоенный)	1...2	2...3	3...4	4...6	—
		—	(2)	(2)	—	—

Примечание. Данные в скобках относятся к специальным случаям (например, для тельферов малой грузоподъемности, тележек кранов с канатной тягой и т. п.).

Напряжение тяговой ветви каната,  $H$ , набегающей на барабан, для одинарного полиспаста может быть определено с достаточной точностью по формуле

$$S_{\max} = \frac{G}{K_n \cdot m}, \quad (2.13)$$

где  $G$  — сила тяжести поднимаемого груза,  $H$ ;  $\eta_{\text{бл}}$  — КПД блока;  $m$  — число блоков.

КПД блока существенно зависит от типа используемых подшипников: при установке блока на подшипниках скольжения в расчетах можно принимать  $\eta_{\text{бл}} = 0,94...0,96$ ; на подшипниках качения  $\eta_{\text{бл}} = 0,97...0,98$ .

Сдвоенный полиспаст (см. рис. 2.12, б) практически представляет собой два отдельных полиспаста, каждый из которых нагружен силой  $G/2$ .

## 2.4. ГИБКИЕ ПОДЪЕМНЫЕ И ТЯГОВЫЕ ОРГАНЫ

В качестве гибких тяговых органов используют стальные канаты, сварные и пластинчатые цепи. Их выбор зависит от назначения, условий эксплуатации, режима работы и особых требований.

**Канаты.** Промышленность выпускает стальные проволочные канаты разных типов, различающиеся конструкцией, характером и направлением свивки и размером проволок.

По конструкции различают канаты одинарной свивки (рис. 2.13, а), получающиеся скручиванием отдельных проволок; двойной свивки (рис. 2.13, б), свитые из отдельных прядей, и тройной свивки (рис. 2.13, в), получаемые скручиванием нескольких канатов двойной свивки. Канаты двойной и тройной свивки, в свою очередь, бывают односторонней свивки (рис. 2.13, г), когда направления свивки проволок в пряди и прядей в канат одинаковы, и крестовой свивки (рис. 2.13, д), когда направления свивки проволок в прядях и самого каната из прядей противоположны. Канаты односторонней свивки имеют лучшее заполнение сечения, более гибкие и долговечные, но легко раскручиваются при

подъеме свободно подвешиваемых грузов. Поэтому их применяют лишь в подъемных устройствах, в которых груз движется по направляющим.

В канатах двойной и тройной свивки предусмотрен сердечник. В зависимости от материала сердечника различают канаты: с органическим сердечником (ос) из натуральных (пеньки) или синтетических материалов, металлическим сердечником (мс) и асбестовым сердечником (ас). Канат с органическим сердечником более гибкий. Он обладает смазывающей способностью, так как его пропитывают специальной смазкой. Канаты с асбестовым сердечником предназначены для работы механизма при больших температурах, со стальным сердечником — при больших температурах и многослойной навивке.

По роду свивки проволок в прядях различают канаты следующих типов: ТК — с точечным касанием проволок между собой в прядях, ЛК — с линейным касанием проволок в прядях.

Канаты типа ЛК могут быть выполнены из проволок одинакового диаметра в отдельных слоях (рис. 2.13, е) —

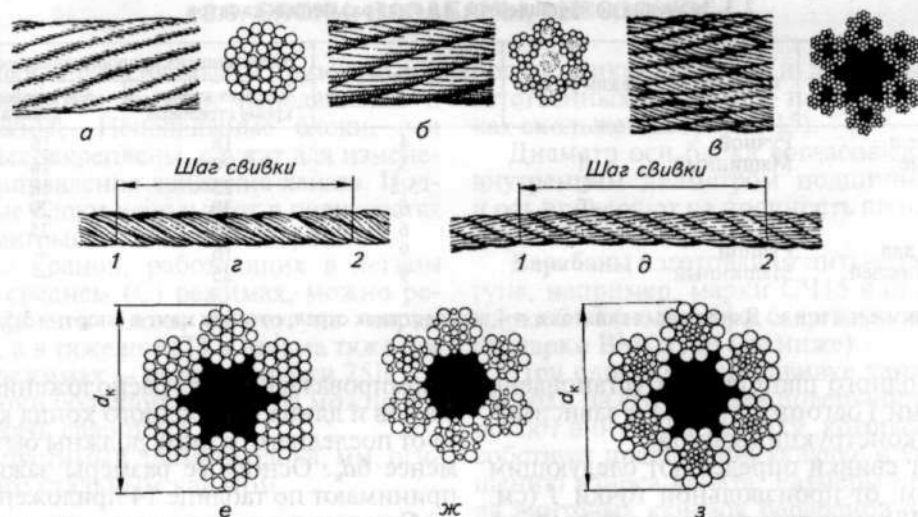


Рис. 2.13. Стальные канаты:

*а* — одинарной свивки; *б* — двойной свивки из отдельных прядей; *в* — тройной свивки из канатов двойной свивки; *г* — односторонней свивки; *д* — крестовой свивки; *е* — типа ЛК-О; *ж* — типа ЛК-Р; *з* — типа ЛК-РО

ЛК-О, проволоки двух разных диаметров в верхнем слое пряди (рис. 2.13, *ж*) — ЛК-Р или проволоки одинакового и разного диаметра по отдельным слоям — ЛК-РО (рис. 2.13, *з*).

Промышленность выпускает также канаты ЛК-З, у которых между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра, и канаты ТЛК — с точечным и линейным касанием проволок в пряди.

По направлению свивки различают канаты правой и левой свивок. Направление выбирают таким, чтобы канат в процессе работы дополнительно подкручивался. Представляет интерес модернизированная конструкция канатов типа ЛК, пряди которых предварительно обжаты. Долговечность этих канатов выше в 1,3...2,8 раза, а разрывное усилие — на 10...15 %.

Все канаты стандартизованы. В грузоподъемных машинах сельскохозяйственного назначения в качестве тяговых канатов при однослойной навивке на барабан и нарезанных канавках на нем широко применяют канаты типа ЛК-Р (6 × 19, ГОСТ 2688—80) и ЛК-РО (6 × 36, ГОСТ 7668—80), а при многослойной навивке — типа ЛК-О (6 × 19, ГОСТ 3077—80). Характеристики этих

канатов выборочно приведены в таблицах 10...12 приложения.

По правилам Госгортехнадзора канаты подбирают по разрывному усилию  $S_{\text{разр}}$ , указанному в стандарте или заводском сертификате, исходя из соотношения

$$S_{\text{разр}} \geq S_{\text{max}} n, \quad (2.14)$$

где  $n$  — коэффициент запаса прочности (табл. 2.3).

Наибольшее натяжение тяговой ветви каната,  $H$ , рассчитывают по формуле

$$S_{\text{max}} \approx \frac{G}{a K_n \eta_{\text{бл}}^m}, \quad (2.15)$$

где  $G = Qg$  — сила тяжести поднимаемого груза,  $H$ ;  $a$  — число полиспадов (одинарный, двоянный);  $K_n$  — кратность полиспада;  $\eta_{\text{бл}}$  — КПД блока;  $m$  — число блоков.

Долговечность канатов зависит от соотношения между диаметрами блока, барабана и каната; правильного их выбора применительно к конкретным условиям; ухода за канатами.

Показатель износа канатов — обрывы проволок на его поверхности, поэтому их выбраковывают по числу обрывов проволок на шаг свивки. Предельно допустимое число обрывов проволок на

### 2.3. Значения коэффициентов $n$ и $e$ для различных канатов

Наименование канатов	Тип привода	Режим работы	Коэффициент запаса прочности $n$	Коэффициент пропорциональности $e$	
				для всех кранов, кроме стреловых	для стреловых кранов
Грузовые и стреловые	Ручной Машинный	Л С Т ВТ	4	18	16
			5	20	16
			5,5	25	18
			6	30	20
			6	35	25
Лебедок для подъема людей	Ручной Машинный		9	16	—
			9	25	—

Примечание. Для тяговых канатов  $n = 4$ , для растяжек стрел, оттяжек мачт и опор  $n = 3,5$ .

длине одного шага свивки установлено нормами Госгортехнадзора в зависимости от конструкции каната.

Шаг свивки определяют следующим образом: от произвольной точки  $I$  (см. рис. 2.13) отсчитывают число прядей, на единицу большее числа их в канате. Расстояние  $I-2$  и будет шагом свивки каната.

Конец каната крепят на кране чаще всего с помощью оплетки (рис. 2.14, *a*) или винтового зажима (рис. 2.4, *b*). Прочность крепления с помощью оплетки составляет 75...90 % прочности каната (большие значения для меньших диаметров канатов), с помощью винтовых зажимов — 85 %. Внутри изогнутого конца каната размещают коуш, который выбирают по таблице 13 приложения в зависимости от диаметра каната.

Число винтовых зажимов рекомендуют принимать в зависимости от диаметра каната:

$d_k$ , мм	До 10	12...18	19...24	25...31
$n$	2	3	4	5
$d_k$ , мм	32...34	35...37	38...44	
$n$	6	7	8	

Зажимы необходимо устанавливать так, чтобы рабочая ветвь каната не де-

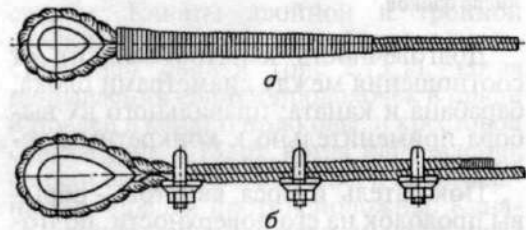


Рис. 2.14. Крепление конца каната на коуше:

*a* — оплеткой; *b* — зажимами

формировалась. Шаг  $t$  расположения зажимов и длина  $l$  свободного конца каната от последнего зажима должны быть не менее  $6d_k$ . Основные размеры зажимов принимают по таблице 14 приложения.

**Сварные и пластинчатые цепи** применяют в грузоподъемных машинах с ручным приводом, а также в электроталях небольшой грузоподъемности.

Сварные цепи (табл. 15 приложения) по способу изготовления делят на простые и калиброванные. Калиброванные цепи можно использовать со звездочками и барабанами, имеющими гнезда для лучшего контакта со звеньями цепи. Сварные цепи применяют на барабане при скоростях не более 1 м/с и на звездочке — не более 0,1 м/с.

Пластинчатые цепи по сравнению со сварными обладают большими гибкостью относительно осей шарниров и надежностью, но не могут работать в режиме нагружения усилием, действующим под углом к плоскости вращения звеньев цепи. Их применяют при скоростях не более 0,25 м/с.

Методика подбора сварных и пластинчатых цепей аналогична методике подбора канатов. Значения коэффициента запаса прочности этих цепей приведены в таблице 2.4.

### 2.4. Коэффициент запаса прочности сварных и пластинчатых цепей

Назначение цепи	Привод	
	ручной	машинный
Грузовая, работающая на гладком барабане	3	6
Грузовая, работающая на звездочке (калиброванная)	3	8
Для строп	5	5

## 2.5. БЛОКИ, БАРАБАНЫ, ЗВЕЗДОЧКИ

**Блоки**, применяемые в грузоподъемных машинах, бывают неподвижные и подвижные. Неподвижные блоки, оси которых закреплены, служат для изменения направления движения каната. Подвижные блоки используют в полиспастах для выигрыша в силе или скорости.

Для кранов, работающих в легком (Л) и среднем (С) режимах, можно рекомендовать блоки из чугуна марки СЧ15, а в тяжелом (Т) и весьма тяжелом (ВТ) режимах — из стали марки 25Л.

Блоки большого диаметра можно изготавливать сварными.

Допустимый диаметр блока, мм, огибаемого стальным канатом,

$$D_{\text{бл}} \geq e d_{\text{к}}, \quad (2.16)$$

где  $D_{\text{бл}}$  — диаметр блока, измеряемый по центру огибаемого каната, мм;  $e$  — коэффициент, зависящий от грузоподъемности машины и режима ее работы (см. табл. 2.3);  $d_{\text{к}}$  — диаметр каната, мм.

Диаметр уравнительного или отклоняющего блока допускается принимать на 20 % меньше расчетного.

Размеры профиля канавок блоков можно принимать по таблице 16 приложения в зависимости от диаметра каната.

Блоки устанавливают в основном на

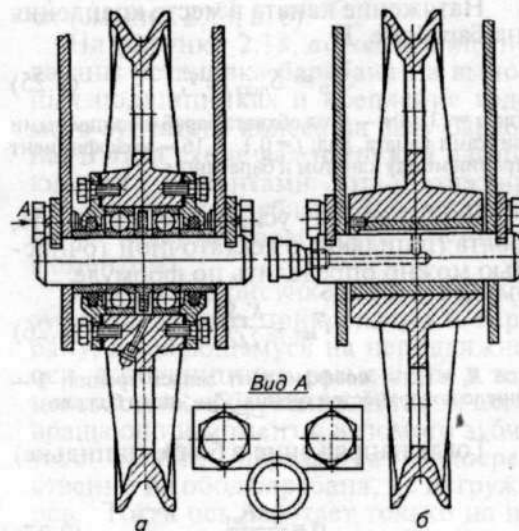


Рис. 2.15. Конструкция блока в сборе:

*a* — на шариковых подшипниках качения; *б* — на подшипниках скольжения

подшипниках качения и лишь в неотвественных случаях — на подшипниках скольжения (рис. 2.15).

Диаметр оси блока согласовывают с внутренним диаметром подшипников, и ось проверяют на прочность по напряжениям изгиба.

**Бараны** изготавливают литыми из чугуна, например, марки СЧ15 или стали марки 25Л (не ниже) и сварными из стали марки ВМСтЗсп (не ниже).

При однослойной навивке каната на барабан на его рабочей поверхности нарезают винтовую канавку, которая способствует правильной укладке и уменьшению износа каната. Размеры профиля винтовых канавок барабанов приведены в таблице 17 приложения.

Диаметр барабана, измеряемый по центру охватывающего каната, допускается принимать на 15 % меньше диаметра блока, определенного по формуле (2.16).

Различают барабаны для одно- и многослойной навивки каната. Для барабанов с многослойной навивкой характерны повышенный износ каната и неравномерная скорость навивки, поэтому их применяют только при очень больших длинах навиваемого каната.

Рабочая длина барабана для однослойной навивки каната, мм,

$$L_{\text{б}} = Zp, \quad (2.17)$$

где  $Z = Z_{\text{р}} + Z_{\text{з}} + Z_{\text{д}}$  — общее число витков на барабане;  $Z_{\text{р}}$  — рабочее число витков;  $Z_{\text{з}} = 1, 5 \dots 2$  — число витков, необходимое для крепления каната к барабану;  $Z_{\text{д}} = 1, 5$  — дополнительное число витков, рекомендуемое Госгортехнадзором для разгрузки крепления каната;  $p$  — шаг навивки каната на барабан, мм (см. табл. 17 приложения).

Рабочее число витков при однослойной навивке каната на барабан

$$Z_{\text{р}} = \frac{L_{\text{к}}}{\pi D_{\text{б}}}, \quad (2.18)$$

где  $L_{\text{к}} = HK_{\text{л}}$  — длина каната, наматываемого на барабан, м;  $H$  — высота подъема груза, м.

Рабочая длина барабана в случае многослойной навивки, мм,

$$L_{\text{б}} = \frac{L_{\text{к}} d_{\text{к}}}{m \pi (D_{\text{б}} + m d_{\text{к}})}, \quad (2.19)$$

где  $m$  — число слоев навивки.

Толщину стенок барабана, мм, рекомендуется определять по эмпирической зависимости

$$d = 0,02D_6 + 6 \dots 10 \text{ мм} \geq 8 \text{ мм}. \quad (2.20)$$

Стенки барабана испытывают напряжения сжатия, кручения, изгиба. В барабанах при  $L_6 \leq 3D_6$  напряжения изгиба и кручения не превышают 10...15% напряжения сжатия. В этом случае проверочный расчет достаточно проводить на сжатие:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{\rho\delta} \leq [\sigma_{сж}], \quad (2.21)$$

где  $[\sigma_{сж}]$  — допустимые напряжения (табл. 2.5).

### 2.5. Допустимые напряжения для некоторых материалов

Материал	$\sigma_t$ , МПа	$\sigma_s$ , МПа	$[\sigma_{сж}]$ , МПа, при режиме работы			
			Л	С	Т	ВТ
Сталь:						
20	245	—	176	157	137	118
35Л	274	—	216	176	147	127
55Л	343	—	235	206	167	147
Чугун:						
СЧ15	—	314	98	88	—	—
СЧ18	—	535	118	98	98	—
СЧ24	—	431	147	118	108	98

Во избежание смещения каната, набегающего на барабан или блоки, снижения его износа и повреждения реборд блока угол отклонения каната от средней

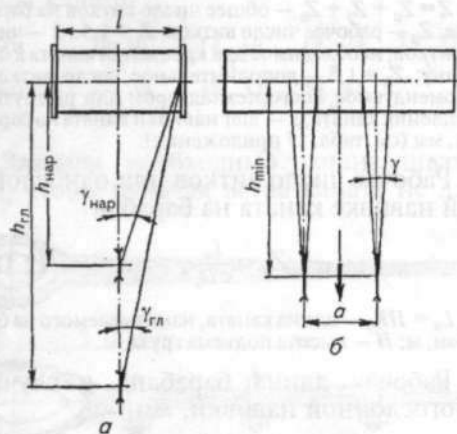


Рис. 2.16. Схема к определению допустимых углов набегающего каната на барабан:

а — простой полиспасть; б — двоянный полиспасть

плоскости блока для барабанов с винтовыми канавками должен быть  $\gamma_{нар} \leq 6^\circ$ , для гладких  $\gamma_{гл} = 1 \dots 2^\circ$  (рис. 2.16, а). Значение этого угла зависит от минимального расстояния  $h$  от оси направляющего блока до оси барабана. Для барабанов с винтовыми канавками

$$h_{нар} = L_6 / (2 \operatorname{tg} 6^\circ), \quad (2.22)$$

для гладких барабанов

$$h_{гл} = L_6 / (2 \operatorname{tg} 2^\circ). \quad (2.23)$$

С учетом углов  $\gamma$  определяют длину ненарезанной части барабана сдвоенного полиспаста (рис. 2.16, б). Максимальная длина этого участка, мм,

$$a_{\max} = B - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.24)$$

где  $h_{\min}$  — расстояние, определяемое по формуле (2.22), мм.

Конец каната крепят к барабану с помощью клина, прижимных болтов или наружных накладок. Наиболее часто применяют накладки, которые фиксируют одним или двумя болтами. Накладок должно быть не менее двух; их размеры выбирают в зависимости от диаметра каната по таблице 18 приложения. Обычно накладки располагают одну относительно другой под углом  $60^\circ$ .

Натяжение каната в месте крепления на барабане, Н,

$$S_{кр} = S_{\max} / e^{\alpha f}, \quad (2.25)$$

где  $\alpha = (3 \dots 4)\pi$  — угол обхвата барабана запасными витками каната, рад;  $f = 0,1 \dots 0,16$  — коэффициент трения между канатом и барабаном.

Необходимое усилие затяжки, Н, болта (шпильки) с достаточной точностью можно определить по формуле

$$F_{зат} = \frac{K_t S_{кр}}{2/Z}, \quad (2.26)$$

где  $K_t = 1,5$  — коэффициент запаса трения; 2 — число поверхностей трения;  $Z$  — число болтов.

Тогда напряжение в болте (шпильке)

$$\sigma = \frac{1,3 F_{зат}}{\pi d_1^2 / 4}, \quad (2.27)$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке;  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы болта, мм.

Рис. 2.17. Крепление каната на барабане с помощью клина

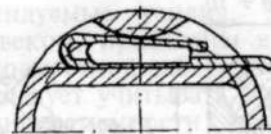
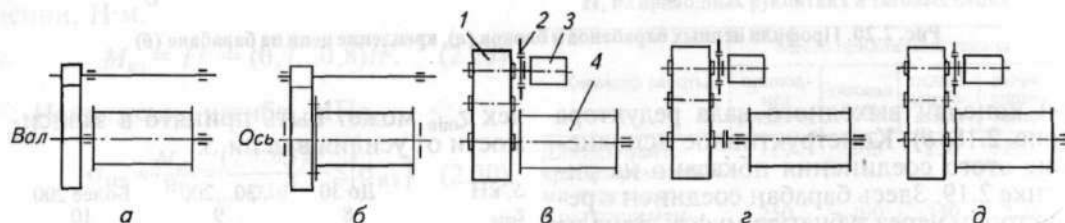


Рис. 2.18. Схемы установки барабанов:

1 — редуктор; 2 — муфта-тормоз; 3 — двигатель; 4 — барабан



При многослойной навивке канат крепят к барабану с помощью клина (рис. 2.17).

Конструктивные и эксплуатационные качества механизма подъема и в целом проектируемой машины (размеры и масса деталей, технологичность их изготовления, агрегатность, легкость монтажа и демонтажа, компактность, удобство обслуживания и ремонта) существенно зависят от способа установки барабана (рис. 2.18). В ручных лебедках и некоторых простейших кранах применяют открытые зубчатые передачи (см. рис. 2.18, а, б).

На рисунке 2.18, а схематично показаны установка барабана на выносных подшипниках и крепление ведомого зубчатого колеса на валу барабана. В этой схеме вал нагружен изгибающими моментами от натяжения каната, усилия зубчатого зацепления, силы тяжести барабана и крутящим моментом.

В схеме на рисунке 2.18, б ведомое зубчатое колесо прикреплено к барабану, вращающемуся на неподвижной оси, а подшипники размещены в торцевых стенках барабана. В такой схеме вращающий момент с ведомого зубчатого колеса передается непосредственно на обод барабана, не нагружая ось. Тогда ось работает только на изгиб.

В подъемных механизмах с машинным приводом применяют в основном закрытые передачи (редукторы). В схе-

мах, приведенных на рисунке 2.18, в, г, можно использовать стандартные редукторы. Так, в схеме на рисунке 2.18, г редуктор и установленный на двух подшипниках барабан соединены между собой муфтой, компенсирующей возможные монтажные погрешности. Такие соединения, несмотря на увеличение габаритных размеров, характеризуются надежностью в работе, удобством монтажа и обслуживания механизма.

Чтобы создать блочную и компактную конструкцию, целесообразно одну из опор оси барабана установить внут-

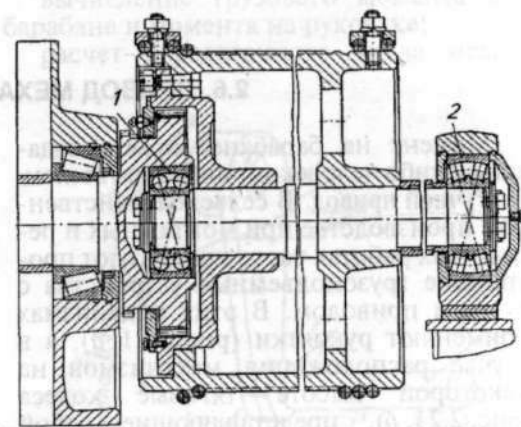


Рис. 2.19. Конструкция барабана, одна из опор которого установлена внутри выходного вала редуктора

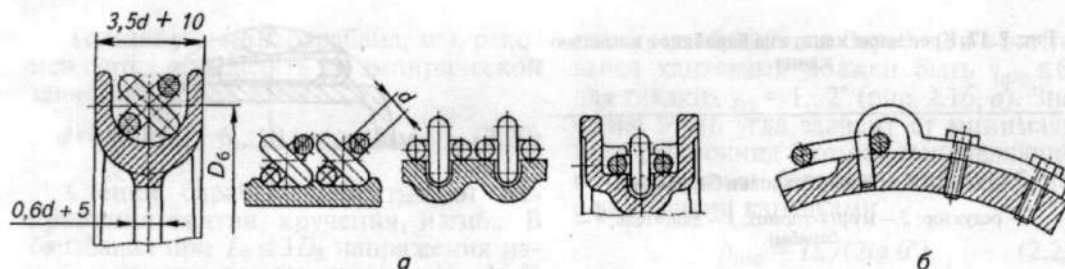


Рис. 2.20. Профили цепных барабанов и блоков (а), крепление цепи на барабане (б)

ри консоли выходного вала редуктора (рис. 2.18, д). Конструктивное исполнение этого соединения показано на рисунке 2.19. Здесь барабан соединен с редуктором через зубчатую муфту, одна из полумуфт которой изготовлена в виде ступицы барабана, а другая выполнена как одно целое с выходным валом редуктора. Ось барабана вращается на подшипниках 1 и 2. Вращающий момент от вала редуктора передается через зубчатую муфту на барабан.

**Звездочки** для пластинчатых цепей изготавливают из сталей марок Ст4, Ст5, 20 и 25Л.

Делительный диаметр звездочки, мм,

$$d_d = \frac{p_t}{\sin(180^\circ/z)}, \quad (2.28)$$

где  $p_t$  — шаг цепи в мм;  $z$  — число зубьев звездочки.

Минимальное число зубьев звездо-

чек  $z_{\min}$  может быть принято в зависимости от усилия в цепи  $S$ :

$S$ , кН	До 30	30...200	Более 200
$z_{\min}$	8	9	10

Остальные параметры звездочек для пластинчатых цепей принимают по ГОСТ 592—81.

Звездочки или тяговые колеса для сварных калиброванных цепей отливают из чугуна марок СЧ15, СЧ18 или стали 25Л с углублениями на ободах, соответствующими очертаниям и размерам цепных звеньев.

Диаметр барабана или блока, огибаемого сварной цепью, у грузоподъемных машин с ручным приводом должен быть не менее 20-кратного калибра цепи, с машинным приводом — не менее 30-кратного калибра цепи.

Профили цепных барабанов и блоков, а также крепление цепи на барабане показаны на рисунке 2.20.

## 2.6. ПРИВОД МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Момент на барабане может создаваться либо человеком, либо двигателем.

**Ручной привод.** В сельскохозяйственном производстве при монтажных и ремонтных работах часто используют простейшие грузоподъемные устройства с ручным приводом. В этих механизмах применяют рукоятки (рис. 2.21, а), а в случае расположения механизмов на некоторой высоте — тяговые колеса (рис. 2.21, б), представляющие собой цепной блок, охватываемый бесконечной сварной цепью. При обслуживании привода одним рабочим длину рукоятки

$l_p$  принимают равной 300... 400 мм, двумя рабочими — 400...500 мм. Радиус  $R$  рукоятки (плечо) для удобства должен быть не более 300...350 мм.

Ось вращения рукоятки следует располагать на высоте 0,9...1 м над уровнем опорной поверхности, на которой стоит рабочий. Когда рукояткой невозможно описывать полную окружность, используют качающиеся рукоятки с трещотками. Если по обеим сторонам на вал насаживают рукоятки, то их необходимо располагать под углом  $120^\circ$  одна относительно другой.

Чтобы рукоятка не натирала ладонь, на ручку надевают свободно вращающуюся трубу наружным диаметром 30...35 мм. Ручку (рис. 2.22) рассчитывают на изгиб в месте крепления ее в плече рукоятки. При расчетах усилие рабочего  $F$  считают приложенным на расстоянии  $l' = (0,7...0,8)l$  от места заделки.

Изгибающий момент в опасном сечении, Н·м,

$$M_{из} = Fl' = (0,7...0,8)lF. \quad (2.29)$$

Напряжение изгиба, МПа,

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{(0,7...0,8)lF}{0,1d^3} \leq [\sigma_{из}], \quad (2.30)$$

где  $W$  — момент сопротивления, мм<sup>3</sup>;  $d$  — диаметр стержня ручки в месте заделки, мм;  $[\sigma_{из}]$  — допустимое напряжение изгиба, МПа: для стали Ст3  $[\sigma_{из}] = 80...100$  МПа.

Частота вращения рукоятки  $n$  (по данным практики) не должна превышать 30 мин<sup>-1</sup>.

Диаметры тяговых колес для увеличения рабочего момента на валу рекомендуется принимать по возможности максимальными, но в пределах общей рациональной компоновки подъемного механизма. Чаще всего их принимают равными 700...800 мм. Чтобы обеспечить требуемое направление цепи и предотвратить ее спадание, в механизме предусматривают специальное устройство.

Для привода тяговых колес используют сварные калиброванные цепи с диаметром проволоки  $d = 5...6$  мм. Длину цепи выбирают такой, чтобы нижний контур располагался на высоте 600...800 мм над уровнем пола. Скорость движения руки рабочего принимают обычно около 0,6 м/с.

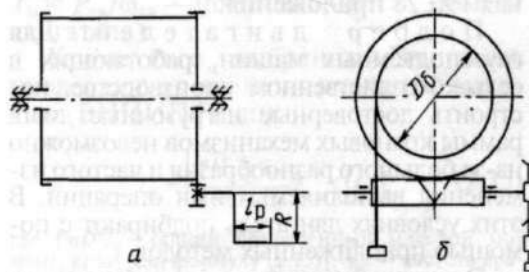


Рис. 2.21. Схемы барабанов с ручным приводом

Рекомендуемые усилия, развиваемые человеком, приведены в таблице 2.6. При совместной работе нескольких рабочих следует учитывать коэффициент неодновременности приложения усилий  $\phi = 0,8$  для двух человек и  $\phi = 0,7$  для четверых.

2.6. Максимальные расчетные значения усилий  $F_p$ , Н, на приводных рукоятках и тяговых цепях

Характер работы	Место приложения усилия			
	приводная рукоятка	тяговая цепь	педаль управления	рычаг управления
Длительная с кратковременными перерывами	120	200	250	180
Кратковременная, продолжительностью не более 5 мин	250	400	350	200

Момент, развиваемый рабочим, Н·м,

$$T_p = FRi\phi, \quad (2.31)$$

где  $i$  — численность рабочих.

Общий порядок расчета подъемного механизма с ручным приводом следующий:

- выбор схемы подвеса груза (полиспаст, его кратность);
- выбор типа тягового органа (канат или цепь);
- расчет тягового органа;
- определение размеров блоков и барабана;
- вычисление грузового момента на барабане и момента на рукоятке;
- расчет передаточного числа меха-

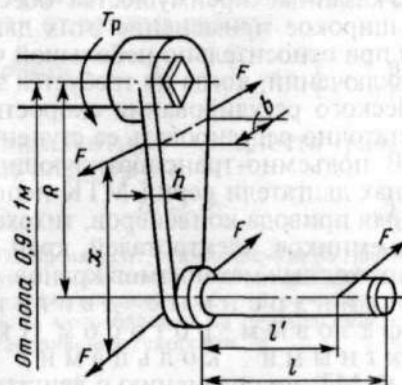


Рис. 2.22. Рукоятка

низма между валом барабана и приводным валом (рукояткой) по формуле

$$u = \frac{T_6}{T_p \eta}, \quad (2.32)$$

где  $T_6$  — момент сопротивления на грузовом барабане, Н·м;  $T_p$  — момент, развиваемый рабочим на рукоятке, Н·м;  $\eta$  — КПД передаточного механизма.

В зависимости от полученного передаточного числа принимают тип передачи (с последующим ее расчетом). Передаточное число одной пары зубчатых колес должно быть не более 6...8. Число зубьев ведущих шестерен можно принимать в пределах 12...20.

**Электрический привод.** Для привода механизмов подъема используют двигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором серии МТК (табл. 19...21 приложения) и фазовым ротором (контактными кольцами) серии МТ (табл. 22...24 приложения), а также двигатели постоянного тока. При малых мощностях можно применять асинхронные электродвигатели общепромышленной серии 4А, а также 4АЕ со встроенным электромагнитным тормозом, 4АП с повышенным пусковым моментом и 4АС с повышенным скольжением.

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии МТК наиболее просты в устройстве и управлении, надежны в эксплуатации, имеют наименьшую массу, габаритные размеры и стоимость.

Указанные преимущества обеспечили широкое применение этих двигателей при относительно небольшой частоте включений, когда не требуется электрического регулирования скорости или достаточно регулировать ее ступенчато.

В подъемно-транспортных машинах двигатели серии МТК используют для привода конвейеров, тихоходных подъемников, электроталей, кран-балок и тихоходных механизмов кранов.

Асинхронные двигатели с фазовым ротором (контактными кольцами) серии МТ по сравнению с двигателями серии МТК имеют большую массу, габаритные размеры и стоимость, сложнее в

устройстве и управлении. Но они позволяют регулировать скорость при подъеме (опускании) и торможении, изменять в широких пределах момент при пуске и торможении и получать требуемые ускорения, а следовательно, и необходимую плавность пуска и торможения.

Характерная особенность двигателей с фазовым ротором (контактными кольцами) — возможность уменьшения пускового тока с помощью реостата при одновременном увеличении пускового момента. В двигателях же с короткозамкнутым ротором уменьшение пускового тока сопровождается снижением пускового момента, что недопустимо. В обмотках двигателей с фазовым ротором меньше потери энергии при переходных процессах, чем у двигателей с короткозамкнутым ротором.

Указанные преимущества позволяют использовать двигатели серии МТ при напряженных режимах работы, характеризующихся большими скоростями, частыми пусками и остановками. Эти двигатели устанавливают в приводе эскалаторов, механизмах большинства кранов, подъемников, некоторых экскаваторов и конвейеров.

Двигатели постоянного тока используют в случаях, когда к электроприводу предъявляются повышенные требования в отношении регулирования скорости, а также при весьма напряженных режимах работы. Их использование требует применения устройств, преобразующих переменный ток в постоянный, что значительно усложняет и удорожает электропривод. Технические характеристики и основные размеры крановых двигателей серий МТК, МТ и 4А приведены в таблицах 19...28 приложения.

**Подбор двигателей.** Для грузоподъемных машин, работающих в сельскохозяйственном производстве, построить достоверные нагрузочные диаграммы крановых механизмов невозможно из-за большого разнообразия и частого изменения выполняемых ими операций. В этих условиях двигатель подбирают с помощью приближенных методов.

Электродвигатели механизмов подъема рекомендуется подбирать по статической мощности, необходимой

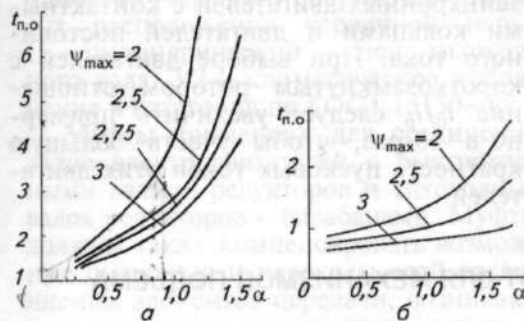


Рис. 2.23. Зависимости относительного времени пуска  $t_{n,0}$  от величины  $\alpha$ :

$a$  — для двигателей с фазовым ротором (контактными кольцами);  $b$  — для двигателей с короткозамкнутым ротором

для подъема максимального груза, кВт,

$$P_c = Gv_n / \eta_o, \quad (2.33)$$

где  $G$  — сила тяжести поднимаемого груза, кН;  $v_n$  — скорость подъема груза, м/с;  $\eta_o$  — общий КПД механизма подъема.

Номинальную мощность выбираемого двигателя можно принимать на 10...15 % меньше статической.

Проверка двигателей по условиям пуска. Возможность пуска двигателя при наиболее невыгодном сочетании нагрузок и падения напряжения в сети на предельно допустимую величину (15 % номинальной) проверяют по условию

$$T_c \leq 0,7 T_{max}, \quad (2.34)$$

где  $T_c$  — момент сопротивления, приведенный к валу двигателя, Н·м;  $T_{max}$  — максимальный пусковой момент двигателя (по каталогу), Н·м.

Максимальный коэффициент пусковой перегрузки  $\psi_{max} = T_{max} / T_n$  (здесь  $T_n = P_{дв} / \omega_{дв}$  — номинальный момент двигателя).

Кроме того, выбранный двигатель проверяют по времени пуска (по методике ВНИИПТмаш):

$$t_{п} = \frac{(mD^2)_o n_{дв}}{38T_n} t_{n,0} \leq [t_{п}], \quad (2.35)$$

где  $(mD^2)_o$  — общий приведенный маховой момент, кг·м<sup>2</sup> [см. формулу (1.15)];  $n_{дв}$  — частота вращения вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $t_{n,0}$  — относительное время пуска, определяемое по графикам (на рисун-

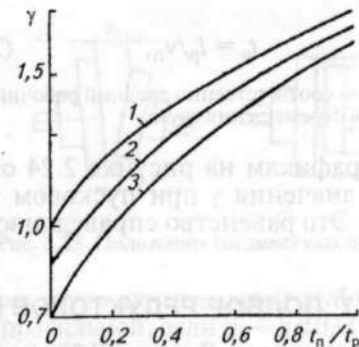


Рис. 2.24. Графики  $\gamma = f(t_n/t_p)$  для механизмов:

1 — передвижения мостов тележек грейферных и магнитных кранов; 2 — передвижения крюковых тележек, подъемные стрелы, грейферных и магнитных кранов; 3 — подъемные крюковых кранов

ке 2.23,  $a, b$ ) в зависимости от коэффициента  $\alpha = T_c / T_n$ ;  $[t_{п}]$  — допустимое время пуска, с.

Для механизмов подъема допустимое время пуска  $[t_{п}] = 1...2$  с.

Кроме того, для механизма подъема ускорение пуска не должно превышать допустимого значения, т. е.

$$a \leq [a_{ср}].$$

Для механизмов подъема кранов общего назначения  $[a_{ср}] = 0,3...0,6$  м/с<sup>2</sup>.

Если выбирают двигатель мощностью  $P_{дв} < P_c$ , соблюдая все перечисленные условия, то его необходимо проверить на надежность при соответствующем режиме:

$$P_{дв} \geq KP_c, \quad (2.36)$$

Коэффициент  $K$  принимают в зависимости от режима работы:

Режим работы	Л	С	Т	ВТ
$K$	0,5	0,75	1	1,5

Эквивалентную мощность рассчитывают по формуле

$$P_o = \gamma P_c, \quad (2.37)$$

где  $\gamma$  — коэффициент, определяемый по графикам на рисунке 2.24 в зависимости от величины  $t_n/t_p$ ;  $t_p$  — продолжительность рабочей операции;  $P_c$  — мощность, потребляемая на перемещение груза при установившейся скорости.

Продолжительность рабочей операции

$$t_p = l_p/v_n, \quad (2.38)$$

где  $l_p$  и  $v_n$  — соответственно средний рабочий путь и скорость перемещения груза.

По графикам на рисунке 2.24 определяют значения  $\gamma$  при пусковом токе  $I_n = 2I_n$ . Это равенство справедливо для

асинхронных двигателей с контактными кольцами и двигателей постоянного тока. При выборе двигателей с короткозамкнутым ротором отношение  $t_n/t_p$  следует увеличить примерно в 10 раз, чтобы учесть большую кратность пусковых токов этих двигателей.

## 2.7. ПОДБОР РЕДУКТОРОВ И МУФТ ДЛЯ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА

**Редукторы** для грузоподъемных механизмов выбирают по мощности или вращающему моменту при заданном режиме работы с учетом обеспечения необходимого передаточного отношения и компоновки механизма.

Компоновка механизмов может быть в горизонтальной, вертикальной и наклонной плоскостях. При установке механизмов в горизонтальной плоскости, как правило, выбирают редукторы с простейшей смазочной системой. В этом случае смазывание зубчатых и червячных колес происходит при окутании их в масляную ванну, а подшипников — маслом, разбрызгиваемым зубчатыми колесами и стекающим со стенок редуктора. Редукторы, используемые в механизмах вертикальной и наклонной компоновок, должны иметь смазочную систему, приспособленную к работе при соответствующем положении.

Редукторы общего назначения и для грузоподъемных машин собирают по различным схемам: с выходом концов быстроходного и тихоходного валов в одну или разные стороны, благодаря чему облегчается их использование в механизмах различной компоновки.

Согласно ГОСТ 16162—85 полный 90%-й ресурс передач цилиндрических и конических редукторов должен быть не менее  $4 \cdot 10^4$  ч, а червячных — не менее  $2 \cdot 10^4$  ч. Основные сведения о редукторах, наиболее часто применяемых в грузоподъемных механизмах, приведены в таблицах 29...52 приложения.

Редукторы типа Ц2 в основном используют в механизмах подъема и вылета стрелы кранов, типа ВКУ и планетарные — в механизмах передвижения, планетарные и червячные в сочетании с открытыми передачами — в механизмах поворота, планетарные или червячные

универсальные — во вспомогательных механизмах.

Если значение вращающего момента на выходном валу редуктора указано для непрерывного режима как самого тяжелого, то допускается увеличение вращающего момента при повторно-кратковременных режимах эксплуатации: легком (Л) — в 2 раза, среднем (С) — в 1,6, тяжелом (Т) — в 1,25 раза.

В каталогах обычно указана расчетная мощность на ведущем валу редуктора в зависимости от продолжительности включения (ПВ, %) и частоты вращения быстроходного вала. Чтобы учесть влияние скольжения, уменьшающего номинальную частоту вращения по сравнению с синхронной, расчетное значение мощности на ведущем валу редуктора корректируют по условию сохранения неизменной величины вращающего момента:

$$\frac{P_{дв} \cdot ПВ}{n_{дв}} = \frac{P_p \cdot ПВ}{n_{дв}}. \quad (2.39)$$

Если в каталогах отсутствуют значения мощности при конкретной величине ПВ, то их можно определить по приближенной зависимости

$$P_{ПВ2} = P_{ПВ1} \sqrt{\frac{ПВ_1}{ПВ_2}}. \quad (2.40)$$

Условное обозначение редуктора включает в себя наименование изделия (редуктор), обозначение его типоразмера, варианта сборки и формы выступающего конца тихоходного вала (К — коническая, Ц — цилиндрическая, М — в виде части зубчатой муфты), например:

*Редуктор Ч2-160-200-13-22-Ц-УЗ,*

где Ч2 — тип редуктора, 160 — межосевое расстояние, 200 — передаточное

число, 13 — вариант сборки, 22 — вариант расположения червячной пары, Ц — цилиндрический конец тихоходного вала, УЗ — климатическое исполнение и категория по ГОСТ 15150—69.

**Муфты** применяют для соединения валов электродвигателей с быстроходными валами редукторов и тихоходных валов редукторов с барабанами. Муфты должны также компенсировать возможные смещения и перекосы осей соединяемых элементов передачи, возникающих вследствие неточности монтажа и деформации рамы. Для этих целей широко используют *зубчатые муфты*, которые выполняют как муфты общего назначения для соединения любых валов (табл. 53 приложения) и муфты с тормозными шкивами для соединения валов электродвигателей с быстроходными валами редукторов (табл. 54 приложения).

При соединении тихоходного вала редуктора с осью барабана элементы зубчатых муфт часто располагают внутри барабана (см. рис. 2.19). В этом случае вращающий момент выходного вала редуктора передается непосредственно на барабан. Такое соединение удобно для монтажа и демонтажа механизма и благодаря своей подвижности позволяет компенсировать некоторую несоосность вала редуктора и оси барабана. Размеры выходных валов редукторов типов Ц2 и Ц2У, выполненных в виде зубчатой полумуфты, приведены в таблицах 32 и 35 приложения.

Допустимый перекося валов для крановых зубчатых муфт составляет  $0^{\circ}30'$ .

Для соединения валов часто используют *втулочно-пальцевые муфты* с упругими элементами в виде резиновых втулок (табл. 55 приложения). При использовании такой муфты для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора одна из полумуфт выполняет функции тормозного шкива. Основные характеристики и размеры этих муфт приведены в таблице 56 приложения.

Для повышения эксплуатационной надежности механизма полумуфту с тормозным шкивом необходимо устанавливать на вал редуктора, в противном случае поломка пальцев муфты приведет к его растормаживанию.

Точность положения муфты и валов определяют по значениям размеров  $a$  и  $b$  для четырех замеров (рис. 2.25). Уста-

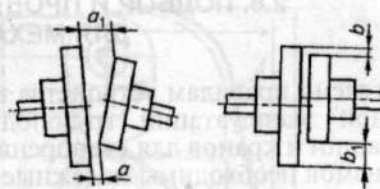


Рис. 2.25. Положения соединяемых полумуфт

новку втулочно-пальцевой муфты считают правильной, если  $a_1 - a \leq 0,001D$  и  $b_1 - b \leq 0,002D$  (здесь  $D$  — диаметр полумуфты). В нормальном положении полумуфты должны быть раздвинуты на 3...5 мм, а оба вала сдвинуты до упора в подшипниках. При этом биение каждой полумуфты должно быть не более  $0,0005D$ .

Высокими компенсационными свойствами (обеспечение работы при частоте вращения до  $1500 \text{ мин}^{-1}$  и смещении валов: радиальном 2...6 мм, осевом 3...6 мм, углом 2...6°) и способностью снижать динамические нагрузки (благодаря малой крутильной жесткости и высокой демпфирующей способности) обладают *муфты с упругим торообразным резинокордным элементом*. Этот элемент, имеющий для удобства монтажа радиальный разрез, крепят к двум одинаковым полумуфтам нажимными кольцами и болтами. Основные данные муфт приведены в таблице 57 приложения.

Муфты подбирают в зависимости от передаваемого вращающего момента и условий работы:

$$[T_M] \geq T_p = K_1 K_2 K_3 T_n, \quad (2.41)$$

где  $[T_M]$  — допустимый вращающий момент, который способна передать муфта;  $T_p$  — расчетный вращающий момент;  $K_1$  — коэффициент, учитывающий степень ответственности соединения: для механизма подъема — 1,3; передвижения — 1,2; изменения вылета стрелы и поворота — 1,4;  $K_2$  — коэффициент, учитывающий режим работы механизма: для легкого режима — 1,1; среднего — 1,2; тяжелого — 1,3; весьма тяжелого — 1,5;  $K_3$  — коэффициент углового смещения;  $T_n$  — действующий номинальный момент.

Согласно ГОСТ 5006—83 для зубчатых муфт принимают следующие значения коэффициента  $K_3$ :

Угол перекося вала, град	0,25	0,5	1	1,5
$K_3$	1	1,25	1,5	1,75

Для всех остальных муфт  $K_3 = 1$ .

## 2.8. ПОДБОР И ПРОВЕРКА ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА

Согласно правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных машин и кранов для стопорения их механизмов необходимы надежные устройства, в качестве которых используют тормоза и остановы. На сельскохозяйственных предприятиях в механизмах грузоподъемных устройств чаще всего применяют автоматические грузоупорные тормоза, а также двухколодочные тормоза с пружинным замыканием и электромагнитным, электромеханическим или гидромеханическим размыканием.

**Автоматические грузоупорные тормоза.** Их применяют как в ручных, так и в механических подъемных механизмах с цилиндрическими зубчатыми передачами, например лебедках, электроталях.

На рисунке 2.26 показан дисковый грузоупорный тормоз, состоящий из храпового колеса 3, свободно установленного на валу 1, и двух тормозных дисков 4 и 5. Диск 4 шпонкой зафиксирован на валу, а диск 5, выполненный как единое целое с ведущей шестерней 2, навинчен на резьбу вала. При вращении вала в сторону подъема шестерня сдвигается (на рисунке влево) и зажимает храповое колесо между дисками. При этом собачка 6 проталкивается по зубьям храповика, не препятствуя его вращению. При остановке вала зажатый храповик фиксируется собачкой и тормоз удерживает груз на весу. Вращение вала в обратную сторону сдвинет шестерню по винту вправо, тормоз разомкнется, и груз начнет ускоренно

опускаться. В этот момент шестерня 2, двигаясь быстрее вала 1, снова переместится влево и зажмет храповик. После некоторых повторений этого процесса установится непрерывное скольжение трущихся поверхностей и груз начнет равномерно опускаться.

При подъеме момент на шестерне,  $H \cdot m$ , создаваемый грузом, затрачивается на преодоление моментов от сил трения в резьбе  $T_{тр.р}$ , а также между храповиком и дисками  $T_{тр.д}$ :

$$\begin{aligned} T_{тр} &= T_{тр.р} + T_{тр.д} = \\ &= 10^{-3} F_a (d_{ср}/2) \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \\ &\quad + f F_a R_{ср}, \end{aligned} \quad (2.42)$$

где  $F_a$  — осевое усилие, Н;  $d_{ср}$  — средний диаметр резьбы, мм;  $\alpha$  — угол подъема винтовой линии резьбы;  $\rho$  — угол трения в резьбе, определяемый по формуле:  $\operatorname{tg} \rho = f / \cos(\gamma/2)$ ;  $\gamma$  — угол профиля резьбы (для трапециевидной резьбы  $\gamma = 30^\circ$ );  $R_{ср} = (D_n + D_b)/4$  — средний радиус дисков, мм;  $D_n$  и  $D_b$  — наружный и внутренний диаметры дисков, принятые по конструктивным соображениям, мм.

Из уравнения (2.42) находим осевое усилие, Н,

$$F_a = \frac{T_{тр}}{(d_{ср}/2) \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{ср}}. \quad (2.43)$$

При остановленной рукоятке осевое усилие создает между дисками и храповиком тормозной момент, Н·м,

$$T_T = 2f F_a R_{ср}. \quad (2.44)$$

При расчетах грузоупорных тормозов рекомендуется принимать коэффициент запаса  $\beta = 1,2 \dots 1,25$ , угол подъема резьбы  $\alpha = 12 \dots 20^\circ$ .

**Колодочные тормоза.** В крановых механизмах наиболее часто применяют двухколодочные пружинные тормоза типа ТКТ с короткоходным электромагнитом переменного тока и тормоза с электрогидравлическим толкателем.

На рисунке 2.27 изображен автоматический двухколодочный пружинный тормоз типа ТКТ с короткоходным электромагнитом переменного тока. Вертикальные рычаги 1 и 5 соединены шарнирно с основанием 10, а колодки

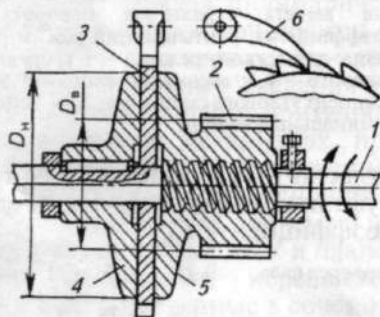


Рис. 2.26. Дисковый грузоупорный тормоз

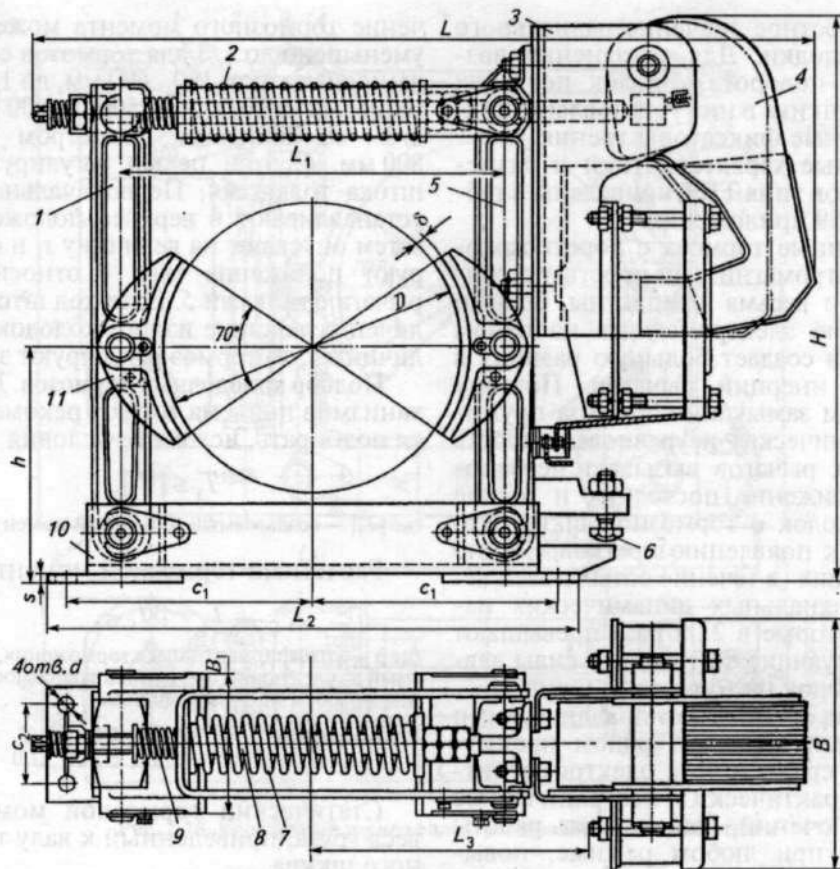


Рис. 2.27. Колодочный тормоз типа ТКТ с электромагнитом

11 — шарнирно с этими рычагами. К верхнему концу рычага 5 жестко прикреплена скоба 2, внутри которой расположены шток 8 и пружина 7. На штоке между скобой и концом рычага 1 расположена вспомогательная пружина 9. Пружина 7 между скобой и гайками, навинченными на шток, служит для замыкания тормоза, а вспомогательная пружина 9 способствует отходу рычага 1 с колодкой от тормозного шкива при растормаживании.

Короткоходовой электромагнит 3 с якорем 4 закреплен на рычаге 5, а его центр тяжести расположен справа от оси рычага. Поэтому момент, создаваемый силой тяжести электромагнита, стремится поворачивать рычаг по ходу часовой стрелки и, следовательно, отводит правую колодку от тормозного

шкива. При выключенном электромагните сжатая рабочая пружина с помощью скобы и штока стягивает верхние концы рычагов, вследствие чего обе колодки прижимаются к тормозному шкиву и тормоз замыкается. При включении электромагнита якорь 4, притягиваясь к сердечнику, поворачивается по ходу часовой стрелки относительно оси своего шарнира и нажимает на конец штока тормоза. В результате пружина 7 сжимается еще больше, рычаги поворачиваются относительно своих нижних шарниров и обе колодки отходят от тормозного шкива.

Угол поворота рычага 5, определяющий радиальный отход правой колодки, зависит от зазора между головкой болта 6 и его упором. Этот зазор устанавливается с таким расчетом, чтобы обеспечива-

лось конкретное значение радиального отхода колодки. Для устранения возможности поворота колодок после их отхода от шкива в них установлены пружинные фиксаторы трения.

Основные характеристики и размеры тормозов типа ТКТ приведены в таблицах 58, 59 приложения.

Пружинные тормоза с короткоходными электромагнитами просты по конструкции и весьма компактны. Однако закрепление электромагнита на одном из рычагов создает большую разницу в моментах инерции рычагов. Поэтому при резком замыкании тормоза пружинной динамическая неуравновешенность тормозных рычагов вызывает неравномерное движение последних и резкие удары колодок о тормозной шкив. Это приводит к появлению кратковременно действующих (в течение сотых долей секунды) радиальных динамических нагрузок, которые в 2...3 раза превышают соответствующие статические силы давления колодок на тормозной шкив.

Тормоза с электрогидравлическими толкателями обладают рядом преимуществ по сравнению с электромагнитными: практически неограниченное число включений, возможность работы толкателя при любом режиме, повышенная долговечность, меньшая электрическая мощность и в 12...20 раз меньший пусковой ток.

У тормоза с электрогидравлическим приводом (рис. 2.28) толкатель 9 закреплен не на тормозном рычаге, а шарнирно на основании 8. Его шток также шарнирно соединен с большим плечом двуплечего рычага 2, установленного на тормозном рычаге 3. С меньшим плечом рычага 2 соединена тяга 4, прикрепленная гайками 5 к тормозному рычагу 6. Замыкание тормоза происходит под действием усилия вертикальных пружин 1. При движении штока толкателя вверх рычаг 2 поворачивается, освобождая пружины, а рычаг 6 вместе с тормозной колодкой отходит от шкива до тех пор, пока упор 7 не дойдет до основания 8. Затем отходит от шкива рычаг 3.

Характеристики и размеры тормозов с электрогидравлическими толкателями приведены в таблицах 60 и 61 приложения. При необходимости табличное зна-

чение тормозного момента может быть уменьшено до 1/3 для тормозов со шкивами диаметром 160...400 мм, до 1/2 — со шкивами диаметром 500 и 600 мм, до 2/3 — со шкивами диаметром 700 и 800 мм. С этой целью регулируют ход штока толкателя. Первоначально шток устанавливают в верхнее положение, а затем опускают на величину  $s_1$  и фиксируют положение тяги 4 относительно рычага 6 гайками 5. Если ход штока увеличен вследствие износа колодок до величины  $s$ , то тормоз регулируют заново.

**Подбор колодочных тормозов.** Для механизмов подъема тормоз рекомендуется подбирать, исходя из условия

$$T_T \leq [T_T], \quad (2.45)$$

где  $[T_T]$  — создаваемый тормозной момент, Н·м.

Расчетный тормозной момент, Н·м,

$$T_T = \beta T_{с.т}, \quad (2.46)$$

где  $\beta$  — коэффициент запаса торможения, выбираемый из следующих значений в зависимости от режима работы механизма подъема:

Режим работы	Р, Л	С	Т	ВТ
$\beta$	1,5	1,75	2,0	2,5

Статический тормозной момент от веса груза, приведенный к валу тормозного шкива,

$$T_{с.т} = \frac{Gv_T}{\omega_T} \eta_0 = \frac{gQv_T}{\omega_T} \eta_0, \quad (2.47)$$

где  $G$  — вес груза, Н;  $v_T$  — установившаяся скорость перемещения груза при торможении, м/с (обычно равна установившейся скорости подъема  $v_n$ );  $\omega_T$  — угловая скорость тормозного шкива ( $\omega_T = \omega_{дв}$  при установке тормоза на валу двигателя);  $\eta_0$  — общий КПД.

Подобранный тормоз следует проверить по времени торможения, замедлению и тормозному пути.

Время торможения, с, определяют, исходя из условия

$$t_T = \frac{(mD^2)_{о.т} n_T}{38T_{и.т}} \leq [t_T], \quad (2.48)$$

где  $(mD^2)_{о.т}$  — общий маховой момент движущихся масс механизма подъема, кг·м<sup>2</sup>;  $n_T$  — частота вращения тормозного шкива, мин<sup>-1</sup>;  $T_{и.т}$  — инерционный тормозной момент, Н·м;  $[t_T]$  — допустимое время торможения, для механизмов подъема рекомендуемое в пределах 1...2 с.

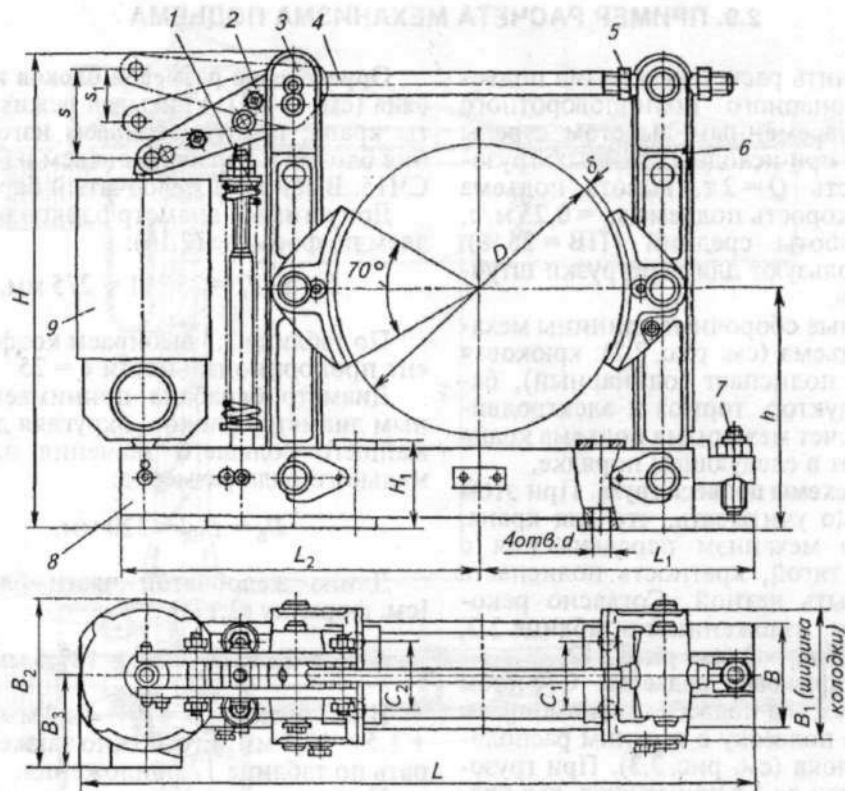


Рис. 2.28. Колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем

Общий маховой момент вращающихся и поступательно движущихся масс при торможении, приведенный к валу тормозного шкива (двигателя), кг·м<sup>2</sup>,

$$(mD^2)_{o.t} = 1,2(mD^2)_1 + (mD^2)_{г.т}, \quad (2.49)$$

где  $1,2(mD^2)_1 = 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_r]$  — маховой момент всех вращающихся масс, приведенных к валу тормозного шкива (двигателя), кг·м<sup>2</sup>;  $(mD^2)_{г.т}$  — маховой момент поступательно движущихся масс (груза) при торможении, приведенный к валу тормозного шкива (двигателя), кг·м<sup>2</sup>.

Маховой момент всех поступательно движущихся масс

$$(mD^2)_{г.т} = \frac{365Qv_T^2}{n_T^2} \eta_o \quad (2.50)$$

или

$$(mD^2)_{г.т} = (mD^2)_r \eta_o^2, \quad (2.51)$$

где  $Q$  — масса перемещаемого груза (грузоподъемность), кг;  $v_T$  — установившаяся скорость опускания (подъема) груза, м/с;  $(mD^2)_r$  — маховой момент поступательно движущихся масс груза при ускорении (разгоне), приведенный к валу двигателя (тормозного шкива), кг·м<sup>2</sup>; его определяют по формуле (1.16).

Инерционный тормозной момент, Н·м,

$$T_{и.т} = [T_T] - T_{с.т}. \quad (2.52)$$

Замедление при торможении, м/с<sup>2</sup>,

$$a_T = \frac{v_T \downarrow \uparrow}{t_T} \leq [a_T]. \quad (2.53)$$

Допустимые значения замедления  $[a_T]$ : 0,1...0,2 м/с<sup>2</sup> — для монтажных кранов; 0,3...0,6 м/с<sup>2</sup> — для перегрузочных кранов.

## 2.9. ПРИМЕР РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Выполнить расчет механизма подъема стационарного полноповоротного крана с переменным вылетом стрелы (рис. 2.29) при исходных данных: грузоподъемность  $Q = 2$  т, высота подъема  $H = 4$  м, скорость подъема  $v_{\text{п}} = 0,25$  м/с, режим работы средний (ПВ = 25%). Кран используют для перегрузки штучных грузов.

Основные сборочные единицы механизма подъема (см. рис. 2.2): крюковая подвеска, полиспаст (одинарный), барабан, редуктор, тормоз и электродвигатель. Расчет механизма подъема крана выполняют в следующем порядке.

**Выбор схемы подвеса груза.** При этом необходимо учитывать, что для крана, имеющего механизм передвижения с канатной тягой, кратность полиспаста должна быть четной. Согласно рекомендациям, изложенным в таблице 2.2, принимаем  $K_{\text{п}} = 2$  (см. рис. 2.12).

**Выбор крюковой подвески.** С учетом принятой схемы подвеса груза выбираем крюковую подвеску с верхним расположением блока (см. рис. 2.3). При грузоподъемности до 5 т применяют, как правило, однорогие крюки (по ГОСТ 6627—74\*). Зная грузоподъемность и режим работы механизма, по таблице 8 приложения выбираем крюк № 9.

**Выбор каната** (см. п. 2.4). Канат выбираем по разрывному усилию  $S_{\text{разр}}$  [см. формулу (2.14)]:

$$S_{\text{разр}} \geq S_{\text{max}} n = 10412,33 \cdot 5,5 = 57268 \text{ Н} = 57,268 \text{ кН.}$$

Наибольшее натяжение тяговой ветви каната определяем по формуле (2.15):

$$S_{\text{max}} = \frac{Qg}{aK_{\text{п}}n_{\text{бл}}^m} = \frac{2000 \cdot 9,8}{1 \cdot 2 \cdot 0,98^2} = 10412,33 \text{ Н} = 10412 \text{ кН,}$$

где  $m = 2$  — число подвижных блоков механизма подъема.

По таблице 2.3 принимаем коэффициент запаса  $n = 5,5$ .

По таблице 10 приложения выбираем канат типа ЛК-Р 6×19 (по ГОСТ 2688—80\*) со следующими параметрами:  $d_{\text{к}} = 11$  мм,  $S_{\text{разр}} = 64,15$  кН,  $\sigma_{\text{в}} = 1600$  МПа.

**Определение размеров блоков и барабана** (см. п. 2.5). Учитывая режим работы крана, предусматриваем изготовление блоков и барабана литьем из чугуна СЧ15. Выбираем желобчатый барабан.

Допустимый диаметр блоков определяем по формуле (2.16):

$$D_{\text{бл}} \geq e d_{\text{к}} = 25 \cdot 11 = 275 \text{ мм.}$$

По таблице 2.3 выбираем коэффициент пропорциональности  $e = 25$ .

Диаметр барабана принимаем равным диаметру блоков, округляя до ближайшего большего значения из нормального ряда размеров:

$$D_{\text{б}} = D_{\text{бл}} = 320 \text{ мм.}$$

Длина желобчатой части барабана [см. формулу (2.17)]

$$L_{\text{б}} = Zp = 11 \cdot 12,5 = 137,5 \text{ мм.}$$

Шаг витков  $p = d_{\text{к}} + 1 \dots 2$  мм =  $11 + 1,5 = 12,5$  мм. Его можно также выбрать по таблице 17 приложения.

Полное число витков, наматываемых на барабан,  $Z = Z_{\text{п}} + Z_{\text{з}} + Z_{\text{д}}$ .

Рабочее число витков [см. формулу (2.18)]

$$Z_{\text{п}} = \frac{L_{\text{к}}}{\pi D_{\text{б}}} = \frac{HK_{\text{п}}}{\pi D_{\text{б}}} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 320} = 7,39.$$

Принимаем  $Z_{\text{п}} = 8$ ,  $Z_{\text{з}} = 1,5$ ,  $Z_{\text{д}} = 1,5$ . Тогда  $Z = 8 + 1,5 + 1,5 = 11$ .

Полную длину барабана рассчитываем с учетом участков выхода резца при нарезании канавок:

$$L_{\text{р}} = L_{\text{б}} + 2d_{\text{к}} \approx 150 \text{ мм.}$$

Толщина стенки барабана

$$\delta = 0,02 D_{\text{б}} + 6 \dots 10 \text{ мм} = 0,02 \cdot 320 + 8 \text{ мм} = 14,4 \text{ мм} \approx 15 \text{ мм.}$$

Напряжение сжатия в стенке барабана [см. формулу (2.21)]

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{S_{\text{max}}}{\delta p} = \frac{10412}{15 \cdot 12,5} = 55,6 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{сж}}].$$

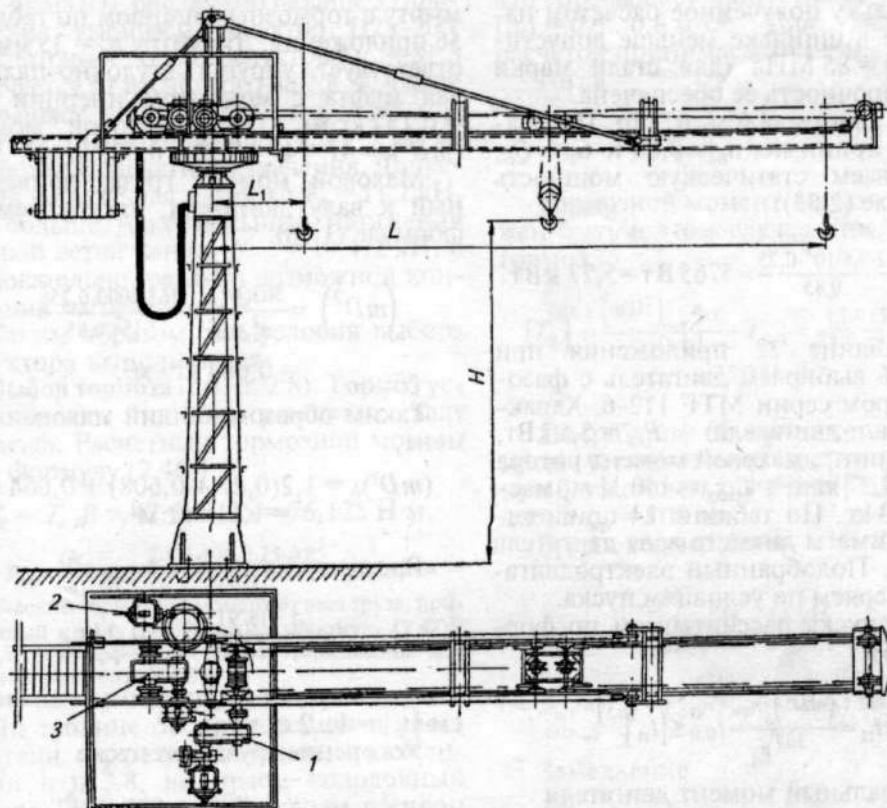


Рис. 2.29. Поворотный кран на колонне с вылетом, изменяющимся за счет передвижения грузовой тележки по стреле:

1 — механизм подъема; 2 — механизм поворота; 3 — механизм передвижения

Значение  $[\sigma_{ж}] = 88 \text{ МПа}$  принимаем по таблице 2.5. Так как длина барабана  $L_p < 3D_b$ , проверку по напряжениям изгиба и кручения можно не выполнять.

Предусматриваем крепление каната к барабану двумя прижимными планками (рис. 2.30). Натяжение каната в месте крепления [см. формулу (2.25)]

$$S_{кр} = \frac{S_{max}}{e^{\alpha f}} = \frac{10\,412}{2,71^{3 \cdot 3,14 \cdot 0,15}} = \frac{10\,412}{4} = 2603 \text{ Н.}$$

Принимаем  $f = 0,15$ ,  $e = 2,71$ ,  $\alpha = 2\pi Z_d = 3\pi$ .

Усилие затяжки болта [см. формулу (2.26)]

$$F_{зат} = \frac{K_r S_{кр}}{2fZ} = \frac{1,5 \cdot 2603}{2 \cdot 0,15 \cdot 2} = 6507,5 \text{ Н.}$$

Напряжение в болте (шпильке) [см.

формулу (2.27)]

$$\sigma = \frac{1,3 F_{зат}}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{1,3 \cdot 6507,5}{3,14 \cdot 9,853^2 / 4} = 27,75 \text{ МПа,}$$

где  $d_1 = 9,853 \text{ мм}$  — внутренний диаметр резьбы шпильки М12, выбранной по таблице 18 приложения.

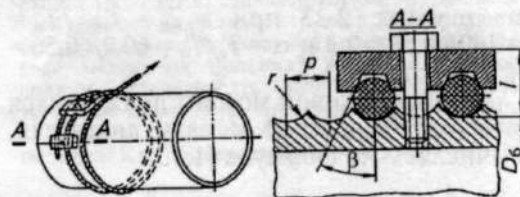


Рис. 2.30. Пример крепления каната к барабану ( $r$  — радиус винтовой канавки,  $\beta$  и  $l$  — конструктивные размеры)

Поскольку полученное расчетом напряжение в шпильке меньше допустимого  $[\sigma_p] = 85$  МПа (для стали марки Ст3), то прочность ее обеспечена.

**Выбор двигателя** (см. п. 2.6). Предварительно принимая  $\eta_o = 0,85$  и  $G_r = Qg$ , рассчитываем статическую мощность по формуле (2.33):

$$P_c = \frac{Gv_{II}}{\eta_o} = \frac{2,9,8 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{0,85} = 5765 \text{ Вт} = 5,77 \text{ кВт}.$$

По таблице 22 приложения при ПВ = 25 % выбираем двигатель с фазовым ротором серии МТФ 112-6. Характеристики двигателя:  $P_{дв} = 5,8$  кВт,  $n_{дв} = 915 \text{ мин}^{-1}$ ; маховой момент ротора  $(mD^2)_p = 0,27 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $T_{max} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; масса  $m_{дв} = 83 \text{ кг}$ . По таблице 24 приложения принимаем диаметр вала двигателя  $d = 35 \text{ мм}$ . Подобранный электродвигатель проверяем по условиям пуска.

Время пуска рассчитываем по формуле (2.35):

$$t_{II} = \frac{(mD^2)_o n_{дв}}{38T_H} t_{п.о} \leq [t_{II}].$$

Номинальный момент двигателя

$$T_H = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{5,8 \cdot 10^3}{95,77} = 60,56 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 915}{30} = 95,77 \text{ с}^{-1}.$$

Статический момент на валу электродвигателя

$$T_c = \frac{P_c}{\omega_{дв}} = \frac{5765}{95,77} = 60,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величину  $t_{п.о}$  определяем по графику на рисунке 2.23 при  $\psi_{max} = T_{max}/T_H = 140/60,56 = 2,3$  и  $\alpha = T_c/T_H = 60,2/60,56 = 0,994$ :  $t_{п.о} = 2,5$ .

Общий маховой момент движущихся масс, приведенный к валу двигателя, вычисляем по формуле (1.15):

$$(mD^2)_o \approx 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_r] + (mD^2)_г.$$

Для определения махового момента тормозного шкива (муфты) выбираем

муфту с тормозным шкивом по таблице 56 приложения. Диаметру  $d_b = 35 \text{ мм}$  соответствует упругая втулочно-пальцевая муфта с моментом инерции  $I_r = 0,152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Тогда маховой момент  $(mD^2)_r \approx 4I = 4 \cdot 0,152 = 0,608 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Маховой момент груза, приведенный к валу двигателя, определяем по формуле (1.16):

$$(mD^2)_r = \frac{365Qv_{дв}^2}{n_{дв}^2 \eta_o} = \frac{365 \cdot 2000 \cdot 0,25^2}{915^2 \cdot 0,85} = 0,064 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Таким образом, общий маховой момент

$$(mD^2)_o = 1,2(0,27 + 0,608) + 0,064 = 1,118 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Время пуска

$$t_{II} = \frac{1,118 \cdot 915}{38 \cdot 60,56} \cdot 2,5 = 1,11 \text{ с},$$

что согласуется с допустимым значением  $[t_{II}] = 1 \dots 2 \text{ с}$ .

Ускорение груза при пуске

$$a_{II} = \frac{v_{II}}{t_{II}} = \frac{0,25}{1,11} = 0,225 \text{ м/с}^2,$$

что меньше допустимого значения  $[a_{II}] = 0,3 \dots 0,6 \text{ м/с}^2$ . Следовательно, условия пуска выполняются.

**Выбор редуктора** (см. п. 2.7). Редуктор выбираем по передаточному числу и вращающему моменту на тихоходном валу.

Расчетное передаточное число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{дв}}{n_6} = \frac{915}{29,86} = 30,64,$$

где  $n_6 = \frac{v_k \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi D_6} = \frac{0,5 \cdot 60 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 320} = 29,86 \text{ мин}^{-1}$  — частота вращения барабана;  $v_k = v_n K_n = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ м/с}$  — скорость каната.

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора равен моменту на барабане

$$T_{вр} = S_{max} \frac{D_6}{2\eta_6} = 10412 \frac{320 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,98} = 1670 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1,67 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

В соответствии с принятой схемой

механизма (см. рис. 2.2) по таблице 33 приложения выбираем редуктор Ц2У-200. Передаточное число редуктора  $u_p = 31,5$  отличается от расчетного на 2,8 %, что не превышает допустимого, т. е. 4 %; момент на тихоходном валу  $T_{\text{тих}} = 2 \text{ кН}\cdot\text{м}$ , т. е. больше расчетного значения. Допустимая консольная нагрузка  $F_k = 11,2 \text{ кН}$ , что больше максимального натяжения тяговой ветви каната  $S_{\text{max}} = 10,412 \text{ кН}$ , а следовательно, реально возможной консольной нагрузки.

Таким образом, все условия выбора редуктора выполняются.

**Выбор тормоза** (см. п. 2.8). Тормоз устанавливают на быстроходном валу привода. Расчетный тормозной момент [см. формулу (2.46)]

$$T_T = T_{\text{с.т}} \beta = 43,5 \cdot 1,75 = 76,125 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $T_{\text{с.т}} = \frac{Gv_T}{\omega_T} \eta_o = \frac{2,9 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 0,25 \cdot 0,85}{95,77} = 43,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$  — статический тормозной момент от веса груза, приведенный к валу двигателя [см. формулу (2.47)];  $\beta = 1,75$  — коэффициент запаса торможения для среднего режима работы.

По таблице 58 приложения в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.8, выбираем колодочный тормоз ТКТ-200 с тормозным шкивом диаметром 200 мм, развивающий тормозной момент  $[T_{\text{max}}] = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (при ПВ = 25 %).

Подобранный тормоз проверяем по условиям пуска. Время торможения [см. формулу (2.48)]

$$t_T \approx \frac{(mD^2)_{\text{о.т}} n_{\text{дв}}}{38T_{\text{и.т}}} = \frac{1,1 \cdot 915}{38 \cdot 116,5} \approx 0,23 \text{ с},$$

где  $(mD^2)_{\text{о.т}} = 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_r] + (mG^2)_{\text{г.т}} = 1,2(0,27 + 0,608) + 0,046 = 1,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$$(mG^2)_{\text{г.т}} = (mG^2)_{\text{г}} \eta_o^2 = 0,064 \cdot 0,85^2 = 0,046 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$T_{\text{и.т}} = [T_T] - T_{\text{с.т}} = 160 - 43,5 = 116,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

**Замедление**

$$a_T = \frac{v_{\text{п}}}{t_T} = \frac{0,25}{0,23} = 1,08 \text{ м/с}^2,$$

что превышает допустимое значение  $[a_T] = 0,3 \dots 0,6 \text{ м/с}^2$ . Для дальнейших расчетов принимаем  $[a_T] = 0,3 \text{ м/с}^2$ .

Тогда

$$[t_T] = \frac{v_{\text{п}}}{[a_T]} = \frac{0,25}{0,3} = 0,833 \text{ с}.$$

Тормозной момент, на который должен быть в этом случае отрегулирован тормоз,

$$[T_T]' = \frac{(mD^2)_{\text{о.т}} n_{\text{дв}}}{38[t_T]} + T_{\text{с.т}} = \frac{1,1 \cdot 915}{38 \cdot 0,833} + 43,5 = 75,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По таблице 62 приложения принимаем установочную длину пружины: при ближайшем значении  $[T_T]' = 80 \text{ Н}\cdot\text{м}$  длина  $l_{\text{пр}} = 108 \text{ мм}$ .

Время торможения

$$t_T = \frac{(mD^2)_{\text{о.т}} n_{\text{дв}}}{38T'_{\text{и.т}}} = \frac{1,1 \cdot 915}{38 \cdot 36,5} = 0,73 \text{ с},$$

где  $T'_{\text{и.т}} = [T_T]' - T_{\text{с.т}} = 80 - 43,5 = 36,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

**Замедление**

$$a_T = \frac{v_{\text{п}}}{t_T} = \frac{0,25}{0,73} \approx 0,34 \text{ м/с}^2.$$

Таким образом, все условия торможения соблюдены.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие грузозахватные приспособления применяют в кранах сельскохозяйственного назначения?
2. Для чего служат скоростные полиспасты?
3. Для чего служат полиспасты прямого действия?
4. Канаты каких типов используют в механизмах подъема кранов?
5. По каким напряжениям (и почему) проводят проверочный расчет барабанов?
6. В каких случаях в механизмах подъема целесообразно использовать ручной, а в каких — машинный привод?
7. Как определить момент, развиваемый рабочим при подъеме груза?
8. Электродвигатели каких типов допускается использовать в приводе механизма подъема?
9. Каким условиям должен удовлетворять выбранный двигатель?
10. Каков порядок выбора редуктора и муфты?
11. Тормоза каких типов используют в механизмах подъема? Как проверить выбранный тормоз?

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ  
МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ3.1. СХЕМЫ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ. СТАТИЧЕСКИЕ  
И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ

Для перемещения груза в горизонтальной плоскости используют механизмы передвижения. При проектировании тип (схему) механизма выбирают в зависимости от назначения, грузоподъемности и режима работы погрузочно-разгрузочного устройства. Различают механизмы передвижения безрельсового транспорта и механизмы, перемещающиеся по рельсовым путям.

Краны малой грузоподъемности (до 0,5 т) перемещаются от ручного воздействия или тягачом по безрельсовым путям или рельсам. К кранам такого типа относятся краны на тележках с ручным лебедочным механизмом подъема или гидроприводом (рис. 3.1, а, б), краны типа «Пионер» и башенные краны (рис. 3.1, в, г). Для них характерны простота устройства, обслуживания и ремонта. Их широко применяют в сельском хозяйстве для работы внутри помещений и на открытом воздухе.

В складских помещениях, мастерских и на открытых площадках используют козловые и мостовые краны (кран-балки) грузоподъемностью до 5 т, передвигающиеся по рельсам. Краны с электрическими передвижными талями оборудованы сменными грузозахватными приспособлениями (рис. 3.2, а, б, в, г). Краны-штабелеры предназначены для перегрузки штучных грузов, контейнеров, грузов на поддонах и обслуживания стеллажей (рис. 3.2, д).

Передвижение кранов по рельсам обеспечивают механизмы с приводными колесами, а крановых тележек — механизмы с приводными колесами и канатной тягой.

**Механизмы с приводными колесами** выполняют с центральным или отдельным приводом (рис. 3.3). В механизмах с центральным приводом может быть

тихоходный (см. рис. 3.3, а) или быстроходный (см. рис. 3.3, б) трансмиссионный вал. Привод с тихоходной трансмиссией имеет большие массу и размеры, так как трансмиссионный вал нагружен максимальным моментом. В приводе с быстроходным трансмиссионным валом, нагруженным минимальным вращающим моментом, размеры вала, муфт и опор наименьшие. Однако вследствие большой частоты вращения требуются повышенные точность изготовления вала и жесткость металлоконструкции крана.

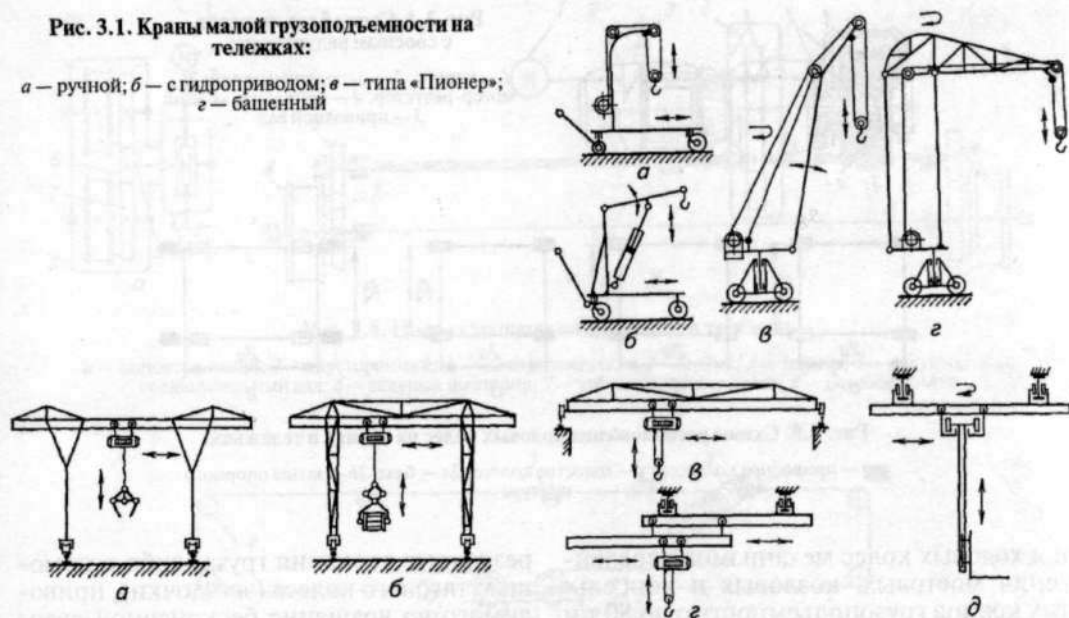
Трансмиссионный вал состоит из отдельных секций, соединяемых между собой муфтами. Длину секций принимают равной 2...6 м.

При пролетах кранов свыше 16 м целесообразно применять отдельный привод (см. рис. 3.3, в). Выполненный по этой схеме привод устанавливают на площадках концевых балок. Трансмиссионный вал отсутствует, и конструкция привода получается более легкой и простой. Недостаток схемы — большие, чем при центральном приводе, перекосы крана или тележки. В схеме с отдельным приводом широко применяют унифицированный механизм передвижения, блок-привод которого изготавливают как самостоятельную сборочную единицу (рис. 3.4).

В качестве передаточного механизма в приводах используют редукторы (чаще всего вертикальные типов ВК, ВКУ, ЦЗ) и открытые зубчатые передачи.

Число ходовых колес крана зависит от нагрузок на ходовые части. При грузоподъемности крана  $Q \leq 80$  т предусматривают четыре ходовых колеса. Число приводных колес определяют из условия их сцепления с подкрановыми путями. Основные схемы расположе-

**Рис. 3.1. Краны малой грузоподъемности на тележках:**  
*a* — ручной; *б* — с гидроприводом; *в* — типа «Пионер»;  
*г* — башенный



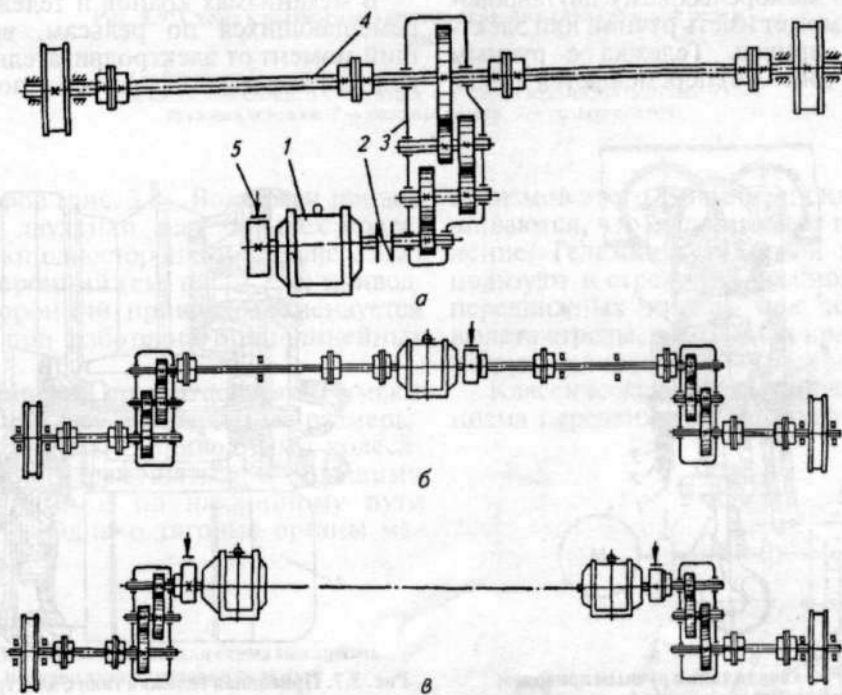
**Рис. 3.2. Козловые и мостовые краны:**

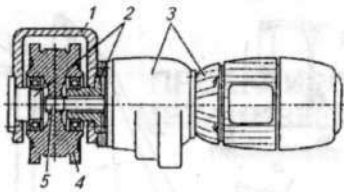
*a* — козловой с грейфером; *б* — козловой с клешевым захватом; *в* — опорная кран-балка; *г* — подвесная кран-балка;  
*д* — кран-штабелер



**Рис. 3.3. Схемы механизмов передвижения кранов:**

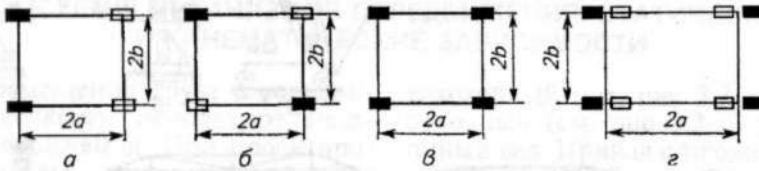
*a* — с тихоходным трансмиссионным валом; *б* — с быстроходным трансмиссионным валом; *в* — с отдельным приводом; *1* — электродвигатель; *2* — муфта; *3* — редуктор; *4* — трансмиссионный вал; *5* — тормоз





**Рис. 3.4. Схема блок-привода с соосным редуктором:**

1 — корпус; 2 — неподвижные оси; 3 — мотор-редуктор; 4 — приводное колесо; 5 — приводной вал



**Рис. 3.5. Схемы расположения ходовых колес на кранах и тележках:**

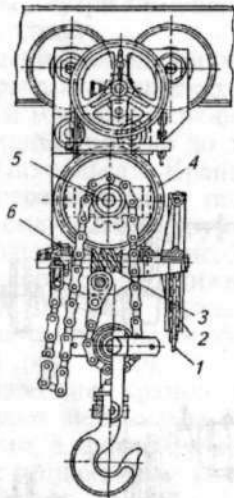
■ — приводное колесо; □ — холостое колесо;  $2a$  — база;  $2b$  — колея опорного контура

ния ходовых колес механизмов передвижения мостовых, козловых и консольных кранов грузоподъемностью до 80 т и их тележек представлены на рисунке 3.5.

В кранах небольшой грузоподъемности применяют передвижные тали. Приводная шарнирная тележка тали перемещается по монорельсовому двутавровому пути и может иметь ручной или электрический привод. Тележка с ручным приводом (рис. 3.6) перемещается либо в

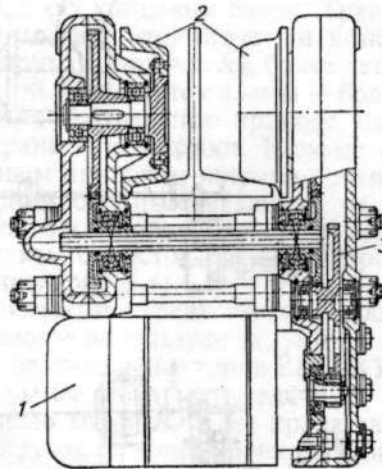
результате толкания груза, либо с помощью тягового колеса (звездочки), приводимого во вращение бесконечной сварной цепью. Тележка с электродвигателем (рис. 3.7) имеет двусторонний привод, благодаря чему уменьшается перекос тележки при передвижении.

В механизмах кранов и тележек, перемещающихся по рельсам, вращающий момент от электродвигателя к приводным колесам передается с помощью



**Рис. 3.6. Червячная таль с ручным приводом механизма передвижения (тележки):**

1 — сварная цепь; 2 — тяговое колесо; 3 — червяк; 4 — червячное колесо; 5 — грузовая звездочка; 6 — дисковый тормоз



**Рис. 3.7. Приводная тележка тали с электроприводом:**

1 — фланцевый электродвигатель; 2 — приводные колеса; 3 — передаточный механизм

родвигателя, редуктора, тормоза и одной или нескольких муфт (рис. 3.10).

**Расчет привода механизма передвижения** крана или приводной тележки сводится к подбору электродвигателя, редуктора и тормозной муфты.

Двигатель для механизма передвижения подбирают по расчетной мощности с учетом инерционных нагрузок во время пуска [см. формулы (3.10), (3.11)].

Тип редуктора и его основные характеристики (передаточное число и максимальный вращающий момент на тихоходном валу  $T_{\text{тих}}$ ) определяют в соответствии со схемой привода. Технические данные редукторов приведены в приложении.

При выборе редуктора необходимо соблюдать следующие условия.

1. Передаточное число редуктора может отличаться от расчетного не более чем на  $\pm 15\%$ . Его рассчитывают по формуле

$$u'_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}},$$

где  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения вала электродвигателя;  
 $n_{\text{к}}$  — частота вращения ходового колеса.

2. Номинальный вращающий момент на тихоходном валу редуктора должен быть не более максимального расчетного, т. е.  $T_{\text{р. max}} \leq [T_{\text{р}}]$ .

Тормоз подбирают по следующим рекомендациям:

при установке на валу электродвигателя

$$T_{\text{т}} \leq [T_{\text{т}}],$$

при установке на валу колеса или барабана

$$T_{\text{к(бр)}} \leq [T_{\text{т}}],$$

где  $T_{\text{т}}$  — тормозной момент на валу двигателя [см. формулу (3.41)];  $T_{\text{к(бр)}}$  — тормозной момент на валу колеса (барабана).

### 3.2. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ХОДОВЫХ КОЛЕС И КАТКОВ

**Конструкция ходовых колес** во многом зависит от типа грузоподъемной машины. Колеса механизмов передвижения безрельсового транспорта выполняют из стали, чугуна, алюминия (рис. 3.11) штампованными, литыми или сварными. Стальные колеса применяют при работе в наиболее тяжелых условиях. Для смягчения ударов, вибрации и шума на колесах устанавливают резиновые шины (см. рис. 3.11, в). Шины закрепляют на прессовкой, вулканизацией или с помощью накладок и болтов. Основные размеры колеса определяют по результатам расчетов на прочность и исходя из конструктивных соображений.

На рисунке 3.12, а показано неповоротное колесо на оси, опирающейся на две соединенные между собой щеки (допустимая нагрузка 2,5 кН), на рисунке 3.12, б — неповоротное колесо, консольно опирающееся на ось (допустимая нагрузка 0,63 кН), на рисунке 3.12, в — легкое поворотное колесо с резиновым ободом (допустимая нагрузка 0,4 кН).

Для снижения сопротивления при повороте между основанием колеса и поворотной вилкой размещают стан-

дартные шарики или упорные подшипники качения.

Основные параметры неповоротных и поворотных колес крана стандартизованы (табл. 63 приложения).

Ходовые колеса механизмов передвижения, перемещающихся по рельсовым путям, чаще всего изготавливают одно- или двухребордными. Использование безребордных колес возможно при наличии направляющих роликов.

Одноребордные колеса допускаются применять:

1) для наземных кранов при ширине колеи не более 4 м;

2) для кранов со сдвоенными колесами, когда каждая сторона наземного крана передвигается по двум рельсам;

3) для тележек, перемещающихся по однорельсовому пути.

Ходовые колеса могут иметь цилиндрическую, коническую или бочкообразную форму обода (рис. 3.13). Во многих кранах применяют колеса с цилиндрической рабочей поверхностью. Ходовые колеса с конической формой обода используют в паре с рельсом, имеющим выпуклую головку, или при перемеще-

нии по нижнему поясу двутавра. Колеса с бочкообразной поверхностью качения применяют при различных типах рельсов.

Колеса с конической и бочкообразной формой рекомендуется применять при общем числе ходовых колес не более четырех. В этом случае уменьшается сопротивление движению.

Основные размеры крановых колес приведены в таблице 64 приложения.

В современных конструкциях ходовые колеса обычно устанавливают на подшипниках качения. При этом на неподвижных осях подшипники размещают внутри колеса (см. рис. 3.13, а; 3.14, а, б), а на вращающихся осях и валах — в разъемных или съемных корпусах (буксах), что упрощает сборку колес (см. рис. 3.13, в; 3.14, в). Неприводные ходовые колеса устанавливают на оси, приводные — на валы. Ходовые колеса целесообразно устанавливать на сферические самоустанавливающиеся подшипники, компенсирующие неточность изготовления и монтажа деталей и сборочных единиц.

Ходовое колесо (колесная установка) как сборочная единица включает в себя непосредственно колесо, вал (ось), шпонки, подшипники, крышки подшипников и другие детали. Конструкция данной сборочной единицы зави-

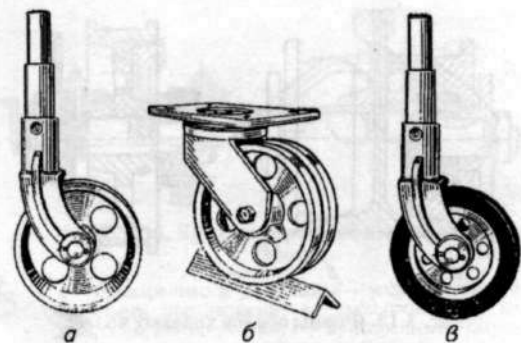


Рис. 3.11. Колеса тележек безрельсового транспорта:

а — гладкое металлическое; б — металлическое с канавкой; в — с резиновой шиной

сит от назначения ходового колеса (приводное или неприводное), типа привода (машинный или ручной), типа передаточного механизма (редуктор, открытая зубчатая передача или комбинированный вариант).

Для изготовления ходовых колес используют стали 45, 55, 65Г, 75 (по ГОСТ 1050—88\*), 40ХН (по ГОСТ 4543—71\*), 55Л (по ГОСТ 977—88) и чугун СЧ35 (по ГОСТ 1412—85). Стальные колеса подвергают термообработке до  $HB \geq 200$ . Чугунные колеса согласно правилам Госгортехнадзора разрешается исполь-

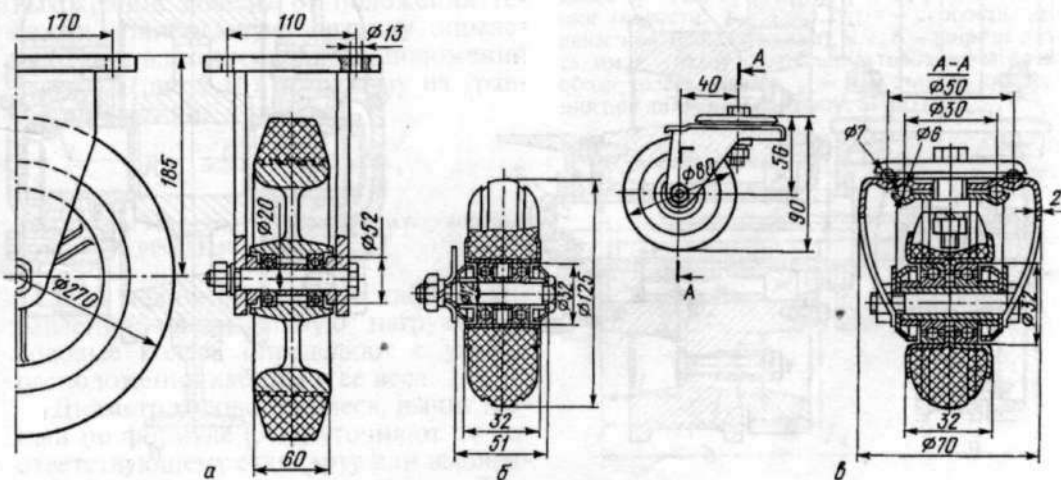


Рис. 3.12. Конструкции ходовых колес:

а, б — неповоротных; в — поворотных

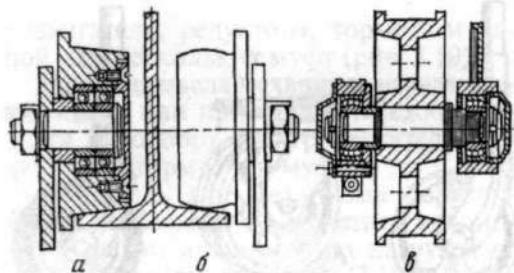


Рис. 3.13. Формы ободов ходовых колес:

*a* — коническая; *б* — бочкообразная; *в* — цилиндрическая

зовать только для механизмов передвижения с ручным приводом.

Для крановых или тележечных путей обычно используют:

1) балки из двутавров по ГОСТ 19425—74\* или ГОСТ 8239—89 (табл. 65 приложения). Прогобы балок, несущих механизмы передвижения, не должны превышать 1/500 их пролета;

2) рельсы прямоугольного сечения из сталей прокатной полосовой по ГОСТ 103—76\*, Ст3, Ст4, Ст5 по ГОСТ 380—88 и горячекатаной квадратной по ГОСТ 2591—88 (для кранов малой грузопод-

емности), а также из квадратных заготовок (табл. 66 приложения);

3) железнодорожные рельсы узкой и широкой колеи типа Р (табл. 67 приложения);

4) крановые рельсы типа КР (табл. 68 приложения);

5) рельсы для наземных и подвесных путей по ГОСТ 19240—73\* (табл. 69 приложения).

Рельсы крепят к балкам болтами, заклепками, винтовыми стяжками, лапками, скобами и электросваркой. Разъемные способы крепления предпочтительнее (рис. 3.15).

**Расчет ходовых колес** начинают с предварительного выбора конструкции ходового колеса и определения наибольшей нагрузки. При выборе стандартного колеса или колесной установки, пользуясь соответствующим стандартом, по расчетной нагрузке определяют его основные размеры. Если стандартное колесо не удовлетворяет требованиям, следует с учетом существующих прототипов и рекомендаций разработать индивидуальный вариант конструкции ходового колеса и выполнить проверочные расчеты. Обычно та-

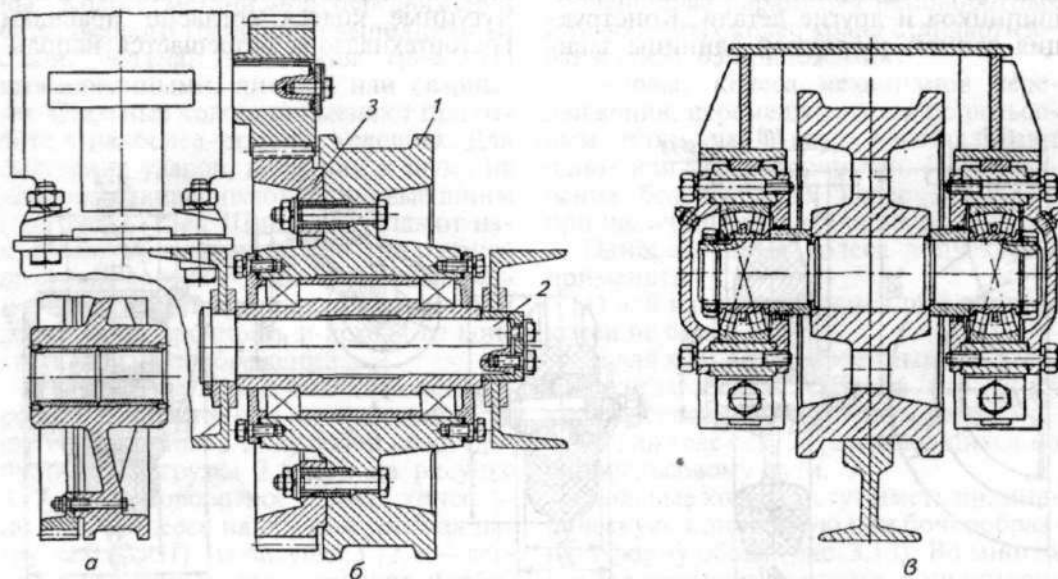


Рис. 3.14. Установка ходовых колес на подшипниках:

*a, б* — размещаемых внутри колеса; *в* — размещаемых в корпусах (буксах); 1 — ходовое колесо; 2 — ось колеса; 3 — зубчатая передача

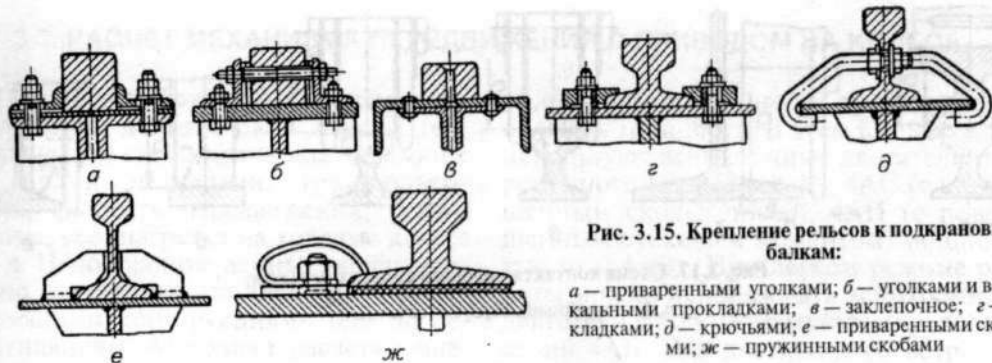


Рис. 3.15. Крепление рельсов к подкрановым балкам:

*a* — приваренными уголками; *б* — уголками и вертикальными прокладками; *в* — заклепочное; *г* — накладками; *д* — крючками; *е* — приваренными скобами; *ж* — пружинными скобами

кую методику используют при проектировании кранов и тележек малой грузоподъемности, перемещающихся по рельсовым путям.

Диаметр ходового колеса определяют по формуле

$$D_k \approx 1,7 \sqrt{R_{\max}}, \quad (3.1)$$

где  $R_{\max}$  — наибольшая нагрузка на одно колесо, Н.

При равномерном распределении нагрузки на колеса

$$R_{\max} = (G + G_{k(r)}) / z_k, \quad (3.2)$$

где  $G$  — сила тяжести поднимаемого груза, Н;  $G_{k(r)}$  — сила тяжести крана (или тележки), Н;  $z_k$  — число ходовых колес.

Нагрузка на ходовые колеса мостовых кранов зависит от положения тележки. Наибольшую нагрузку определяют при одном из крайних положений тележки (рис. 3.16) по одному из уравнений статики:

$$R_{\max} = \frac{G + G_T}{z'_k} \frac{L_k - l}{L_k} + \frac{G_k}{z_k},$$

где  $G_T$  — вес тележки, Н;  $z'_k$  — число пар ходовых колес;  $L_k$  — пролет, м.

При наличии на кране кабины управления максимальную нагрузку на ходовые колеса определяют с учетом расположения кабины и ее веса.

Диаметр ходового колеса, вычисленный по формуле (3.1), уточняют по соответствующему стандарту или выбирают из нормального ряда размеров. Диаметр цапфы оси (вала) определяют из условия:  $D_k/d_{ц} \approx 4 \dots 6$ .

Ходовые колеса с предварительно выбранными размерами проверяют по напряжениям в зоне контакта колеса и рельса (рис. 3.17):

при линейном контакте, когда колесо с цилиндрическим ободом катится по плоскому рельсу,

$$\sigma_{k.l} = a_1 \sqrt{\frac{2K_v R_{\max}}{b D_k}} \leq [\sigma_{k.l}], \quad (3.3)$$

при точечном контакте

$$\sigma_{k.T} = a_2 \sqrt[3]{\frac{10K_v R_{\max}}{(D_k/2 + r)^2}} \leq [\sigma_{k.T}], \quad (3.4)$$

где  $a_1$  и  $a_2$  — коэффициенты пропорциональности: для стальных колес  $a_1 = 190$ ,  $a_2 = 400$ , для чугунных колес  $a_1 = 126$ ,  $a_2 = 300$ ;  $K_v$  — коэффициент влияния скорости:  $K_v = 1 + 0,2v_k$ ;  $v$  — скорость передвижения крана (тележки), м/с;  $b$  — ширина рельса, мм;  $r$  — радиус закругления головки рельса или обода колеса, мм;  $[\sigma_{k.l}]$  — допустимые напряжения при линейном контакте, МПа (табл. 3.1).

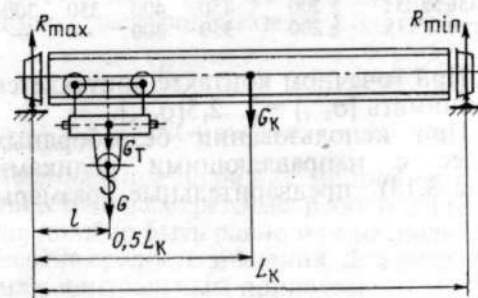


Рис. 3.16. Мостовой однобалочный кран с электрической талью

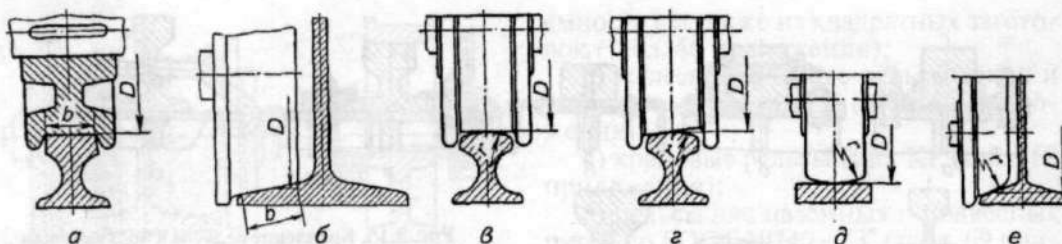


Рис. 3.17. Схема контакта ходового колеса с рельсом:

*a, б* — линейный; *в, г, д, е* — точечный

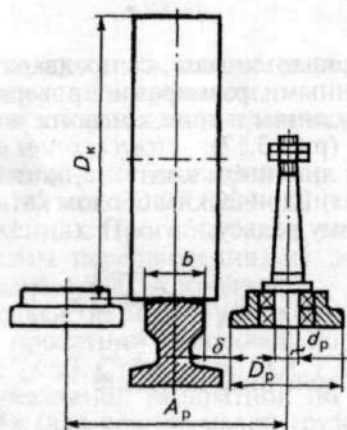


Рис. 3.18. Безребордные ходовые колеса с боковыми роликами

роликов можно определить по соотношениям:

$$D_p = (0,4 \dots 0,5) D_k; \delta = 15 \dots 20 \text{ мм}; \\ d_p = (0,25 \dots 0,35) D_p; A_p = b + 2\delta + D_p.$$

Боковой ролик должен иметь сферическую или торообразную рабочую поверхность. Для изготовления роликов используют стали 75 или 65Г по ГОСТ 1050—88\* с термообработкой  $HB \geq 300$ .

Колеса для безрельсовых механизмов передвижения выбирают по расчетной нагрузке на колесо и соответствующим таблицам стандартов (см. табл. 63 приложения).

Колеса с резиновыми и полимерными ободами проверяют по условным напряжениям смятия, МПа,

$$\sigma_{см} = \frac{R_{\max}}{10^2 D_k b} \sqrt{\frac{n}{80}} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.5)$$

где  $b$  — ширина рабочей поверхности обода, мм;  $n$  — частота вращения колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $[\sigma_{см}]$  — допустимое условное напряжение смятия (табл. 3.2).

### 3.1. Допустимые напряжения при линейном контакте

Марка материала колеса (катка)	Твердость поверхности контакта $HB$	$[\sigma_{к,л}]$ , МПа, при режиме работы			
		Л	С	Т	ВТ
Сталь 45 и 55	$\geq 200$	500	450	—	—
Сталь 75, 65Г и 40ХН	$\geq 300$	850	800	750	700
Сталь 55Л11	$\geq 200$	450	400	350	300
Чугун СЧ35	$\geq 200$	350	300	—	—

При точечном контакте допускается принимать  $[\sigma_{к,т}] = 2 \dots 2,5 [\sigma_{к,л}]$ .

При использовании безребордных колес с направляющими роликами (рис. 3.18) предварительные размеры

### 3.2. Допустимые условные напряжения смятия, МПа, для различных материалов

Материал		$b/D_k$	$[\sigma_{см}]$
обода	ступицы		
Резина средней твердости	Сталь	0,085...0,095	0,50
	Сталь	0,065...0,070	0,36
То же	Чугун	0,085...0,095	0,55
	Полимер	0,085...0,095	0,34
Текстолит	Сталь, полимер	0,100...0,120	0,60

### 3.3. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ С ПРИВОДОМ НА КОЛЕСА

При проектировании механизмов передвижения должны быть заданы: геометрическая схема крана или тележки с основными размерами, грузоподъемность, скорость передвижения, режим работы, вес, нагрузка на ходовые колеса и т. д. Недостающие данные ориентировочно определяют по аналогии с существующими конструкциями или по рекомендациям. Методика расчета существенно зависит от типа привода.

**Расчет механизма передвижения с электроприводом.** Сначала определяют сопротивление передвижению в установившемся режиме работы,  $H$ ,

$$W_y = W_{тр} + W_{ук} + W_{в}. \quad (3.6)$$

Сопротивление сил трения в ходовых частях крана (тележки),  $H$ ,

$$W_{тр} = \frac{(G + G_{к(т)})}{D_k} (2\mu + f d_{ц}) K_p, \quad (3.7)$$

где  $G$  — вес (сила тяжести) груза,  $H$ ;  $G_{к(т)}$  — вес (сила тяжести) крана (тележки),  $H$ ;  $\mu$  — коэффициент трения качения колеса по рельсу, мм (см. табл. 1.3);  $f$  — коэффициент трения в цапфах оси колеса;  $K_p$  — коэффициент трения реборд о головку рельса. Значения коэффициентов  $f$  и  $K_p$  определяют по таблице 1.4.

Сопротивления  $W_{ук}$  при движении под уклон и  $W_{в}$  от ветровой нагрузки определяют по формулам (1.10), (1.11) и (1.19).

В период пуска механизма передвижения крана и приводных тележек возникают значительные силы инерции, которые следует рассчитывать по формуле

$$F_{и} = (m_{к(т)} + Q)a = (m_{к(т)} + Q)v_{к(т)}/t_{п}, \quad (3.8)$$

где  $m_{к(т)}$  — масса крана (тележки), кг;  $Q$  — номинальная грузоподъемность, кг;  $a$  — ускорение,  $m/c^2$ ;  $v_{к(т)}$  — скорость передвижения крана (тележки),  $m/c$ ;  $t_{п}$  — время пуска, с.

Полное сопротивление движению

$$W_{п} = W_y + (1,1 \dots 1,3)F_{и}. \quad (3.9)$$

Коэффициент 1,1...1,3 учитывает дополнительные инерционные нагрузки от вращающихся масс двигателя, муфты, редуктора и т. д.

Для передвижения кранов и тележек

малой грузоподъемности требуется небольшая мощность. В этом случае часто используют асинхронные двигатели переменного тока серий 4А, 4АС (с повышенным скольжением), 4АП (с повышенным пусковым моментом) мощностью от 0,4 кВт. При легком режиме работы можно использовать асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии 4АЕ. Эти двигатели со встроенным электромагнитным тормозом имеют мощность до 25 кВт.

Кроме перечисленных выше электродвигателей общего назначения в приводах механизма передвижения используют крановые двигатели с фазным ротором серии МТ и короткозамкнутым ротором серии МТК от 1,4 кВт. Технические данные двигателей приведены в таблицах 19...28 приложения.

Электродвигатели механизмов передвижения рекомендуется подбирать с учетом инерционных нагрузок по среднему значению пусковой мощности

$$P_{п.ср} = \frac{P_{п}}{\psi_{п.ср}}, \quad (3.10)$$

где  $P_{п}$  — расчетная пусковая мощность, кВт;  $\psi_{п.ср}$  — кратность среднего пускового момента по отношению к номинальному, принимаемая из следующих значений:

Асинхронные крановые двигатели

серий	
МТ (с фазным ротором)	1,5...1,6
МТК (с короткозамкнутым ротором)	1,3...2,6
4АС	1,65...1,8
4АЕ	1,1...1,8

Необходимая (расчетная) пусковая мощность электродвигателя, кВт,

$$P_{п} = \frac{W_{п} v}{\eta}, \quad (3.11)$$

где  $\eta = 0,8 \dots 0,9$  — КПД механизма передвижения.

Номинальное значение мощности в соответствующем режиме работы двигателя должно быть равно или несколько больше среднего значения. Для механизма с центральным приводом

$$P_{дв} \geq P_{п.ср}$$

для механизма с отдельным приводом

$$P_{дв} \geq \frac{P_{н.сп}}{Z_{п}},$$

где  $Z_{п}$  — число приводов механизма передвижения.

Выбранный двигатель проверяют по условиям пуска.

Условие по времени пуска [см. формулу (2.35)]

$$t_{п} = \frac{(mD^2)_o n_{дв}}{38T_{н}} t_{п.о} \leq [t_{п}]. \quad (3.12)$$

Маховой момент всех движущихся масс механизма, приведенный к быстроходному валу двигателя,  $кг \cdot м^2$ ,

$$(mD^2)_o = 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_т] + (mD^2)_к. \quad (3.13)$$

Маховой момент крана с грузом, приведенный к валу двигателя,  $кг \cdot м^2$ ,

$$(mD^2)_к = \frac{365(Q+m_k)v^2}{n_{дв}^2 \eta}. \quad (3.14)$$

Номинальный момент двигателя,  $Н \cdot м$ ,

$$T_{н} = P_{дв} / \omega_{дв}.$$

Относительное время пуска  $t_{п.о}$  определяют по методике ВНИИПТмаш (см. рис. 2.23, а, б) в зависимости от коэффициентов

$$\alpha = \frac{T_c}{T_{н}} \text{ и } \psi_{max} = \frac{T_{max}}{T_{н}}.$$

Момент сопротивления движению в установившемся режиме,  $Н \cdot м$ ,

$$T_c = \frac{W_y v}{\omega_{дв} \eta}. \quad (3.15)$$

Максимальный момент двигателя  $T_{max}$  выбирают по каталогу.

Допустимое время пуска  $[t_{п}]$  для кранов принимают равным 6...8 с, для крановых тележек — 2...4 с.

Условие по ускорению

$$a_{п} = \frac{v}{t_{п}} \leq [a], \quad (3.16)$$

где  $[a]$  — допустимое ускорение,  $м/с^2$  (для механизмов общего назначения  $[a] = 0,6 м/с^2$ ).

При выборе двигателя механизма передвижения крана или тележки с приво-

дом на колеса следует соблюдать условия сцепления приводных колес с рельсами. Запас сцепления  $K_{сц}$  проверяют для режима работы крана или тележки без груза, когда сила сцепления приводных колес с рельсами наименьшая. Для этого случая

$$K_{сц} = \frac{R'_{пр} \varphi_{сц}}{W'_y + G_k(\tau) [a'_{п}/g - z_{пр} f d_{ц} / (z_k D_k)]} \geq \geq 1,2, \quad (3.17)$$

где  $R'_{пр}$  — суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза,  $Н$ ;  $\varphi_{сц}$  — коэффициент сцепления приводных колес с рельсами: для кранов, работающих на открытом воздухе, 0,12; для кранов, работающих в помещении, 0,15;  $W'_y$  — сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза,  $Н$ ;  $a'_{п}$  — ускорение при пуске двигателя без учета груза,  $м/с^2$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $м/с^2$ ;  $z_{пр}$  — число приводных колес;  $f$  — коэффициент трения в цапфах колес (см. табл. 1.4);  $d_{ц}$  — диаметр оси колеса (цапфы),  $мм$ ;  $z_k$  — число ходовых колес;  $D_k$  — диаметр ходового колеса,  $мм$ .

Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза,  $Н$ ,

$$R' = K \frac{G_k}{z_k} z_{пр}, \quad (3.18)$$

где  $K = 1,1$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между приводными и не приводными колесами.

Сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза,  $Н$ ,

$$W'_y = W'_{тp} + W'_{ук} + W'_в. \quad (3.19)$$

Слагаемые сопротивления передвижению

$$W'_{тp} = \frac{G_k}{D_k} (2\mu + f d_{ц}) K_p; \quad (3.20)$$

$$W'_{ук} = G_k \alpha; \quad (3.21)$$

$$W'_в = G_k w. \quad (3.22)$$

Ускорение при пуске без груза,  $м/с^2$ ,

$$a'_{п} = v / t'_{п}. \quad (3.23)$$

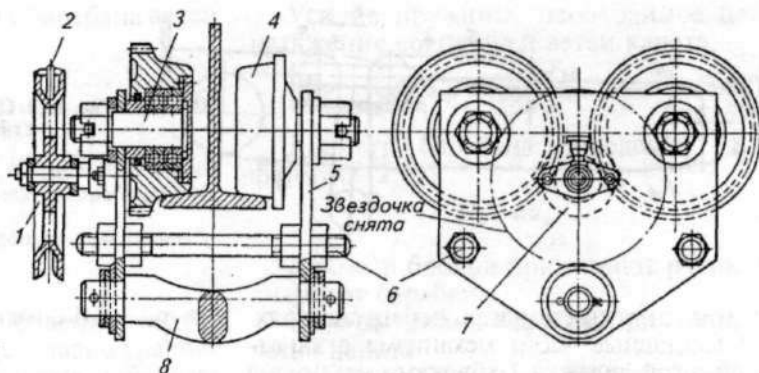
Время пуска рассчитываем по формуле (3.12) без учета массы груза.

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя, при установившемся движении крана без груза,  $Н \cdot м$ ,

$$T'_c = \frac{W'_y D_k}{2i\eta}. \quad (3.24)$$

Рис. 3.19. Тележка с ручным механизмом передвижения:

1 — тяговое колесо; 2 — тяговая цепь; 3 — ось ходового колеса; 4 — ходовое колесо; 5 — рама; 6 — стяжка; 7 — передаточный механизм; 8 — траверса



Передаточное число механизма

$$u = n_{дв}/n_k. \quad (3.25)$$

Частота вращения ходовых колес,  $\text{мин}^{-1}$ ,

$$n_k = \frac{v \cdot 60}{\pi D_k}. \quad (3.26)$$

Если условия по запасу сцепления не выполняются, то необходимо взять следующий меньший по мощности двигатель или увеличить число приводных колес. При этом новый двигатель надо проверить по условиям пуска.

**Расчет механизма передвижения с ручным приводом.** В механизмах передвижения кранов или тележек ручной привод используют при грузоподъемности до 5 т, невысоких скоростях передвижения и ненапряженных режимах работы. Схема механизма передвижения с ручным приводом представлена на рисунке 3.19. Привод осуществляется тяговыми колесами. Скорость движения руки рабочего на тяговой цепи по правилам Госгортехнадзора должна быть не более 0,6 м/с.

При проектировании механизма передвижения определяют его передаточное число

$$u = \frac{T_c}{T_p \eta}. \quad (3.27)$$

Статический момент сопротивления

движению на валу приводного колеса, Н·м,

$$T_c = (G + G_k)(\mu + f d_w/2) K_p. \quad (3.28)$$

Рабочий момент на валу тягового колеса, Н·м,

$$T_p = F_p (D_{т.к}/2) \phi i, \quad (3.29)$$

где  $F_p$  — усилие рабочего, прикладываемое к тяговой цепи (см. табл. 2.6);  $D_{т.к}$  — диаметр тягового колеса, м (рекомендуется принимать в пределах 0,3...0,7 м);  $\phi$  — коэффициент, учитывающий совместную работу нескольких человек: двух рабочих — 0,8, четырех — 0,7;  $i$  — численность рабочих.

КПД передаточного механизма  $\eta \approx 0,8...0,9$ .

При передвижении тележки за счет толкания усилия рабочего, прикладываемое непосредственно к тележке, принимают равным 80, 120 и 200 Н при продолжительности периода работы соответственно 15, 10 и 5 мин.

Для механизмов передвижения используют открытые зубчатые передачи. Передаточное число одной пары зубчатых колес следует принимать не более 6...8. Число зубьев ведущих шестерен рекомендуется назначать в пределах 12...20. Открытую зубчатую передачу рассчитывают по общепринятой методике с учетом конструктивных особенностей механизма.

### 3.4. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

Механизм передвижения с канатной тягой рассчитывают в той же последовательности, что и механизм передвижения с приводными колесами.

На первом этапе проектирования

разрабатывают схему механизма передвижения (рис. 3.20). Приводной механизм, размещенный вне тележки, применяют в поворотных кранах с переменным вылетом, в подвесных рельсо-

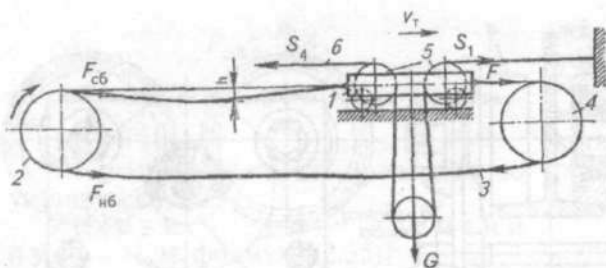


Рис. 3.20. Схема механизма передвижения с гибким тяговым органом

вых и канатных дорогах, перегружателях.

Составные части механизма с канатной тягой: тележка 1 с блоками механизма подъема 5; неподвижный барабан 2, соединенный с тележкой одним концом каната 3; обводной блок 4, через который перекинут конец каната 3. При перемещении тележки канат 6 механизма подъема перекачивается по блокам 5, а подвешенный груз, перемещаясь вместе с тележкой, остается на одной высоте. В канатных механизмах для обеспечения сцепления каната с барабаном и уменьшения числа витков на барабане используют пружины (см. рис. 3.9). Постоянное натяжение каната необходимо для плавного передвижения тележки, особенно при изменении направления ее движения.

**Определение сопротивления передвижению.** Тележка с канатной тягой имеет относительно небольшие массу и габаритные размеры, а потому в режимах разгона и торможения возникают незначительные инерционные нагрузки, которыми в расчетах можно пренебречь. Силы инерции учитывают лишь при высоких скоростях передвижения (более 2,5 м/с).

В установившемся режиме сопротивление передвижению тележки

$$W_y = W_{тр} + W_k, \quad (3.30)$$

где  $W_{тр}$  — сопротивление от сил трения в ходовых частях тележки [см. формулу (3.7)];  $W_k$  — сопротивление от разности усилий  $S_1$  и  $S_4$  в ветвях грузового каната (см. рис. 3.20).

Если груз подвешен на двух ветвях каната, то

$$W_k = S_4 - S_1 = \frac{G(1 - \eta_{бл}^3)}{(1 + \eta_{бл})\eta_{бл}}; \quad (3.31)$$

при подвесе груза на  $m$  ветвях каната

$$W_k = G \frac{(1 - \eta_{бл})(1 - \eta_{бл}^{m+1})}{\eta(1 - \eta_{бл}^m)}, \quad (3.32)$$

где  $\eta_{бл}$  — КПД блока механизма подъема (см. с. 20).

Таким образом,

$$W_y = \frac{(G + G_{\tau})}{D_k} (2\mu + f d_{ц}) K_p + G \frac{(1 - \eta_{бл}^3)}{(1 + \eta_{бл})\eta_{бл}}. \quad (3.33)$$

Статическая мощность двигателя в установившемся режиме

$$P_c = \frac{W_y v_{\tau}}{\eta_{бл} \eta}, \quad (3.34)$$

где  $v_{\tau}$  — скорость передвижения тележки, м/с;  $\eta = 0,8 \dots 0,9$  — КПД механизма передвижения;  $\eta_{бл}$  — КПД обводного блока.

Электродвигатель выбирают и проверяют по условиям пуска на основе общепринятой методики (см. п. 3.3).

**Определение размеров каната и барабана.** Вопросы выбора гибких тяговых органов, проектирования барабанов и блоков подробно изложены в п. 2.4 и 2.5.

Стальные канаты, используемые в качестве тяговых органов в механизмах передвижения, подбирают по разрывному усилию [см. формулу (2.14)]

$$S_{разр} \geq S_{max} n.$$

Максимальное натяжение каната, равное усилию в набегающей на барабан ветви  $F_{нб}$ , кН,

$$S_{max} = F_{нб} = \frac{F}{\eta_{бл}} = \frac{W_y}{\eta_{бл}}, \quad (3.35)$$

где  $F = W_y$  — усилие в тяговой ветви каната.

Если в механизме два тяговых каната, то

$$F = W_y / 2, \quad S_{max} = F_{нб} = \frac{W_y}{2\eta_{бл}}.$$

Усилие в сбегающей с барабана ветви каната

$$F_{сб} = \frac{gl^2}{8[y]}, \quad (3.36)$$

где  $g$  — масса 1 м каната, кг/м;  $l$  — длина сбегающей ветви каната, равная расстоянию от барабана до тележки, м;  $[y] = \left(\frac{1}{30} \dots \frac{1}{50}\right)l$  — допустимое провисание сбегающей ветви, м.

Чтобы обеспечить сцепление тягового каната с барабаном (согласно уравнению Л. Эйлера), необходимо соблюсти условие

$$\frac{F_{нб}}{F_{сб}} \leq e^{f\alpha}, \quad (3.37)$$

где  $e$  — основание натурального логарифма, равное 2,72;  $f = 0,1 \dots 0,15$  — коэффициент трения каната по барабану;  $\alpha$  — угол обхвата барабана канатом, рад:  $\alpha = 2\pi z_T$ ;  $z_T$  — число витков трения, обычно принимаемое равным 1,5; 2,5; 3,5. При выборе  $z_T$  следует иметь в виду, что с уменьшением его значения возрастает усилие пружины, требуемое для натяжения каната.

Усилие пружины, необходимое для натяжения сбегающей ветви каната,

$$F_{пр} \approx F_{сб} = \frac{F_{нб}}{e^{f\alpha}}. \quad (3.38)$$

Диаметр барабана определяют по формуле (2.16):

$$D_б \geq e d_k.$$

Диаметр блоков принимают равным диаметру барабана.

Рабочая длина барабана для одной ветви каната

$$L_б = \left( \frac{L_k}{\pi D_б} + z_T \right) p, \quad (3.39)$$

где  $L_k = L - 1 \dots 1,5$  м — длина каната, наматываемого на барабан, м;  $L$  — вылет стрелы, м;  $p = d_k + 1 \dots 2$  мм — шаг канавок нарезного барабана, мм.

Подбор редукторов и муфт, а также подбор и проверка тормоза для механизма передвижения подробно изложены в п. 3.5.

### 3.5. ПОДБОР И ПРОВЕРКА РЕДУКТОРОВ, МУФТ И ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

**Редукторы.** Тип редуктора выбирают в соответствии с кинематической схемой привода. В приводах механизмов передвижения наиболее часто используют вертикальные цилиндрические редукторы типов ВК и ВКУ, благодаря чему электродвигатель и тормозное устройство можно разместить над ходовыми колесами (рис. 3.21). При компоновке этого привода важное значение имеет межосевое расстояние редуктора. Оно должно быть таким, чтобы зазор  $C$  между ребордами колес и поверхностью рамы моста или тележки был не менее 50 мм. Чтобы обеспечить это условие (если оно не выполнено при проектировании), рекомендуются следующие меры: 1) заменить выбранный редуктор на редуктор с большими габаритными размерами; 2) уменьшить диаметр ходовых колес (если это допускается расчетными условиями); 3) установить между приводными колесами и редуктором открытую зубчатую передачу (см. рис. 3.8, б).

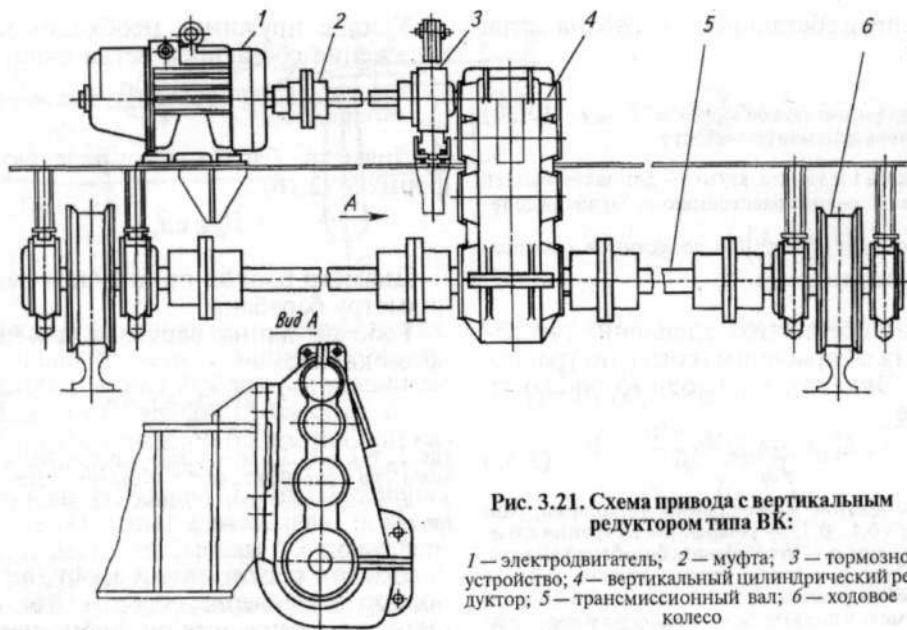
В некоторых схемах с отдельным приводом на колеса редуктор выносят за приводное колесо на боковую сторо-

ну. В этом случае применяют навесные редукторы типов ЦЗ<sub>вк</sub> и ЦЗ<sub>вк</sub>Ф (рис. 3.22), в тихоходном валу которых предусмотрена полость со шлицами.

В приводах механизмов передвижения кроме вертикальных редукторов используют горизонтальные (см. п. 2.7). Технические данные редукторов приведены в таблицах 29...52 приложения.

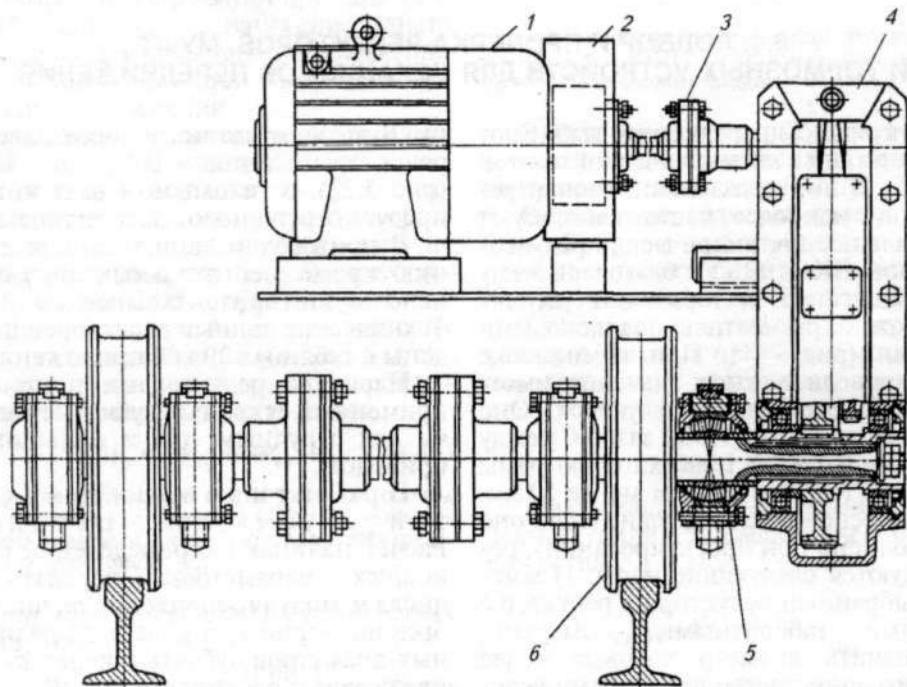
Наряду с редукторами в приводах применяют открытые зубчатые передачи как с ручным, так и с машинным приводом.

**Проектирование открытой зубчатой передачи.** Расчет начинают с определения ее основных параметров: передаточного числа  $u$ , модуля зацепления  $m$ , числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ , делительных диаметров зубчатых колес  $d_1$  и  $d_2$ , межосевого расстояния  $a_w$ . Расчетное значение передаточного числа уточняют по ГОСТ 2185—66\*. Рекомендуемые значения  $u$ : 2 (2,24); 2,5 (2,8); 3,15 (3,55); 4 (4,5); 5 (5,6); 6,3. Число зубьев шестерни  $z_1 = 12 \dots 20$ . Диаметр делительной окружности колеса должен быть не мень-



**Рис. 3.21. Схема привода с вертикальным редуктором типа ВК:**

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — тормозное устройство; 4 — вертикальный цилиндрический редуктор; 5 — трансмиссионный вал; 6 — ходовое колесо



**Рис. 3.22. Схема привода с редуктором типа ЦЗВК:**

1 — электродвигатель; 2 — тормозное устройство; 3 — муфта; 4 — редуктор; 5 — приводной вал; 6 — ходовое колесо

ше диаметра ходового колеса. Значение модуля определяют по соотношению  $m = d_1/z_1 \geq 5$  мм, округляя его до ближайшего большего значения по ГОСТ 9563—60\*: 4,5; 5 (5,5); 6 (7); 8 (9); 10 (11); 12 (14); 18. После выбора модуля уточняют диаметры  $d_1$  и  $d_2$ , определяют межосевое расстояние и выполняют проверочные расчеты по напряжениям изгиба и контактными.

Тип редуктора выбирают по методике, изложенной в п. 2.7 для механизма подъема.

Передаточное число механизма передвижения

$$u = n_{дв}/n_p, \quad (3.40)$$

где  $n_{дв} = \frac{v \cdot 60}{\pi D_k}$  — частота вращения электродвигателя, мин<sup>-1</sup>;  $v$  — скорость передвижения крана или тележки, м/с;  $D_k$  — диаметр ходового колеса, м.

При наличии в передаточном механизме открытой передачи передаточное число редуктора

$$u_p = u/u_{з.п.},$$

где  $u_{з.п.}$  — передаточное число открытой зубчатой передачи (определяют при ее расчете).

При отсутствии открытой зубчатой передачи передаточное число редуктора

$$u_p = u.$$

Максимальный вращающий момент на выходном валу редуктора

$$T_{р\max} = T_{дв\max} i \eta,$$

где  $T_{дв\max} = T_n \psi_{\max}$  — максимальный момент на валу электродвигателя, Н·м;  $T_n$  — номинальный момент на валу двигателя, Н·м;  $\psi_{\max}$  — кратность максимального момента двигателя по отношению к номинальному.

По каталогу определяют типоразмер редуктора. При этом должны выполняться условия, указанные в п. 3.1.

**Муфты.** Основные характеристики муфт и методика выбора их изложены в п. 2.7. По аналогичной методике подбирают муфты для механизмов передвижения кранов и тележек. Как правило, это упругие втулочно-пальцевые муфты общего назначения (по ГОСТ 21424—93) и с тормозным шкивом, а также зуб-

чатые муфты общего назначения и с тормозным шкивом. Муфты с тормозным шкивом рекомендуется применять при легких и средних режимах работы, в остальных случаях тормозной шкив необходимо размещать на другом конце редуктора.

Кроме зубчатых и втулочно-пальцевых муфт в механизмах передвижения для соединения участков трансмиссионных валов используют жесткие фланцевые муфты.

В кранах с центральным приводом для соединения или разъединения валов на ходу или в неподвижном состоянии применяют сцепные управляемые муфты.

**Тормозные устройства.** Классификация тормозных устройств представлена в п. 2.8. При выборе тормоза необходимо учитывать, что процесс торможения в механизмах передвижения должен характеризоваться плавным регулированием усилия замыкания. Согласно правилам Госгортехнадзора тормоза в механизмах передвижения необходимо устанавливать в следующих случаях: работа на открытом воздухе; передвижение по напольному рельсовому пути; скорость передвижения более 0,53 м/с; при наличии на тележке или электротали кабины для водителя.

В механизмах передвижения используют нормально замкнутые, автоматически размыкающиеся при выключении механизма и комбинированные колодочные тормоза с электромагнитным размыканием. К недостаткам этих тормозов относятся резкое включение магнитов и невозможность плавного регулирования тормозного момента. В связи с этим все чаще используют электрогидравлический и электромеханический приводы тормозов.

**Выбор тормоза.** Процесс торможения аналогичен процессу разгона механизма с той разницей, что сопротивление сил трения способствует торможению и, следовательно, уменьшению требуемого тормозного момента.

Тормозной момент определяют с учетом обеспечения необходимого запаса сцепления затормозенных колес с рельсами (отсутствии юза). Расчет проводят для наиболее опасных условий

работы крана **без груза**, когда сила сцепления наименьшая.

Тормоз подбирают по условию

$$T_T \leq [T_T],$$

где  $T_T$  — расчетный тормозной момент;  $[T_T]$  — тормозной момент, развиваемый тормозом.

При работе крана в помещении расчетный тормозной момент определяют для движения крана под уклон по прямой без груза. Трение реборд о рельсы не учитывают, так как в процессе торможения реборды колес могут не задевать за головки рельсов.

$$T_T = (W'_{ук} + W'_в + W'_{тр} \min) \frac{D_k \eta}{2u} + \frac{(mD^2)'_{от} n_T}{38t_T}, \quad (3.41)$$

где  $W'_{ук}$  и  $W'_в$  — сопротивления движению, определяемые по формулам (3.21) и (3.22), Н;

$W'_{тр. \min} = G_k (2\mu + fd_{II}) / D_k$ , Н;  $u = n_T / n_k$  — передаточное число;  $(mD^2)'_{от}$  — маховой момент всех движущихся масс механизма передвижения,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $n_T$  — частота вращения вала, на котором установлен тормоз,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_k$  — частота вращения ходовых колес,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $t_T$  — время торможения, определяемое по заданной номинальной скорости движения  $v$  и максимально допустимому замедлению  $a_{T \max}$ ,  $\text{мин}$ :  $t_T = v / a_{T \max}$ .

Приведенный к валу тормозного шкива маховой момент вращательно и поступательно движущихся масс механизма передвижения **без учета груза**,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ,

$$(mD^2)'_{от} = 1,2 \left[ (mD^2)'_p + (mD^2)'_T \right] + \frac{365m_k v^2 \eta}{n_T^2}. \quad (3.42)$$

Задавая запас сцепления  $K_{сц} = 1,2$ , определяют максимально допустимое замедление

$$a_{T \max} = \left[ \frac{z_{пр}}{z_k} \left( \frac{\phi}{K_{сц}} - f \frac{d_{II}}{D_k} \right) + (2\mu + fd_{II}) / D_k \right] g, \quad (3.43)$$

где  $z_{пр}$  — число приводных колес крана (тележки);  $z_k$  — общее число ходовых колес;  $\phi$  — коэффици-

ент сцепления ходовых колес с рельсами (см. п. 3.3).

Предварительно подобранный тормоз проверяют по условиям торможения для **нагруженного** крана.

*Проверка по времени торможения.* Время торможения для кранов должно быть не более 6...8 с, для тележек — 3...4 с. Его рассчитывают по формуле

$$t_T = \frac{n_{ав} (mD^2)'_{от}}{38(T_T + T_{с.т})} \leq [t_T]. \quad (3.44)$$

Статический тормозной момент

$$T_{с.т} = \frac{W_{у.т} D_k}{2u} \eta. \quad (3.45)$$

Сопротивление при торможении в установившемся режиме

$$W_{у.т} = W_{тр \min} - W_{ук} - W'_в. \quad (3.46)$$

Величины  $W_{тр \min}$ ,  $W_{ук}$ ,  $W'_в$  и  $(mD^2)'_{от}$  определяют по формулам (3.20), (3.21), (3.22) и (3.13) с учетом веса груза.

Если полученное расчетом время торможения больше допустимого, необходимо увеличить тормозной момент, отрегулировав пружину (если это возможно по характеристике тормоза), или выбрать тормоз с большим тормозным моментом.

*Проверка по замедлению*

$$a_T = v / t_T \leq [a_T]. \quad (3.47)$$

Для кранов, перемещающихся по рельсам в помещениях, максимально допустимые значения замедлений 1...1,2  $\text{м}/\text{с}^2$ , а при наличии на кране кабины — до 0,4  $\text{м}/\text{с}^2$ .

*Проверка по тормозному пути* (табл. 3.3)

$$S_T = vt_T / 2. \quad (3.48)$$

### 3.3. Тормозной путь, м, в зависимости от $\phi_{сц}$ и $z_{пр}/z_k$

Коэффициент сцепления $\phi_{сц}$	Число затормаживаемых ходовых колес		
	все $z_{пр}/z_k = 1$	половина $z_{пр}/z_k = 1/2$	четверть $z_{пр}/z_k = 1/4$
0,12	$v^2/6500$	$v^2/3250$	$v^2/1650$
0,20	$v^2/11000$	$v^2/5400$	$v^2/3000$
0,25	$v^2/14000$	$v^2/7200$	$v^2/3700$

### 3.6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

**Пример 1.** Рассчитать механизм передвижения мостового однобалочного крана (кран-балки) грузоподъемностью  $Q = 1$  т. Пролет крана  $L_k = 10,5$  м, скорость передвижения  $v = 0,6$  м/с, высота подъема  $H = 6$  м; режим работы средний; управление с пола. Кран работает в мастерской по ремонту сельскохозяйственной техники.

Мостовые однобалочные краны грузоподъемностью 1...5 т регламентированы ГОСТ 2045—89\* (см. табл. 3 приложения и рис. 1.3).

В соответствии с прототипом выбираем кинематическую схему однобалочного мостового крана (кран-балки) с центральным приводом и передвижной электрической талью (рис. 3.23). Согласно ГОСТ 22584—96 по грузоподъемности 1 т выбираем электроталь ТЭ 100-511 (см. табл. 7 приложения и рис. 1.6).

Расчет механизма передвижения крана проводим в следующем порядке.

1. Определяем размеры ходовых колес по формуле (3.1):

$$D_k = 1,7\sqrt{R_{\max}}$$

Максимальную нагрузку на колесо

вычисляем при одном из крайних положений электротали (см. рис. 3.16).

По ГОСТ 22584—96 (см. табл. 7 приложения) принимаем массу тали  $m_T = 200$  кг = 0,2 т (ее вес  $G_T = m_T g = 0,2 \cdot 10 = 2$  кН) и длину  $L = 700$  мм. Массу крана с электроталью выбираем приближенно по прототипу (см. табл. 3 приложения):  $m_k = 2$  т. Тогда вес крана  $G_k = m_k g = 2 \cdot 10 = 20$  кН. Ориентировочно принимаем  $l = L = 0,7$  м.

Для определения нагрузки  $R_{\max}$  пользуемся уравнением статики

$$\Sigma M_2 = 0 \text{ или } -R_{\max}L_k + (G_T + G_k)(L_k - l) + (G_k - G_T)0,5L_k = 0,$$

откуда

$$R_{\max} = \frac{(G + G_T)(L_k - l) + (G_k - G_T)0,5L_k}{L_k} = \frac{(10 + 2)(10,5 - 0,7) + (20 - 2)0,5 \cdot 10,5}{10,5} \approx 20 \text{ кН}.$$

При общем числе ходовых колес  $z_k = 4$  нагрузка приходится на те два колеса крана, вблизи которых расположена тележка. Тогда

$$R_{\max} = R/2 = 20/2 = 10 \text{ кН} = 10\,000 \text{ Н}.$$

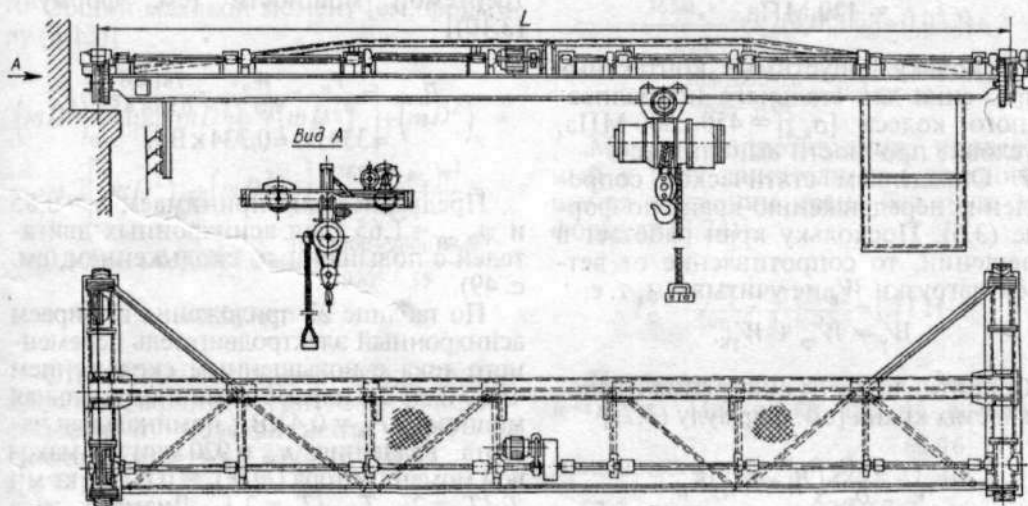


Рис. 3.23. Мостовой однобалочный кран

Следовательно,

$$D_k \approx 1,7\sqrt{R_{\max}} = 1,7\sqrt{10\,000} \approx 170 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТ 3569—74 (см. табл. 64 приложения) выбираем крановое двухребордное колесо диаметром  $D_k = 200$  мм. Диаметр цапфы  $d_{ц} \approx D_k/(4...6) \approx (50...35)$  мм. Принимаем  $d_{ц} = 50$  мм.

Для изготовления колес используем сталь 45, способ термообработки — нормализация ( $HB \approx 200$ ). Колесо имеет цилиндрическую рабочую поверхность и катится по плоскому рельсу. При  $D_k \leq 200$  мм принимаем плоский рельс прямоугольного сечения (см. табл. 66 приложения), выбирая размер  $a$  по условию:  $a < B$ . При  $D_k \leq 200$  мм ширина поверхности качения  $B = 50$  мм. Принимаем  $a = 40$  мм. Рабочая поверхность контакта  $b = a - 2R = 40 - 2 \cdot 9 = 22$  мм. Коэффициент влияния скорости  $K_v = 1 + 0,2v = 1 + 0,2 \cdot 0,6 = 1,12$ . Для стальных колес коэффициент пропорциональности  $a_1 = 190$ .

Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактным напряжениям.

При линейном контакте [см. формулу (3.3)]

$$\sigma_{к.л} = a_1 \sqrt{\frac{2K_v R_{\max}}{D_k b}} = 190 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,12 \cdot 10\,000}{200 \cdot 22}} = 429 \text{ МПа.}$$

Поскольку допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса  $[\sigma_{к.л}] = 450...500$  МПа, то условие прочности выполняется.

2. Определяем статическое сопротивление передвижению крана по формуле (3.6). Поскольку кран работает в помещении, то сопротивление от ветровой нагрузки  $W_v$  не учитываем, т. е.

$$W_y = W_{тр} + W_{ук}.$$

Сопротивление от сил трения в ходовых частях крана [см. формулу (3.7)]

$$W_{тр} = \frac{G + G_k}{D_k} (2\mu + fd_{ц}) K_p.$$

По таблице 1.3 принимаем  $\mu = 0,3$  мм, а по таблице 1.4 для колес на

подшипниках качения  $f = 0,015$ ,  $K_p = 1,5$ . Тогда

$$W_{тр} = \frac{10+20}{200} (2 \cdot 0,3 + 50 \cdot 0,015) \cdot 1,5 = 0,304 \text{ кН} = 304 \text{ Н.}$$

Сопротивление движению от возможного уклона пути [см. формулу (1.10)]

$$W_{ук} = (G + G_k) \alpha = (10 + 20) \cdot 0,0015 = 0,045 \text{ кН} = 45 \text{ Н.}$$

Значения расчетного уклона  $\alpha$  указаны на с. 9.

Таким образом, получаем

$$W_y = 304 + 45 = 349 \text{ Н.}$$

Сила инерции при поступательном движении крана [см. формулу (1.12)]

$$F_{и} \approx (Q + m_k) v / t_{п} = (1000 + 2000) \times 0,6 / 5 = 360 \text{ Н,}$$

где  $t_{п}$  — время пуска (см. с. 50);  $Q$  и  $m_k$  — массы соответственно груза и крана, кг.

Усилие, необходимое для передвижения крана в период пуска (разгона),

$$W_{п} = W_y + (1,1...1,3) F_{и} = 349 + 1,2 \cdot 360 = 781 \text{ Н.}$$

3. Подбираем электродвигатель по требуемой мощности [см. формулу (3.10)]

$$P_{п.ср} = \frac{P_{п}}{\psi_{п.ср}} = \frac{W_{п} v}{\eta \psi_{п.ср}} = \frac{781 \cdot 0,6}{0,85 \cdot 1,65} = 334 \text{ Вт} = 0,334 \text{ кВт.}$$

Предварительно принимаем  $\eta = 0,85$  и  $\psi_{п.ср} = 1,65$  (для асинхронных двигателей с повышенным скольжением, см. с. 49).

По таблице 27 приложения выбираем асинхронный электродвигатель переменного тока с повышенным скольжением 4АС71А6У3 с параметрами: номинальная мощность  $P_{дв} = 0,4$  кВт; номинальная частота вращения  $n_{дв} = 920 \text{ мин}^{-1}$ ; маховой момент ротора  $(mD^2)_p = 0,00068 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $T_{п}/T_{н} = 2$ ;  $T_{\max}/T_{н} = 2,1$ . Диаметр вала  $d = 19$  мм (см. табл. 28 приложения).

Номинальный момент на валу двигателя

$$T_H = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{30P_{дв}}{\pi n_{дв}} = \frac{30 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 920} = 4,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Статический момент

$$T_c = \frac{P_c}{\omega_{дв}} = \frac{30W_y v}{\pi n_{дв}} = \frac{30 \cdot 349 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 920} = 2,17 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Подбираем муфту с тормозным шкивом для установки тормоза. В выбранной схеме механизма передвижения (см. рис. 3.23) муфта с тормозным шкивом установлена между редуктором и электродвигателем. В соответствии с рекомендациями п. 3.6 по таблице 56 приложения подбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с наибольшим диаметром расточки под вал 22 мм и наибольшим передаваемым моментом  $[T_M] = 32 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Проверяем условие подбора  $[T_M] \geq T_M$ . Для муфты  $T_M = 2,1 T_H = 2,1 \cdot 4,16 = 8,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Момент инерции тормозного шкива муфты  $I_T = 0,008 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Маховой момент  $(mD^2)_T = 4I_T = 0,032 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

5. Подобранный двигатель проверяем по условиям пуска. Время пуска [см. формулу (3.12)]

$$t_{п} = \frac{(mD^2)_o n_{дв}}{38T_H} t_{п.о} = \frac{0,587 \cdot 920}{38 \cdot 4,16} = 3,42 \text{ с}.$$

Общий маховой момент [см. формулу (3.13)]

$$\begin{aligned} (mD^2)_o &= 1,2 \left[ (mD^2)_p + (mD^2)_T \right] + (mD^2)_к = \\ &= 1,2 \left[ (mD^2)_p + (mD^2)_T \right] + \frac{365(Q+m_k)v^2}{n_{дв}^2 \eta} = \\ &= (0,00068 + 0,032) \cdot 1,2 + \frac{365(1000+2000) \cdot 0,6^2}{920^2 \cdot 0,85} = \\ &= 0,587 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Относительное время пуска принимаем по графику (см. рис. 2.23, б) в зависимости от коэффициента  $\alpha = T_c/T_H$ . Поскольку  $\alpha = 2,17/4,16 = 0,52$ , то  $t_{п.о} = 1$ .

Ускорение в период пуска определяем по формуле (3.16):  $a_{п} = v/t_{п} = 0,6/3,42 = 0,175 \text{ м/с}^2$ , что удовлетворяет условию.

6. Проверяем запас сцепления приводных колес с рельсами по условию пуска при максимальном моменте двигателя без груза [см. формулу (3.17)]:

$$K_{сц} = \frac{R_{пр\phi_{сц}}}{W'_y + G_k \left[ a'_n / g - z_{пр} f_{ду} / (z_k D_k) \right]} \geq 1,2.$$

Статическое сопротивление передвижению крана в установившемся режиме без груза [см. формулу (3.19)]

$$\begin{aligned} W'_y &= W'_{тp} + W'_{yk} = G_k (2\mu + f d_{ц}) K_p / D_k + \\ &+ G_k \alpha = 20(2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 50) \cdot 1,5 / 200 + \\ &+ 20 \cdot 0,0015 = 0,2325 \text{ кН} = 232,5 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Ускорение при пуске без груза

$$a'_{п} = v/t'_{п}.$$

Время пуска без груза

$$t'_{п} = \frac{(mD^2)_o n_{дв}}{38T_H} t'_{п.о}.$$

Общий маховой момент крана, приведенный к валу двигателя без учета груза,

$$\begin{aligned} (mD^2)_o' &= 1,2 \left[ (mD^2)_p + (mD^2)_T \right] + \\ &+ \frac{365m_k v^2}{n_{дв}^2 \eta} = 1,2(0,00068 + 0,032) + \\ &+ \frac{365 \cdot 2000 \cdot 0,6^2}{920^2 \cdot 0,85} = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя при установившемся движении крана без груза [см. формулу (3.24)],

$$T'_c = \frac{W'_y D_k}{2u\eta} = \frac{232,5 \cdot 0,2}{2 \cdot 16 \cdot 0,85} = 1,71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Передаточное число механизма  $u = n_{дв}/n_k$ . Поскольку частота вращения

$$\text{приводных колес } n_k = \frac{v}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,2} =$$

$$= 57,3 \text{ мин}^{-1}, \text{ то } u = 920/57,3 = 16.$$

По графику на рисунке 2.23 при  $\alpha = T'_c/T_H = 1,71/4,16 = 0,41$  получаем

$t_{п.о} = 1$ . Тогда время пуска

$$t'_{п} = \frac{(mD^2)'_{о.т} n_{дв}}{38T_{п}} t'_{п.о} = \frac{0,4 \cdot 920}{38 \cdot 4,16} \cdot 1 = 2,3 \text{ с.}$$

Ускорение при пуске

$$a'_{п} = 0,6/2,3 = 0,26 \text{ м/с}^2.$$

Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза [см. формулу (3.18)]

$$R'_{пр} = K \frac{G_k}{z_k} z_{пр} = 1,1 \cdot \frac{20000}{4} \cdot 2 = 11000 \text{ Н.}$$

Коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом для кранов, работающих в помещении,  $\varphi_{сц} = 0,15$  [см. формулу (3.17)].

Запас сцепления

$$K_{сц} = \frac{R_{пр} \varphi_{сц}}{W'_c + G_k [a'_n / g - z_{пр} f_{d_{ц}} / (z_k D_k)]} = \frac{11000 \cdot 0,15}{232,5 + 2000 \cdot [0,26/9,81 - 2 \cdot 0,015 \cdot 50 / 4 \cdot 200]} = 2,27,$$

что больше минимально допустимого значения 1,2.

Следовательно, запас сцепления обеспечен.

7. Подбираем редуктор по передаточному числу и максимальному вращающему моменту на тихоходном валу  $T_{р. макс}$ , определяемому по максимальному моменту на валу двигателя:

$$T_{дв макс} = T_n \psi_{п макс} = 4,16 \cdot 2,1 = 8,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{р макс} = T_{дв макс} i \eta = 8,7 \cdot 16 \cdot 0,85 = 119 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

В соответствии со схемой механизма передвижения крана (см. рис. 3.23) выбираем горизонтальный цилиндрический редуктор типа Ц2У (см. табл. 3.3 приложения).

При частоте вращения  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  и среднем режиме работы ближайшее значение вращающего момента на тихоходном валу  $T_{тих} = 0,25 \text{ кН} \cdot \text{м} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , что больше расчетного  $T_{р макс}$ . Передаточное число  $i_p = 16$ .

Типоразмер выбранного редуктора Ц2У-100.

8. Выбираем тормоз по условию  $[T_T] \geq T_T$  (см. п. 3.5) и устанавливаем его на валу электродвигателя.

Расчетный тормозной момент при

передвижении крана без груза [см. формулу (3.41)]

$$T_T = (W'_{ук} - W'_{тр мин}) \frac{D_k \eta}{2u} + \frac{n_{дв} (mD^2)'_{о.т}}{38t_t}.$$

Спротивление движению от уклона

$$W'_{ук} = G_k \alpha = 20 \cdot 0,0015 = 0,03 \text{ кН} = 30 \text{ Н.}$$

Спротивление от сил трения в ходовых частях крана

$$W'_{тр мин} = G_k (2\mu + f d_{ц}) / D_k = 20 (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 50) / 200 = 0,135 \text{ кН} = 135 \text{ Н.}$$

Общий маховой момент [см. формулу (3.42)]

$$(mD^2)'_{о.т} = 1,2 [(mD^2)_p + (mD^2)_T] + \frac{365 m_e v^2}{n_{дв}^2} \eta = 1,2 (0,00068 + 0,032) + \frac{365 \cdot 2000 \cdot 0,6^2 \cdot 0,85}{920^2} = 0,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Время торможения  $t_T = v / a_{T мин} = 0,6 / 0,697 = 0,86 \text{ с.}$

Максимально допустимое ускорение [см. формулу (3.43)]

$$a_{T мин} = \left[ \frac{z_{пр}}{z_k} \left( \frac{\varphi_{сц}}{K_{сц}} - f \frac{d_{ц}}{D_k} \right) + (2\mu + f d_{ц}) \frac{1}{D_k} \right] g = \left[ \frac{2}{4} \cdot \left( \frac{0,15}{1,2} + 0,015 \cdot \frac{50}{200} \right) + (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 50) \cdot \frac{1}{200} \right] \cdot 9,81 = 0,697 \text{ м/с}^2.$$

Число приводных колес  $z_{пр} = 2$ . Коэффициент сцепления  $\varphi_{сц} = 0,15$ . Запас сцепления  $K_{сц} = 1,2$ .

Фактическая скорость передвижения крана

$$v = \pi D_k \frac{n_{дв}}{u} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 920}{16 \cdot 60} = 0,6 \text{ м/с,}$$

т. е. совпадает с заданным (исходным) значением.

Расчетный тормозной момент

$$T_T = (30 - 135) \frac{0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 16} + \frac{920 \cdot 0,35}{38 \cdot 0,86} = 9,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По таблицам 58 и 62 приложения вы-

бираем тормоз ТКТ-100 с номинальным тормозным моментом  $[T_T] = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , максимально приближенным к расчетному значению  $T_T$ .

Подобранный тормоз проверяем по условиям торможения при работе крана с грузом.

*Проверка по времени торможения* [см. формулу (3.44)]

$$t_T = \frac{(mD^2)_{\text{о.т.}} n_{\text{дв}}}{38(T_T + T_{\text{с.т}})} \leq [t_T].$$

Маховой момент масс

$$\begin{aligned} (mD^2)'_{\text{о}} &= 1,2[(mD^2)_{\text{п}} + (mD^2)_{\text{т}}] + \\ &+ \frac{365(Q + m_{\text{к}})v^2}{n_{\text{дв}}^2} \eta = 1,2(0,00068 + 0,032) + \\ &+ \frac{365(1000 + 2000) \cdot 0,6^2 \cdot 0,85}{920^2} = 0,435 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Статический момент сопротивления движению при торможении [см. формулу (3.45)]

$$T_{\text{с.т}} = \frac{W_{\text{у.т}} D_{\text{к}}}{2im} \eta.$$

Сопротивление движению при торможении [см. формулу (3.46)]

$$W_{\text{у.т}} = W_{\text{тр min}} - W_{\text{ук}}.$$

Сопротивление от сил трения

$$\begin{aligned} W_{\text{тр min}} &= \frac{G + G_{\text{к}}}{D_{\text{к}}} (2\mu + f d_{\text{ц}}) = \\ &= \frac{10 + 20}{200} (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 50) = 0,2025 \text{ кН} = \\ &= 202,5 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Сопротивление от уклона

$$\begin{aligned} W_{\text{ук}} &= (G + G_{\text{к}}) \alpha = (10 + 20) \cdot 0,0015 = \\ &= 0,045 \text{ кН} = 45 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Следовательно,

$$W_{\text{у.т}} = 202,5 - 45 = 157,5 \text{ Н}.$$

Тогда статический момент сопротивления

$$T_{\text{с.т}} = \frac{157,5 \cdot 0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 16 \cdot 0,85} = 0,98 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

а время торможения

$$t_T = \frac{0,435 \cdot 920}{38(10 + 0,98)} = 0,96 \text{ с},$$

что меньше допустимого  $[t_T] = 6 \dots 8 \text{ с}$ .

*Проверка по замедлению* при торможении [см. формулу (3.47)]

$$a_T = v/t_T = 0,6/0,96 = 0,625 \text{ м/с}^2,$$

что меньше максимально допустимого значения для кранов, работающих в помещении,  $[a_T] \leq 1 \text{ м/с}^2$ .

Следовательно, условия торможения выполняются.

9. Определяем тормозной путь по формуле (3.48):

$$S_T = vt_T/2 = 0,6 \cdot 0,96/2 = 0,28 \text{ м}.$$

По нормам Госгортехнадзора при числе приводных колес, равном половине общего числа ходовых колес (см. табл. 3.3), и при  $\varphi_{\text{цн}} = 0,15$

$$\begin{aligned} S_T &= v^2/(3250 \dots 5400) = \\ &= 0,4 \dots 0,24 \text{ м} = 0,3 \text{ м}. \end{aligned}$$

**Пример 2.** Рассчитать механизм передвижения тележки с ручным приводом и ручной шестеренной подвесной талью грузоподъемностью 3,2 т (см. табл. 5 приложения). Масса тали  $m_T = 70 \text{ кг}$ , высота подъема груза  $H = 4 \text{ м}$ . Тележка перемещается по однорельсовому пути.

В качестве прототипа принимаем тележку ручной передвижной тали (см. рис. 3.19 и табл. 6 приложения).

Тележка состоит из четырех одноробордных ходовых колес 4 с коническим ободом, рамы 5 с траверсой 8 для подвешивания тали, передаточного механизма 7 и тягового колеса 1.

Методика расчета механизма передвижения с ручным приводом изложена в п. 3.3.

1. Вычисляем вес (силу тяжести) груза, тали и тележки:

$$\begin{aligned} G &= Qg \approx 3,2 \cdot 10 = 32 \text{ кН} = 32 \text{ 000 Н}; \\ G_T &= m_T g = 70 \cdot 10 = 700 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$$G_{\text{тел}} = 0,5 G_T = 0,5 \cdot 700 = 350 \text{ Н.}$$

2. Определяем размеры ходового колеса тележки. Средний диаметр обода колеса [см. формулу (3.1)]

$$D_k \geq 1,7 \sqrt{R_{\text{max}}} = 1,7 \sqrt{8262,5} = 154,53 \text{ мм.}$$

Нагрузка на ходовое колесо

$$R_{\text{max}} = (G + G_T + G_{\text{тел}})/z_k = \\ = (32\,000 + 700 + 350)/4 = 8262,5 \text{ Н.}$$

Ходовые колеса устанавливаем на неподвижных осях. Подшипники качения размещаем внутри колеса. С учетом размещения подшипников принимаем из нормального ряда размеров  $D_k = 175 \text{ мм}$ , диаметр цапфы (оси):  $d_{\text{ц}} = D_k/(4 \dots 6) = 175/(4 \dots 6) = 35 \text{ мм}$ .

Колеса изготовляем из чугуна СЧ35 по ГОСТ 1412-85.

Выполняем проверочный расчет ходовых колес по контактным напряжениям [см. формулу (3.3)]

$$\sigma_{\text{к.л}} = a_1 \sqrt{\frac{2K_v R_{\text{max}}}{b D_k}}$$

При ручном приводе коэффициент влияния скорости  $K_v = 1$ .

В качестве рельса при  $D_k = 175 \text{ мм}$  по нормативам (см. табл. 6 приложения) принимаем двутавр № 24 (см. табл. 65 приложения). Ширина поверхностей контакта  $b < 0,5b - 0,5s - R - r = 0,5 \cdot 115 - 0,5 \cdot 5,6 - 10,5 - 4 = 40,2 \text{ мм}$ . Принимаем  $b = 36 \text{ мм}$ .

Из таблицы 3.1 имеем  $[\sigma_{\text{к.л}}] = 350 \text{ МПа}$ .

Итак, напряжение при линейном контакте

$$\sigma_{\text{к.л}} = 126 \sqrt{\frac{2 \cdot 1 \cdot 8262,5}{36 \cdot 175}} = 205 \text{ МПа,}$$

что меньше допустимого значения  $[\sigma_{\text{к.л}}] = 350 \text{ МПа}$ . Следовательно, контактная прочность обеспечена.

4. Рассчитываем сопротивление передвижению от сил трения в ходовых частях по формуле (3.7):

$$W_{\text{тр}} = (G + G_T + G_{\text{тел}})(2\mu + f d_{\text{ц}}) K_p / D_k = \\ = (32\,000 + 700 + 350) \times \\ \times (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 35) \cdot 1,5 / 175 = 319 \text{ Н.}$$

Коэффициенты  $\mu = 0,3 \text{ мм}$ ,  $f = 0,015$ ,  $K_p = 1,5$  выбраны по таблицам 1.3 и 1.4. Момент от сил трения

$$T_c = W_{\text{тр}} D_k / 2 = 318,7 \cdot 0,175 / 2 = 28 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент на приводном валу тележки, создаваемый рабочим [см. формулу (3.29)],

$$T_p = F_p D_{\text{т.к}} / 2 = 120 \cdot 0,3 / 2 = 18 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Усилие рабочего, прилагаемое к тяговой цепи,  $F_p = 120 \text{ Н}$  (см. табл. 2.6).

Диаметр тягового колеса  $D_{\text{т.к}}$  принимаем равным  $0,3 \text{ м}$  (по рекомендациям  $D_{\text{т.к}} = 0,3 \dots 0,7 \text{ м}$ ).

5. Передаточное отношение механизма передвижения [см. формулу (3.27)]

$$u \geq \frac{T_c}{T_p \cdot \eta} = \frac{28}{18 \cdot 0,9} = 1,73.$$

При  $\eta = 0,9$   $u = 2$ .

6. Определяем основные геометрические параметры открытой прямозубой цилиндрической передачи. Делительный диаметр венца зубчатого колеса  $d_k$ , расположенного на ободу ходового колеса (см. рис. 3.19), должен быть больше диаметра  $D_k$ . Принимаем  $d_k = 200 \text{ мм}$ , число зубьев шестерни  $z_1 = 20$ .

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u = 20 \cdot 2 = 40$ .

Модуль зацепления определяем из соотношения  $d_k / z_k \approx 200 / 40 = 5$ . Принимаем  $m = 5 \text{ мм}$ .

Делительный диаметр шестерни  $d_1 = z_1 m = 20 \cdot 5 = 100 \text{ мм}$ .

Межосевое расстояние  $a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (200 + 100) / 2 = 150 \text{ мм}$ .

Расстояние между осями ходовых колес с зубчатыми венцами  $l = d_k + 30 \dots 40 \text{ мм} = 200 + 30 = 230 \text{ мм}$ . Положение шестерни определяют при геометрическом построении. Далее конструкцию тележки разрабатывают в соответствии с принятым прототипом. Проверочные расчеты зубчатой передачи выполняют по общепринятой методике.

**Пример 3.** Рассчитать механизм передвижения тележки с канатной тягой стационарного полноповоротного крана (см. рис. 2.29) грузоподъемностью  $Q = 2$  т. Исходные данные: вылет стрелы крана  $L = 3,5$  м; высота подъема  $H = 4$  м; скорость подъема груза  $v_T = 0,2$  м/с; скорость передвижения тележки  $v_T = 0,3$  м/с; режим работы — средний (ПВ = 25 %).

1. Вычисляем вес груза и тележки [см. формулу (1.6)]:

$$G = Qg = 2 \cdot 10 = 20 \text{ кН};$$

$$G_T = (0,1 \dots 0,2)G = 0,1 \cdot 20 = 2 \text{ кН}.$$

2. Определяем размеры ходовых колес. Принимаем число ходовых колес  $z_k = 4$ . Выбираем кованные стальные колеса с цилиндрической рабочей поверхностью, вид термообработки — нормализация ( $HB \leq 200$ ).

Нагрузка на одно колесо [см. формулу (3.2)]

$$R_{\max} = (G + G_T)/z_k = (20 + 2)/4 = 5,5 \text{ кН} = 5500 \text{ Н}.$$

Диаметр ходового колеса [см. формулу (3.1)]

$$D_k = 1,7 \sqrt{R_{\max}} = 1,7 \sqrt{5500} = 126 \text{ мм}.$$

Из нормального ряда значений принимаем  $D_k = 160$  мм. Диаметр цапфы колеса определяем по условию  $D_k/d_{ц} = 4 \dots 6$ , откуда  $d_{ц} = 160/(4 \dots 5) = 35$  мм.

3. Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактным напряжениям. При линейном контакте, когда колесо катится по плоскому рельсу, контактные напряжения [см. формулу (3.3)]

$$\sigma_{к.л} = a_1 \sqrt{\frac{2K_v R_{\max}}{bD_k}} =$$

$$= 190 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,06 \cdot 5500}{20 \cdot 160}} = 363 \text{ МПа} < [\sigma_{к.л}].$$

Для стальных колес  $a_1 = 190$ , скоростной коэффициент  $K_v = 1 + 0,2v_T = 1 + 0,2 \cdot 0,3 = 1,06$ .

Ширину рельса  $b$  (длина линии контакта колеса и направляющей) определяем в зависимости от диаметра колеса и типа рельса (см. табл. 68 приложения). При диаметре колеса  $D_k \leq 200$  мм для

плоского рельса типа Р5 имеем  $b = 20$  мм.

Допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса  $[\sigma_{к.л}] = 450 \dots 500$  МПа (см. табл. 3.1).

4. Определяем полное сопротивление передвижению тележки в установленном режиме по формуле (3.30):

$$W_y = W_{тр} + W_k = 310 + 606 = 916 \text{ Н}.$$

Сопротивление от сил трения [см. формулу (3.7)]

$$W_{тр} = (G + G_T)(2\mu + fd_{ц})K_p/D_k =$$

$$= (20000 + 2000) \times$$

$$\times (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 35) \cdot 2/160 = 310 \text{ Н}.$$

Коэффициенты  $\mu$ ,  $f$  и  $K_p$  определяем по таблицам 1.3 и 1.4. Для однорезбордных колес, устанавливаемых на подшипниках качения,  $\mu = 0,3$  мм,  $f = 0,015$ ,  $K_p = 2$ .

Сопротивление от разности усилий в ветвях грузового каната [см. формулу (3.31)]

$$W_k = G \frac{1 - \eta_{бл}^3}{(1 + \eta_{бл})\eta_{бл}} = 20000 \frac{1 - 0,98^3}{(1 + 0,98) \cdot 0,98} =$$

$$= 606 \text{ Н},$$

где  $\eta_{бл} = 0,98$ , так как блок установлен на подшипниках качения.

5. Мощность двигателя в установленном режиме [см. формулу (3.34)]

$$P_c = \frac{W_y v_T}{\eta_{бл} \eta} = \frac{916 \cdot 0,3}{0,98 \cdot 0,85} = 330 \text{ Вт} = 0,33 \text{ кВт}.$$

По таблице 27 приложения выбираем асинхронный электродвигатель повышенного скольжения 4АС71А6У3 с параметрами: номинальная мощность двигателя  $P_{дв} = 0,4$  кВт; частота вращения  $n_{дв} = 920$  мин<sup>-1</sup>; диаметр вала двигателя  $d = 19$  мм; масса  $m_{дв} = 15,1$  кг; маховой момент ротора  $(mD^2)_p = 0,00068$  кг · м<sup>2</sup>;  $T_H/T_N = 2$ ;  $T_{\max}/T_N = 2,1$ .

Номинальный момент на валу двигателя

$$T_H = \frac{30 P_{дв}}{\pi n_{дв}} = \frac{30 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 920} = 4,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный момент

$$T_{\max} = T_n \psi_{\max} = 4,16 \cdot 2,1 = 8,73 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Статический момент на валу электродвигателя

$$T_c = \frac{30 \cdot P_c}{\pi n_{\text{дв}}} = \frac{30 \cdot 336}{3,14 \cdot 920} = 3,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Подобранный двигатель проверяем по условиям пуска.

Время пуска [см. формулу (3.12)]

$$t_{\text{п}} = \frac{(mD^2)_0 n_{\text{дв}}}{38T_n} t_{\text{п.о}} = \frac{0,14 \cdot 920}{38 \cdot 4,16} \cdot 1,15 = 0,94 \text{ с}.$$

Общий маховой момент [см. формулу (3.13)]

$$(mD^2)_0 = 1,2 [(mD^2)_p + (mD^2)_т] + (mD^2)_г.$$

Маховой момент вращающихся масс муфты определяем при ее выборе по условиям  $d = d_m$  и  $[T] \geq T_{\max}$ . По таблице 56 приложения выбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с параметрами:  $d_m = 18 \dots 22$  мм;  $[T] = 32$  Н · м. Момент инерции муфты  $I_T = 0,008$  кг · м<sup>2</sup>, маховой момент муфты  $(mD^2)_T = 4I_T = 4 \cdot 0,008 = 0,032$  кг · м<sup>2</sup>.

Приведенный маховой момент масс тележки с грузом [см. формулу (3.14)]

$$(mD^2)_г = \frac{365(Q + m_r)v_r^2}{n_{\text{дв}}^2 \eta} = \frac{365 \cdot (2000 + 200) \cdot 0,3^2}{920^2 \cdot 0,85} = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Относительное время пуска  $t_{\text{п.о}}$  определяем по графику (см. рис. 2.23) в зависимости от величин  $\alpha$  и  $\psi$ . При  $\alpha = T_c/T_n = 3,5/4,16 = 0,84$  и  $\psi_{\max} = T_{\max}/T_n = 2,1$  имеем  $t_{\text{п.о}} = 1,15$ .

Ускорение [см. формулу (3.16)]

$$a_{\text{п}} = v/t_{\text{п}} = 0,3/0,94 = 0,32 \text{ м/с}^2,$$

что меньше допустимого значения  $0,6 \text{ м/с}^2$ .

7. Определяем размеры каната и барабана. Максимальное натяжение каната рассчитываем по формуле (3.35)

$$S_{\max} = W_y/\eta_{\text{бл}} = 954/0,98 = 974 \text{ Н}.$$

По рекомендациям раздела 3.4 при-

нимаем число витков трения  $z_T = 3,5$ , коэффициент трения каната по барабану  $f = 0,1$ . Угол обхвата барабана канатом  $\alpha = 2\pi z_T = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,5 = 21,98$  рад.

Разрывное усилие каната [см. формулу (2.14)]

$$S_{\text{разр}} \geq S_{\max} n = 974 \cdot 5,5 = 5357 \text{ Н} \approx 5,4 \text{ кН}.$$

По таблице 2.3 принимаем коэффициент запаса прочности  $n = 5,5$ . По таблице 10 приложения выбираем канат ЛК-Р  $6 \times 19 + 1$  о.с. (по ГОСТ 2688—80\*) с параметрами:  $d_k = 5,1$  мм;  $S_{\text{разр}} = 14,9$  кН;  $\sigma_b = 1764$  МПа.

Диаметр барабана определяем по формуле (2.16):

$$D_6 = d_k e = 5,1 \cdot 25 = 127,5 \text{ мм}.$$

Здесь коэффициент  $e = 25$  выбран по таблице 2.3.

Принимаем из нормального ряда размеров  $D_6 = 160$  мм, а диаметр блоков равным диаметру барабана, т.е.  $D_{\text{бл}} = D_6 = 160$  мм.

Рабочая длина барабана для одной ветви каната [см. формулу (3.39)]

$$L_6 = \left( \frac{L_k}{\pi D_6} + z_T \right) p = \left( \frac{2,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 160} + 3,5 \right) \cdot 7 = 59,33 \text{ мм}.$$

Длина каната, наматываемого на барабан,

$$L_k = L - 1 \dots 1,5 \text{ м} = 3,5 - 1 = 2,5 \text{ м}.$$

Шаг канавок нарезного барабана

$$p = d_k + 1 \dots 2 \text{ мм} = 7 \text{ мм}.$$

8. Подбираем редуктор по передаточному числу и максимальному моменту на тихоходном валу. Расчетное передаточное число редуктора

$$u'_p = n_{\text{дв}}/n_6.$$

Частота вращения барабана

$$n_6 = 60 \cdot 10^3 v / (\pi D_6) = 0,3 \cdot 60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 160) = 35,83 \text{ мин}^{-1},$$

поэтому

$$u'_p = 920 / 35,83 = 25,6.$$

Максимальный момент на тихоход-

ном валу редуктора

$$T_{p \max} = T_{дв \max} u'_p \eta_p = 8,73 \cdot 25,6 \cdot 0,97 = 216,9 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,217 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

В соответствии с предварительной компоновкой привода (см. рис. 2.29) и полученными значениями  $u'_p$  и  $T_{p \max}$  выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-100 по ГОСТ 20758—75 (см. табл. 33 приложения) с параметрами: передаточное число  $u_p = 25$ ; максимально допустимый момент на тихоходном валу  $[T_{\text{тих}}] = 0,25 \text{ кН} \cdot \text{м}$ ;  $\eta_p = 0,97$ ; допустимая консольная нагрузка на тихоходном валу  $[F_{\text{к.тих}}] = 4 \text{ кН}$ , что меньше  $F_{\text{к}} = S_{\text{max}} = 1 \text{ кН}$ .

9. Уточняем скорость передвижения тележки

$$v_T = \pi D_6 n_6 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 160 \cdot 36,8 / (60 \cdot 10^3) = 0,308 \text{ м/с},$$

где  $n_6 = 920/25 = 36,8 \text{ мин}^{-1}$ .

На основании выполненных расчетов, а также с учетом размеров и положения механизма подъема разрабатываем конструкции тележки и привода механизма передвижения.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие основные типы механизмов передвижения вы знаете и в чем их различие? 2. Какие конструкции колес применяют в механизмах безрельсового транспорта? По какому условию их проверяют на прочность? 3. Какие формы рабочих поверхностей могут быть у ходовых колес? 4. Какие подшипники используют для установки ходовых колес? 5. Рельсы каких типов применяют для передвижения кранов и тележек? 6. Как определить полное сопротивление передвижения крана или тележки? 7. По какой мощности подбирают электродвигатель для передвижения крана (тележки)? 8. В каких случаях установка тормозов в механизмах передвижения обязательна? 9. Как выбрать и проверить тормоз механизма передвижения? Какие расчетные условия обеспечивают отсутствие юза при торможении?

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

4.1. СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ  
МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА

Механизм поворота служит для вращения крана и перемещения груза в горизонтальной плоскости. Он состоит из опорно-поворотного и приводного устройств.

В сельскохозяйственном производстве используют консольные поворотные краны с поворотной и неподвижной колоннами (рис. 4.1). В стационарных кранах с поворотной колонной либо обе опоры крепят к стене (например, в настенном кране, см. рис. 4.1, *a*, *b*), либо верхнюю опору крепят к стене или потолочному перекрытию, а нижнюю — в фундаменте (см. рис. 4.1, *з*). В стационарных кранах с неподвижной колонной ее нижний конец закреплен в фундаменте (см. рис. 4.1, *е*), а в передвижных кранах — в раме тележки (см. рис. 3.1, *в*, *г*).

В опорных узлах поворотных кранов применяют радиальные и упорные подшипники качения или скольжения (см. рис. 4.6, 4.7, 4.9). При выборе типа подшипника предпочтение отдают радиальным сферическим двухрядным подшипникам качения. В нижней опоре крана на неподвижной колонне применяют ролики, укрепленные чаще всего на поворотной или неподвижной части металлоконструкции крана (см. рис. 4.10). Ролики свободно вращаются на осях и имеют выпуклую рабочую поверхность (см. рис. 4.11).

В кранах большой грузоподъемности используют опорно-поворотные круги (рис. 4.2).

Основные характеристики консольных стационарных электрических кранов регламентированы ГОСТ 19811—

90, стационарных кранов с ручным приводом — ГОСТ 19494—74.

Привод механизма поворота может располагаться на неподвижной или поворотной части крана (рис. 4.3). Он состоит из электродвигателя 3, тормозной муфты и тормоза 2, червячного редуктора 1. На выходном валу редуктора установлена шестерня 5 открытой зубчатой передачи. При вращении крана шестерня либо обкатывается по неподвижному зубчатому колесу 4, вращая поворотную часть крана, либо вращает колонну, на которой закреплено колесо.

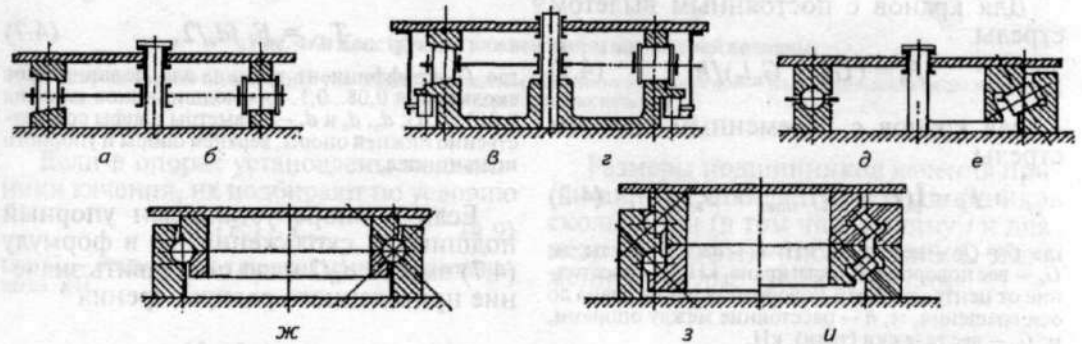
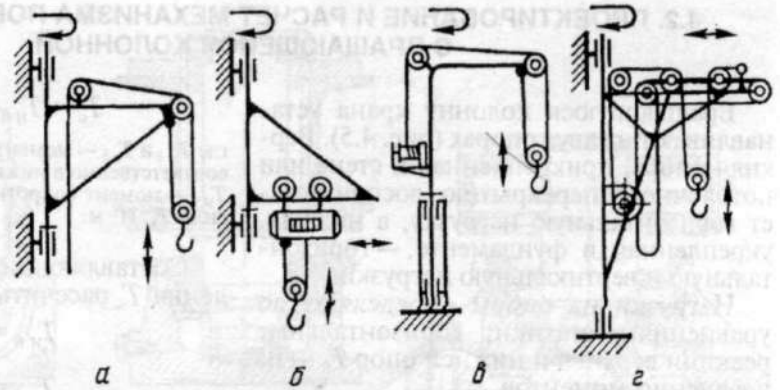
Кинематические и силовые характеристики привода определяют по общепринятым зависимостям. Если частота вращения кранов  $n_k \leq 3,5 \text{ мин}^{-1}$  и передаточное число привода  $u \geq 200$ , то при компоновке предпочтительны червячные редукторы. При  $u \leq 80$  и вертикальном положении выходного вала редуктора можно получить более компактный и простой привод (рис. 4.4, *a*). В некоторых случаях применяют приводы с горизонтальными зубчатыми редукторами и открытой конической передачей (рис. 4.4, *б*).

В кранах с ручным приводом применяют открытые зубчатые или червячные передачи, которые приводятся в действие с помощью приводного тягового колеса или рукоятки. Основы проектирования механизмов с ручным приводом изложены в пп. 2.6 и 3.3.

В кранах малой грузоподъемности с небольшой высотой подъема поворот крана возможен без применения передаточного механизма (толканием).

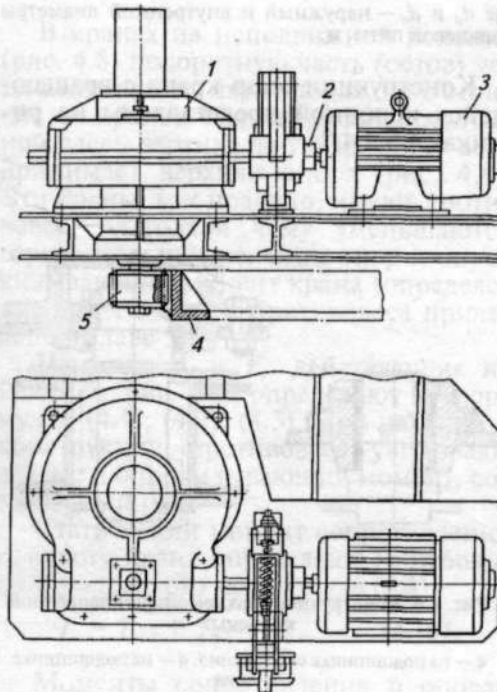
**Рис. 4.1. Поворотные краны:**

*a* — кран-укосина; *б* — настенный с электроталью; *в* — с неподвижной колонной; *г* — с поворотной колонной и переменным вылетом стрелы

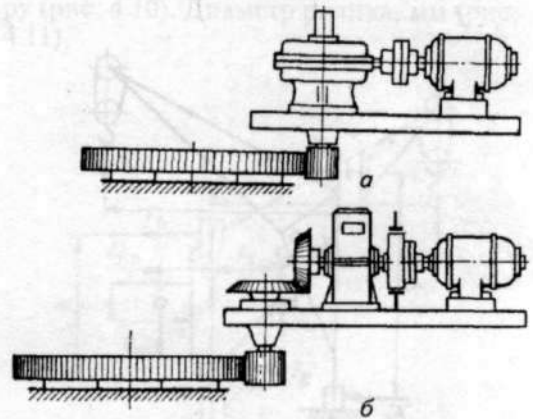


**Рис. 4.2. Катковые и шаровые опорно-поворотные устройства кранов на поворотном круге:**

*a, в* — на конических катках; *б, г* — на цилиндрических катках; *д, ж, з* — на шарах; *е, и* — на роликах



**Рис. 4.3. Механизм поворота крана-штабелера**



**Рис. 4.4. Схемы механизмов поворота:**

*a* — с вертикальным червячным редуктором; *б* — с горизонтальным зубчатым редуктором

## 4.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КРАНА С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ КОЛОННОЙ

Вращающуюся колонну крана устанавливают на двух опорах (рис. 4.5). Верхняя опора, прикрепленная к стене или потолочному перекрытию, воспринимает горизонтальную нагрузку, а нижняя, укрепленная в фундаменте, — горизонтальную и вертикальную нагрузки.

Нагрузки на опоры определяют по уравнениям статики; горизонтальные реакции верхней и нижней опор  $F_h$  — из уравнения моментов.

Для кранов с постоянным вылетом стрелы

$$F_h = (GL + G_k l_k) / h; \quad (4.1)$$

для кранов с переменным вылетом стрелы

$$F_h = [(G + G_T)L_{\max} + G_k l_k] / h, \quad (4.2)$$

где  $G = Qg$  — вес груза, кН;  $L$  — вылет стрелы, м;  $G_k$  — вес поворотной части крана, кН;  $l_k$  — расстояние от центра тяжести поворотной части крана до оси вращения, м;  $h$  — расстояние между опорами, м;  $G_T$  — вес тележки (тали), кН.

Вертикальная реакция  $F_v$ , Н, равна сумме проекций всех сил на ось колонны, т. е.

$$F_v = G + G_k + G_T. \quad (4.3)$$

Момент сопротивления повороту крана при установившемся движении, Н·м,

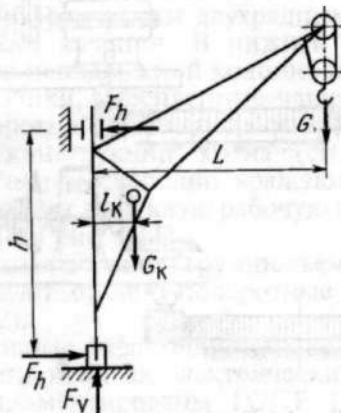


Рис. 4.5. Расчетная схема крана с вращающейся колонной

$$T_c = T_{nh} + T_{vh} + T_{nv}, \quad (4.4)$$

где  $T_{nh}$  и  $T_{vh}$  — моменты сопротивления от силы  $F_h$  соответственно в нижней и верхней опорах, Н·м;  $T_{nv}$  — момент сопротивления в нижней опоре от силы  $F_v$ , Н·м.

Составляющие моменты сопротивления  $T_c$  рассчитывают по формулам

$$T_{nh} = F_h f d_n / 2; \quad (4.5)$$

$$T_{vh} = F_h f d_v / 2; \quad (4.6)$$

$$T_{nv} = F_v f d_v / 2, \quad (4.7)$$

где  $f$  — коэффициент трения: для подшипников скольжения 0,08...0,1, для подшипников качения 0,015...0,03;  $d_n$ ,  $d_h$  и  $d_v$  — диаметры цапфы соответственно нижней опоры, верхней опоры и упорного подшипника, м.

Если в опоре установлен упорный подшипник скольжения, то в формулу (4.7) вместо  $d_v/2$  надо подставить значение приведенного радиуса трения

$$r_{TP} = \frac{1}{3} \left( \frac{d_n^3 + d_o^3}{d_n^2 - d_o^2} \right), \quad (4.8)$$

где  $d_n$  и  $d_o$  — наружный и внутренний диаметры кольцевой пяты, м.

Конструкции опор крана с вращающейся колонной представлены на рисунках 4.6 и 4.7.

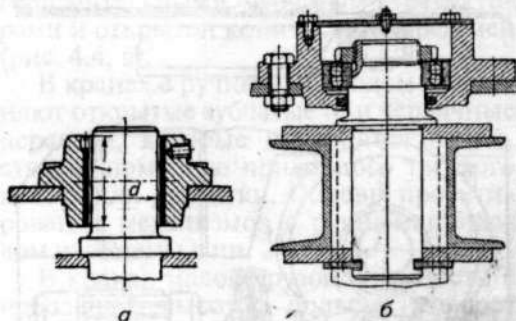


Рис. 4.6. Конструкции верхней опоры поворотной колонны:

*a* — на подшипнике скольжения; *b* — на подшипнике качения

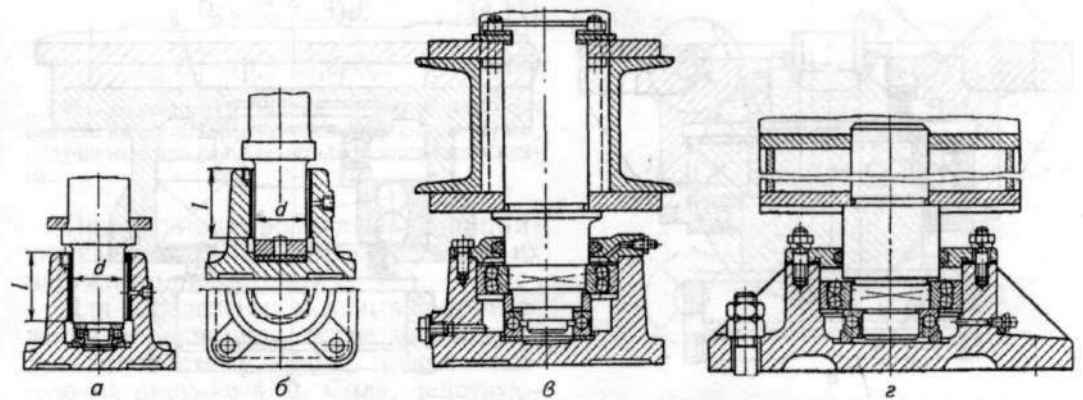


Рис. 4.7. Конструкции нижней опоры поворотной колонны:

*a* — на радиальном подшипнике скольжения и упорном подшипнике качения; *б* — на подшипниках скольжения; *в, г* — на подшипниках качения

Если в опорах установлены подшипники качения, их подбирают по условию

$$F_h(F_v) \leq C_o, \quad (4.9)$$

где  $C_o$  — статическая грузоподъемность подшипника, кН.

Размеры подшипников качения принимают по стандарту, а подшипников скольжения (в том числе длину  $l$  и диаметр  $d$  цапфы) — по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

### 4.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КРАНА НА НЕПОДВИЖНОЙ КОЛОННЕ

В кранах на неподвижной колонне (рис. 4.8) поворотную часть (остов) устанавливают на двух опорах, но в отличие от кранов с вращающейся колонной здесь вертикальную нагрузку воспринимает верхняя опора (рис. 4.9). Эти краны, как правило, имеют противовес, благодаря чему уменьшаются горизонтальные реакции опор и опрокидывающий момент крана (определенные силы тяжести противовеса приведено в главе 5).

Нагрузки  $F_h$  и  $F_v$ , действующие на кран (см. рис. 4.8), определяют по формулам (4.1), (4.2), (4.3). При наличии в конструкции противовеса учитывают его вес и опрокидывающий момент, создаваемый им.

Статический момент сопротивления повороту крана определяют (с небольшой поправкой) по формуле (4.4):

$$T_c = T_{nh} + T_{vh} + T_{vv}. \quad (4.10)$$

Моменты сопротивления в опорах

рассчитывают по формулам (4.5), (4.6) и (4.7) также с соответствующей поправкой.

При большом диаметре нижней части колонны применяют роликовую опору (рис. 4.10). Диаметр ролика, мм (рис. 4.11),

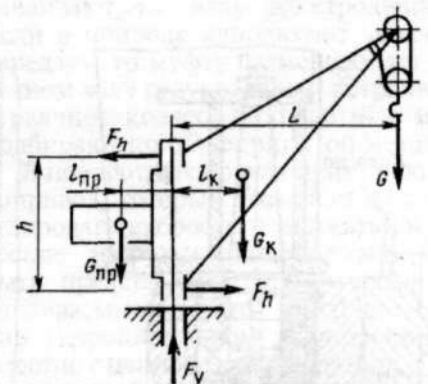
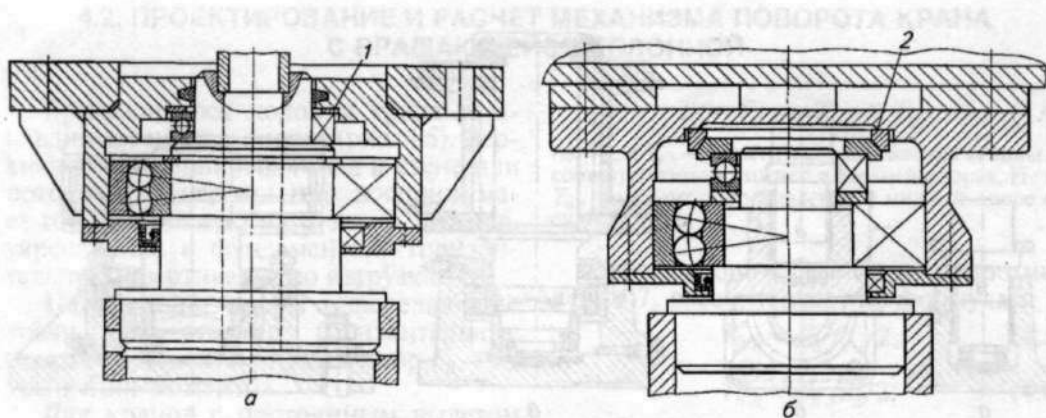
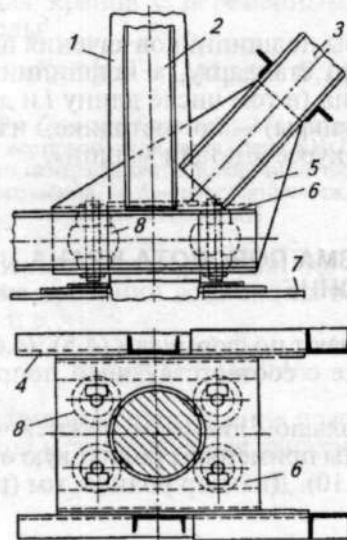


Рис. 4.8. Расчетная схема крана на неподвижной колонне



**Рис. 4.9. Конструкции верхней опоры крана на неподвижной колонне:**

*a* — с упорным подшипником на свинцовом кольце; *б* — с упорным подшипником на сферической шайбе;  
1 — кольцо; 2 — шайба

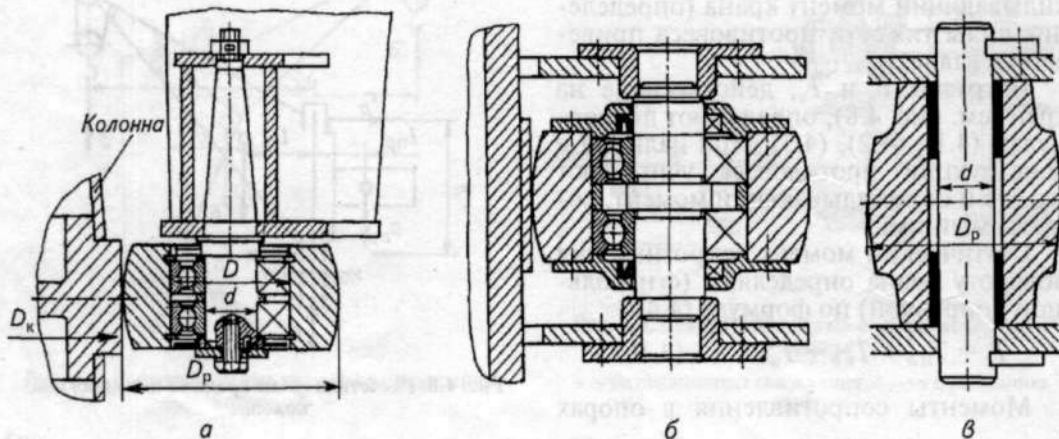


**Рис. 4.10. Нижняя опора крана на неподвижной колонне:**

1 — колонна; 2, 3, 4 — раскосы; 5 — косынка; 6 — корпус для роликов; 7 — фундаментная плита; 8 — ролики

**Рис. 4.11. Установка ролика на оси:**

*a* — закрепленной во вращающейся части крана; *б* — прикрепленной к неподвижной колонне; *в* — с использованием подшипника скольжения



$$D_p \approx (2,5 \dots 3)d; \quad (4.11)$$

$$D_p \approx (0,3 \dots 0,8)D_k, \quad (4.12)$$

где  $d$  — диаметр оси ролика, определяемый при расчете на изгиб, мм;  $D_k$  — диаметр колонны, мм, получаемый при расчете металлоконструкции крана.

При установке ролика на подшипниках качения  $D_p$  принимают с учетом их наружного диаметра  $D$ .

Для определения момента сопротивления в роликовой опоре используют расчетную схему крана, представленную на рисунке 4.12. Сила, действующая на ролик,  $N$ ,

$$N_p = \frac{F_h}{z \cos \alpha}, \quad (4.13)$$

где  $z$  — число роликов, воспринимающих нагрузку (обычно 2);  $\alpha$  — угол между линиями действия реакции опоры  $F_h$  и нагрузки на ролик  $N_p$ ;  $\alpha = 30^\circ$  для опор с двумя несущими роликами, расположенными на поворотной части крана;  $\alpha = 45^\circ$  при установке роликов на неподвижной части крана.

Момент от сил трения относительно оси ролика

$$T_{тр} = 2N_p(\mu + fd/2), \quad (4.14)$$

где  $\mu$  и  $f$  — коэффициенты трения соответственно качения и в опорах ролика, принимаемые по таблицам 1.3 и 1.4.

Момент сопротивления повороту

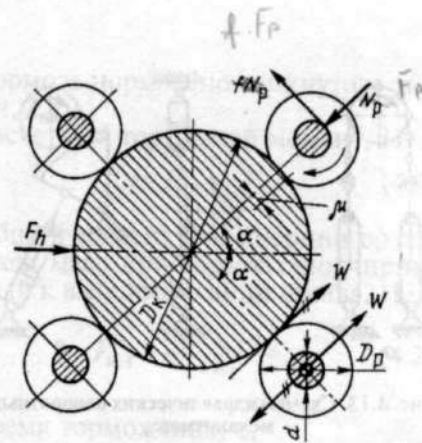


Рис. 4.12. Расчетная схема роликовой опоры крана

роликовой опоры

$$T_{н\dot{h}} = \frac{F_h}{\cos \alpha} (\mu + fd/2) \left( \frac{D_k}{D_p} + 1 \right). \quad (4.15)$$

Для определения этого момента относительно оси колонны находят окружное усилие  $W$ , разделив момент  $T_{тр}$  на плечо  $D_p/2$ , и приводят его к оси ролика. Получают пару сил, которая будет вращать ролик относительно собственной оси, и силу  $W$ , приложенную к оси ролика и создающую момент относительно оси колонны на плече  $0,5(D_p + D_k)$ .

#### 4.4. ПРИВОД МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, ТОРМОЗА, МУФТ

Привод механизмов поворота стационарных кранов обычно состоит из электродвигателя, предохранительной муфты и открытой зубчатой передачи (см. рис. 4.3), тормозной муфты (или шкива), тормоза, редуктора. Электродвигатели переменного тока могут быть горизонтальной или вертикальной компоновки. Вертикальное расположение двигателя позволяет исключить из схемы конические и червячные передачи и получить более компактную конструкцию привода.

Предохранительная муфта защищает механизм от перегрузок при резком пуске и торможении, при задевании стрелы за случайные препятствия. Муфту уста-

навливают на валу электродвигателя. Если в приводе используют червячную передачу, то муфту размещают на тихоходном валу редуктора или встраивают в червячное колесо. Стандартные муфты подбирают по общепринятой методике.

В поворотных кранах применяют гидропривод, который позволяет плавно регулировать скорость и снижать динамические нагрузки. Гидропривод может быть представлен гидромотором, устанавливаемым вместо электродвигателя, или гидроцилиндром, работающим совместно с цепной (канатной) (рис. 4.13, а) или зубчатой передачей (рис. 4.13, б, в).

**Выбор электродвигателя.** В приводах механизмов поворота используют элект-

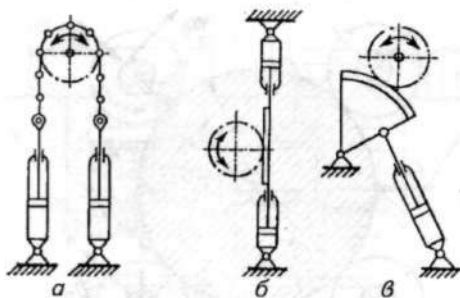


Рис. 4.13. Схемы гидравлических поворотных механизмов:

а — цепного; б — реечного; в — секторного

тродвигатели переменного тока серии 4А небольшой мощности, так как частота вращения крана мала.

Средняя пусковая мощность, кВт, [см. формулу (3.10)]

$$P_{п.ср} = \frac{P_n}{\psi_{п.ср}} = \frac{T_n \omega_k}{\psi_{п.ср} \eta}, \quad (4.16)$$

где  $P_n$  — необходимая пусковая мощность электродвигателя, кВт;  $\psi_{п.ср}$  — кратность среднего пускового момента по отношению к номинальному (см. с. 49);  $T_n$  — момент сопротивления вращению крана при пуске, Н·м;  $\omega_k$  — угловая скорость крана, с<sup>-1</sup>;  $\eta$  — КПД механизма поворота.

Момент сопротивления вращению крана при пуске, Н·м,

$$T_n = T_c + (1,1 \dots 1,3) T_{ин}. \quad (4.17)$$

Момент сил инерции поворотной части крана, Н·м,

$$T_{ин} = \frac{(mD^2)_к n_k}{38 t_{п}}. \quad (4.18)$$

Маховой момент крана с грузом и противовесом, кг·м<sup>2</sup>,

$$(mD^2)_к = 4(QL^2 + m_k l_k^2 + m_{пр} l_{пр}^2), \quad (4.19)$$

где  $Q$  — масса груза (грузоподъемность), кг;  $L$  — вылет стрелы, м;  $m_k = G_k/g$  — масса крана, кг;  $m_{пр} = G_{пр}/g$  — масса противовеса, кг;  $l_{пр}$  — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения крана, м.

Время пуска  $t_{п}$  должно быть не более допустимого значения  $[t_{п}] = 4 \dots 10$  с.

При выборе электродвигателя по каталогу предпочтение следует отдавать

двигателям с небольшой частотой вращения, так как в этом случае уменьшаются передаточное отношение привода, его габаритные размеры и масса.

Выбранный электродвигатель проверяют по условиям пуска.

Условие по времени пуска

$$t_{п} = \frac{(mD^2)_о n_{дв}}{38 T_{ин}} \leq [t_{п}]. \quad (4.20)$$

В этой формуле общий маховой момент всех вращающихся масс крана, приведенный к валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>,

$$(mD^2)_о = 1,2[(mD^2)_р + (mD^2)_т] + \frac{(mD^2)_к}{u^2 \eta}, \quad (4.21)$$

где  $(mD^2)_р$  и  $(mD^2)_т$  — маховые моменты масс соответственно ротора и тормозной муфты, кг·м<sup>2</sup>.

Приведенный к валу двигателя момент сил инерции поворотной части крана, Н·м,

$$T_{ин} = [T_{п}] - T'_c, \quad (4.22)$$

где  $[T_{п}] = T_n \psi_{п.ср}$  — средний пусковой момент двигателя, Н·м.

Приведенный к валу двигателя статический момент сопротивления повороту, Н·м,

$$T'_c = \frac{T_c \omega_k}{\omega_{дв} \eta}. \quad (4.23)$$

Момент сопротивления повороту крана  $T_c$  при установившемся движении определяют по формуле (4.4).

Условие по ускорению

$$a = \omega_k L_{max} / t_{п} \leq [a], \quad (4.24)$$

где  $[a] = 0,1 \dots 0,2$  м/с<sup>2</sup> — допустимое значение ускорения для монтажных кранов;  $[a] = 0,6$  м/с<sup>2</sup> — для перегрузочных кранов.

**Выбор тормозной муфты** осуществляют по рекомендациям, изложенным в п. 2.7. Размеры тормозной муфты (или шкива) уточняют по условиям проверки и размещения тормоза.

**Выбор редуктора**, установленного в приводе на неподвижной части крана или фундаменте, проводят по методике п. 2.7 с учетом разработанной схемы привода.

При установке привода на поворотной платформе шестерня открытой конечной передачи обкатывается по неподвижному колесу, образуя планетарный механизм. В этом случае общее передаточное число механизма поворота

$$u_{п} = n_{дв}/n_{к} = u_{р}(1 + z_2/z_1), \quad (4.25)$$

где  $u_{р}$  — передаточное число редуктора;  $z_1$  и  $z_2$  — числа зубьев колес открытой зубчатой передачи.

Если в приводе установлена муфта предельного момента, ее расчетный момент должен на 15...20% превышать максимальный пусковой момент двигателя, приведенный к валу муфты.

При установке муфты на тихоходном валу редуктора

$$T_{м} = 1,2 T_{тих}. \quad (4.26)$$

В этом случае момент на тихоходном валу, Н·м,

$$T_{тих} = T_{дв \max} u_{р} \eta_{р}. \quad (4.27)$$

**Выбор тормоза.** Согласно правилам Госгортехнадзора в приводах механизмов поворота обязательно устанавлива-

ют тормоза нормально замкнутого типа (см. п. 2.8).

Расчетный тормозной момент, Н·м,

$$T_{т} = T_{и.т} - T_{с.т}. \quad (4.28)$$

Общий момент сил инерции вращающихся масс при торможении, приведенный к валу тормозного шкива, Н·м,

$$T_{и.т} = \frac{(mD^2)_{о.т} n_{дв}}{38t_{т}}. \quad (4.29)$$

Время торможения, с,

$$t_{т} = \frac{60\beta}{\pi n_{к}}, \quad (4.30)$$

где  $\beta$  — угол поворота крана за время торможения, равный  $\pi/12$  для легкого режима работы,  $\pi/9$  для среднего и  $\pi/6$  для тяжелого режима.

Статический момент сопротивления повороту крана при торможении, приведенный к валу тормозного шкива, Н·м,

$$T_{с.т} = T_{с} \eta / u_{п}. \quad (4.31)$$

Условия торможения проверяют по методике, изложенной в п. 2.8.

#### 4.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА

Рассчитать механизм поворота крана на неподвижной колонне (см. рис. 2.29) по следующим исходным данным:

грузоподъемность крана  $Q = 2$  т;

высота подъема  $H_{п.г} = 4$  м;

максимальный вылет стрелы

$L_{\max} = 3,5$  м;

частота вращения крана  $n_{к} = 2$  мин<sup>-1</sup>;

расстояние между опорами

$h = 3,25$  м;

расстояние от колонны до центра тяжести поворотной части крана  $l_{к} = 1,4$  м;

расстояние до центра тяжести противовеса  $l_{пр} = 0,7$  м;

вес (сила тяжести) поворотной части крана  $G_{к} = 14$  кН;

вес противовеса  $G_{пр} = 88$  кН;

вес тележки  $G_{т} = 2$  кН;

диаметр колонны в нижней опоре  $D_{к} = 300$  мм.

Режим работы — средний (ПВ = 25%).

1. Определяем реакции опор (рис.

4.14). Горизонтальные реакции верхней и нижней опор с учетом противовеса [см. формулу (4.2)]

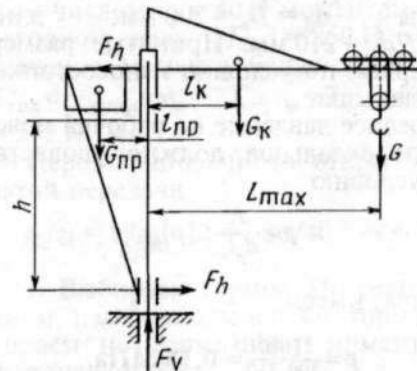


Рис. 4.14. Расчетная схема крана на неподвижной колонне с переменным вылетом стрелы

$$F_h = [(Qg + G_T)L_{\max} + G_K l_K - G_{\text{пр}} l_{\text{пр}}] / h = \\ = [(2 \cdot 9,8 + 2) \cdot 3,5 + 14 \cdot 1,4 - \\ - 88 \cdot 0,7] / 3,25 \approx 11 \text{ кН.}$$

Вертикальная реакция

$$F_v = Qg + G_T + G_K + G_{\text{пр}} = \\ = 2 \cdot 9,8 + 2 + 14 + 88 \approx 124 \text{ кН.}$$

2. Подбираем подшипники для опорно-поворотного устройства. В соответствии с расчетной схемой и конструкцией верхней опоры, изображенной на рисунке 4.9, а, для восприятия вертикальной нагрузки по нормативам выбираем упорный подшипник. По условию (4.9) подходит подшипник 8212, для которого  $C_o = 150 \text{ кН}$ . Основные размеры подшипника:  $d = 60 \text{ мм}$ ;  $D = 95 \text{ мм}$ ;  $H = 26 \text{ мм}$ .

Для восприятия горизонтальной нагрузки в верхней опоре выбираем радиальный двухрядный шариковый подшипник. С учетом конструкции колонны диаметр посадочного отверстия радиального подшипника  $d$  должен быть больше диаметра упорного подшипника. Принимаем  $d_b = 100 \text{ мм}$ . Это соответствует подшипнику 1220, у которого  $C_o = 37 \text{ кН}$ , что больше  $F_h = 11 \text{ кН}$ . Основные размеры подшипника:  $d_b = 100 \text{ мм}$ ,  $D = 180 \text{ мм}$ ;  $B = 34 \text{ мм}$ .

Для нижней опоры экономически невыгодно использовать подшипники качения, диаметр посадочного отверстия которых  $d = D_k = 300 \text{ мм}$ . Поэтому в нижней опоре устанавливаем подшипник скольжения. Предварительно назначаем размеры вкладыша: диаметр цапфы  $d_{\text{ц}} = D_k = 300 \text{ мм}$ , длина  $l_{\text{ц}} = 0,7d_{\text{ц}} = 210 \text{ мм}$ . Принятые размеры проверяем по условию износостойкости вкладыша.

Среднее давление на рабочей поверхности вкладыша должно удовлетворять условию

$$p = \frac{F_h}{d_{\text{ц}} l_{\text{ц}}} \leq [p].$$

Итак, имеем

$$p = \frac{11 \cdot 10^3}{300 \cdot 210} \approx 0,18 \text{ МПа.}$$

С учетом полученного значения среднего давления вкладыш можно из-

готовить из чугуна СЧ15, для которого  $[p] = 1 \dots 4 \text{ МПа}$ .

3. Определяем статический момент сопротивления повороту крана [см. формулу (4.10)]

$$T_c = T_{\text{нн}} + T_{\text{вн}} + T_{\text{вв}} = F_h f_c d_{\text{ц}} / 2 + \\ + F_h f d_b / 2 + F_v f d / 2 = \\ = 11 \cdot 0,1 \cdot 0,3 / 2 + 11 \cdot 0,015 \cdot 0,1 / 2 + \\ + 124 \cdot 0,015 \cdot 0,06 / 2 = \\ = 0,229 \text{ кН} \cdot \text{м} = 229 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $f_c = 0,1$  — коэффициент трения скольжения;  $f = 0,015$  — коэффициент трения качения.

4. Определяем расчетную мощность двигателя для привода механизма поворота. С учетом инерционных нагрузок при пуске [см. формулу (4.16)]

$$P_{\text{п.ср}} = \frac{T_{\text{и}} \omega_{\text{к}}}{\psi_{\text{п.ср}} \eta}.$$

Угловая скорость крана  $\omega_{\text{к}} = \pi n_{\text{к}} / 30 = 3,14 \cdot 2 / 30 = 0,21 \text{ с}^{-1}$ . Средний коэффициент пусковой перегрузки  $\psi_{\text{п.ср}} \approx 1,5$ . КПД привода механизма поворота  $\eta \approx 0,75$ .

Момент инерции поворотной части крана с грузом [см. формулу (4.18)]

$$T_{\text{и}} = \frac{(mD^2)_{\text{к}} n_{\text{к}}}{38t_{\text{и}}} = \frac{136800 \cdot 2}{38 \cdot 2,45} \approx 2939 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный к оси вращения крана суммарный маховой момент вращающихся масс крана с грузом [см. формулу (4.19)]

$$(mD^2)_{\text{к}} = 4[(Q + m_T)L^2 + m_{\text{к}} l_{\text{к}}^2 + \\ + m_{\text{пр}} l_{\text{пр}}^2] = 4[(Q + G_T / g)L^2 + \\ + G_{\text{к}} l_{\text{к}}^2 / g + G_{\text{пр}} l_{\text{пр}}^2 / g] \approx \\ \approx 4[(2 \cdot 10^3 + 2 \cdot 10^3 / 9,8) \cdot 3,5^2 + \\ + 14 \cdot 10^3 \cdot 1,4^2 / 9,8 + \\ + 88 \cdot 10^3 \cdot 0,7^2 / 9,8] = 136800 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Задаем ускорение при пуске  $a = 0,3 \text{ м/с}^2$  (см. п. 4.4). Тогда время пуска

$$t_{\text{и}} = \omega_{\text{к}} L_{\text{max}} / a = 0,21 \cdot 3,5 / 0,3 = 2,45 \text{ с.}$$

Момент сопротивления при пуске [см. формулу (4.17)]

$$T_{\Pi} = T_c + (1,1 \dots 1,3) T_H = \\ = 229 + 1,2 \cdot 2939 = 3756 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчетная мощность двигателя при пуске

$$P_{\text{п.ср}} = \frac{T_{\Pi} \omega_{\kappa}}{\psi_{\text{п.ср}} \eta} = \frac{3756 \cdot 0,21}{1,5 \cdot 0,75} = 698 \text{ Вт} = \\ = 0,7 \text{ кВт}.$$

По каталогу (см. табл. 27 приложения) выбираем ближайший по мощности асинхронный электродвигатель с повышенным скольжением 4АС90ЛА8УЗ с параметрами: мощность  $P_{\text{дв}} = 0,9 \text{ кВт}$ ; частота вращения вала  $n_{\text{дв}} = 660 \text{ мин}^{-1}$ ; маховой момент ротора  $(mD^2)_p = 0,027 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $T_{\text{max}}/T_H = 2$ . Диаметр вала  $d = 24 \text{ мм}$  (см. табл. 28 приложения).

Номинальный момент на валу двигателя

$$T_H = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{0,9 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 660} = 13 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Проверяем двигатель по условиям пуска. Время пуска [см. формулу (4.20)]

$$t_{\Pi} = \frac{(mD^2)_o n_{\text{дв}}}{38 T_H} \leq [t_{\Pi}].$$

Общий маховой момент рассчитываем по формуле (4.21). Маховой момент тормозной муфты определяем при ее выборе. По таблице 56 приложения принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом, у которой диаметр посадочного отверстия  $d'_m = 22 \dots 28 \text{ мм}$ . Предельный момент муфты  $[T_T] = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , что намного больше величины  $1,2 T_H = 15,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Момент инерции муфты  $I_M = 0,053 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $(mD^2)_T = 4 I_M = 4 \cdot 0,053 = 0,212 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Общее передаточное число привода  $u = n_{\text{дв}}/n_{\kappa} = 660/2 = 330$ .

Следовательно, общий маховой момент

$$(mD^2)_o = 1,2 \cdot (0,027 + 0,212) + \\ + \frac{136800}{330^2 \cdot 0,75} = 1,96 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

По формулам (4.22) и (4.23)

$$T_{\Pi} = [T_{\Pi}] - T'_c = 19,5 - 0,93 = 18,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T'_c = \frac{T_c \omega_{\kappa}}{\omega_{\text{дв}} \eta} = \frac{229 \cdot 0,21}{69 \cdot 0,75} = 0,93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для рассматриваемого случая

$$\omega_{\text{дв}} = \pi n_{\text{дв}}/30 = 3,14 \cdot 660/30 = 69 \text{ с}^{-1};$$

$$[T_{\Pi}] = T_H \psi_{\text{п.ср}} = 13 \cdot 1,5 = 19,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$t_{\Pi} = \frac{(mD^2)_o n_{\text{дв}}}{38 T_{\Pi}} = \frac{1,96 \cdot 660}{38 \cdot 18,6} = 1,83.$$

Ускорение рассчитываем по формуле (4.24):

$$a = \omega_{\kappa} L_{\text{max}}/t_{\Pi} = 0,21 \cdot 3,5/1,83 = 0,4 \text{ м/с}^2.$$

Поскольку расчетные значения времени пуска и ускорения существенно меньше допустимых, то двигатель выбран верно.

6. Выбираем редуктор. Общее передаточное число привода, установленное на поворотной платформе, [см. формулу (4.25)]

$$u = n_{\text{дв}}/n_{\kappa} = u_p (1 + z_2/z_1),$$

откуда передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{u}{1 + z_2/z_1}.$$

Предварительно назначаем передаточное число открытой зубчатой передачи  $z_2/z_1 = 8$ , тогда  $u_p = 330/(1 + 8) = 36,7$ .

По каталогу (см. табл. 44 приложения) в соответствии с кинематической схемой привода (см. рис. 2.29) выбираем червячный редуктор Ч-125 с передаточным числом  $u_p = 40$  и моментом на тихоходном валу  $[T_{\text{тих}}] = 850 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Это значение момента больше расчетного  $T'_{\text{тих}} = T_{\text{дв,max}} u_p \eta_p = 2 T_H u_p \eta_p = 2 \cdot 13 \cdot 40 \cdot 0,72 = 749 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Передаточное число открытой зубчатой передачи

$$z_2/z_1 = u/u_p - 1 = 330/40 - 1 = 7,25$$

7. Выбираем тормоз. По рекомендациям, изложенным в п.4.4, тормоз подбираем по тормозному моменту [см. формулу (4.28)]

$$T_T = T_{\text{н.т}} - T_{\text{с.т}} = 6,4 - 0,52 = \\ = 5,88 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необходимые для этого выражения величины рассчитываем по формулам (4.29)...(4.31):

$$T_{и.т} = \frac{(mD^2)_{о.т} n_{дв}}{38t_r} = \frac{1,23 \cdot 660}{38 \cdot 3,33} = 6,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$(mD^2)_{о.т} = 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_r] + (mD^2)_к \eta / u^2 = 1,2(0,027 + 0,212) + 136 \cdot 800 \cdot 0,75 / 330^2 = 1,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$t_r = \frac{60\beta}{\pi n_k} = \frac{60\pi}{9\pi \cdot 2} = 3,33 \text{ с};$$

$$T_{с.т} = \frac{T_c}{u_{и}} \eta = \frac{229}{330} \cdot 0,75 = 0,52 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По каталогу (см. табл. 58 и 62 приложения) выбираем колодочный тормоз ТКТ-100 с тормозным моментом  $[T_T] =$

$= 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Проверку по условиям торможения проводим по общепринятой методике (см. п. 2.8).

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каковы особенности конструкций опорно-поворотных частей кранов с вращающейся и неподвижной колоннами? 2. Как определить реакции опор поворотных кранов? 3. Чему равен момент сопротивления повороту крана в установившемся режиме? 4. В каких случаях в кранах используют роликовую опору? Как определить момент сопротивления повороту в такой опоре? 5. По какой мощности подбирают электродвигатель для механизма поворота? 6. Какие тормоза используют в механизмах поворота? Как определить расчетный тормозной момент? 7. Как определить передаточное отношение привода, установленного на поворотной платформе и вращающегося вокруг неподвижной колонны? 8. Как выбрать положение предохранительной муфты в приводе и определить ее предельный момент?

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

### 5.1. МАТЕРИАЛЫ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Металлоконструкция грузоподъемных машин (ГПМ) представляет собой несущий остов, на котором монтируются все механизмы. Это наиболее металлоемкая часть ГПМ, от которой зависят долговечность и надежность работы всех механизмов. При расчете и конструировании металлоконструкции необходимо стремиться к использованию распространенных марок сталей, снижению металлоемкости, повышению надежности и долговечности, улучшению условий эксплуатации и ремонта. Металлоконструкции кранов должны быть высокотехнологичны, экономичны в изготовлении и транспортабельны.

Все металлоконструкции, как и краны, бывают пролетного и консольного типов. К основным элементам металлоконструкций кранов относятся балки, фермы, колонны, стрелы, подкосы, стержни, опоры.

Для изготовления металлоконструкций широко используют прокат из малоуглеродистых и низколегированных сталей в виде листов, широких полос, уголков, швеллеров, двутавров, прутков, квадратов, фасонного проката, труб круглого и прямоугольного профилей и др. (табл. 70...76 приложения). В большинстве случаев используют горячекатаный прокат из сталей обыкновенного качества, качественных и легированных.

При выборе марки стали для изготовления металлоконструкций кранов руководствуются режимом работы,

температурой эксплуатации, экономической целесообразностью. Так, для ручного, легкого и среднего режимов работы при температуре эксплуатации не ниже  $-30^{\circ}\text{C}$  рекомендуется сталь ВМСтЗкп (по ГОСТ 380-94\*). Для тяжелого и весьма тяжелого режимов работы при тех же температурных условиях металлоконструкции изготавливают из сталей ВМСтЗсп и 20 (по ГОСТ 1050-88\*). С целью уменьшения массы кранов, а также при низких температурах эксплуатации ( $-40...-60^{\circ}\text{C}$ ) применяют низколегированные стали 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД, 10ХСНД и т.п. (по ГОСТ 19281-89\*). Эти стали имеют более высокую коррозионную стойкость и примерно в 1,5 раза более высокое значение предела текучести, чем сталь Ст3. Следует иметь в виду, что низколегированные стали более чувствительны к концентрации напряжений. Их применение оправдано, если достигается снижение массы не менее 10 % по сравнению с конструкциями из стали Ст3.

В целях унификации все стали, применяемые в металлоконструкциях, делят на семь классов по гарантированным механическим свойствам. В числителе и знаменателе соответственно указывают гарантированные значения временного сопротивления и предела текучести. Например, к классу С38/23 относят сталь обыкновенной прочности, к С44/29, С46/33 и С52/40 — повышенной прочности, к классам С60/45, С70/60 и С85/75 — высокой прочности.

### 5.2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

Постоянная нагрузка на элементы металлоконструкций обусловлена силами тяжести поднимаемого груза, тележ-

ки, противовеса, элементов самой металлоконструкции, а также натяжением канатов.

При неустановившихся режимах работы крана имеют место дополнительные динамические нагрузки. Инерционные нагрузки возникают в режимах пуска и торможения при подъеме и опускании груза, перекачивании тележки крана, передвижении и повороте самого крана. В некоторых случаях необходим учет ветровой нагрузки.

Расчетную нагрузку,  $H$ , действующую на металлоконструкцию при пуске или торможении механизма подъема, определяют с учетом коэффициента динамичности по формуле

$$F_p = \psi_d g Q = \psi_d G, \quad (5.1)$$

где  $\psi_d$  — коэффициент динамичности;  $g$  — ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;  $Q$  — масса поднимаемого груза, соответствующая номинальной грузоподъемности крана, кг;  $G$  — сила тяжести (вес) поднимаемого груза, Н.

Коэффициент динамичности определяют с учетом неблагоприятного стечения обстоятельств, к которому относится подъем свободно лежащего груза «с подхватом». В этом случае пуск двигателя осуществляется вхолостую, так как вначале натягиваются стропы и канат, а затем грузу в короткий отрезок времени сообщается расчетная (заданная) скорость подъема.

Коэффициент динамичности  $\psi_d$  принимают в зависимости от режима работы механизма подъема:

Режим работы	Легкий	Средний	Тяжелый
$\psi_d$	1,2	1,3	1,4

Инерционные нагрузки при поступательном движении определяют согласно второму закону Ньютона:

$$F_n = ma; \quad (5.2)$$

при вращательном движении

$$T_n = I\epsilon, \quad (5.3)$$

где  $F_n$  — сила инерции, Н;  $m$  — движущаяся масса, кг;  $a$  — ускорение (замедление) при разгоне (торможении),  $m/c^2$ ;  $T_n$  — момент сил инерции, Н · м;  $I$  — момент инерции вращающихся масс,  $kg \cdot m^2$ ;  $\epsilon$  — угловое ускорение,  $c^{-2}$ .

Для кранов, работающих на открытых площадках, необходимо учитывать ветровую нагрузку  $W_B$  [см. формулу (1.19)].

В зависимости от режима работы крана проверочный расчет металлоконструкции проводят на статическую прочность или выносливость. Для легкого, среднего и отдельных случаев тяжелого режимов работы расчет выполняют на статическую прочность при неблагоприятном сочетании наибольших нагрузок. Расчет на выносливость по эквивалентным нагрузкам проводят для кранов при тяжелом и весьма тяжелом режимах работы. При этом кран должен совершать не менее восьми подъемов груза в час, а коэффициент использования по грузоподъемности должен быть не менее 0,8.

В инженерной практике наиболее широко применяют метод расчета на статическую прочность по наибольшим нагрузкам. Расчет металлоконструкции проводят с учетом режима работы механизма подъема.

Элементы металлоконструкций рассчитывают на растяжение, сжатие и изгиб. Значения допустимых напряжений зависят от марки стали, режима работы и вида деформаций. Так, для стали Ст3 при режимах работы Л и С допустимые напряжения растяжения и изгиба  $[\sigma] = 160 \dots 170$  МПа, для режимов Т и ВТ  $[\sigma] = 140$  МПа.

При расчете сжатых стержней допустимые напряжения

$$[\sigma_{сж}] = \phi[\sigma], \quad (5.4)$$

где  $\phi$  — коэффициент понижения допустимых напряжений для сжатых стержней, зависящий от их гибкости  $\lambda$ .

### 5.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ПРОЛЕТНОГО ТИПА

К металлоконструкциям пролетного типа относятся конструкции мостовых кранов, кран-балок и козловых кранов. На предприятиях сельскохозяйственного назначения наиболее распростра-

нены кран-балки. Их основной несущий элемент — продольная балка, как правило, имеет сплошное сечение стандартного профиля или выполнена в виде сварного соединения (рис. 5.1).

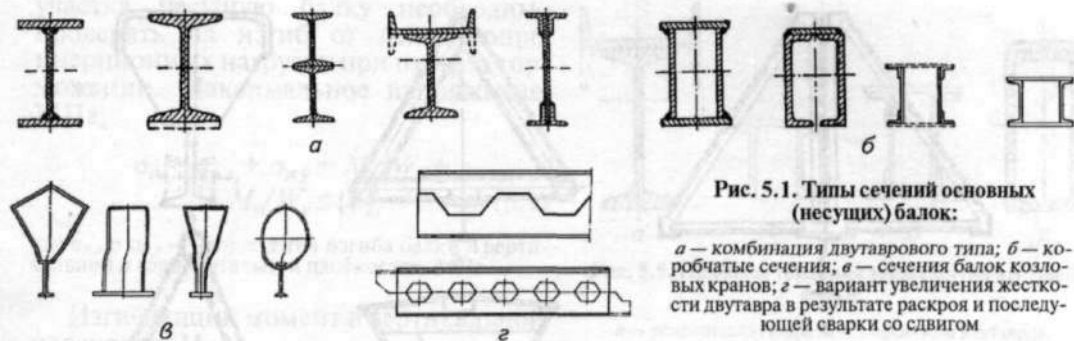


Рис. 5.1. Типы сечений основных (несущих) балок:

*a* — комбинация двутаврового типа; *б* — коробчатые сечения; *в* — сечения балок козловых кранов; *з* — вариант увеличения жесткости двутавра в результате раскраса и последующей сварки со сдвигом

Конструктивное исполнение основных элементов двухбалочных мостов показано на рисунке 5.2.

Металлоконструкции козловых кранов (рис. 5.3) имеют решетчатое исполнение из труб или фасонного проката.

При работе кран-балки металлоконструкции пролетного типа испытывают деформации изгиба в вертикальной плоскости от веса груза и собственного веса, в горизонтальной плоскости — от сил инерции при трогании и торможении крана с грузом. В этих случаях проектировочный расчет сводится к определению момента сопротивления сечения балки относительно соответствующих осей. Условие прочности при изгибе в вертикальной плоскости имеет вид

$$\sigma_{\text{н}} \leq [\sigma]. \quad (5.5)$$

Максимальный изгибающий момент определяют в середине пролета с учетом коэффициента динамичности нагрузки  $\psi_{\text{д}}$  при подъеме «с подхватом», а также с учетом сил тяжести тележки  $G_{\text{т}}$  и несущей балки моста  $G_{\text{м}}$ :

$$M = (\psi_{\text{д}} G + G_{\text{т}})L/4 + G_{\text{м}}L/8. \quad (5.6)$$

В предварительных расчетах силу тяжести тележки  $G_{\text{т}}$  с расположенными на ней механизмами вычисляют по формуле (1.6).

Сила тяжести моста

$$G_{\text{м}} = gqL, \quad (5.7)$$

где  $q$  — масса 1 м длины несущей балки, кг/м;  $L$  — пролет моста, м.

Момент сопротивления балки

моста в среднем сечении пролета

$$W_x = \frac{M}{\psi_{\sigma}[\sigma]}, \quad (5.8)$$

где  $\psi_{\sigma}$  — коэффициент снижения допустимых напряжений для балок, не имеющих вспомогательных элементов, обеспечивающих устойчивость в горизонтальной плоскости.

Величину  $\psi_{\sigma}$  выбирают в зависимости от длины свободного участка  $l$  (рис. 5.4, б):

$l, \text{ м}$	3	4	5	6	7	8	9	$\geq 10$
$\psi_{\sigma}$	0,91	0,89	0,82	0,71	0,64	0,54	0,48	0,44

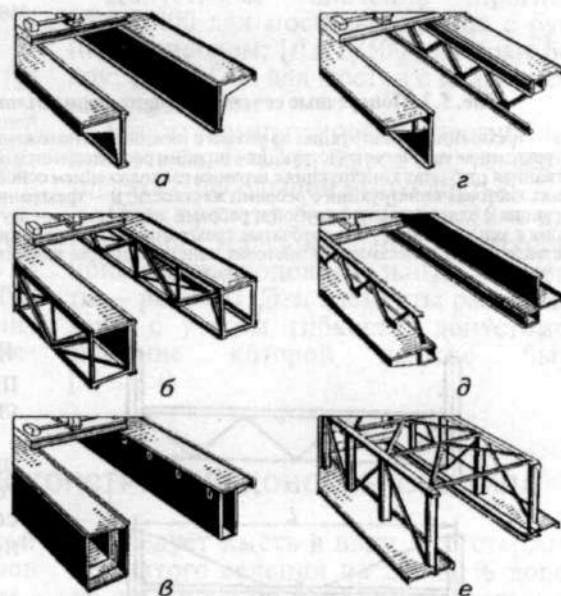


Рис. 5.2. Примеры металлоконструкций двухбалочных мостов:

*a* — угловая сплошностенная; *б* — коробчатая ферменная с основной листовой или ферменной стенкой; *в* — с несимметричными коробчатыми балками; *г, д* — с балками, усиленными коробками; *е* — с открытой пространственной фермой

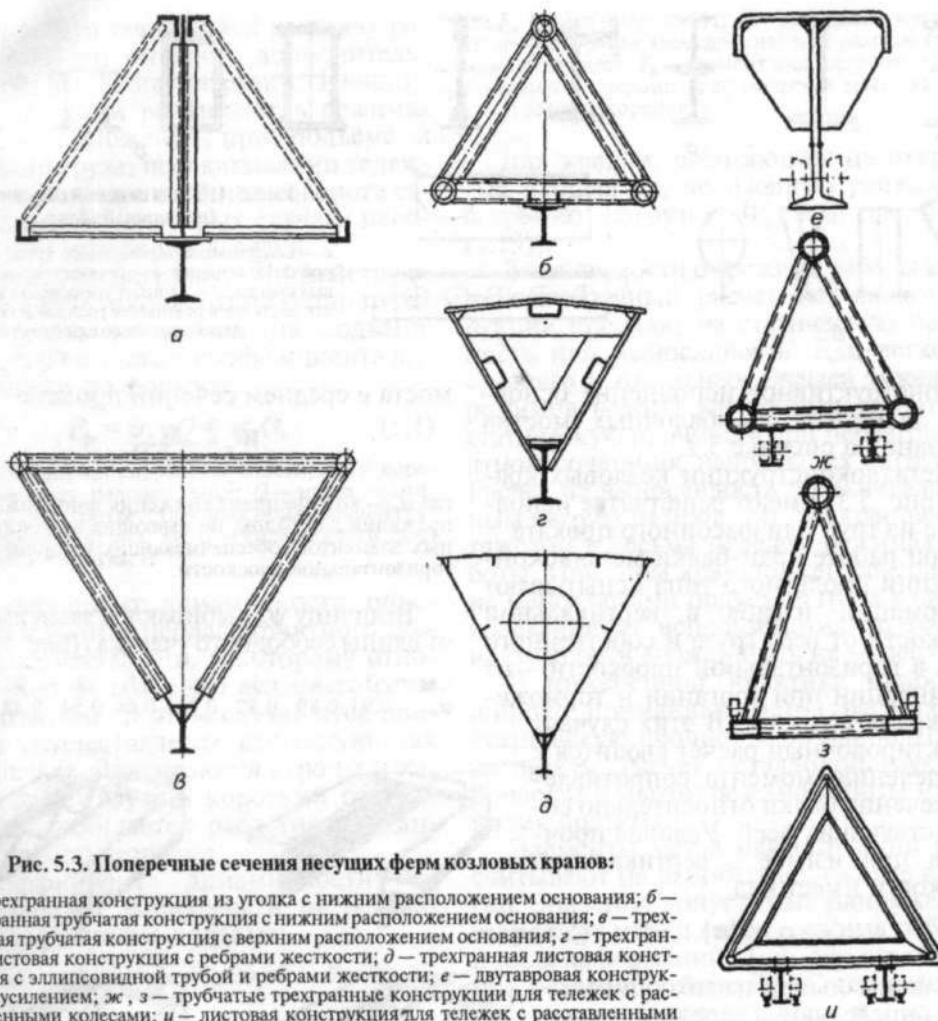


Рис. 5.3. Поперечные сечения несущих ферм козловых кранов:

*a* — трехгранная конструкция из уголка с нижним расположением основания; *б* — трехгранная трубчатая конструкция с нижним расположением основания; *в* — трехгранная трубчатая конструкция с верхним расположением основания; *г* — трехгранная листовая конструкция с ребрами жесткости; *д* — трехгранная листовая конструкция с эллипсовидной трубой и ребрами жесткости; *е* — двутавровая конструкция с усилением; *ж*, *з* — трубчатые трехгранные конструкции для тележек с расставленными колесами; *и* — листовая конструкция для тележек с расставленными колесами

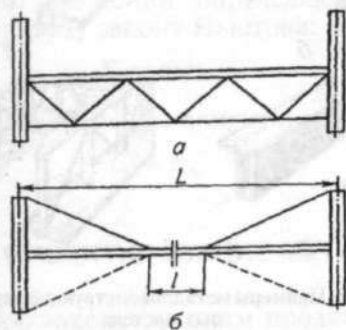


Рис. 5.4. Металлоконструкция балки с элементами горизонтальной жесткости:

*a* — за счет фермы; *б* — за счет раскосов

По моменту сопротивления сечения  $W_x$  выбирают номер профиля балки, как правило, двутавр, или проектируют сварную балку.

При значительных пролетах несущую балку усиливают дополнительным горизонтальным листом или швеллером со стороны зоны сжатия (рис. 5.5) с целью увеличения жесткости.

Высота сплошных одностенных балок  $h = (1/14...1/17)L$ , а балок коробчатого сечения  $h = (1/15...1/20)L$ . Ширина балки  $B = (1/2...1/3)h$ . В то же время должно выполняться условие:  $B \geq (1/40...1/50)L$ .

При механическом приводе передвижения и большой длине свободного

участка несущую балку необходимо проверять на изгиб от действующих инерционных нагрузок при пуске и торможении. Максимальное напряжение, МПа,

$$\sigma_{из} = \sigma_{изх} + \sigma_{изу} = M_x/W_x + M_y/W_y \leq [\sigma], \quad (5.9)$$

где  $\sigma_{изх}$  и  $\sigma_{изу}$  — напряжения изгиба балки в вертикальной и горизонтальной плоскостях, МПа.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости, Н·м,

$$M_x = (G + G_T)L/4 + G_M L/8. \quad (5.10)$$

Коэффициент динамичности  $\psi_d$  от подъема груза «с подхватом» в этом случае не учитывают, так как груз уже поднят и изгиб рассматривается при торможении моста.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости, Н·м, от сил инерции всех движущихся масс при торможении (пуске)

$$M_y = F_{из} L/4. \quad (5.11)$$

В данном случае сила инерции движущихся масс, Н,

$$F_{из} = (Q + m_m + m_T)v_{кр}/t_{(п)}, \quad (5.12)$$

где  $Q = m$  — масса груза, кг;  $m_m$  — масса несущей балки моста, кг;  $m_T$  — масса тележки, кг;  $v_{кр}$  — скорость движения кран-балки, м/с;  $t_{(п)}$  — время торможения (пуска), с.

Независимо от прочности несущую балку следует проверять на жесткость во избежание сильных вибраций и колебаний во время работы. Жесткость оценивают по прогибу, мм, в середине пролета при номинальной нагрузке

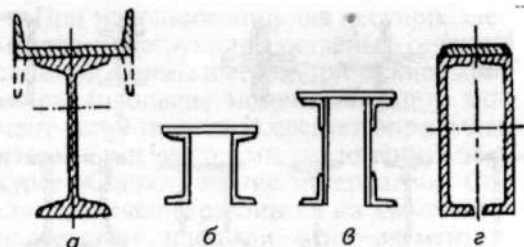


Рис. 5.5. Примеры усиления зоны сжатия несущей балки:

*a* — усиление двутавра швеллером или двутавром меньшего номера; *б*, *в*, *г* — варианты усиления сдвоенного швеллера полосой

$$f = \frac{M_x L^2}{10 E I_x} \leq [f], \quad (5.13)$$

где  $E$  — модуль упругости материала балки: для стали  $E = (2,1 \dots 2,15) \cdot 10^5$  МПа;  $I_x$  — момент инерции сечения, мм<sup>4</sup>;  $M_x$  — в Н·мм;  $L$  — в мм.

Изгибающий момент  $M_x$  определяют только от сил тяжести груза и тележки:

$$M_x = (G + G_T)L/4. \quad (5.14)$$

Допустимые значения прогиба:  $[f] \leq L/400$  для мостовых кранов с ручным приводом;  $[f] \leq L/500$  для кран-балок;  $[f] \leq L/700$  для мостов с механическим приводом.

Чтобы компенсировать прогиб при пролете более 17 м, балки следует изготавливать с небольшой выпуклостью.

При пролете балок более 10 м для усиления горизонтальной жесткости применяют дополнительные элементы — раскосы. Эти элементы рассчитывают с учетом гибкости, допустимое значение которой должно быть  $[\lambda] \leq 250$ .

#### 5.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ КОНСОЛЬНОГО ТИПА

Для обеспечения пространственной жесткости остовы поворотных кранов обычно выполняют из двух параллельных ферм, соединенных между собой, где это возможно, планками. Чаще всего сечение стержней ферм представляет собой спаренные профили стандартного сортамента или одиночные трубчатые профили (рис. 5.6).

Следует иметь в виду, что стержни трубчатого сечения на 20...30 % дороже обычного проката, но значительно легче. Замена обычного сортамента трубами целесообразна, если снижение массы металлоконструкции составляет более 8 %. При использовании трубчатой металлоконструкции снижается ветровая нагрузка на

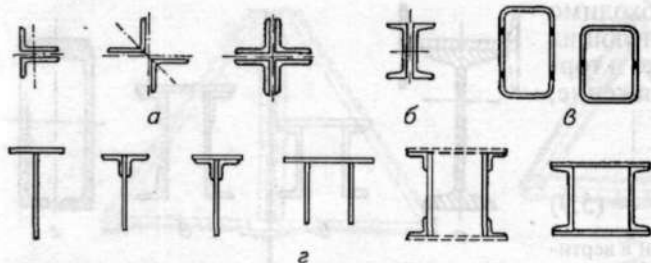


Рис. 5.6. Типы сечений стержней металлоконструкций стреловых кранов:

*a* — комбинации из уголков; *б* — двойной швеллер; *в* — трубы прямоугольного сечения; *г* — сочетание уголка, полосы, швеллера

кран, однако стыковка труб круглого профиля более трудоемка.

Металлоконструкции консольного типа рассчитывают на статическую прочность с помощью методов строительной механики. При этом используют принцип независимости действия сил. Расчет усилий в элементах металлоконструкций проводят, как для пространственных систем. Однако в инженерной практике для кранов консольного типа небольшой грузоподъемности применяют упрощенный метод расчета. В этом случае пространственную металлоконструкцию расчленяют на отдельные плоские системы и каждую из них рассматривают под действием сил, возникающих в соответствующих плоскостях.

Консольные краны могут быть постоянными или переменного вылета. Нагрузки на элементы металлоконструкции определяют, как правило, при максимальном вылете стрелы. При этом детали металлоконструкции могут испытывать деформации растяжения, сжатия и изгиба.

В процессе проектирования сначала подбирают профиль проката нужного сечения, а затем рассчитывают элементы металлоконструкции на прочность. Обычно расчет выполняют по сжатому, наиболее нагруженному стержню, исходя из условия устойчивости.

Гибкость (устойчивость) стержня, зависящую от многих факторов, опре-

деляют по следующей формуле:

$$\lambda = \frac{\mu l}{r_{\min}} \leq [\lambda], \quad (5.15)$$

где  $\mu$  — коэффициент, учитывающий способ заделки стержня (рис. 5.7);  $l$  — расчетная длина сжатого участка стержня, мм;  $r_{\min}$  — минимальный радиус инерции сечения стержня, мм;  $[\lambda]$  — допустимая гибкость, обычно  $[\lambda] = 120$ .

В общем случае минимальный радиус инерции

$$r_{\min} = \sqrt{I_{\min} / A}, \quad (5.16)$$

где  $I_{\min}$  — минимальный момент инерции сечения стержня, мм<sup>4</sup>;  $A$  — площадь сечения стержня, мм<sup>2</sup>.

Коэффициент  $\phi$  понижения допустимых напряжений при сжатии можно принимать по таблице 5.1.

5.1. Значения коэффициента  $\phi$  при сжатии стержней различной гибкости

Гибкость стержня $\lambda$	Предел текучести стали $\sigma_s$ , МПа			
	240	280	320	440
10	0,987	0,985	0,984	0,981
20	0,962	0,959	0,955	0,946
40	0,894	0,883	0,873	0,846
60	0,805	0,785	0,766	0,696
80	0,686	0,641	0,602	0,501
100	0,542	0,493	0,448	0,335
120	0,419	0,366	0,321	0,237
140	0,315	0,272	0,240	0,178
160	0,244	0,212	0,187	0,139
180	0,196	0,170	0,150	0,112
200	0,161	0,140	0,124	0,093
220	0,135	0,118	0,104	0,077

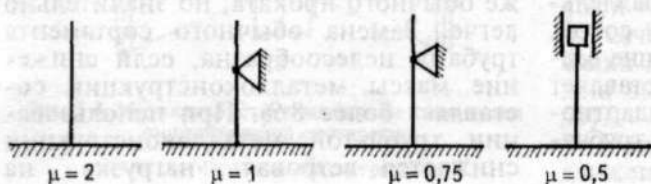


Рис. 5.7. Способы заделки стержней

При проектировочном расчете сжатого элемента металлоконструкции следует задать допустимое значение гибкости  $[\lambda]$ , по компоновке металлоконструкции определить длину  $l$  элемента (стержня) и по формуле (5.16) вычислить требуемый минимальный радиус инерции его сечения. По нему выбирают из сортамента соответствующий номер профиля. При этом необходимо помнить, что минимальный радиус инерции сечения из спаренных профилей может оказаться максимальным для одного профиля.

Для выбранного сечения уточняют значения  $r_{\min}$ , продольной гибкости  $\lambda$ , коэффициента  $\varphi$  и площади поперечного сечения. Затем проверяют данный стержень на прочность по формуле

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{сж}}}{A} \leq \varphi[\sigma]. \quad (5.17)$$

В случае большой недогрузки или перегрузки необходимо скорректировать сечение стержня, изменить номер профиля и повторить расчет.

Для улучшения устойчивости стержня за счет применения дополнительных стержней уменьшают длину свободного участка и тем самым гибкость  $\lambda$ , увеличивая коэффициент  $\varphi$ .

Для растянутых стержней допустимое значение гибкости должно быть  $[\lambda] \leq 150$  во избежание появления вибрации и колебаний. При несимметричных сечениях сжатых и растянутых стержней допустимые значения гибкости рекомендуется уменьшать на 30 %.

Стержни, испытывающие деформации изгиба, проверяют на прочность по формуле

$$\sigma = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma], \quad (5.18)$$

где  $M$  — изгибающий момент, Н · мм;  $W_x$  — момент сопротивления сечения, мм<sup>3</sup>.

Если стержень испытывает одновременно изгиб и сжатие, то при проверке прочности учитывают гибкость

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_{\text{сж}}}{A\varphi} \leq [\sigma]. \quad (5.19)$$

Необходимые данные по характеристике рассчитываемого сечения стандартного профиля приведены в таблицах сортамента.

При использовании для несущих элементов конструкции составных сечений сложной формы их геометрические параметры (площадь, момент инерции, момент сопротивления) следует определять известными методами, изложенными в курсе «Сопротивление материалов». Составное сечение разбивают на элементы и определяют площади этих элементов, моменты инерции, координаты главных осей. Момент сопротивления общего сечения вычисляют по формуле

$$W_x = I_x / Y_{\max}, \quad (5.20)$$

где  $I_x$  — момент инерции общего сечения относительно главной оси  $X$ ;  $Y_{\max}$  — максимальное удаление точки сечения от главной оси  $X$ .

В зависимости от типа крана и вида нагружения расчет стрелы ведут различными способами.

На рисунке 5.8 представлена схема стрелового крана на поворотной колонне с тележкой для изменения вылета стрелы. Стержень  $1$  в консольной части испытывает изгиб, а на участке  $AC$  — изгиб и сжатие. Для этого участка стержня условие прочности имеет вид

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_1}{A\varphi} \leq [\sigma]. \quad (5.21)$$

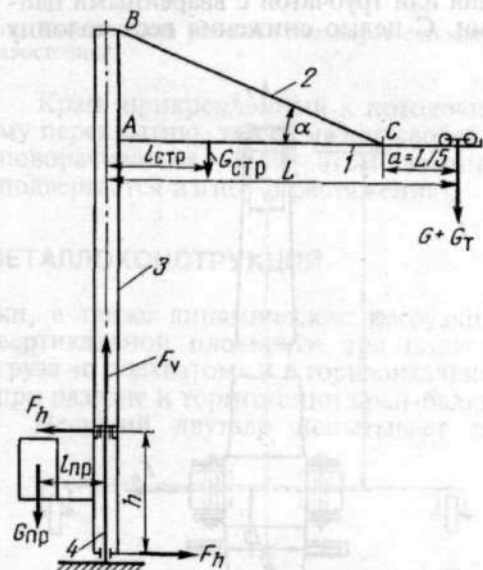


Рис. 5.8. Схема металлоконструкции поворотного крана:

1 — несущий стержень стрелы; 2 — растяжка; 3 — поворотная колонна; 4 — неподвижная колонна

Если тележка перекачивается по стреле, наиболее напряженное состояние будет в точке *C* (сечение *I*) при крайнем правом положении тележки или на середине участка стрелы *AC* (сечение *II*). Для обеспечения равнопрочности конструкции расчетные напряжения изгиба в обоих случаях должны быть одинаковые. Это возможно при равенстве изгибающих моментов в опасных сечениях *I* и *II*, рассчитываемых по формулам

$$M_I = F_p a \text{ и } M_{II} = F_p(L - a)/4. \quad (5.22)$$

Из равенства  $M_I = M_{II}$  следует, что равнопрочность будет обеспечена, если точка *C* присоединения растяжки 2 расположена от конца стрелы на расстоянии  $a = L/5$ .

Расчетную нагрузку  $F_p$  определяют для случая подъема груза «с подхватом», учитывая коэффициент динамичности и силу тяжести тележки:

$$F_p = \psi_d G + G_t. \quad (5.23)$$

Усилия в других элементах металлоконструкции вычисляют при максимальном вылете.

Неподвижная колонна 4 может быть цилиндрической формы сплошного сечения или трубчатой с вваренными цапфами. С целью снижения веса колонну

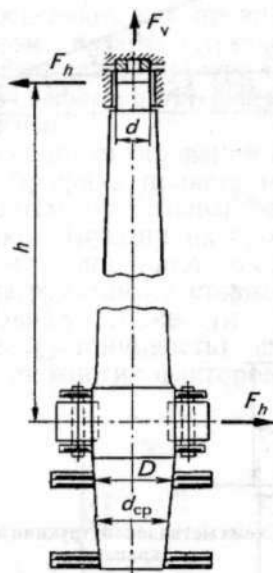


Рис. 5.9. Неподвижная колонна крана

часто изготавливают в виде двух усеченных конусов (рис. 5.9). Нижний конус служит для установки колонны в опорную плиту.

Диаметры и конструктивное исполнение верхних цапф колонны определяются размерами радиального и упорного подшипников. Последние подбирают по статической грузоподъемности при соблюдении условия  $C_0 > F_h$  и  $C_0 > F_v$ , т. е. статическая грузоподъемность каждого из подшипников должна быть больше горизонтальной или вертикальной реакции.

Высота колонны обычно менее половины высоты крана, но не более 3 м. Расстояние между опорами колонны

$$h = 0,15QL, \quad (5.24)$$

где  $Q$  — грузоподъемность, т;  $L$  — вылет стрелы, м.

Диаметр колонны в нижней опоре определяют из условия прочности колонны на изгиб с учетом сжатия от силы тяжести крана:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{из} + \sigma_{сж} = \frac{M}{W_x} + \frac{F_v}{A_{ф}} \leq [\sigma], \quad (5.25)$$

где  $M$  — максимальный изгибающий момент в месте заделки колонны в плиту или в нижней опоре с учетом динамических нагрузок, Н·мм;  $W_x$  — момент сопротивления сечения колонны, мм<sup>3</sup>;  $F_v$  — вертикальная нагрузка, Н;  $A$  — площадь сечения колонны, мм<sup>2</sup>.

При проектировочном расчете напряжением сжатия колонны от вертикальной нагрузки пренебрегают, так как оно в несколько раз меньше напряжения изгиба. Поэтому диаметр колонны в нижней опоре определяют только с учетом изгиба по формуле

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]}}. \quad (5.26)$$

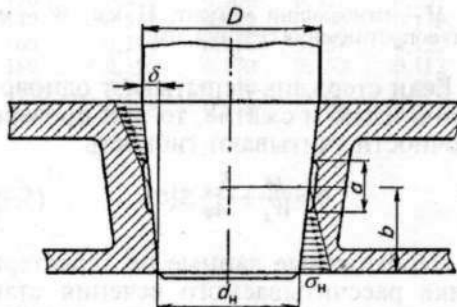


Рис. 5.10. Схема к расчету хвостовика колонны

При этом допустимые напряжения принимают несколько заниженными:  $[\sigma] = 100 \dots 120$  МПа для сталей Ст4, Ст5 и  $[\sigma] = 70 \dots 90$  МПа для стали Ст3.

Диаметр колонны округляют до ближайшего большего значения из нормального ряда чисел, а затем проверяют прочность ее по суммарным напряжениям [см. формулу (5.25)].

Напряжения сжатия, возникающие в колонне, определяют с учетом коэффициента  $\phi$  (см. табл. 5.1), зависящего от гибкости  $\lambda$ , вычисляемой по формуле (5.15) при  $l = h$  (расстояние между опорами колонны, мм) и  $r_{\min} = r$  (радиус инерции круглого сечения, мм).

Радиус инерции сплошного круглого сечения

$$r = D/4. \quad (5.27)$$

Следует иметь в виду, что для колонны конической формы радиус инерции рассчитывают по диаметру среднего сечения верхнего конуса

$$D_{\text{cp}} = 0,5(D + d),$$

где  $d$  — диаметр верхней части конуса, мм.

Если колонна изготовлена из трубы, то радиус инерции ее сечения

$$r = \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4}, \quad (5.28)$$

где  $D$  и  $d$  — наружный и внутренний диаметры трубы, мм.

## 5.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

**Пример 1.** Рассчитать металлоконструкцию пролетного типа — кран-балки (рис. 5.11) при следующих исходных данных: грузоподъемность  $Q = 2$  т; вес тележки  $G_T = 0,8$  т; длина пролета  $L = 12,5$  м; длина свободного участка  $l_1 = 6$  м; режим работы — средний; по балке перемещается электротельфер, управляемый с земли; профиль несущей основной балки — двутавр. Для обеспечения продольной жесткости в горизонтальной плоскости установлены раскосы из равнополочного уголка.

На металлоконструкцию кран-балки действует статическая нагрузка от сил тяжести груза, тележки-тельфера, бал-

ки, а также динамические нагрузки в вертикальной плоскости при подъеме груза «с подхватом» и в горизонтальной плоскости при разгоне и торможении кран-балки.

Несущий двутавр испытывает де-

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_M + \sigma_v. \quad (5.29)$$

Напряжения от опрокидывающего момента

$$\sigma_M = \frac{3Mb}{2d_n(b^3 - a^3)}, \quad (5.30)$$

где  $b$  — расстояние от нижнего основания хвостовика до среднего сечения;  $d_n$  — диаметр нижнего основания хвостовика;  $a$  — размер свободного участка в среднем сечении внутреннего конуса корпуса основания.

Напряжения от вертикальной нагрузки  $R_v = F_v$

$$\sigma_v = \frac{2R_v b}{\pi(D + d_n)\delta(b - a)}, \quad (5.31)$$

где  $\delta$  — половина разности диаметров оснований хвостовика.

Кран, прикрепленный к потолочно-перекрытию, также может свободно поворачиваться. При этом колонна подвергается изгибу и растяжению.

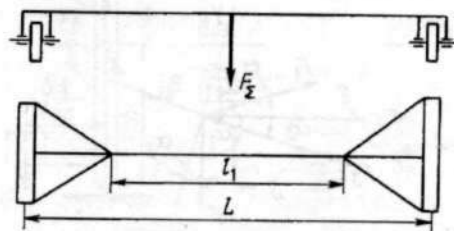


Рис. 5.11. Схема кран-балки

формации изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Допустимые напряжения при легком и среднем режимах работы, рекомендуемые для стали Ст3,  $[\sigma] = 160 \dots 170$  МПа (см. п. 5.2).

Изгибающий момент при нахождении тележки посередине пролета балки

$$M = (\psi_d Q + G_T)L/4 = \\ = (1,3 \cdot 20\,000 + 8000)12,5/4 = \\ = 106\,250 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления при подъеме груза «с подхватом» [см. формулу (5.8)]

$$W_x = \frac{M}{\psi_{\sigma}[\sigma]} = \frac{106250 \cdot 10^3}{0,71 \cdot 165} \approx 885 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Из таблицы 65 приложения по моменту сопротивления выбираем двутавр № 40, у которого  $W_x = 953 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ ,  $W_y = 86,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ , масса 1 м длины 57 кг.

Изгибающий момент с учетом коэффициента динамичности и веса несущей балки [см. формулу (5.6)]

$$M = (\psi_d G + G_T)L/4 + G_M L^2/8 = \\ = (1,3 \cdot 20\,000 + 8000)12,5/4 + \\ + 570 \cdot 12,5^2/8 = 117\,383 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С учетом веса двутавра определяем действительные напряжения

$$\sigma = M/W_x = 117\,383 \cdot 10^3 / (953 \cdot 10^3) = \\ = 123 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого  $[\sigma] = 160$  МПа.

Коэффициент динамичности при среднем режиме работы  $\psi_d = 1,3$  (см. с. 78).

Проверка балки на прочность в режиме неустановившегося движения. При торможении кран-балки с грузом основная балка испытывает деформации изгиба в

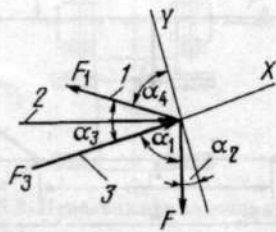


Рис. 5.12. Схема нагружения раскосов балки

вертикальной плоскости от веса груза, тельфера, самой балки и в горизонтальной плоскости от сил инерции  $F_{и}$ . Суммарное напряжение изгиба определяем по формуле (5.9) как сумму напряжений от изгибающих моментов по плоскостям.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости при нахождении тельфера в среднем положении балки [см. формулу (5.10)]

$$M_x = (G + G_T)L/4 + G_M L^2/8 = \\ = (20\,000 + 8000)12,5/4 + \\ + 570 \cdot 12,5^2/8 = 98\,633 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Примем ускорение при разгоне—торможении  $a_T = 0,4 \text{ м/с}^2$ . Тогда сила инерции в горизонтальной плоскости [см. формулу (5.12)]

$$F_{и} = (Q + m_T + ql_1)a_T = \\ = (2000 + 800 + 57 \cdot 6)0,4 = 1257 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент от силы инерции

$$M_y = F_{и} l_1 / 4 = 1257 \cdot 6 / 4 = 1885 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарное напряжение изгиба

$$\sigma_{и} = \sigma_{иx} + \sigma_{иy} = \frac{M_x}{\psi_{\sigma} W_x} + \frac{M_y}{W_y} = \\ = \frac{98633 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 953 \cdot 10^3} + \frac{1885 \cdot 10^3}{86,1 \cdot 10^3} \approx 160 \text{ МПа}.$$

Расчет горизонтальных раскосов моста. Половина горизонтальной силы инерции  $F_{и}$  воспринимается раскосами балки 1 и 3 (рис. 5.12), т. е.

$$F = 0,5 F_{и} = 0,5 \cdot 1257 = 628,5 \text{ Н}.$$

В данном примере угол между раскосами и балкой равен  $20^\circ$ .

Стержень 2 усилий не воспринимает, так как перпендикулярен вектору действующей силы  $F$ ; следовательно,  $F_2 = 0$ . Стержень 1 растянут, а стержень 3 сжат. Через стержень 3 проводим ось  $X$  и перпендикулярно ей ось  $Y$ . Углы между векторами сил и осями следующие: силой  $F$  и осью  $X$  —  $\alpha_1 = 70^\circ$ ;  $F$  и  $Y$  —  $\alpha_2 = 20^\circ$ ;  $F_1$  и  $X$  —  $\alpha_3 = 40^\circ$ ;  $F_1$  и  $Y$  —  $\alpha_4 = 50^\circ$ .

Определим усилия в стержнях. Сумма проекций сил на оси  $X$  и  $Y$  в узле равна нулю, т. е.  $\Sigma P_x = 0$  и  $\Sigma P_y = 0$ .

Сумма проекций сил на ось  $Y$

$$-F \cos \alpha_2 + F_1 \cos \alpha_4 = 0,$$

откуда

$$F_1 = \frac{F \cos \alpha_2}{\cos \alpha_4} = \frac{628,5 \cos 20^\circ}{\cos 50^\circ} = 919 \text{ Н.}$$

Сумма проекций на ось  $X$

$$F_3 - F_1 \cos \alpha_3 - F \cos \alpha_1 = 0,$$

откуда

$$F_3 = F_1 \cos \alpha_3 + F \cos \alpha_1 = \\ = 919 \cos 40^\circ + 628,5 \cos 70^\circ = 919 \text{ Н.}$$

Наиболее опасен раскос 3, работающий на сжатие. Для него должны выполняться условия формул (5.15) и (5.17) по предельно допустимым гибкости и прочности. Принимая значение допустимой гибкости  $[\lambda] = 120$ , определим минимальный радиус инерции уголка по формуле (5.16). В этом случае коэффициент, учитывающий способ заделки стержня,  $\mu = 1$ . Длину раскоса определяем из геометрических соотношений стержней металлоконструкции

$$l = \frac{L-h}{2 \cos 20^\circ} = \frac{12,5-6}{2 \cos 20^\circ} = 3,46 \text{ м.}$$

Радиус инерции

$$r_{\min} = \mu l / [\lambda] = 1 \cdot 3,46 \cdot 10^3 / 120 = 28,8 \text{ мм.}$$

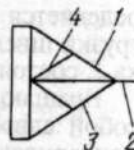
Этому требованию удовлетворяет уголок № 16 (по ГОСТ 8509—86), у которого  $r_{\min} = 31,2 \text{ мм}$ .

С целью повышения устойчивости раскосов металлоконструкцию следует дополнить стержнями 4 (рис. 5.13), тем самым вдвое уменьшив расчетную длину сжатого стержня  $l = 3,46/2 = 1,73 \text{ м}$ . Необходимый минимальный радиус инерции также уменьшится:

$$r_{\min} = \mu l / [\lambda] = 1 \cdot 1,73 \cdot 10^3 / 120 = \\ = 14,4 \text{ мм.}$$

Подбираем уголок № 7,5. Размеры полка  $75 \times 75 \text{ мм}$ ; толщина полка  $d = 8 \text{ мм}$ ; площадь сечения  $A = 1150 \text{ мм}^2$ ;  $r_{\min} = 14,7 \text{ мм}$ ; масса 1 м длины  $q = 9,02 \text{ кг}$ . Проверяем сжатый раскос на прочность по формуле (5.17). С этой целью определяем расчетную гибкость

Рис. 5.13. Схема усиления металлоконструкции дополнительными раскосами



стержня  $\lambda = \mu / r_{\min} = 1 \cdot 1,73 \cdot 10^3 / 14,7 = 117,6$  и уточняем значение коэффициента  $\varphi$  (см. табл. 5.1):  $\varphi = 0,45$  при  $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ . Приняв для стали Ст3 допустимое напряжение растяжения  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ , находим  $[\sigma_{сж}] = \varphi[\sigma] = 0,45 \cdot 160 = 72 \text{ МПа}$ .

Расчетные напряжения сжатия

$$\sigma_{сж} = F_3 / A = 919 / 1150 = 0,8 \text{ МПа,}$$

что меньше допустимого значения. Следовательно, прочность стержня обеспечена.

**Пример 2.** Рассчитать металлоконструкцию консольного типа (рис. 5.14) при следующих исходных данных: грузоподъемность  $Q = 2 \text{ т}$ ; сила натяжения каната  $S_K = 10,4 \text{ кН}$ ; высота подъема  $H = 4 \text{ м}$ ; вылет стрелы  $L = 3,5 \text{ м}$ ; вес тележки  $G_T = 2 \text{ кН}$ ; вес крана  $G_{кр} = 18,75 \text{ кН}$ ; вес противовеса  $G_{пр} = 47 \text{ кН}$ ; расстояния до центра тяжести от оси вращения стрелы  $l_{стр} = 0,9 \text{ м}$ , противовеса  $l_{пр} = 1,4 \text{ м}$ ; расстояние между опорами крана  $h = 1,4 \text{ м}$ ; частота вращения крана  $n_{кр} = 2 \text{ мин}^{-1}$ ; режим работы — средний.

Металлоконструкция крана состоит из поворотной колонны со стрелой и неподвижной колонны. Стрела 1 сварена из двоянных швеллеров, по нижним полкам которых перекачивается тележка. Расстояние между швеллерами оп-

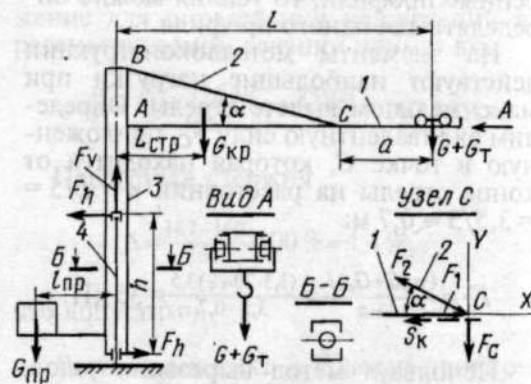


Рис. 5.14. Схема поворотного крана на колонне

ределяется размерами тележки. Для разгрузки швеллеров стрелы служит растяжка 2, состоящая из сдвоенных уголков.

Вращающаяся колонна 3 представляет собой сдвоенные швеллеры, к которым приваривают швеллеры стрелы, уголки растяжек и площадку для размещения механизмов крана с противовесом. Неподвижная колонна 4 выполнена в виде двух усеченных конусов (см. рис. 5.14). Нижний конус служит для установки колонны на опорную плиту. Конец верхнего конуса колонны используют для монтажа подшипников верхней опоры.

*Определение реакций в опорах крана и усилий в элементах металлоконструкции.* Вертикальную реакцию определяют как сумму сил тяжести всех составляющих частей крана:

$$F_v = G + G_r + G_{кр} + G_{пр} = 20 + 2 + 18,75 + 47 = 87,75 \text{ кН},$$

где  $G = Qg$  — вес груза.

Горизонтальные реакции  $F_h$  зависят от опрокидывающего момента и расстояния между опорами  $h$ . Опрокидывающий момент

$$M_{оп} = (G + G_r)L + G_{кр}l_{стр} - G_{пр}l_{пр} = (20 + 2)3,5 + 18,75 \cdot 0,9 - 47 \cdot 1,4 = 28,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Горизонтальная реакция

$$F_h = M_{оп}/h = 28,1/1,4 \approx 20,05 \text{ кН}.$$

Поскольку элементы металлоконструкции крана представляют собой спаренные профили, то усилия можно определять для одного профиля.

На элементы металлоконструкции действуют наибольшие нагрузки при максимальном вылете стрелы. Определим эквивалентную силу  $F_C$ , приложенную в точке  $C$ , которая находится от конца стрелы на расстоянии  $a = L/5 = 3,5/5 = 0,7$  м:

$$F_C = \frac{(\psi_d G + G_r)L}{L-a} = \frac{(1,3 \cdot 20 + 2)3,5}{3,5-0,7} = 35 \text{ кН}.$$

Используя метод вырезания узлов, находим усилия в стержнях. Так, на узел  $C$  действуют следующие внешние силы:

эквивалентная  $F_C$  и натяжения каната  $S_k$ . Через точку  $C$  проведем оси координат  $X$  и  $Y$ . Сумма проекций сил на ось  $Y$  равна нулю, т. е.

$$F_C - F_2 \sin \alpha = 0.$$

Следовательно, растягивающая стержень 2 сила

$$F_2 = F_C / \sin \alpha = 35 / \sin 25^\circ = 82,82 \text{ кН}.$$

Из суммы проекций на ось  $X$  находим

$$F_1 = F_2 \cos \alpha + S_k = 82,82 \cos 25^\circ + 10,4 = 85,5 \text{ кН}.$$

*Расчет основного стержня стрелы 1.* При креплении растяжки к стреле на расстоянии  $a = L/5$  основной стержень при подъеме груза испытывает напряжения изгиба в консольной части и изгиба со сжатием на участке от точки крепления растяжки до вращающейся колонны. Условие прочности в этой части стержня описывается формулой (5.21).

При проектировочном расчете, пренебрегая напряжением сжатия, определяем для стержня  $I$  момент сопротивления изгибу  $W_x$ . При этом наибольший изгибающий момент в точке  $C$  консольной части стрелы

$$M = (\psi_d G + G_r)a = (1,3 \cdot 20 + 2)0,7 = 19,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления одного швеллера стержня

$$W_x = \frac{M}{2[\sigma]} = \frac{19600 \cdot 10^3}{2 \cdot 160} = 61 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Выбираем швеллер № 14 (см. табл. 72 приложения), для которого  $I_x = 491 \cdot 10^3 \text{ мм}^4$ ,  $W_x = 70,2 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ ,  $A = 1560 \text{ мм}^2$ ,  $r_{max} = i_x = 56 \text{ мм}$ ,  $r_{min} = i_y = 17 \text{ мм}$ .

Стрела на участке от узла  $C$  до колонны нагружена изгибающим моментом  $M$  и сжимающей силой  $F_1$ . На конце стрелы суммарная нагрузка  $F_\Sigma = \psi_d G + G_r = 1,3 \cdot 20 + 2 = 28 \text{ кН}$ . Стрелу можно представить как двухопорную балку с вынесенной правой консолью (рис. 5.15). Функцию растяжки стрелы выполняет опора  $C$ . В курсе «Сопротивление материалов» такую задачу рас-

считают как продольно-поперечный изгиб. В этом случае суммарное напряжение, возникающее в двоянных швеллерах,

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_1}{A} + \frac{F_1 y}{W_x(1 - F_1/F_3)},$$

где  $y$  — прогиб балки, мм.

Эйлерова сила сжатия при потере устойчивости стержня из двух швеллеров

$$F_3 = \frac{\pi^2 EI_x}{l^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 982 \cdot 10^4}{2,8 \cdot 10^6} = 7261 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Для определения суммарного напряжения необходимо знать максимальный прогиб  $y$  между опорами. Воспользуемся универсальными уравнениями изогнутой балки

$$EI_x \theta = EI_x \theta_0 + R_1 z^2 / 2; \\ EI_x y = EI_x y_0 + EI_x \theta_0 z + R_1 z^3 / 6,$$

где  $z$  — координата рассматриваемого сечения.

За начало координат принята левая опора  $A$ .

Реакции в опорах балки

$$R_A = F_2 l_2 / l_1 = 28 \cdot 0,7 / 2,8 = 7 \text{ кН};$$

$$R_C = F_C = 35 \text{ кН.}$$

Прогиб балки в опорах  $y = 0$  при  $z = 0$  и  $z = 2,8$  мм. Тогда второе универсальное уравнение примет вид

$$EI_x \theta_0 z = -R_1 z^3 / 6,$$

откуда угол поворота сечения в начале координат (здесь  $R_1 = R_A$ )

$$\theta_0 = -\frac{R_A z^2}{6EI_x} = -\frac{7 \cdot 2,8^2 \cdot 10^9}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 982 \cdot 10^4} = -0,0044.$$

Учитывая, что при максимальном прогибе балки угол поворота сечения равен нулю, определим его координату  $z_{y_{\max}}$ . Из первого универсального уравнения следует

$$EI_x \theta_0 + R_A z_{y_{\max}}^2 / 2 = 0,$$

откуда

$$z_{y_{\max}} = \sqrt{\frac{2EI_x \theta_0}{R_A}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 982 \cdot 10^4 \cdot 0,0044}{7 \cdot 10^3}} = 1610 \text{ мм.}$$

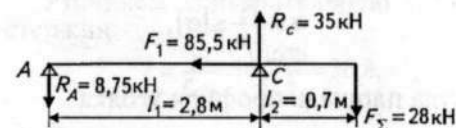


Рис. 5.15. Схема нагружения участка стрелы

Для этого сечения найдем значение суммарного напряжения. Максимальный прогиб вычислим из уравнения

$$EI_x y_{\max} = EI_x \theta_0 z_{y_{\max}} + R_A z_{y_{\max}}^3 / 6,$$

откуда

$$y_{\max} = \frac{\theta_0 z_{y_{\max}} + R_A z_{y_{\max}}^3}{6EI_x} = \frac{0,0044 \cdot 1610 + 7 \cdot 10^3 \cdot 1610^3}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 982 \cdot 10^4} = 9,45 \text{ мм.}$$

Изгибающий момент в рассматриваемом сечении

$$M = R_A z_{y_{\max}} = 7 \cdot 10^3 \cdot 1610 = 11,27 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Тогда суммарное напряжение

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_1}{A} + \frac{F_1 y}{W_x(1 - F_1/F_3)} = \frac{11,27 \cdot 10^6}{140,4 \cdot 10^3} + \frac{85500}{3120} + \frac{85500 \cdot 9,45}{140,4 \cdot 10^3 (1 - 85500/7,26 \cdot 10^6)} = 114,3 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого значения  $[\sigma] = 160$  МПа.

Суммарные напряжения в точке  $C$ . Так как прогиб в опоре  $C$  равен нулю, выражение для определения напряжений в рассматриваемом сечении примет вид

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_1}{A} = \frac{19,6 \cdot 10^6}{140,4 \cdot 10^3} + \frac{85500}{3120} = 167 \text{ МПа.}$$

Перегрузка стержня

$$\Delta = \frac{167 - 160}{160} \cdot 100\% = 4,4\%,$$

что допустимо.

Расчет растяжки 2. Условие прочности для одного уголка растяжки имеет вид

$$\sigma = \frac{F_2}{2A_2} \leq [\sigma],$$

откуда площадь профиля уголка

$$A_2 = \frac{F_2}{2[\sigma]} = \frac{82,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 160} = 258,7 \text{ мм}^2.$$

По каталогу сортамента (см. табл. 71 приложения) этому условию прочности удовлетворяет равнобокий уголок № 3,6, площадь профиля которого  $A_2 = 275 \text{ мм}^2$ .

**Расчет неподвижной колонны.** Полагаем, что колонна выполнена в виде усеченного конуса на конце с цапфами для подшипников верхней опоры. Расстояние между опорами принимаем  $h = 0,4L = 0,4 \cdot 3,5 = 1,4 \text{ м}$ . Колонна испытывает напряжения изгиба от опрокидывающего момента  $M_{оп}$  и сжатия под действием вертикальной нагрузки  $F_v$ .

Так как напряжения от опрокидывающего момента значительно больше напряжений сжатия, то при проекционном расчете определим размеры опасного сечения колонны только из условия прочности на изгиб по пониженному допустимому напряжению.

Изгибающий момент в опасном сечении

$$\begin{aligned} M &= (G_{\psi_d} + G_r)L + G_{кр}l_{стр} - G_{пр}l_{пр} = \\ &= (20 \cdot 1,3 + 2)3,5 + 18,75 \cdot 0,9 - \\ &\quad - 47 \cdot 1,4 = 49,1 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Момент сопротивления

$$W = \frac{M}{[\sigma]} = \frac{49,1 \cdot 10^6}{160} = 307 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Диаметр опасного сплошного сечения

$$D = \sqrt[3]{W/0,1} = \sqrt[3]{307000/0,1} = 145,3 \text{ мм}.$$

Принимаем  $D = 150 \text{ мм}$ , для которого

$$\begin{aligned} W &= \pi D^3/32 = 3,14 \cdot 150^3/32 = \\ &= 331 \text{ 172 мм}^3. \end{aligned}$$

Площадь сечения  $A = \pi D^2/4 = 3,14 \cdot 150^2/4 = 17662,5 \text{ мм}^2$ .

**Подбор подшипников верхней опоры.** Подшипники крана подбирают по статической грузоподъемности  $C_0$ , которая должна быть не менее реакции соответствующей опоры. По вертикальной реакции  $F_v = 87,75 \text{ кН}$  подбираем упорный шариковый однорядный подшипник № 8212 ( $C_0 = 155 \text{ кН}$ ). Размеры подшипника  $d \times D \times H = 60 \times 95 \times 26 \text{ мм}$ .

По горизонтальной реакции  $F_h = 20,05 \text{ кН}$  подбираем шариковый двухрядный сферический подшипник № 1215 ( $C_0 = 21,8 \text{ кН}$ ). Размеры подшипника  $d \times D \times B = 75 \times 130 \times 25 \text{ мм}$ .

Минимальный диаметр верхнего конуса колонны принимаем  $d = 90 \text{ мм}$ .

Нижнюю опору крана, учитывая значительный диаметр колонны в этом сечении, рационально выполнить в виде роликовой опоры.

**Проверка неподвижной колонны на прочность.** Колонна испытывает изгиб и сжатие. Определим приближенно гибкость колонны  $\lambda$ , полагая, что она равна гибкости цилиндрической колонны, диаметр которой равен диаметру среднего сечения колонны конусной формы  $D_{ср} = 0,5(D + d) = 0,5(150 + 90) = 120 \text{ мм}$ .

Радиус инерции среднего сечения колонны

$$r = \sqrt{I/A} = D_{ср}/4 = 120/4 = 30 \text{ мм}.$$

Гибкость колонны

$$\lambda = \mu l/r = 2 \cdot 1400/30 = 93,3.$$

По таблице 5.1 принимаем  $\varphi = 0,686$ .

По формуле (5.19) определим суммарное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M}{W_x} + \frac{F_v}{\varphi A} = \frac{49,1 \cdot 10^6}{331172} + \frac{87,75 \cdot 10^3}{0,614 \cdot 17662,5} = \\ &= 156,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

При выбранном диаметре прочность колонны обеспечена.

**Расчет вращающейся колонны крана.** От места крепления основных стержней стрелы к колонне и до верхней опоры крана на колонну действуют опрокидывающий момент  $M_{оп}$  и вертикальная сила, равная реакции  $F_v$ . Для этого случая нагружения условие прочности имеет вид

$$\sigma = \frac{M_{оп}}{W_x} + \frac{F_v}{A\varphi} \leq [\sigma].$$

Предположим, что швеллеры колонны отстоят один от другого на некотором расстоянии и сварены между собой накладными планками, образуя единое сечение.

По прочности только на изгиб момент сопротивления колонны

$$W_x = \frac{M_{оп}}{[\sigma]} = \frac{49,1 \cdot 10^6}{160} = 306,875 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Для одного профиля  $W_{x1} = 153\,437 \text{ мм}^3$ . Этому условию удовлетворяет швеллер № 20а (см. табл. 72 приложения), у которого  $W_{x1} = 167\,000 \text{ мм}^3$ ,  $A = 2520 \text{ мм}^2$ ,  $r_x = 81,5 \text{ мм}$ .

Уточняем действительную гибкость стержня:

$$\lambda = \frac{\mu l}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 3000}{81,5} = 36,8.$$

Проверяем сечение колонны на прочность с учетом сдвоенности при  $\varphi = 0,914$ :

$$\sigma = \frac{M_{оп}}{W_x} + \frac{F_v}{2A\varphi} = \frac{491000}{2 \cdot 167000} + \frac{138700}{2 \cdot 2520 \cdot 0,91} = 166,1 \text{ МПа}.$$

При  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$  перегрузка составит 3,8 %, что допустимо. Следовательно, прочность колонны достаточна.

## 5.6. ВИДЫ ПРОКАТА

**Горячекатаные профили**, выпускаемые металлургическими заводами:

*уголки равнополочные* (по ГОСТ 8509—93, см. табл. 71 приложения) и *неравнополочные* (по ГОСТ 8510—86\*) из углеродистой (по ГОСТ 380—94\*) и низколегированной (по ГОСТ 19281—89\*) стали с пределом текучести до 400 МПа;

*двутавровые балки* (см. табл. 65 приложения) с уклоном внутренних граней полок (по ГОСТ 8239—89) из углеродистой и низколегированной сталей с пределом текучести до 400 МПа;

*швеллеры* (по ГОСТ 8240—89, см. табл. 72 приложения) из углеродистой и низколегированной сталей с пределом текучести до 400 МПа.

К уголкам, двутавровым балкам и швеллерам предъявляют технические требования по ГОСТ 535—88\*.

**Сталь толстолистовую и горячекатаную** толщиной до 160 мм и шириной 600...3800 мм (по ГОСТ 19903—74\*), а также широкополосную универсальную толщиной 6...60 мм и шириной 200...1050 мм (по ГОСТ 82—70\*), как правило, применяют в строительных стальных конструкциях. Листовую сталь поставляют в листах (толщиной до 160 мм) или рулонах (толщиной до 12 мм). Ее прокатывают из углеродистой (по ГОСТ 380—94\* и ГОСТ 14637—89\*) и низколегированной сталей с пределом текучести до 450 МПа, а также из стали класса С70/60. Кроме того, листовая углеродистая сталь может быть по-

ставлена в термоупрочненном виде (по ГОСТ 14637—89\*).

**Сталь листовая рифленая и просечно-вытяжная.** Рифленую сталь (по ГОСТ 8568—77\*) изготавливают в листах или рулонах с ромбическим или чечевичным рифлением. Толщина листа в основании (без рифлей) 2,5...12 мм, ширина 600...2200 мм, длина 1400...8000 мм с градацией 50 мм. Рифленую сталь применяют для настилов тормозных и других площадок, а также для ступеней лестниц.

Просечно-вытяжную сталь изготавливают из листов углеродистой стали по ГОСТ 380—94\* и ГОСТ 14637—89. Толщина листов 4...6 мм, ширина 500...1400 мм, длина до 6 м, масса 1 м<sup>2</sup> 15,7...26 кг. Просечно-вытяжную сталь применяют для различных площадок.

**Сталь сортовая: полосовая, круглая, квадратная и шестигранная.** Полосовую сталь (по ГОСТ 103—76) заводы-изготовители выпускают повышенной (А) и нормальной (Б) точности прокатки. Размеры полос: ширина 12...200 мм, толщина 4...60 мм, длина 2...10 м.

Круглую сталь (по ГОСТ 2590—88) выпускают диаметром 5...250 мм высокой (А), повышенной (Б) и обычной (В) точности прокатки. Сталь диаметром до 9 мм поставляют в мотках, свыше 9 мм — в прутках длиной 3...10 м.

Квадратную сталь (по ГОСТ 2591—88) поставляют размером от 5 до 200 мм трех групп точности (А, Б, В) в прутках

(по соглашению сторон — в мотках до 14 мм) той же длины, что и круглую.

Шестигранную сталь изготавливают по ГОСТ 2879—88 размерами «под ключ» от 8 до 100 мм групп точности П (Б) и В длиной 2...6 м.

Размеры круглой калиброванной (ГОСТ 7417—75) стали приведены в таблице 73 приложения.

Полосовую, круглую и квадратную сталь применяют для площадок, легких лестниц, ограждений. Из круглой стали изготавливают также растяжки, элементы связей, анкерные болты.

**Холодногнутые профили общего назначения.** Заводы черной металлургии изготавливают следующие холодногнутые профили из углеродистой и низколегированной сталей:

*уголки равнополочные* (по ГОСТ 19771—93, см. табл. 71 приложения) с шириной полок 36...160 мм и толщиной 3...6 мм;

*уголки неравнополочные* (по ГОСТ 19772—93) с размером полок от 32 × 25 до 90 × 70 мм и толщиной 2,5...4 мм;

*равнополочные швеллеры* (по ГОСТ 8278—83\*, см. табл. 72 приложения) с полками высотой 26...380 мм, шириной 25...160 мм и толщиной 2,5...8 мм;

*равнополочные С-образные профили* (по ГОСТ 8282—83\*) с полками высотой 120...550 мм, шириной 55...160 мм и толщиной 2...5 мм;

*равнополочные корытные профили* (по ГОСТ 8283—93) с высотой полок 40...240 мм, шириной 30...120 мм и толщиной 2...7 мм;

*равнополочные зетовые профили* (по ГОСТ 13229—78\*) с высотой полок 40...200 мм, шириной 32...87 мм и толщиной 2...6 мм;

*замкнутые прямоугольные профили без замыкающего сварного шва на длинной стороне* (по техническим условиям) высотой 75...220 мм, шириной 140...240 мм и толщиной 4...7 мм, в том числе квадратные профили размером 100 × 100 мм и толщиной 5...6 мм. Замыкающий сварной шов выполняют заводы — потребители профилей;

*замкнутые сварные профили квадратного* (см. табл. 74 приложения) и *прямоугольного сечения* толщиной 2...8 мм. Наибольшая высота квадратного профиля 200 мм, прямоугольного — 250 мм.

Равнополочные швеллеры, а также равно- и неравнополочные холодногнутые уголки применяют в тех случаях, когда требуемые соотношения размеров горячекатаных профилей не подходят для проектируемой конструкции.

Холодногнутые профили поставляют длиной до 12 м и применяют как элементы площадок, лестниц и ограждений.

**Профили трубчатого сечения.** В металлоконструкциях грузоподъемных машин широко используют трубчатые профили круглого, прямоугольного и квадратного сечений. Их применение наиболее оправданно в сжатых элементах металлоконструкций благодаря рациональному размещению материала в поперечном сечении, что дает возможность получить наибольшие значения радиуса инерции при заданной площади сечения.

*Горячекатаные бесшовные круглые трубы* изготавливают по ГОСТ 8732—78\* из углеродистой (по ГОСТ 1050—88\* и ГОСТ 380—94\*) и легированной сталей. Диаметр труб 25...550 мм, толщина стенки 2,5...75 мм. К трубам предъявляют технические требования по ГОСТ 8731—74\*.

*Электросварные круглые трубы* (см. табл. 75 приложения) изготавливают по ГОСТ 10704—91 и ГОСТ 3262—75\* (трубы водогазопроводные). Наиболее широко применяют трубы, выполненные по ГОСТ 10704—91 из углеродистой низколегированной стали. Диаметр труб 8...1620 мм, толщина стенки 1...16 мм. К трубам диаметром до 402 мм предъявляют технические требования по ГОСТ 10705—80\*, а диаметром 426 мм и более — по ГОСТ 10706—76\*.

Трубы электросварные газопроводные (по ГОСТ 3262—75\*) изготавливают из углеродистой стали (по ГОСТ 380—94\*). Их диаметр 6...150 мм, толщина стенки 1,8...4 мм.

*Электросварные трубы прямоугольного сечения* (по ГОСТ 8645—68\*) имеют размеры от 16 × 32 до 80 × 180 мм и толщину стенки 2,5...10 мм.

*Электросварные трубы квадратного сечения* (по ГОСТ 8639—82, см. табл. 76 приложения) заводы-изготовители выпускают размером стороны квадрата 32...100 мм.

**Сварные двутавры** для балочных конструкций мостовых кранов и подкрановых балок изготавливают по техническим условиям из трех полос листовой и универсальной сталей следующих размеров: высота стенки 620...2010 мм, ширина полки одинаковая, длина 6, 12 и 12,5 м.

**Двутавровые горячекатаные балки** для путей подвешного транспорта с уклоном внутренних граней полки (по ГОСТ

19425—74\*) изготавливают из углеродистой и низколегированной сталей пяти профилей: 18М, 24М, 30М, 36М и 45М. К ним предъявляют технические требования по ГОСТ 535—88.

**Профили специального назначения.** К ним относятся крановые рельсы различных типов для опорных и подвесных перекатываемых объектов (см. табл. 67...69 приложения).

## 5.7. СОЕДИНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Соединения можно условно разделить на заводские и монтажные. К заводским соединениям относят сварные, заклепочные и клеиметаллические. Их применяют при сборке узлов конструкций в заводских условиях.

Монтажные болтовые соединения применяют для окончательной сборки металлоконструкции или монтажа грузоподъемного средства на месте использования.

Сварку широко используют в производстве как наиболее производительный и дешевый способ соединения.

**Электросварные соединения в металлоконструкциях.** Электродуговая сварка по степени механизации может быть ручной, полуавтоматической и автоматической; по роду применяемого тока — постоянного или переменного тока; по способу защиты сварочного шва от окисления — под флюсом, электрошлаковая и в защитных газах.

Сварные соединения и швы классифицируют по типу соединения, форме свариваемых конструкций и конструкции сварных швов.

По типу соединения различают стыковые, угловые, тавровые и соединения внахлест.

Стыковые швы служат для соединения двух деталей, примыкающих одна к другой торцевыми поверхностями. Такое соединение используют при сварке листового металла, а также для стыковки двутавров, уголков, швеллеров. Угловое соединение применяют при сварке двух деталей, расположенных под углом в месте примыкания их краев. В тавровом соединении торец одной детали приваривают под углом к боковой поверхности другой. Соединение внах-

лест, или нахлесточное, — это сварное соединение, детали которого расположены параллельно и перекрывают друг друга. Его целесообразно применять при толщине металла менее 20 мм.

Все перечисленные соединения могут быть выполнены с предварительной разделкой кромок под сварку. Исключение составляет нахлесточное соединение, которое не требует подобной операции, что упрощает подготовку деталей к сварке.

Условное обозначение сварных швов на чертежах. Сварные швы обозначают только на сборочных чертежах, предназначенных для сборки с помощью сварки. От изображения сварного шва проводят линию-выноску с односторонней стрелкой и горизонтальной линией-полкой, на которой указывают условное обозначение (рис. 5.16). Запись над линией относится к видимому лицевому шву, под линией — к шву с обратной невидимой стороны.

Пример условного обозначения видимого сварного шва

/ГОСТ 5264—80\* ТЗ-  $\triangle$ 8-50Z100

означает следующее: / — прерывистый шов; ГОСТ 5264—80\* — ручная дуговая сварка; ТЗ — тавровый двухсторонний шов без скоса кромок;  $\triangle$ 8 — катет шва 8 мм; 50Z100 — расположение швов в шахматном порядке. Длина шва 50 мм, шаг 100 мм.

Вспомогательные знаки могут иметь следующие значения:

- О — шов по замкнутой линии;
- $\overline{\square}$  — шов выполнить при монтаже;
- / — шов прерывистый или точечный;

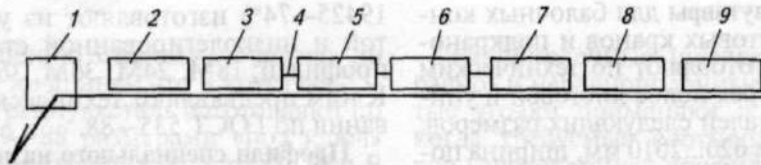


Рис. 5.16. Условное изображение и обозначение сварных швов (по ГОСТ 2.312—72\*):

1 — вспомогательные знаки; 2 — обозначение стандарта; 3 — буквенно-цифровое обозначение шва; 4 — знак дефис; 5 — условное обозначение способа сварки (А — автоматическая, П — механизированная под слоем флюса, Ш — электрошлаковая и т. п.); 6 — знак и размер катета шва; 7 — другие характеристики шва (длина привариваемого участка, размер шага и др.); 8 — вспомогательные знаки; 9 — шероховатость шва

Z — швы прерывистые или точечные, расположенные в шахматном порядке;  
 □ — шов по незамкнутой линии.

Вид сварки указывают в условном обозначении шва соответствующим стандартом (5264—80\* — ручная дуговая, 14771—76\* — дуговая в защитных газах, 8713—79\* — автоматическая под флюсом, 14806—80\* — дуговая для алюминия и алюминиевых сплавов, 15164—78\* — электрошлаковая, 14776—79 — дуговая электродуговой под флюсом, в углекислом газе или аргоне).

На чертежах полное обозначение одинаковых швов наносят только у одного из изображений, проставляя число швов и присвоенный номер данной группы швов. От остальных швов проводят линии-выноски с полками, на которых указывают порядковый номер данной группы швов.

При наличии на чертеже швов, выполняемых по одному стандарту и с одинаковыми параметрами, их характеристики приводят в технических требованиях без дополнительного обозначения на чертеже. Например: «Сварные швы выполнять по ГОСТ 5264—80\*. Варить по контуру прилегания деталей».

Электродуговая сварка может осуществляться переменным и постоянным токами. Сварка постоянным током бывает прямой и обратной полярности. При прямой полярности «плюс» источника тока подключают к заготовке, а «минус» — к электроду. При обратной полярности подключение наоборот. При прямой полярности электрод плавится медленнее, чем заготовка. Ток обратной полярности применяют при сварке тонких заготовок из легированных и высокоуглеродистых сталей.

Типы сварочных материалов. Для ручной дуговой сварки применяют электроды с покрытием (по ГОСТ 9466—75\*, ГОСТ 9467—75\*, ГОСТ 10051—75\*, ГОСТ 10052—75\*). Это стержни диаметром 1,6...12 мм и длиной 150...450 мм, покрытые определенным составом. Покрытие должно обеспечивать: легкое зажигание и устойчивое горение дуги; требуемый химический состав металла шва; защиту шва от окисления в процессе сварки; равномерное расплавление стержня электрода и его покрытия; высокую производительность; получение плотных качественных швов; легкость удаления шлаковой корки; минимальную токсичность при сварке.

Электроды классифицируют по назначению; типу и марке; виду и толщине покрытия; качеству; использованию в пространственных положениях; роду и полярности тока.

Назначение электрода отражено в его марке следующими буквами:

У — для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с временным сопротивлением разрыву до  $\sigma_b = 600$  МПа;

Л — для сварки легированных конструкционных сталей с  $\sigma_b \geq 600$  МПа;

Т — для сварки легированных теплоустойчивых сталей;

В — для сварки высоколегированных сталей;

Н — для наплавки поверхностных слоев с особыми свойствами.

Вид покрытия обозначают такими буквами:

А — кислое покрытие (в электродах Э42, СМ5, УНЛ1, применяемых для сварки ответственных конструкций из низкоуглеродистых сталей и выделяющих много вредных примесей);

Р — рутиловое покрытие (в электродах Э42, Э46, АНО-3, АНО-4, ОЗС-3, ОЗС-4, ОЗС-6, МР-3, МР-4 и других, обеспечивающих качественный шов);

Б — основное покрытие (в электродах УОНИ-13/45, УП-1/45, ОЗС-2 и т. п., обеспечивающих высокопластичный сварочный шов и применяемых для сварки ответственных конструкций);

Ц — целлюлозное покрытие. Электроды марок ВСЦ-1, ВСЦ-2, ОЗЦ-1 и т. п. удобны для сварки в любом пространственном положении, но получаемый при этом сварочный шов имеет низкую пластичность.

Пример условного обозначения электрода

Э46А-УОНИ-13/45-3,0-УД2

Е43 · 2(5)-Б10 — ГОСТ 9466—75\*,  
ГОСТ 9467—75\*

расшифровывают следующим образом:

Э — электрод для дуговой сварки;

46 — минимальный гарантированный предел прочности шва, кгс/мм<sup>2</sup>;

А — гарантированная пластичность шва;

УОНИ-13/45 — марка электрода;

3,0 — диаметр, мм;

У — для сварки углеродистых и низколегированных сталей;

Д2 — толстое покрытие 2-й группы качества;

Е — электрод;

43 · 2(5) — установленная по ГОСТ 9467—75\* группа индексов, указывающих характеристики наплавленного металла и металла шва (43 — временное сопротивление разрыву не менее 43 кгс/мм<sup>2</sup>; 2 — относительное удлинение не менее 22 %; 5 — ударная вязкость не менее 34,5 Дж/см<sup>2</sup> при температуре -40 °С);

Б — основное покрытие;

1 — для сварки во всех пространственных положениях;

О — для сварки постоянным током обратной полярности.

Материал должен хорошо свариваться, быть достаточно прочным и пластичным во избежание хрупкого аварийного разрушения. Этим требованиям отвечают стали ВСтЗсп5 (по ГОСТ 380—94\*), 20 (по ГОСТ 1050—88\*), 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД и 10ХСНД (по ГОСТ 19281—89\*).

Сварные швы элементов металлоконструкций должны быть равнопрочны с основным металлом.

При ручной сварке малоуглеродистых сталей рекомендуется использовать электроды марки не ниже Э42А (по ГОСТ 9466—75\*), а при полуавтоматической и автоматической — электродную проволоку Св-08А (по ГОСТ 2246—70\*) под слоем флюса. Для сварки конструкций из низколегированных сталей применяют электроды марки не ниже Э50 и электродную проволоку марки Св-08ГА.

**Болтовые соединения.** Для резьбовых соединений элементов металлоконструкций используют высокопрочные или чистые термически обработанные болты, изготовленные из стали 40Х (по ГОСТ 4543—71\*). Для гаек используют стали 35 или 40 (по ГОСТ 1050—88\*). Шайбы применяют плоские (по ГОСТ 11371—78\*) из сталей ВСт5пс2 (по ГОСТ 380—94\*), 35 или 40 (по ГОСТ 1050—88\*). Шайбы должны быть термически обработаны и иметь твердость *HRC* 35...40.

Отверстия в элементах и накладках сверлят по кондукторам. Соприкасающиеся поверхности соединения перед сборкой обрабатывают ацетиленовыми горелками с целью удаления окалины и следов смазочных материалов.

Анкерные болты (по ГОСТ 24379.0—80\*, ГОСТ 24379.1—80), применяемые для крепления остова металлоконструкции с фундаментом, служат для передачи растягивающих усилий. Их рекомендуется изготавливать для температур эксплуатации: свыше -40 °С — из сталей ВСтЗкп2 (по ГОСТ 380—94\*) или 09Г2С-6 и 10Г2С1-6 (по ГОСТ 19281-89\*); от -40 до -65 °С — из сталей 09Г2С-6 и 10Г2С1-6 (по ГОСТ 19281—89\*). Характеристики и конструктивные особенности фундаментных болтов с элементами крепления представлены в таблицах 77...79 приложения.

**Заклепочные соединения** применяют весьма ограниченно в конструкциях, подверженных воздействию динамических и вибрационных нагрузок. Эти соединения практически повсеместно заменены сварными и болтовыми.

**Клееметаллические соединения.** Это сравнительно новый и эффективный способ сопряжения деталей посред-

ством введения смоляных клеев в заклепочные, сварные и болтовые соединения. Преимущества этих соединений: увеличение расчетной прочности за счет совместной работы клеевой прослойки, нанесенной на сопрягаемые поверхности; равномерность распределения напряжений в соединении, что повышает их вибрационную прочность; герметичность соединения и коррозионная стойкость.

**Стыковка профилей.** Технология соединения элементов металлоконструкции предусматривает рациональное сочетание швеллеров, уголков, труб круглого и прямоугольного сечений и других типов проката. Примеры соединения различных профилей с помощью сварки показаны на рисунке 5.17.

Для осуществления стыковки профилей и усиления соединения исполь-

зуют косынки. Они могут быть накладные или расположены в плоскости стыкуемых профилей.

Если профили из уголка, швеллеров и прямоугольных труб соединяют под углом, то стыкуемый профиль срезают под необходимым углом и усиливают косынкой заподлицо или накладной. Более технологичны накладные косынки, так как в этом случае профиль отрезают перпендикулярно продольной оси. Размеры косынки определяются длиной сварочных швов. Косынка или накладка должна пересекать профиль перпендикулярно.

Возможные варианты соединения трубчатых профилей представлены на рисунке 5.18. В этом случае косынки устанавливают, как правило, по центру профилей, что позволяет проводить сварку с обеих сторон косынки. Для бо-

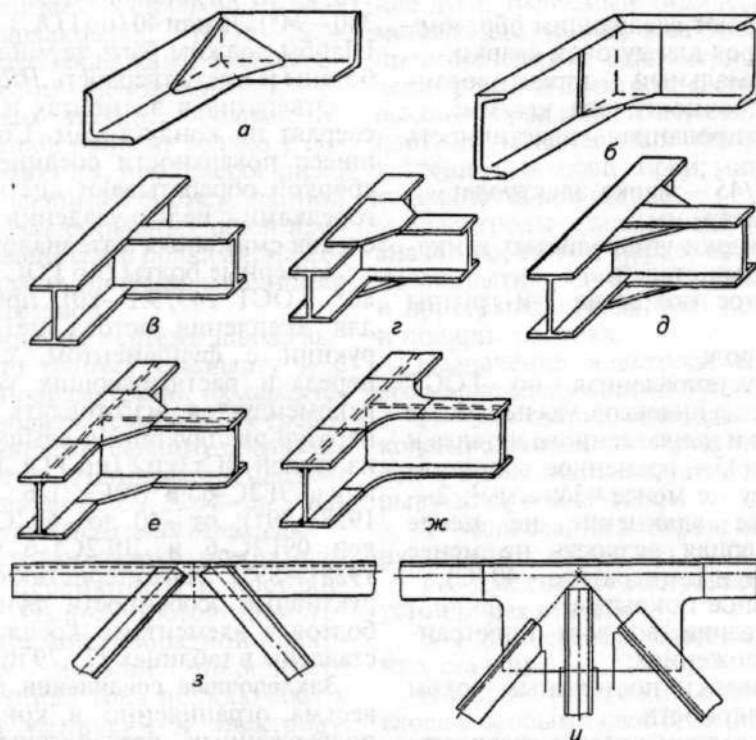


Рис. 5.17. Примеры соединения элементов металлоконструкций:

*a* — усиление прямоугольного соединения уголков с помощью наклонной треугольной косынки; *b* — усиление прямоугольного соединения швеллеров с помощью прямоугольной вставки; *v* — соединение двутавров под прямым углом с предварительным удалением участков полок; *g* — соединение двутавров под прямым углом с предварительным удалением участков полок и усилением накладными косынками; *d* — усиление соединения двутавров треугольными косынками; *e, ж* — варианты установки накладных косынок на наружной плоскости и на внутренних поверхностях нижних полок; *z* — соединение уголков с использованием внутренней поверхности уголка вместо косынки; *u* — многостержневое соединение с помощью косынки

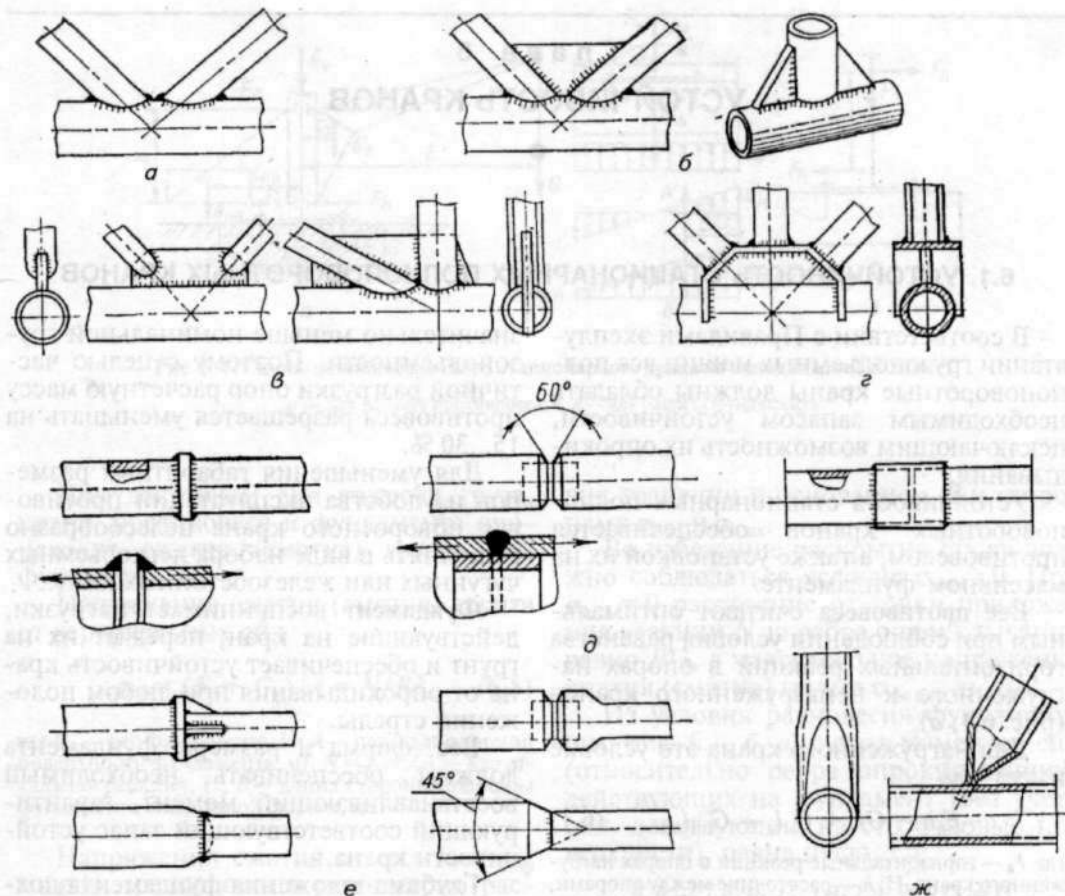


Рис. 5.18. Примеры стыковки трубчатых профилей в узлах металлоконструкций:

*а* — без дополнительного усиления; *б* — с усилением косынками в диаметральной плоскости; *в* — с усилением прорезными косынками; *г* — усиление соединения с помощью гнутых элементов косынок; *д* — варианты стыковки труб одинакового диаметра в осевом направлении; *е* — варианты стыковки труб разного диаметра в осевом направлении; *ж* — стыковка труб под углом с предварительным деформированием конца трубы

лее надежного соединения могут применяться прорезные в трубе косынки. Накладные косынки можно устанавливать только для усиления соединения двух труб одинакового диаметра и с двух сторон, чтобы избежать внецентрового нагружения профилей.

Для рабочих элементов металлоконструкций не рекомендуется применять листы и фасонные профили с толщиной стенки менее 4 мм, а также уголки сечением менее 40 × 40 × 4 мм.

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие деформации испытывают элементы металлоконструкций кранов? 2. В чем принципи-

альное различие методик расчета растянутых и сжатых стержней? 3. Какой вид имеет условие прочности стержня, подверженного деформациям изгиба и сжатия? 4. Какие материалы и типы проката применяют для изготовления элементов металлоконструкции и почему? 5. Что такое гибкость стержня и от чего она зависит? 6. Какие меры рационально принять для повышения устойчивости сжатых стержней с большой гибкостью? 7. Какие преимущества и недостатки имеют несущие элементы пролетных кранов сплошного сечения и выполненных в виде ферм? 8. Что означает расчет элементов металлоконструкции на статическую прочность по максимальным нагрузкам при неблагоприятном их сочетании? 9. Как подбирают подшипники для опор крана? 10. По какому параметру можно подобрать прокат, если стержень металлоконструкции испытывает изгиб, растяжение, сжатие?

## Глава 6

### УСТОЙЧИВОСТЬ КРАНОВ

#### 6.1. УСТОЙЧИВОСТЬ СТАЦИОНАРНЫХ ПОЛНОПОВОРОТНЫХ КРАНОВ

В соответствии с Правилами эксплуатации грузоподъемных машин все полноповоротные краны должны обладать необходимым запасом устойчивости, исключаящим возможность их опрокидывания.

Устойчивость стационарных полноповоротных кранов обеспечивается противовесом, а также установкой их на массивном фундаменте.

**Вес противовеса** считают оптимальным при соблюдении условия равенства горизонтальных реакций в опорах нагруженного и ненагруженного кранов (рис. 6.1, а).

Для нагруженного крана это условие имеет вид

$$F_h h = GL + G_k l_k - G_{пр} l_{пр}, \quad (6.1)$$

где  $F_h$  — горизонтальные реакции в опорах нагруженного крана, Н;  $h$  — расстояние между опорами, м;  $G$ ,  $G_k$ ,  $G_{пр}$  — силы тяжести (вес) соответственно поднимаемого груза, крана, противовеса, причем  $G = Qg$ , Н;  $L$  — вылет крана, м;  $l_k$  и  $l_{пр}$  — расстояния от оси вращения крана до центра тяжести соответственно крана (без учета противовеса) и противовеса.

Для ненагруженного крана при  $Q = 0$

$$F'_h h = -G_k l_k + G_{пр} l_{пр}, \quad (6.2)$$

где  $F'_h$  — горизонтальные реакции в опорах крана без груза.

Из условия  $|F_h h| = |F'_h h|$  имеем

$$G_{пр} = (G_k l_k + 0,5 GL) / l_{пр}. \quad (6.3)$$

При проектировочных расчетах расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения крана принимают  $l_{пр} = (0,3...0,4)L$ , где  $L$  — вылет крана.

В процессе эксплуатации краны часто работают с грузами, масса которых

значительно меньше номинальной грузоподъемности. Поэтому с целью частичной разгрузки опор расчетную массу противовеса разрешается уменьшать на 15...30 %.

Для уменьшения габаритных размеров и удобства эксплуатации противовес поворотного крана целесообразно выполнять в виде набора легкоъемных чугунных или железобетонных плит.

**Фундамент** воспринимает нагрузки, действующие на кран, передает их на грунт и обеспечивает устойчивость крана от опрокидывания при любом положении стрелы.

Вес, форма и размеры фундамента должны обеспечивать необходимый восстанавливающий момент, гарантирующий соответствующий запас устойчивости крана.

Глубина заложения фундамента должна быть на 0,2...0,3 м больше глубины промерзания грунта. Фундамент может быть выполнен в виде куба, параллелепипеда, четырехгранной пирамиды или иметь ступенчатую форму (рис. 6.2). Как правило, массивные фундаменты выполняют с расширяющимся основанием.

Вес и размеры фундамента можно определить из расчетной схемы (см. рис. 6.1, в). Заменив действие колонны на фундамент вертикальной нагрузкой  $F_v = G + G_k + G_{пр}$  и опрокидывающим моментом  $M_{оп} = F_h h$ , получим необходимые исходные данные для проектирования и расчета фундамента (см. рис. 6.1, б). Условие устойчивости крана

$$M_b = M_{оп} K_y, \quad (6.4)$$

где  $M_b$  и  $M_{оп}$  — соответственно восстанавливающий и опрокидывающий моменты, Н;  $K_y$  — коэффициент запаса устойчивости; обычно принимают  $K_y \geq 1,5$ .

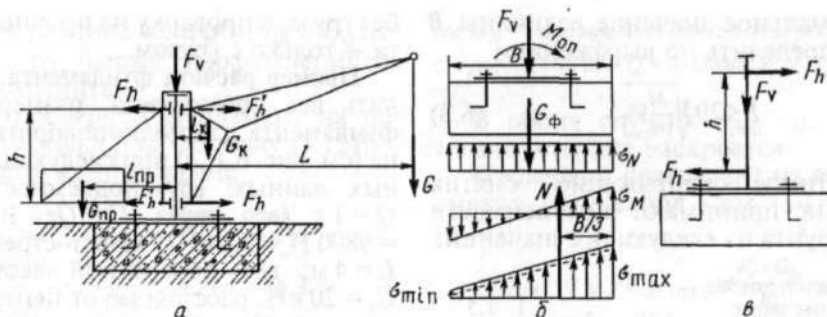


Рис. 6.1. Схемы полноповоротного стационарного крана на неподвижной колонне:

а — для расчета противовеса; б, в — для расчета фундамента

Под действием сил тяжести груза, крана, противовеса и фундамента происходит сжатие (смятие) грунта под фундаментом.

Напряжения сжатия (смятия) грунта от вертикальных сил

$$\sigma_N = (F_v + G_\phi) / A = N / B^2, \quad (6.5)$$

где  $G_\phi$  — вес фундамента,  $N$ ;  $A$  — площадь опорной поверхности фундамента,  $m^2$ ;  $N = F_v + G_\phi$  — вертикальная реакция,  $N$ ;  $B$  — длина стороны подошвы фундамента квадратной формы,  $m$ .

Напряжения сжатия от сил  $F_v$  и  $G_\phi$  можно предположить равномерно распределенными.

Напряжения сжатия грунта от действия опрокидывающего момента

$$\sigma_M = M_{оп} / W = 6F_h h / B^3, \quad (6.6)$$

где  $W$  — момент сопротивления площади подошвы фундамента относительно оси, перпендикулярной плоскости действия опрокидывающего момента. Для квадратной подошвы  $W = B^3 / 6$ .

Распределение напряжений от  $M_{оп}$  условно принимают таким же, как и распределение нормальных напряжений при изгибе.

Под действием опрокидывающего момента  $M_{оп}$  происходит перераспределение напряжений по опорной поверхности фундамента, в результате чего точка приложения вертикальной реакции  $N$  со стороны грунта на фундамент смещается от центра в сторону ребра опрокидывания. Суммарная эпюра нормальных напряжений принимает

вид трапеции с основанием  $B$  и сторонами  $\sigma_{min}$  и  $\sigma_{max}$ .

Во избежание раскрытия стыка должно соблюдаться условие  $\sigma_{min} \geq 0$ . При  $\sigma_{min} = 0$  расстояние от точки приложения реакции  $N$  до ребра опрокидывания равно  $B/3$ , а максимальное напряжение сжатия (смятия) грунта  $\sigma_{сж\ max} = 2\sigma_N$ .

Из условия равновесия фундамента (см. рис. 6.1, б, в) сумма моментов сил (относительно ребра опрокидывания), действующих на фундамент (без учета сил, действующих на его боковые поверхности), равна нулю, т. е.

$$F_h h - (F_v + G_\phi) B / 2 + NB / 3 = 0.$$

Из этого уравнения с учетом коэффициента запаса устойчивости вес фундамента

$$G_\phi = 6K_y F_h h / B - F_v. \quad (6.7)$$

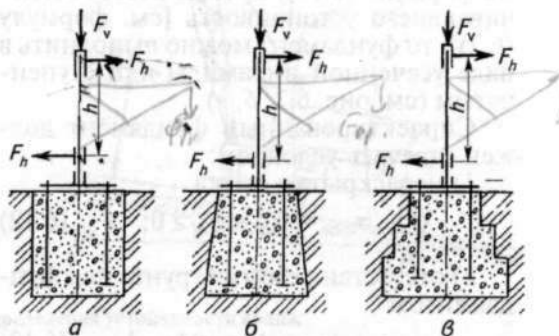


Рис. 6.2. Возможные профили фундамента:

а — прямоугольный; б — четырехгранная усеченная пирамида; в — ступенчатая форма

Минимальное значение величины  $B$  можно определить по выражению

$$B \leq 29 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{оп}}}{|\sigma_{\text{см}}|}}. \quad (6.8)$$

Допустимое напряжение смятия  $[\sigma_{\text{см}}]$ , МПа, принимают в зависимости от вида грунта из следующих значений:

Гранит, базальт, диабаз	3
Известняк, песчаник	1...1,5
Щебенчатый (галечниковый) грунт	0,6
Плотнослежавшийся гравий	0,3...0,5
Суглинки, глины, мелкий песок	0,2...0,3
Гравелистый песок	0,35...0,45
Песок средней крупности	0,25...0,35
Влажный песок	0,1...0,2
Мокрая глина	0,05...0,2
Болотистый грунт, торф	0,025...0,05

При  $\sigma_{\text{min}} = 0$

$$\sigma_{M_{\text{max}}} = M_{\text{оп}} / W_{\text{min}}. \quad (6.9)$$

Минимальный момент сопротивления грунта под фундаментом при расположении стрелы крана по диагонали его подошвы

$$W_{\text{min}} = \frac{\sqrt{2}}{12} B^3 \approx 0,12 B^3. \quad (6.10)$$

Если фундамент выполнен в виде параллелепипеда, то его вес

$$G_{\text{ф}} = B^2 h_{\text{ф}} \rho_{\text{г}}, \quad (6.11)$$

где  $h_{\text{ф}}$  — глубина заложения фундамента, принимаемая в зависимости от глубины промерзания: для европейской части РФ  $h_{\text{ф}} = 1,2 \dots 2$  м;  $\rho = 1800 \dots 2200$  кг/м<sup>3</sup> — плотность бетона.

Если вес фундамента, полученный по формуле (6.11), больше веса, обеспечивающего устойчивость [см. формулу (6.7)], то фундамент можно выполнить в виде усеченной пирамиды или ступенчатым (см. рис. 6.2, б, в).

Спроектированный фундамент должен отвечать условиям:

1) нераскрытия стыка

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_N - \sigma_M \geq 0; \quad (6.12)$$

2) отсутствия смятия грунта под фундаментом

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma'_N + \sigma_M \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (6.13)$$

Проверку на нераскрытие стыка выполняют для крана как с грузом, так и

без груза, а проверку на прочность грунта — только с грузом.

**Пример расчета фундамента.** Определить вес противовеса, размеры и вес фундамента для полноповоротного крана (см. рис. 6.1, а) при следующих исходных данных: грузоподъемность крана  $Q = 1$  т (вес груза  $G = Qg \approx 1000 \cdot 9,8 = 9800$  Н = 9,8 кН); вылет стрелы крана  $L = 4$  м; вес поворотной части крана  $G_k = 20$  кН; расстояние от центра тяжести крана (без учета противовеса) до оси вращения  $l_k = 1,2$  м; расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения крана  $l_{\text{пр}} = 1,6$  м; допустимое напряжение смятия грунта (песок, глина, суглинок)  $[\sigma_{\text{см}}] = 0,25$  МПа; глубина промерзания грунта  $h_{\text{п}} = 1,2$  м.

Сила тяжести противовеса, исходя из равенства горизонтальных реакций в опорах крана как нагруженного, так и ненагруженного [см. формулу (6.3)],

$$G_{\text{пр}} = (0,5GL + G_k l_k) / l_{\text{пр}} = (0,5 \cdot 9,8 \cdot 4 + 20 \cdot 1,2) / 1,6 \approx 27,25 \text{ кН}.$$

Вертикальная реакция опоры

$$F_v = G + G_k + G_{\text{пр}} = 9,8 + 20 + 27,25 = 57 \text{ кН}.$$

Опрокидывающий момент

$$M_{\text{оп}} = F_h h = 0,5GL = 0,5 \cdot 9,8 \cdot 4 = 19,6 \text{ кН}.$$

Минимальное значение стороны квадратного основания фундамента [см. формулу (6.8)]

$$B = 29 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{оп}}}{|\sigma_{\text{см}}|}} = 29 \sqrt[3]{\frac{19600}{0,25}} = 1241 \text{ мм}.$$

Принимаем  $B = 1,5$  м.

Вес фундамента, обеспечивающий его устойчивость [см. формулу (6.7)],

$$G_{\text{ф}} = 6K_y M_{\text{оп}} / B - F_v = 6 \cdot 1,5 \cdot 19,6 / 1,5 - 57 = 117,6 - 57 = 60,6 \approx 61 \text{ кН}.$$

Вес фундамента, выполненного в форме параллелепипеда [см. формулу (6.11)],

$$G'_{\text{ф}} = B^2 h_{\text{ф}} \rho_{\text{г}} = 1,5^2 \cdot 1,5 \cdot 2000 \cdot 9,8 = 66150 \text{ Н} \approx 66 \text{ кН},$$

где  $h_{\text{ф}}$  — высота фундамента, принятая на 0,3 м больше заданной глубины промерзания (1,2 м).

Так как разница величин  $G'_\phi$  и  $G_\phi$  не-  
большая, то форму параллелепипеда  
можно сохранить.

Далее проверяем фундамент на не-  
раскрытие стыка [см. формулу (6.12)]:  
при нагруженном кране

$$\begin{aligned}\sigma_{\min} &= \sigma_N - \sigma_M = \frac{F_v + G_\phi}{B^2} - \frac{M_{оп}}{W_{\min}} = \\ &= \frac{57+66}{1,5^2} - \frac{19,6}{0,12 \cdot 1,5^3} = 54,7 - 48,4;\end{aligned}$$

при ненагруженном кране ( $Q=0$ )

$$\begin{aligned}\sigma_{\min} &= \sigma'_N - \sigma_M = \frac{F'_v + G_\phi}{B^2} - \frac{M_{оп}}{W_{\min}} = \\ &= \frac{47+66}{1,5^2} - \frac{19,6}{0,12 \cdot 1,5^3} = 50 - 48,4,\end{aligned}$$

где  $\sigma'_N$  — напряжения смятия от вертикально дей-  
ствующих сил при  $Q=0$ , когда  $F'_v = G_k + G_{пр}$ .

В обоих случаях  $\sigma_{\min} > 0$ . Следова-  
тельно, стык не раскроется.

Проверяем фундамент на отсутствие  
смятия грунта под ним [см. формулу  
(6.13)]:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_N + \sigma_M = \frac{F_v + G_\phi}{B^2} + \frac{M_{оп}}{W_{\min}} = \\ &= \frac{47+66}{1,5^2} + \frac{19,6}{0,12 \cdot 1,5^3} = 54,66 + 48,4 = \\ &= 103,06 \text{ кН/м}^2 \approx 0,1 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Расчетное значение  $\sigma_{\max}$  меньше до-  
пустимого  $[\sigma_{см}] = 0,25 \text{ МПа}$ , следова-  
тельно, устойчивость крана обеспечена.

## 6.2. УСТОЙЧИВОСТЬ ПЕРЕДВИЖНЫХ КРАНОВ

Из опыта эксплуатации следует, что  
более половины аварий свободно сто-  
ящих или движущихся полноповорот-  
ных кранов происходит из-за их опро-  
кидывания.

Потеря устойчивости и опрокидыва-  
ние кранов чаще всего обусловлены на-  
рушением правил эксплуатации: пре-  
вышением веса поднимаемого груза,  
вылета стрелы, использованием кранов  
в условиях недопустимо больших значе-

ний уклона местности и недопустимо  
высоких ветровых нагрузок, небрежной  
установкой выносных опор (если тако-  
вые имеются) и, как следствие этого,  
чрезмерной просадкой грунта.

Устойчивость крана должна быть  
обеспечена для всех его положений при  
любых возможных комбинациях нагру-  
зок в процессе эксплуатации.

Нагрузки, действующие на кран,  
принято делить на основные и допол-

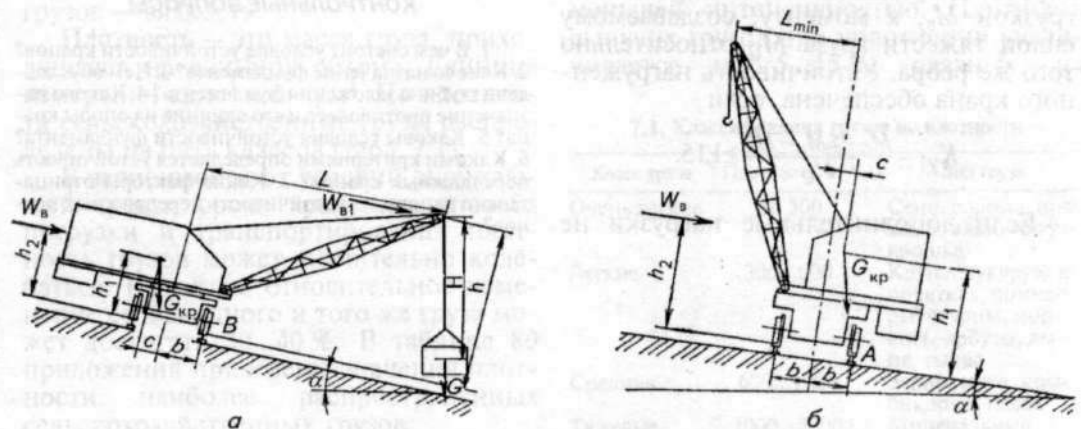


Рис. 6.3. Расчетная схема для определения устойчивости крана:

$a$  — грузовой;  $b$  — собственной. Принятые обозначения:  $G$  и  $G_{кр}$  — сила тяжести соответственно груза и крана;  $W_v$  и  $W_{в1}$  — ветровые нагрузки на подветренные площади соответственно крана и груза;  $H$  — высота подъема груза;  $\alpha$  — угол уклона;  $b, c$  — расстояния от оси вращения крана соответственно до ребра опрокидывания, проходящего через точку  $A$  или  $B$ , и до центра тяжести крана;  $L$  — вылет стрелы крана;  $h, h_1$  и  $h_2$  — расстояние от плоскости опорного контура крана соответственно до головки стрелы, центра тяжести крана и центра подветренной площади крана

нительные. К основным нагрузкам относятся силы тяжести всех частей крана и груза, к дополнительным — ветровые, инерционные и от уклона.

Метод определения устойчивости крана (грузоподъемной машины) и соответствующие нормы устойчивости установлены правилами Госгортехнадзора.

Устойчивость крана характеризуется коэффициентом устойчивости. Различают коэффициент грузовой устойчивости  $K_{y1}$ , характеризующий устойчивость крана при работе с грузом от опрокидывания в его сторону, и коэффициент собственной устойчивости  $K_{y2}$ , характеризующий устойчивость крана без груза от опрокидывания в сторону противовеса.

За расчетную схему для определения коэффициента грузовой устойчивости принимают положение крана с грузом, находящимся на максимальном вылете, когда стрела и наименьшая база обращены в сторону уклона. В этом случае груз занимает самое нижнее положение, ветер дует вдоль линии склона (рис. 6.3, а).

Значение коэффициента грузовой устойчивости  $K_{y1}$  определяют как отношение алгебраической суммы моментов относительно ребра опрокидывания (проходящего через точку В), создаваемых силами тяжести всех частей крана  $M_G$ , силами инерции  $\Sigma M_{и}$  (при пуске и торможении механизмов подъема, поворота и передвижения) и ветровой нагрузкой  $M_B$ , к моменту, создаваемому силой тяжести груза  $M_Q$  относительно того же ребра. Устойчивость нагруженного крана обеспечена, если

$$K_{y1} = \frac{M_G - \Sigma M_{и} - M_B}{M_Q} \geq 1,15.$$

Если дополнительные нагрузки не

учитывают, то коэффициент грузовой устойчивости  $K'_{y1}$  должен быть не менее 1,4, т. е.

$$K'_{y1} = \frac{M'_G}{M_Q} \geq 1,4,$$

где  $M'_G$  — момент, создаваемый силами тяжести элементов крана и противовесом относительно ребра опрокидывания без учета дополнительных нагрузок.

Собственную устойчивость крана проверяют при минимальном вылете стрелы, повернутом в сторону уклона противовесе и действующей в том же направлении ветровой нагрузке (рис. 6.3, б).

Коэффициент собственной устойчивости  $K_{y2}$  определяют как отношение момента  $M_G$ , создаваемого силами тяжести всех частей крана относительно ребра опрокидывания (проходящего через точку А), к моменту  $M_B$ , создаваемому ветровой нагрузкой относительно того же ребра опрокидывания:

$$K_{y2} = M_G / M_B.$$

В этом случае должно соблюдаться условие  $K_{y2} \geq 1,15$ .

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем состоит условие устойчивости кранов?
2. Каково назначение фундамента? 3. Чем обусловлена глубина заложения фундамента? 4. Каково назначение противовеса и его влияние на опоры крана? 5. Каковы условия устойчивости фундамента? 6. Какими критериями определяется устойчивость передвижных кранов? 7. Какие факторы отрицательно влияют на устойчивость передвижных кранов?

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИНАХ

## 7.1. ВИДЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ГРУЗОВ

Эффективное применение современных средств механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских операций в сельском хозяйстве невозможно без учета свойств грузов. Сельскохозяйственные грузы характеризуются многообразием состояний и форм, т. е. они могут быть штучные (мешки, бочки и т. п.), сыпучие (зерно и т. д.), связные (навоз, силос) и жидкие (молоко, навозные стоки). К тому же свойства большинства из них изменяются с течением времени и в зависимости от условий хранения, что связано с биологическими, химическими и физическими преобразованиями.

Основные характеристики грузов, необходимые для расчета и проектирования погрузочных и транспортирующих машин, — плотность, угол естественного откоса, коэффициент внешнего и внутреннего трения, сопротивление деформациям, а для жидких грузов — вязкость.

**Плотность** — это масса груза, приходящаяся на единицу объема. Единица измерения  $\text{кг/м}^3$  или  $\text{т/м}^3$ . По плотности сельскохозяйственные грузы распределены на пять классов (табл. 7.1).

В зависимости от условий окружающей среды, срока хранения, способа погрузки и транспортирования плотность грузов может значительно колебаться. При этом относительное изменение ее для одного и того же груза может достигать 30...40 %. В таблице 80 приложения приведены значения плотности наиболее распространенных сельскохозяйственных грузов.

Один из основных факторов, влияющих на состояние сельскохозяйственных грузов, — влажность, с увеличением которой, как правило, возрастает их плотность. Однако в отдельных случаях

имеет место обратная закономерность.

Конкретные значения плотности силоса в зависимости от глубины залегания и срока хранения приведены в таблицах 81 и 82 приложения. На уплотнение груза существенно влияет продолжительность хранения. При длительном хранении плотность сначала возрастает, а затем после определенного значения стабилизируется.

Изменение плотности грузов может быть следствием воздействия рабочих органов сельскохозяйственных машин или других механических воздействий. Силосная масса сильнее уплотняется при многократном приложении нагрузки, чем при статическом воздействии одной и той же по значению нагрузки.

Уплотнение сельскохозяйственных грузов происходит до определенной величины, при достижении которой плотность стабилизируется, и ее дальнейшее увеличение происходит со значительно меньшей интенсивностью. Плотность сыпучих грузов при уплотнении увеличивается на 5...15 %, связных — на

7.1. Классификация грузов по плотности

Класс груза	Плотность, $\text{кг/м}^3$	Вид груза
Очень легкие	До 300	Сено, солома, пряжа, войлок, торфокрошка
Легкие	300...600	Крупа, кукуруза в початках, помидоры, огурцы, морковь, арбузы, дыня, тыква
Средние	600...1000	Зерно, мука, комбикорма, навоз
Тяжелые	1000...2000	Минеральные удобрения, глина, земля, песок, мел
Очень тяжелые	Более 2000	Строительные материалы, машины и орудия, запасные части

30...50 %. Степень уплотнения характеризуется коэффициентом, представляющим собой отношение плотности после уплотнения к первоначальной. Значения этого коэффициента для некоторых грузов даны в таблице 7.2.

7.2. Коэффициент уплотнения грузов

Груз	Коэффициент уплотнения	Груз	Коэффициент уплотнения
Мука	1,16	Подсол- нечник	1,05...1,10
Горох	1,05...1,15	Овес	1,0...1,13
Гречиха	1,15	Отруби	1,44
Просо	1,08...1,10	Рожь	1,05...1,15
Пшеница	1,05...1,13	Ячмень	1,03...1,15

**Угол естественного откоса** — это угол между плоскостью естественного откоса насыпного груза и горизонтальной плоскостью. Значения данного угла важно знать при проектировании бункеров, спускных устройств, транспортных средств, разгрузочных механизмов.

Различают угол естественного откоса груза в состоянии покоя и движения. Для технических расчетов допускается принимать

$$\varphi_d = 0,7\varphi_n,$$

где  $\varphi_d$  и  $\varphi_n$  — углы естественного откоса соответственно в движении и покое.

На угол естественного откоса зерна существенно влияет вибрация. Свободно насыпанный конус зерна (пшеницы, ячменя) с углом откоса 30...35° через 3 с после начала вибрации растекается в свободную россыпь небольшой толщины с углом откоса около 10°. Последующая вибрация, не меняя угла откоса, перемещает зерно в россыпи в сторону уклона. Подобное явление может быть использовано для разгрузки транспорта при наклонном положении пола кузова.

В значительной мере угол естественного откоса зависит от влажности. Для большинства сельскохозяйственных грузов (зерно, солома, обоина, комбикорм, минеральные удобрения) с увеличением влажности угол естественного откоса увеличивается на 6...20 % (табл. 7.3).

Углы естественного откоса различных сельскохозяйственных грузов при установившейся влажности приведены в таблице 83 приложения.

7.3. Значения угла естественного откоса для пшеницы и овса, град

Культура	Влажность, %				
	12,5	15	20	25	30
Пшеница	30,5	32	37,5	38	38,5
Овес	32,5	35	39,0	41	42

**Угол качения** — это угол наклона плоскости, при котором начинается скатывание (специфическая характеристика) крупнокускового груза. Обычно углы качения меньше углов естественного откоса и углов трения движения. Значения углов качения для некоторых грузов указаны в таблице 84 приложения.

**Коэффициент трения** — одна из главных характеристик груза, учитываемых при конструкторских и эксплуатационных расчетах. Его значение зависит не только от свойств самого груза, его влажности, но и свойств материала, с которыми находится в контакте перемещаемый груз.

Различают коэффициенты трения в состоянии покоя и движения, а также коэффициент внутреннего трения. На основании опытных данных для технических расчетов можно принимать

$$f_d = (0,7...0,9)f_n,$$

где  $f_d$  — коэффициент трения движения;  $f_n$  — коэффициент трения покоя.

Коэффициент трения покоя численно равен отношению максимальной тангенциальной силы, необходимой для выведения груза из статического состояния, к нормально действующей нагрузке.

К основным факторам, влияющим на коэффициент трения покоя, относятся влажность и нормальное давление. Данные факторы могут изменяться в процессе погрузки, разгрузки и транспортировки. Так, с ростом влажности коэффициент трения покоя сначала увеличивается до определенного значения. Затем при конкретной влажности  $f_n$  стабилизируется, а дальнейший рост влажности сопровождается снижением  $f_n$ .

Коэффициент трения покоя зависит от состояния поверхности, на которой расположен груз (табл. 85 приложения). Одна и та же поверхность может иметь различное состояние, зависящее от об-

работки, окраски и т. д. Поэтому в таблице 86 указаны диапазоны значений коэффициента  $f_{\text{п}}$ : большее значение следует принимать для необработанных или слабо обработанных поверхностей, меньшее — для чисто обработанных, окрашенных поверхностей.

Коэффициент трения движения численно равен отношению тангенциально действующего усилия, необходимого для скольжения груза по поверхности, к нормально действующей нагрузке. От коэффициента трения движения существенно зависит энергоемкость погрузочных и транспортирующих рабочих органов. К основным факторам, влияющим на этот коэффициент, кроме свойств самого груза, относятся влажность, нормальное давление и скорость скольжения. В таблице 86 приложения приведены установившиеся значения коэффициентов трения движения основных сельскохозяйственных грузов по различным поверхностям.

На коэффициент трения могут влиять и некоторые другие факторы. Одним из них могут быть размеры частиц, составляющих груз (табл. 7.4), другим — состояние поверхности трения, так как в процессе движения контактирующие поверхности шлифуются.

**7.4. Коэффициент трения силоса в зависимости от длины резки**

Поверхность трения	Средняя длина частицы, мм				
	7,15	14,8	28	50	70
Сталь:					
состояние покоя	0,8	0,78	0,76	0,74	0,736
состояние движения	0,73	0,68	0,65	0,64	0,63
Дерево:					
состояние покоя	0,70	0,68	0,66	0,63	0,62
состояние движения	0,59	0,57	0,55	0,54	0,52

Коэффициент внутреннего трения отражает взаимодействие между частями одного и того же материала. По абсолютной величине он обычно больше коэффициента внешнего трения. На коэффициент внутреннего трения влияют те же факторы, что и на коэффициент внешнего трения. Так, рост влажности приводит к уменьшению данного коэффициента. Например, при повы-

шении влажности с 64 до 80 % коэффициент внутреннего трения кукурузного силоса уменьшается на 25...30 %.

Значения коэффициента внутреннего трения для некоторых сельскохозяйственных грузов приведены в таблице 87 приложения.

**Сопrotивления деформациям** является важнейшей характеристикой грузов, определяющей параметры рабочих органов погрузочных машин, силовой установки, ходовой части. Грузы могут сохранять свои свойства, форму и размеры при погрузке, транспортировке и хранении.

Разнотипные рабочие органы оказывают на груз неодинаковое деформирующее воздействие. В соответствии с этим необходимо знать сопротивление грузов отрыву (растяжению), сжатию, механическому контактному разрушению, резанию, сдвигу.

При расчете грузозахватных органов для сельскохозяйственных грузов важно учитывать сопротивление растяжению (разрыву), влияющее на усилие отрыва. Поскольку большинство связных грузов укладываются послойно, то при отделении порции груза от массива усилие отрыва зависит от того, в какой плоскости происходит разрушение (табл. 7.5). По мере удаления захваченной порции от массива усилие отрыва уменьшается и при определенной деформации связи полностью нарушаются. Так, для силоса эта деформация приблизительно равна 0,1 м.

**7.5. Напряжения разрыва, МПа, связных грузов**

Груз	Плоскость отрыва	
	вертикальная	горизонтальная
Силос кукурузный	2,5...8	0,25...0,6
Солома:		
озимой ржи	3,8	0,83
яровой пшеницы, скирдованная	3	0,27
то же, измельченная	1	0,076
Навоз:		
торфосоломистый в соотношении 1:1	7	3,8
то же, 2:1	3	1,9
», 4:1	1,8	0,7
соломистый	6...15	—
Компост:		
свежий	0,6...2,8	—
зрелый	1...2,5	—

При захвате связанных грузов грейфером или вилами усилие отрыва можно рассчитывать с учетом данных таблицы 7.5 по формуле

$$F_p = \sigma_p A,$$

где  $\sigma_p$  — напряжение разрыва, кПа;  $A$  — площадь отрыва, м<sup>2</sup>.

Сопrotивление разрыву (растяжению) зависит также от других физико-механических свойств груза.

При проектировании грузозахватных органов и транспортирующих машин необходимо знать сопротивление груза деформации сжатия и усилие, которое он может выдержать без разрушения. Значения напряжений сжатия  $\sigma_{сж}$ , которые могут выдержать некоторые грузы без разрушения, приведены ниже.

Груз	$\sigma_{сж}$ , кПа
Силос кукурузный	60...200
Солома пшеничная и ржаная	40...240
Клевер зеленый	40...130
Навоз солоmistый	30...200

Механическое воздействие на корнеклубнеплоды сопровождается повреждаемостью или полным разрушением. Так, при нагрузке 2,9...3,1 кН повреждаемость корнеплодов свеклы 25 %, а при нагрузке 3,2...3,3 кН — 100 %.

Для клубней картофеля диаметром 0,03 м допустимая нагрузка составляет 0,4 кН, а для клубней диаметром 0,05 м — 0,8 кН.

Кроме размера на допустимую нагрузку влияет срок хранения. С увеличением срока хранения допустимая нагрузка увеличивается вследствие уменьшения напряжений в поверхностном слое. За показатель механической прочности зерна (корнеплода) принимают усилие, необходимое для его разрушения при статической и динамической нагрузках.

К другим важным физико-химическим и перегрузочным свойствам сельскохозяйственных грузов можно отнести липкость, допустимую высоту сбрасывания, критическую скорость витания и коэффициент использования грузоподъемности.

**Липкость** — это способность материала прилипать к другим предметам, обуславливаемая силами молекулярного притяжения. Она характеризуется усилием, необходимым для отрыва пластины от налипшей на нее массы груза при определенных и постоянных условиях (табл. 88 приложения).

От липкости существенно зависит работоспособность погрузочно-разгрузочных машин, так как она повышает сопротивление отрыва и нагрузки на рабочие органы, что может вывести машину из рабочего состояния.

Липкость зависит от поверхности прилипания и влажности, причем при увеличении влажности она вначале возрастает, а затем после влажности 75 % уменьшается (табл. 7.6).

У кормосмесей с увеличением влажности липкость уменьшается.

В процессе погрузочно-разгрузочных работ, перевалки и хранения на единичные грузы действуют нагрузки: статические от вышележащих слоев (зависят от веса отдельных грузов и высоты складирования) и динамические от соударения единичного груза с различными поверхностями (зависят от высоты падения или скорости соударения и веса этого груза).

При погрузке и разгрузке груз всегда сбрасывается с некоторой высоты. При этом чаще всего происходит соударение одноименных продуктов. Во избежание порчи груза допустимую высоту сбрасывания, при которой обеспечивается наименьшее повреждение, рекомендуют принимать по таблице 7.7.

7.6. Липкость, кПа, некоторых сельскохозяйственных материалов к стальной поверхности

Материал	Влажность материала, %					
	76	78	80	82	84	86
Паста сырой свеклы	—	—	—	7,3	5,5	4,5
Паста сырого картофеля	—	6	4	4	2,3	2
Мягкий запаренный картофель	6	4	3,1	2,1	1,7	1,3

### 7.7. Допустимая высота сбрасывания, м

Груз	Поверхность, на которую сбрасывается груз				
	железная тонколистная	деревянная	прорезиненная лента	почва	одноименный груз
Картофель	0,3...0,4	0,25...0,5	0,5...0,75	2	1...1,25
Свекла	0,2...0,6	0,4...0,75	0,75...1	2	1...1,5
Морковь	0,2...0,75	0,4...0,5	0,75...1	2	1,15...1,3
Огурцы	0,3...0,5	0,25...0,4	0,5...0,75	2	0,75...1
Капуста	0,25...0,4	0,15...0,25	0,5...0,75	1,75	0,75...1
Лук	0,1...1	—	—	—	1...1,5
Помидоры:					
спелые	—	0,1...0,15	0,15...0,2	—	—
зеленые	—	0,15...0,25	0,3...0,4	—	0,4...0,5
Перец	—	0,8...0,9	—	—	—
Арбузы	—	0,1...0,2	—	—	—
Тыква	—	0,2...0,8	—	—	—
Яйцо	0,007...0,02	0,024...0,035	0,02...0,04	—	0,009...0,01

Выбрав высоту, можно определить допустимую скорость соударения груза с поверхностью при условии наименьшей его повреждаемости:

$$V = \sqrt{2gH}$$

Допустимая скорость соударения клубней картофеля и свеклы с прутками транспортера и другими металлическими деталями должна быть не более 0,65...2,2 м/с.

**Критическая скорость витания** — один из главных параметров, определяющих аэродинамику процесса транспортирования. При проектных и проверочных расчетах установок пневматического транспорта значения этой скорости для некоторых грузов принимают по таблице 89 приложения.

Транспортирующие машины следует проектировать с учетом полезного объема кузова (бункера, контейнера), который характеризуется коэффициентом использования грузоподъемности. Сущность этого коэффициента заключается в том, что фактическая грузоподъемность отличается от номинальной. Значение коэффициента использования грузоподъемности рассчитывают по формуле

$$K_r = \rho V / Q,$$

где  $\rho$  — плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $V$  — объем кузова

### 7.8. Распределение грузов на классы по коэффициенту использования грузоподъемности

Класс грузов	Коэффициент использования грузоподъемности	Вид грузов
1	1	Навоз, органические и минеральные удобрения, металлопрокат, сельскохозяйственные машины, глина, гравий, лесоматериалы и др.
2	0,8	Зерно, картофель, жмых, комбикорм, сено (прессованное), свекла, шерсть в тюках и т. п.
3	0,6	Солома, силос, бахчевые и др.
4	0,4	Зеленая масса, кукуруза в початках, семена подсолнечника и т. п.

(контейнера или грузозахватного органа), м<sup>3</sup>;  $Q$  — номинальная грузоподъемность подъемно-транспортирующей машины, т.

По значению  $K_r$  грузы условно делят на 4 класса (табл. 7.8).

Кроме рассмотренных свойств существуют другие характеристики сельскохозяйственных грузов (вязкость, упругость, твердость и др.), учет которых при проектировании подъемно-транспортирующих машин ограничен. Следует также отметить, что ряд грузов (скоропортящиеся, легковоспламеняющиеся, взрывоопасные) обладает специфическими свойствами.

## 7.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН. ОБОСНОВАНИЕ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

К транспортирующим машинам относят транспортеры, установки пневматического и гидравлического транспорта. Назначение данных машин — перемещение грузов по заданной трассе. Наряду с этим машины непрерывного транспорта можно использовать для решения технологических задач: смешивание и дозирование грузов, распределение и складирование их по заданным пунктам, обеспечение работы других машин. В сельскохозяйственном производстве широко применяют ленточные, ковшовые, скребковые, винтовые, пневматические, гидравлические транспортеры для перемещения сыпучих, вязных, плотных и штучных грузов.

Транспортирующие машины классифицируют по следующим признакам: по области применения — общего назначения (для различных грузов и условий работы) и специальные (для грузов одного вида). К последним относятся зернопогрузчики ЗПС-60, ЗПС-100, погрузчик слежавшихся минеральных удобрений МВС-4М и др.;

по конструкции — с тяговым органом (ленточные, скребковые, пластинчатые, ковшовые, люлечные транспортеры) и без тягового органа (винтовые, роликовые, инерционные, метательные и др.);

по роду перемещаемых грузов — для транспортирования сыпучих, вязных, штучных и других грузов;

по принципу перемещения груза — переносом на тяговом органе или в транспортной емкости (ленточные, ковшовые, люлечные, конвейерные), волочением или проталкиванием (скребковые, цепочно-планчатые, штанговые и винтовые), переносом в несущей среде (гидравлические и пневматические установки), под действием силы тяжести и инерции (роликовые неприводные транспортеры, скатные

доски, спуски, метательные транспортеры и др.);

по исполнению — стационарные, передвижные и переносные. Передвижные имеют ходовую часть в виде колес, шасси или другие устройства, позволяющие изменять место работы. Переносные транспортеры характеризуются меньшими производительностью, размерами и массой;

по характеру трассы — горизонтальные, наклонные, вертикальные и с пространственной траекторией перемещения груза;

по роду приводов — от электродвигателя, гидромотора, внешнего источника движения (ВОМ трактора, колеса ходовой части и др.).

Для транспортирования одного и того же груза в заданных условиях часто можно применять различные машины непрерывного транспорта. Однако по результатам полного обоснования выбирают оптимальный вариант. Эффективность использования оценивают по следующим основным критериям: соответствие машины физико-механическим свойствам груза и требованиям его сохранности; возможность транспортирования по заданной трассе; способы загрузки и разгрузки; производительность и трудоемкость; надежность в заданных условиях работы; требования техники безопасности.

На завершающей стадии обоснования анализируют технико-экономические показатели различных вариантов.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему необходимо знать основные свойства грузов при расчете подъемно-транспортирующих машин? 2. Что понимают под углом естественного откоса? 3. Какие виды трения различают при анализе технологических свойств грузов? 4. Почему сопротивление деформациям является важнейшей характеристикой грузов? 5. Какие нагрузки действуют на единичные грузы?

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

### 8.1. УСТРОЙСТВО И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Среди транспортирующих машин вообще и с тяговым органом в частности наиболее распространены ленточные конвейеры. Это обусловлено их преимуществами: высокой производительностью, простотой конструкции, небольшим расходом энергии, надежностью, возможностью транспортирования груза на большие расстояния с большой скоростью, использованием для перемещения как штучных, так и сыпучих грузов и др.

Принцип действия ленточных конвейеров основан на сцеплении ленты с приводным (ведущим) барабаном, что обеспечивает ей движение, а тем самым и перемещение груза, находящегося на рабочей ветви ленты.

Работа ленточного конвейера с гладкой лентой возможна при условии, что угол трения груза по ленте  $\psi$  ( $\operatorname{tg} \psi = f_r$ ) не меньше угла наклона рабочей ветви к горизонтали  $\beta$ , т. е.  $\psi \geq \beta$ . Для увеличения угла наклона транспортирования применяют специальные ленты — рифленые, с перегородками и накладками.

Ленточные конвейеры (транспортеры) бывают стационарные (рис. 8.1) и передвижные (рис. 8.2). Они представляют собой бесконечную ленту 7 (см. рис. 8.1), охватывающую барабаны ведущий 15, приводимый в действие от приводного механизма 14, и ведомый (натяжной) 3 на тележке 1 с грузом 2 для натяжения ленты. Верхнюю рабочую (ведущую) ветвь поддерживают опорные ролики 6, а нижнюю ведомую (хлостую) — ролики 5.

Лента представляет собой основную часть ленточного конвейера, являясь как тяговым, так и несущим органом. Лента должна обладать высокими прочностью, эластичностью и износостойкостью, хорошей сопротивляемостью

расслаиванию при многократных перегибах, малой гигроскопичностью, стойкостью к физико-химическому воздействию грузов и окружающей среды.

Конструкции некоторых транспортных лент представлены на рисунке 8.3. В сельскохозяйственном производстве наиболее распространены резиноканевые ленты (по ГОСТ 20—85\*, см. табл. 90 приложения), состоящие из нескольких провулканизированных прокладок. Для транспортирования крупнокусковых и других специфических грузов применяют резинотросовые ленты, стальные тросы которых завулканизированы в резину.

С целью защиты от механических повреждений и влаги ленту покрывают слоем резины. Толщина слоя резины с рабочей стороны ленты  $\delta_1 = 1,5 \dots 6$  мм, с опорной —  $\delta_2 = 1 \dots 2$  мм. Общая толщина резинотканевой ленты

$$\delta = \delta_0 z + \delta_1 + \delta_2, \quad (8.1)$$

где  $\delta_0$  — толщина одной прокладки;  $z$  — число прокладок.

Линейная плотность ленты (т. е. масса 1 м длины), кг/м,

$$q_l = 1,12 B \delta, \quad (8.2)$$

где 1,12 — среднее значение массы 1 м<sup>2</sup> ленты толщиной 1 мм;  $B$  — ширина ленты, м.

При транспортировании сыпучих грузов ширина ленты, движущейся по плоской опоре,

$$B = \sqrt{\frac{Q}{0,576 C \operatorname{tg} \varphi \rho v}}; \quad (8.3)$$

по желобчатой опоре

$$B = \sqrt{\frac{Q}{(0,576 C \operatorname{tg} \varphi + 0,157) \rho v}}, \quad (8.4)$$

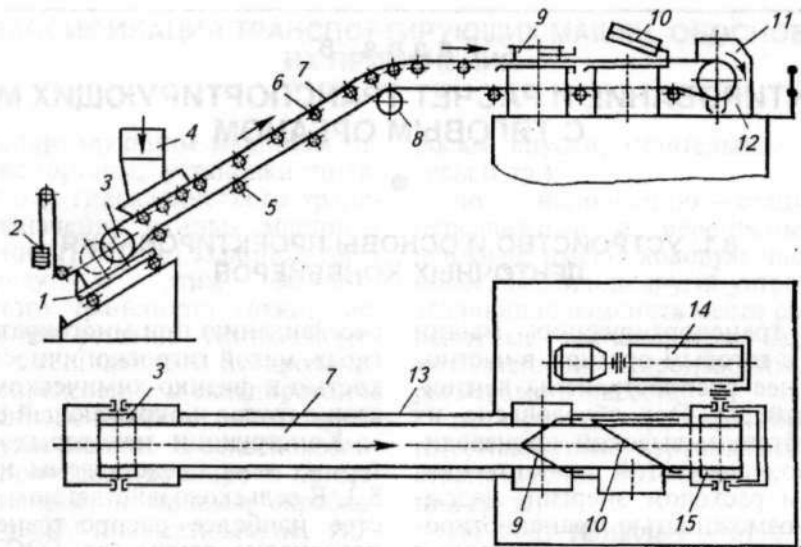


Рис. 8.1. Схема стационарного наклонно-горизонтального ленточного конвейера:

1 — тележка; 2 — груз для натяжения ленты; 3 — ведомый (натяжной) барабан; 4 — загрузочное устройство; 5 и 6 — ролики; 7 — лента; 8 — отклоняющий барабан; 9 и 10 — разгрузочные устройства; 11 — разгрузочный желоб; 12 — устройство для очистки ленты; 13 — рама; 14 — приводной механизм; 15 — ведущий барабан

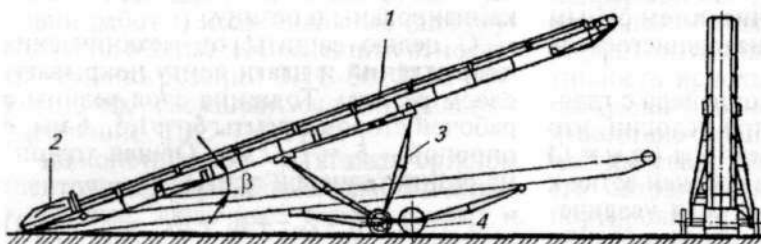


Рис. 8.2. Схема передвижного ленточного конвейера:

1 — лента; 2 — загрузочное устройство; 3 — механизм регулировки высоты подъема; 4 — опорное колесо

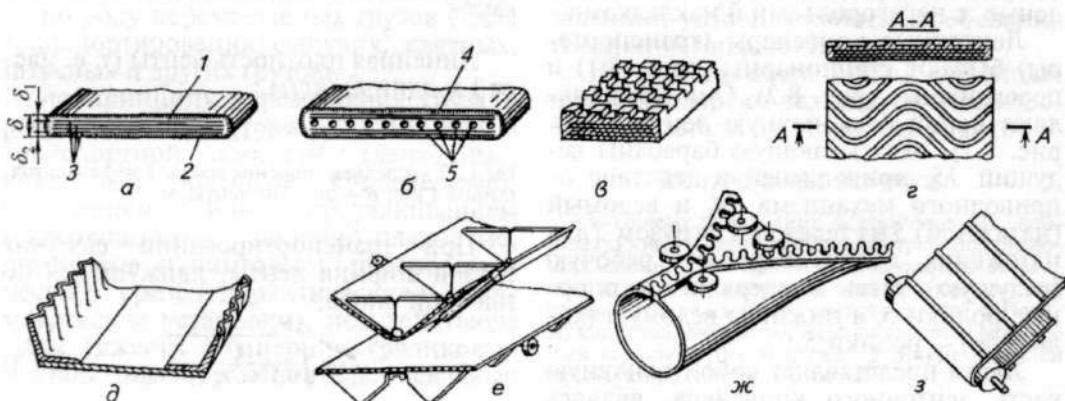


Рис. 8.3. Конструкции транспортных лент:

а — резинокантовой; б — резинотросовой; в, г — с ребристой рабочей поверхностью; д — плоской с бортами; е — с перегородками; ж — с продольным замком; з — полотняно-планчатой; и 1 и 2 — рабочая и опорная стороны; 3 — прокладки; 4 — защитная ткань; 5 — тросики

где  $Q$  — производительность, т/ч;  $C$  — коэффициент, учитывающий уменьшение площади сечения груза в результате осыпания;  $\varphi = 0,35\varphi_0$  — угол естественного откоса груза на движущейся ленте;  $\varphi_0$  — угол естественного откоса груза в состоянии покоя, зависящий от его физико-механических свойств (см. табл. 7.3 и табл. 8.3 приложения);  $\rho$  — плотность груза, кг/м<sup>3</sup> (см. табл. 8.0 приложения);  $v$  — скорость ленты, зависящая от вида транспортируемого груза, м/с (табл. 8.1).

### 8.1. Значения скорости ленты при транспортировании различных грузов

Груз	Скорость ленты, м/с	Груз	Скорость ленты, м/с
Пшеница, рожь, кукуруза	2...4,5	Корнеплоды	0,75...1,5
Овес, ячмень, подсолнечник	2...3	Штучные грузы	0,5...1,5
Дробленое зерно, отруби	1...2	Мука, цемент	0,8...1,25
Кукуруза в початках	1,5...2,5	Удобрения, песок, гравий	1,5...3
		Солома	0,8...1,4

Коэффициент  $C$  принимают в зависимости от угла наклона  $\beta$  рабочей ветви конвейера из следующих значений:

$\beta$ , град	0...10	10...15	15...20	20...25
$C$	1	0,95	0,9	0,85

Ширину ленты, м, с некоторыми допущениями, удобно определять по формуле

$$B = \sqrt{\frac{Q_c}{K_n K_p \rho v}}, \quad (8.5)$$

где  $Q_c$  — секундная производительность, кг/с;  $K_n$  — коэффициент производительности, зависящий от формы поперечного сечения потока и физико-механических свойств транспортируемого груза;  $K_p = 1...0,75$  — коэффициент, учитывающий осыпание груза при угле наклона конвейера от 0 до 20°.

Далее приведены значения коэффициента производительности  $K_n$  в зависимости от формы сечения потока груза.

Форма сечения потока груза	$K_n$
	0,035
	0,061
	0,078
	0,069
	0,085
	0,080

При транспортировке штучных грузов

$$B = b + 0,1, \quad (8.6)$$

где  $b$  — наибольший габаритный размер груза, м.

Полученную расчетом ширину ленты следует округлить до ближайшего

большого стандартного значения: 300; 400; 500; 650; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2250; 2750; 3000.

С целью уменьшения напряжения изгиба в ленте число прокладок должно быть минимальное, но не в ущерб ее прочности, которая должна удовлетворять условию

$$S = \frac{zBK_p}{F_{\max}} \geq [S], \quad (8.7)$$

где  $S$  и  $[S]$  — соответственно расчетный и допустимый коэффициенты запаса прочности лент: резиноканевых — 8...9, синтетических — 9...10, комбинированных — 9...11,5;  $K_p$  — прочность ткани одной прокладки на разрыв по ширине основы, Н/мм (табл. 9.0 приложения);  $F_{\max}$  — наибольшее натяжение в ленте, Н.

**Бараны**, применяемые в ленточных конвейерах, бывают приводные, натяжные, поворотные и отклоняющие. Последние служат для изменения направления ленты и увеличения угла обхвата. Бараны чаще всего отливают из чугуна, сваривают из листовой стали или труб и режу выполняют деревянными (рис. 8.4).

С целью улучшения сцепления с лентой приводные бараны могут быть покрыты резиноканевой лентой или деревянными планками.

Для обеспечения нормальных условий работы резиноканевой ленты и предотвращения ее расслоения диаметр барабана должен удовлетворять условию

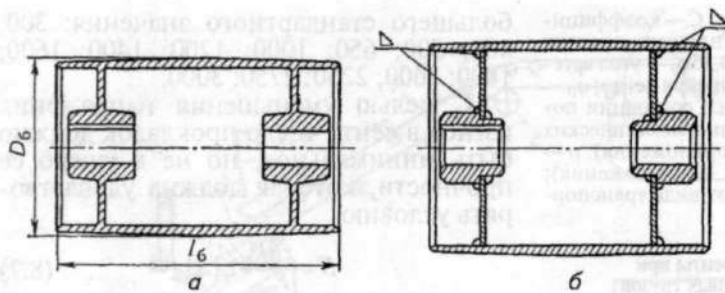
$$D_b \geq K_1 K_2 z, \quad (8.8)$$

где  $K_1$  — коэффициент, зависящий от прочности прокладок;  $K_2$  — коэффициент, зависящий от типа барабана: для приводного — 1...1,1; для натяжного — 0,8...0,9; для отклоняющего — 0,5;  $z$  — число прокладок.

Коэффициент  $K_1$  выбирают из следующих значений:

$K_p$ , Н/мм	65	100	150
$K_1$	125...140	141...160	161...170
$K_p$ , Н/мм	200	300	400
$K_1$	171...180	181...190	191...200

Меньшие значения  $K_1$  принимают для лент малой ширины. Диаметр барабана округляют по ГОСТ 22644—77\* до значения, соответствующего ряду чисел: 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000 и более. Чтобы предотвратить сбегание ленты, бараны рекомендуется выполнять



**Рис. 8.4. Барабаны для лент:**  
*a* — литой из чугуна; *б* — сварной

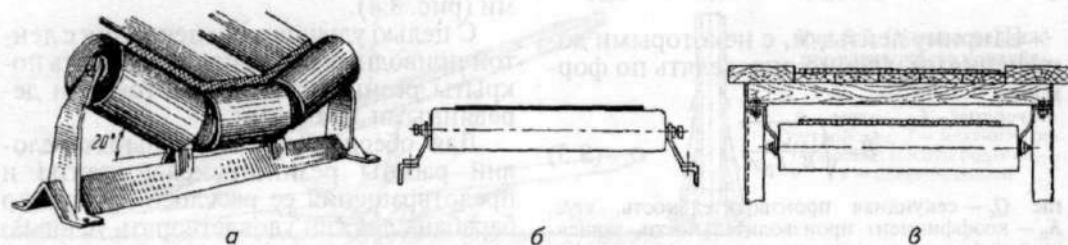
бочкообразной формы с целью их самоцентрирования. Выпуклость принимают равной 0,005 ширины ленты, но не менее 4 мм, а длину барабана  $l_6$  — на 100...120 мм больше ширины ленты.

**Опоры ленты** служат для поддержания ленты и уменьшения ее провисания. В качестве опор применяют ролики (рис. 8.5, *a, б*) или настил (рис. 8.5, *в*). Последний изготовляют из дерева или листовой стали. Использование настила упрощает и удешевляет конструкцию конвейера. Однако при этом увеличива-

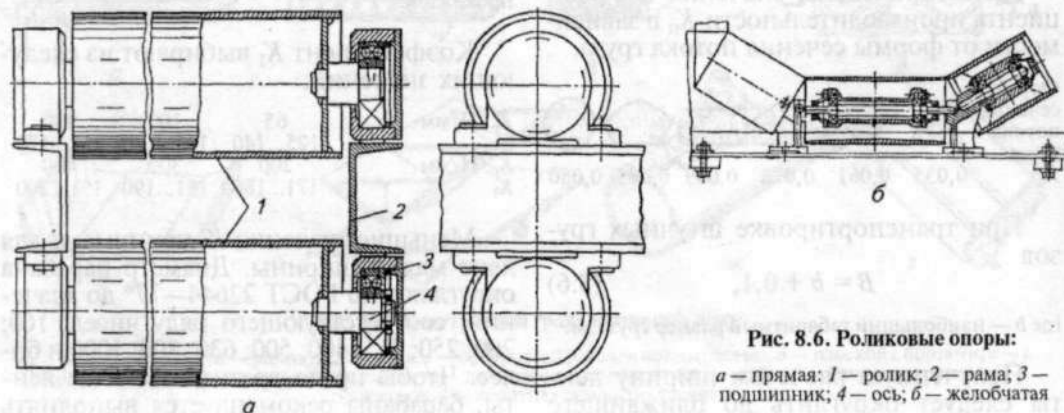
ются сопротивление движению ленты и потребная мощность, резко возрастает износ ленты и сокращается срок ее службы.

При транспортировании сыпучих и кусковых грузов опоры рабочей ветви выполняют желобчатой формы (см. рис. 8.5, *a*). Тем самым придают аналогичную форму самой рабочей ветви ленты, что увеличивает площадь поперечного сечения груза на ленте и повышает производительность конвейера.

Конструкция роликов может быть



**Рис. 8.5. Опоры лент:**  
*a, б* — ролики; *в* — настил



**Рис. 8.6. Роликовые опоры:**  
*a* — прямая: 1 — ролик; 2 — рама; 3 — подшипник; 4 — ось; *б* — желобчатая

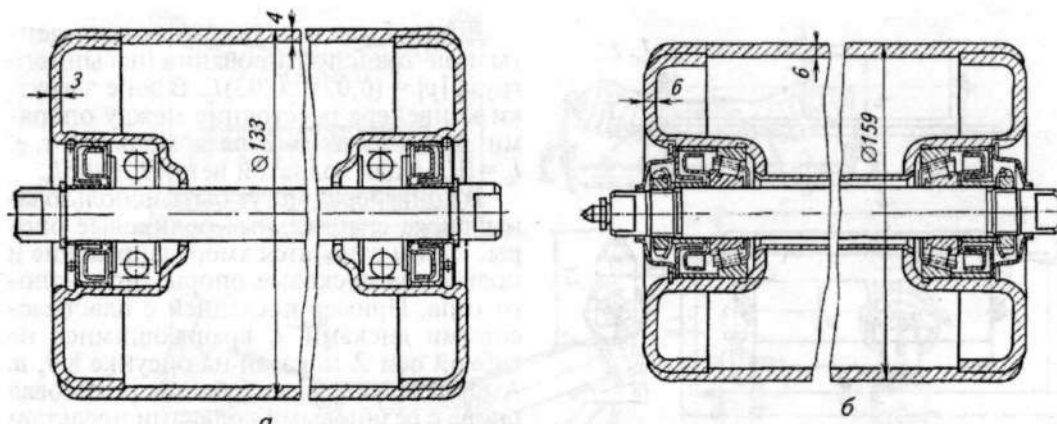


Рис. 8.7. Ролики с неподвижными осями:

*a* — легкого типа; *б* — тяжелого типа

различной и определяется в основном типом подшипников, конструктивным исполнением их опор. Сам ролик 1 (рис. 8.6, *a*) состоит из корпуса, обычно представляющего собой отрезок стальной трубы, и двух торцевых дисков. В диски запрессованы или вварены оси 4, на которые насажены подшипники 3. Корпуса подшипников крепят к раме 2.

Достаточно широко применяют ролики с неподвижными осями, которые бывают легкого и тяжелого типов. Ролики легкого типа (рис. 8.7, *a*) установлены на шарикоподшипниках с встроеными уплотнениями. При ширине ленты 800 мм и более используют ролики тяжелого типа (рис. 8.7, *б*), установленные на конических роликоподшипниках. Размеры роликов принимают по ГОСТ 22646—77\*. Диаметр ролика выбирают в зависимости от ширины и скорости ленты, а также плотности транспортируемого груза (табл. 8.2).

#### 8.2. Диаметр ролика в зависимости от параметров ленты и плотности груза

Плотность перемещаемого груза, т/м <sup>3</sup> , не более	Ширина ленты, мм	Максимальная скорость ленты, м/с	Диаметр ролика, мм
1,6	400; 500; 650	2,0	89
1,6	800	1,6	89
2,0	400; 500; 650	2,5	108
1,6	800; 1000; 1200	2,5	108
2,0	800; 1000; 1200	2,5	133
3,5	800; 1000; 1200	4,0	159
3,5	1400; 1600; 2000	3,2	159
3,5	800; 1000; 1400	4,0	194; 219
4,0	1600; 2000	6,3	245

Желобчатые роликовые опоры (рис. 8.6, *б*) изготовляют из двух, трех, пяти и семи роликов. Наиболее распространены трехроликовые опоры. К недостаткам пяти- и семироликовых опор относятся большое число подшипников, усложненная конструкция и, следовательно, более высокая стоимость.

В трехроликовой опоре все ролики, как правило, располагают в одной плоскости (рис. 8.8, *a*). Для уменьшения повреждения ленты (в зазорах между роликами) и удобства смазывания средний ролик смещают вперед (рис. 8.8, *з*). Боковые ролики трехроликовой опоры располагают под углом  $\alpha$ , равным 20 или 30°, независимо от вида груза и ширины ленты. Для легких грузов с насыпной плотностью до 1 т/м<sup>3</sup> (зерно и зернопродукты) при ширине ленты 400...800 мм допускается увеличение угла  $\alpha$  до 45...60°, что позволяет повысить производительность, уменьшить просыпание груза, улучшить центрирование ленты. В месте перехода желобчатого профиля ленты на прямой (перед концевым барабаном) устанавливают две или три роликовые опоры с уменьшенным углом наклона боковых роликов. В таблицах 91, 92 приложения приведены размеры прямых и желобчатых роликовых опор, показанных на рисунке 8.8.

Расстояние между роликовыми опорами принимают в зависимости от ширины ленты. При транспортировке сыпучих грузов и ширине ленты 400...1200 мм расстояние (шаг) между

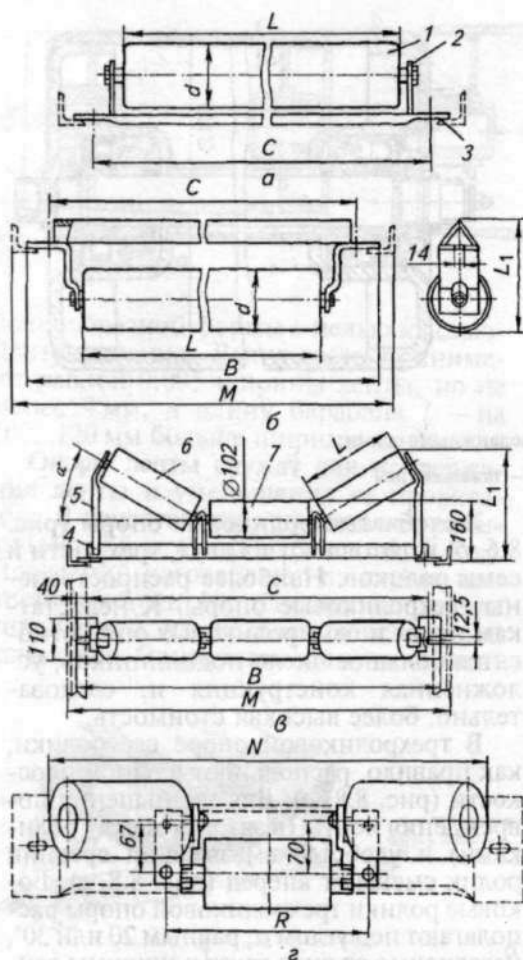


Рис. 8.8. Опорные устройства (все размеры даны в мм):

*a, б* — соответственно верхняя и нижняя прямые роликовые опоры; *в* — верхняя желобчатая опора для ленты шириной 400 и 650 мм; *г* — нижняя желобчатая опора для ленты шириной 800 мм; *1* — ролик; *2* и *5* — стойки; *3* и *4* — планки; *б* — боковой ролик; *7* — средний ролик

опорами, поддерживающими рабочую ветвь, принимают в пределах  $l_p = 1...1,5$  м. Меньшие значения шага для ленты большей ширины.

Стрела провисания ленты при наименьшем ее натяжении  $F_{\min}$  должна удовлетворять условию

$$y = \frac{g(q_r + q_n)l_p^2}{8F_{\min}} \leq [y], \quad (8.9)$$

где  $q_r$  — линейная плотность груза, т. е. масса груза на 1 м ленты, кг/м.

Допустимая стрела провисания ленты при транспортировании сыпучего груза  $[y] = (0,025...0,03)l_p$ . В зоне загрузки конвейера расстояние между опорами принимают в 2 раза меньше, т. е.  $l_o = 2l_p$ , а для холостой ветви  $l_x = 0,5l_p$ .

В конвейерах могут быть использованы также специальные роликовые опоры. К ним относятся амортизирующие и подвесные дисковые опоры гирляндно-го типа. Пример последней с пластмассовыми дисками *1*, вращающимися на гибкой оси *2*, показан на рисунке 8.9, *a*. Амортизирующая желобчатая роликовая опора с резиновыми кольцами представлена на рисунке 8.9, *б*. Эти опоры могут воспринимать толчки и ударные нагрузки, что способствует увеличению срока службы ленты. Центрирующие роликовые опоры (рис. 8.9, *в*) могут регулировать положение ленты относительно продольной оси конвейера.

**Натяжные устройства** предназначены для создания необходимого натяжения ленты, обеспечивающего ее сцепление с приводным барабаном, а также для ограничения провисания ленты между опорами и компенсации удлинения ее в результате вытяжки в процессе работы. Натяжение ленты осуществляется перемещением натяжного барабана посредством винтового или грузового устройства (станции).

Винтовые натяжные устройства (рис. 8.10) применяют обычно в конвейерах длиной не более 60 м, с трассой несложной конфигурации, при относительно небольших усилиях в ленте. Винты *3*, действуя на ползуны *2*, служащие опорами оси натяжного барабана *1*, перемещают последний и тем самым натягивают ленту. Винтовое устройство не создает постоянного натяжения ленты — оно уменьшается по мере ее удлинения. Поэтому в процессе эксплуатации ленту необходимо периодически подтягивать. Преимущества таких устройств — простота конструкции и компактность.

Грузовые натяжные устройства (станции) автоматически поддерживают постоянное натяжение ленты. В зависимости от направления перемещения натяжного барабана различают вертикальные и горизонтальные натяжные устройства (рис. 8.11, *a, б*). Груз *1* через подвеску *2* соединен с опорой *3* натяжного

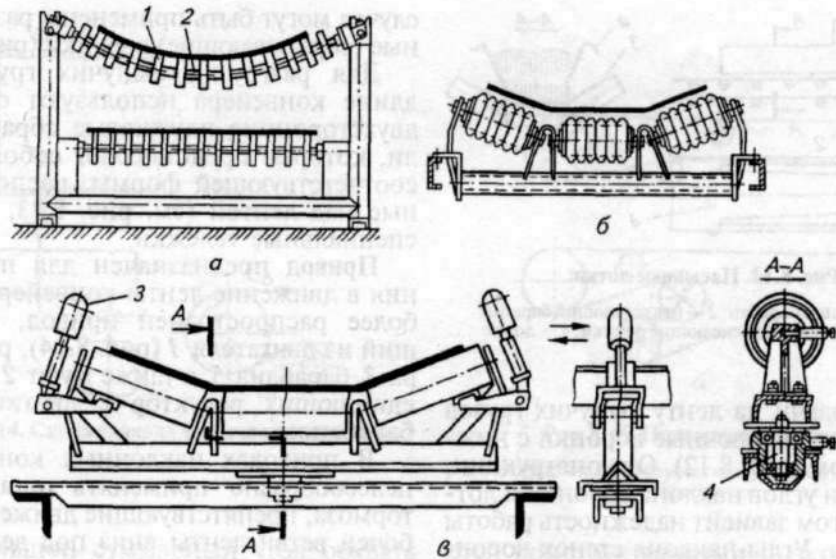


Рис. 8.9. Типы роликовых опор:

*а* — дисковая; *б* — амортизирующая; *в* — центрирующая; 1 — диск; 2 — гибкая ось; 3 — боковые ролики; 4 — ось

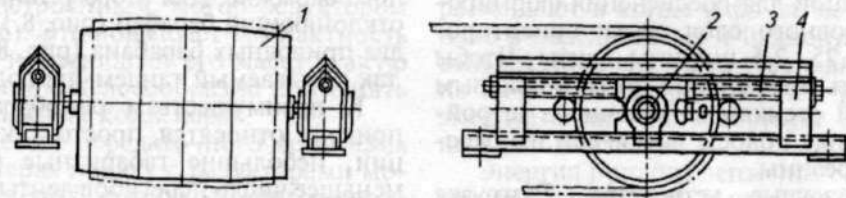


Рис. 8.10. Винтовое натяжное устройство

барабана вертикального устройства (рис. 8.11, *а*) или тележкой 4 (рис. 8.11, *б*) горизонтального. Под действием силы тяжести груза натяжной барабан перемещается и тем самым создается необходимое натяжение ленты. Ход устройства должен составлять 1...1,5% длины конвейера.

Вертикальные натяжные устройства располагают на холостой ветви ленты вблизи приводного барабана или в средней части конвейера, а горизонтальные — в начале грузовой ветви.

**Загрузочные устройства** служат для подачи груза на ленту и рационального размещения его на ней. Конструкция загрузочных устройств зависит от характеристик транспортируемого груза и способа его подачи на конвейер.

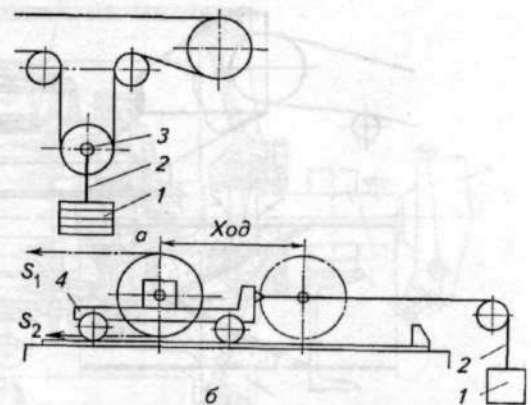


Рис. 8.11. Грузовые натяжные устройства:

*а* — вертикальное; *б* — горизонтальное; 1 — груз; 2 — подвеска; 3 — опора; 4 — тележка

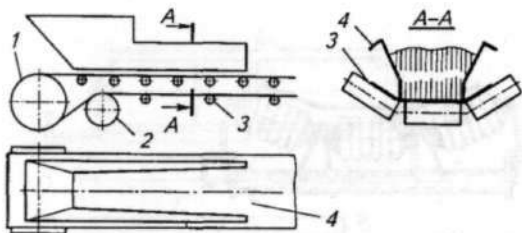


Рис. 8.12. Насыпные лотки:

1 — натяжной барабан; 2 — отклоняющий барабан (ролик); 3 — поддерживающие ролики; 4 — лоток

Для подачи на ленту сыпучих грузов применяют загрузочные воронки с нижним лотком (рис. 8.12). От конструкции, размеров и углов наклона воронки и лотка во многом зависит надежность работы конвейера. Углы наклона стенок воронки должны быть на  $10...15^\circ$  больше угла трения сыпучего груза о стенки воронки во избежание зависания груза. Ширину загрузочного лотка принимают  $0,5...0,65$  ширины ленты, а его длина должна быть достаточной для обеспечения формирования ровного слоя груза: ориентировочно  $1,25...2,5$  ширины ленты. Чтобы устранить просыпание груза, к боковым и задней стенкам загрузочного устройства крепят полосы из мягкой износостойкой резины.

**Разгрузочные устройства.** Разгрузка ленточного конвейера чаще всего происходит через концевой барабан. В этом

случае могут быть применены разгрузочные (сбрасывающие) воронки (рис. 8.13).

Для разгрузки сыпучих грузов по длине конвейера используют одно- и двухсторонние плужковые сбрасыватели, которые представляют собой щиты соответствующей формы, расположенные над лентой (см. рис. 8.13, в), или специальные тележки.

**Привод** предназначен для приведения в движение ленты конвейера. Наиболее распространен привод, состоящий из двигателя 1 (рис. 8.14), редуктора 3, барабана 5, а также муфт 2 и 4, соединяющих редуктор с двигателем и барабаном.

В приводах наклонных конвейеров целесообразно применять остановы и тормоза, препятствующие движению рабочей ветви ленты вниз под действием составляющей силы тяжести груза при выключенном двигателе. С целью уменьшения натяжения, необходимого для создания требуемого окружного усилия, увеличивают угол обхвата  $\alpha$  приводного барабана. Для этого устанавливают отклоняющий барабан (рис. 8.15, а) или два приводных барабана (рис. 8.15, б) — так называемый тандем-привод.

К преимуществам однобарабанного привода относятся простота конструкции, небольшие габаритные размеры, меньшее число перегибов ленты по сравнению с двухбарабанным. Основное преимущество двухбарабанного приво-

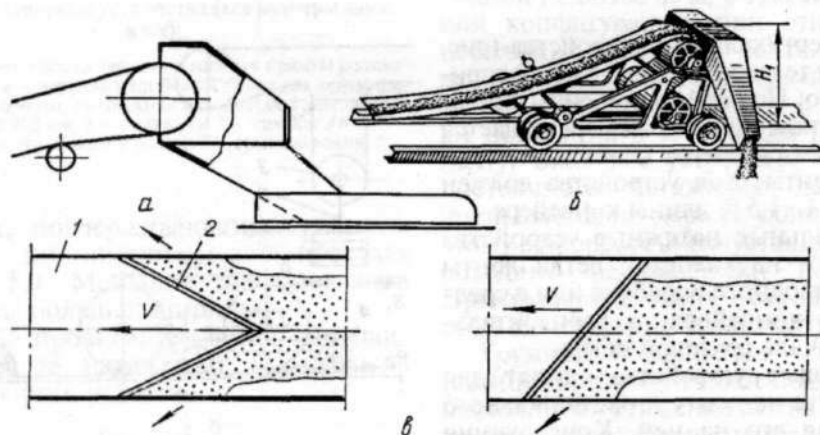


Рис. 8.13. Разгрузочные устройства:

а — сбрасывающая воронка; б — двухбарабанная сбрасывающая тележка; в — плужковые сбрасыватели; 1 — лента; 2 — щит

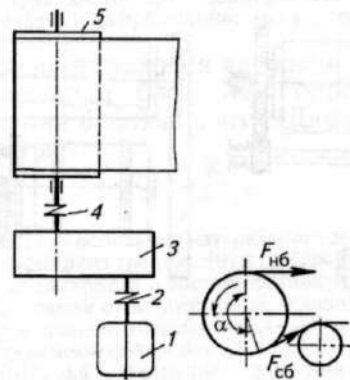


Рис. 8.14. Схема привода ленточного конвейера

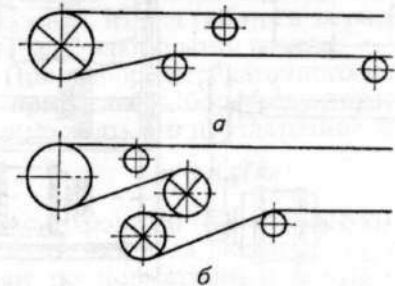


Рис. 8.15. Приводное устройство:

а — с отклоняющим барабаном (ролик); б — с двумя барабанами

да — большой суммарный угол обхвата (до  $400^\circ$ ). Его обычно применяют в горизонтальных и наклонно-горизонтальных конвейерах большой длины.

В некоторых случаях при мощности двигателя до 50 кВт используют барабаны со встроенным мотор-редуктором (рис. 8.16). Это повышает компактность привода и уменьшает его массу. Такую конструкцию целесообразно применять в передвижных конвейерах.

В качестве передаточного механизма в конвейерах наряду с редукторами могут быть использованы ременные и цепные передачи (рис. 8.17).

Местоположение привода определя-

ется конструктивными и эксплуатационными условиями. Обычно решающим фактором при выборе места его установки является стремление уменьшить наибольшее натяжение ленты. По этим соображениям приводной барабан размещают в конце рабочей ветви. Однако в передвижных и наклонных конвейерах приводы часто устанавливают в их начале или середине, что удобно в эксплуатации и способствует их большей устойчивости.

Энергия привода ленточного конвейера расходуется на выполнение полезной работы и преодоление сопротивлений, основным из которых является со-

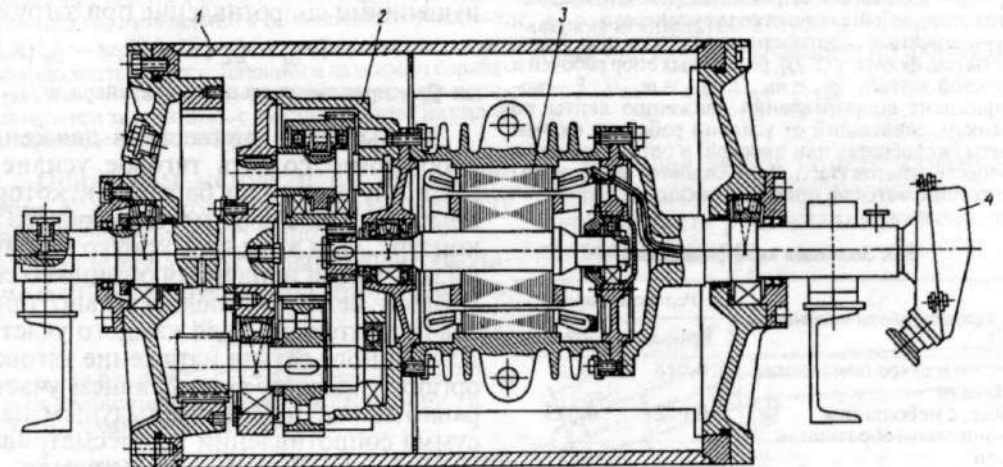


Рис. 8.16. Мотор-барабан конструкции ВНИИПТМАШа:

1 — барабан; 2 — редуктор; 3 — электродвигатель; 4 — токопровод

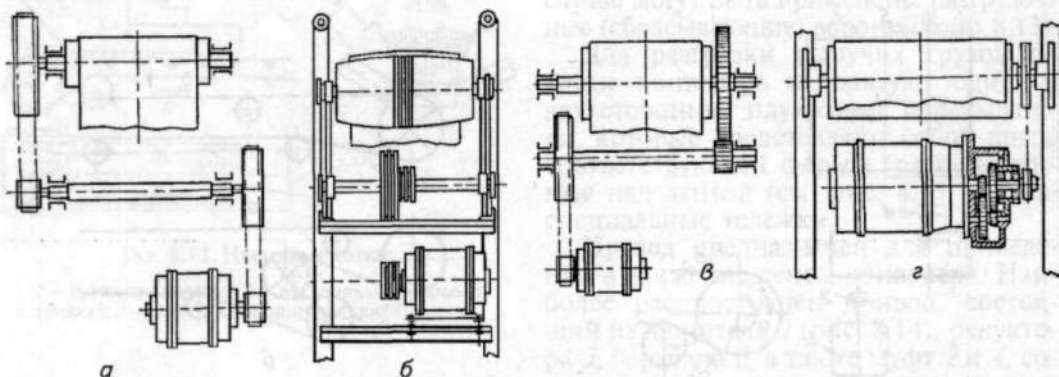


Рис. 8.17. Схемы приводных станций:

а — с двумя ременными передачами; б — с двумя клиноременными передачами; в — с ременной и зубчатой передачами; г — с цепной передачей и редуктором

противление передвижению лент на прямолинейных и криволинейных участках. С определенными упрощениями, вполне приемлемыми в инженерной практике, сопротивления на прямолинейных участках (в общем случае) можно рассчитать по следующим формулам: для рабочих ветвей

$$W_{pi} = gL_{pi}[(q_r + q_l + q_{p,p})\xi \cos \beta + (q_r + q_l) \sin \beta]; \quad (8.10)$$

для холостых ветвей

$$W_{xi} = L_{xi}(q_l + q_{p,x})(\xi \cos \beta - \sin \beta), \quad (8.11)$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  — ускорение свободного падения;  $L_{pi}$  и  $L_{xi}$  — длины рассматриваемых рабочего и холостого прямолинейных участков конвейера;  $q_r$ ,  $q_l$ ,  $q_{p,p}$  и  $q_{p,x}$  — линейные плотности соответственно груза, ленты [см. формулу (8.2)], роликовых опор рабочей и холостой ветвей:  $q_{p,p} = m_{p,p}/l_p$ ,  $q_{p,x} = m_{p,x}/l_x$ ;  $\xi$  — коэффициент сопротивления движению ленты по роликам, зависящий от условий работы и формы ленты (желобчатая или плоская) и определяемый в процессе опытов (табл. 8.3). Холостая ветвь ленты всегда опирается на прямые ролики.

### 8.3. Значения коэффициента $\xi$

Условия работы конвейера	Роликовые опоры	
	прямые	желобчатые
Чистое и сухое помещение без пыли	0,018	0,02
То же, с небольшим количеством абразивной пыли	0,022	0,025
Неотапливаемое помещение или на открытом воздухе при значительной запыленности	0,035	0,04

Сопротивления на криволинейных участках ленты (при огибании натяжного и отклоняющих барабанов или отклоняющих роликов рабочей желобчатой ветви) зависят от угла обхвата, жесткости ленты, типа подшипников и других факторов. Эти сопротивления можно оценить по значению коэффициента  $\xi_0 \approx 1,04 \dots 1,06$  (меньшие значения при угле обхвата  $\alpha \approx 90^\circ$ , большие при  $\alpha \approx 180^\circ$ ).

Загрузка конвейера также сопряжена с возникновением сопротивления движению ленты, зависящего от производительности, скорости ленты  $v$ , начальной скорости груза  $v_0$ , поступающего на ленту в направлении движения тягового органа, и других факторов. С некоторыми допущениями сопротивление при загрузке

$$W_{заг} \approx Q_c (v - v_0), \quad (8.12)$$

где  $Q_c$  — производительность конвейера, кг/с.

Чтобы ленту привести в движение, необходимо создать тяговое усилие  $F_i$  (окружную силу на барабане), которое обычно определяют методом обхода по контуру. При этом весь контур разбивают на участки и, начиная обычно со сбегающей ветви, последовательно определяют натяжение для каждого участка. Для данного случая натяжение тягового органа в каждом последующем участке равно натяжению в предыдущем плюс сумма сопротивлений на рассматриваемом участке. В результате получают

$$F_i = \xi_0^m \Sigma W, \quad (8.13)$$

где  $m$  — число барабанов (и отклоняющих роликов),

кроме приводного;  $\Sigma W$  — алгебраическая сумма сопротивлений на прямолинейных участках.

Исходя из условия сцепления ленты с приводным барабаном определяют натяжения в ветвях ленты. Для сбегающей ветви

$$F_{сб} \geq \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (8.14)$$

где  $e = 2,71$  — основание натурального логарифма;  $f$  — коэффициент трения ленты по барабану, зависящий от материала и состояния поверхности барабана, а также от атмосферных условий: для чугунного и стального барабанов  $0,1 \dots 0,3$ ; для барабана с деревянной футеровкой  $0,15 \dots 0,35$ , с резиновой —  $0,15 \dots 0,4$  (меньшие значения следует принимать при большей влажности);  $\alpha$  — угол обхвата приводного барабана лентой.

Максимальное натяжение набегающей (рабочей) ветви

$$F_{нб} = F_t + F_{сб} = F_{\max}. \quad (8.15)$$

Необходимое минимальное натяжение рабочей ветви в месте сбегающей ленты с натяжного барабана при выбранной стреле провисания  $y$ , не превышающей допустимого значения  $[y]$ ,

$$F_{\min} \geq \frac{g(q_r + q_n)l_p^2}{8y}. \quad (8.16)$$

Если стрела провисания заранее не выбрана,  $F_{\min}$  определяют методом обхода по контуру. Так, для конвейера, выполненного по схеме рисунка 8.18,

$$F_{\min} = [(F_{сб} + W_{х.г}) \xi_0 \pm W_{х.н}] \xi'_0, \quad (8.17)$$

где  $W_{х.г}$  и  $W_{х.н}$  — сопротивления движению прямолинейных участков холостой ветви ленты соответственно горизонтального и наклонного участков;  $\xi_0$  и  $\xi'_0$  — коэффициенты сопротивления передвижению ленты на отклоняющем и натяжном барабанах. Знак « $\pm$ » перед  $W_{х.н}$  имеет место при его отрицательном значении, т. е. когда оно будет не силой сопротивления, а движущей силой.

При таком методе после определения  $F_{\min}$  необходимо вычислить стрелу провисания ленты по формуле (8.9).

Для выбора электродвигателя необходимо знать расчетную (потребную) мощность

$$P_{дв} = \frac{FV}{\eta_б \eta_m}, \quad (8.18)$$

где  $\eta_б = 0,92 \dots 0,96$  — КПД барабана, зависящий от типа подшипников, жесткости ленты и пр.;  $\eta_m$  — КПД передаточного механизма.

Номинальная мощность выбираемого двигателя должна быть больше расчетной:  $P_{ном} \geq P_{дв}$ .

Для конвейеров часто применяют трехфазные асинхронные двигатели серии 4А (см. табл. 25...28 приложения). Закрытое и обдуваемое исполнение позволяет использовать их для работы в загрязненных условиях, на открытом воздухе.

При выборе передаточного механизма привода (подборе редуктора) необходимо знать его передаточное число

$$u = n_{дв}/n_б. \quad (8.19)$$

Асинхронную (номинальную) частоту вращения вала двигателя  $n_{дв}$  принимают по нормативным документам, а частоту вращения приводного барабана вычисляют по формуле

$$n_б = \frac{60v}{\pi D_б}. \quad (8.20)$$

Если в качестве передаточного механизма использован стандартный редуктор, его передаточное число, как правило, не совпадает с расчетным. В этом случае отклонение передаточного числа редуктора  $u_p$  от расчетного  $u'$  должно быть не более 4%. Это отклонение рассчитывают по формуле

$$\Delta u = \frac{u_p - u'}{u'} 100 \%. \quad (8.21)$$

При определении типоразмера подбираемого редуктора необходимо, чтобы вращающий момент тихоходного вала, на передачу которого рассчитан редуктор, был не меньше вращающего момента на валу приводного барабана в случае соединения этих валов посредством муфты. Момент на валу барабана можно вычислить по формуле

$$T_б = F_t \frac{D_б}{2\eta_б}. \quad (8.22)$$

Выбирая тип и конструктивное исполнение редуктора, необходимо предусматривать рациональную компоновку всего привода.

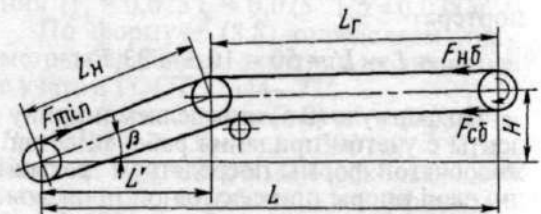


Рис. 8.18. Схема ленточного конвейера

## 8.2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Рассчитать ленточный конвейер для транспортирования пшеницы ( $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ ) на расстояние  $L = 50 \text{ м}$  и высоту  $H = 5 \text{ м}$  (согласно схеме рис. 8.18) производительностью  $Q = 50 \text{ т/ч}$ . Загрузка конвейера через загрузочную воронку с лотком; разгрузка через концевой барабан, который является приводным; натяжное устройство винтовое.

Принимаем согласно таблице 8.1 скорость транспортирования  $v = 2,5 \text{ м/с}$ . Коэффициент трения пшеницы по ленте в состоянии покоя  $f_n \approx 0,5$  (табл. 85 приложения). С целью увеличения производительности конвейера и уменьшения потерь в качестве поддерживающих элементов рабочей ветви ленты выбираем трехроликовые желобчатые опоры.

Коэффициент трения пшеницы по ленте при работе конвейера

$$f_d = 0,8f_n = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4.$$

Угол трения  $\psi$  пшеницы по ленте находим из равенства  $\text{tg } \psi = f_d = 0,4$ , откуда  $\psi = 22^\circ$ .

Исходя из условия отсутствия соскальзывания пшеницы по ленте  $\beta \leq \psi$  определяем угол наклона конвейера. Обычно  $\beta \approx \psi - 4 \dots 5^\circ$ . Для рассматриваемой схемы  $\beta = \psi - 5^\circ = 22^\circ - 5^\circ = 17^\circ$ .

Определяем длину наклонной части конвейера

$$L_n = \frac{H}{\sin \beta} = \frac{5}{\sin 17^\circ} \approx 17 \text{ м}.$$

Длина проекции наклонной части транспортера на горизонтальную плоскость

$$L' = L_n \cos \beta = 17 \cdot 0,956 = 16,3 \text{ м}.$$

Длина горизонтальной части транспортера

$$L_r = L - L' = 50 - 16,3 = 33,7 \text{ м}.$$

По формуле (8.5) определяем ширину ленты с учетом придания рабочей ветви желобчатой формы посредством трехроликовой опоры при секундной производительности  $Q_c = Q/3,6 = 120/3,6 = 33,3 \text{ кг/с}$  и коэффициентах  $K_n = 0,085$

(см. с. 111),  $K_\beta = 0,8$  (при  $\beta = 17^\circ$ ):

$$B = \sqrt{\frac{Q_c}{K_n K_\beta \rho v}} = \sqrt{\frac{33,3}{0,085 \cdot 0,8 \cdot 800 \cdot 2,5}} = 0,495 \text{ м}.$$

Из ряда стандартных значений выбираем  $B = 500 \text{ мм}$ .

В случае значительного расхождения расчетного и стандартного значений ширины ленты следует уточнить производительность.

По таблице 90 приложения выбираем резинотканевую ленту с прокладками из ткани БКНЛ-65 (с основой и утком из комбинированных нитей): предел прочности ткани  $K_p = 65 \text{ Н/мм}$ ; число (предварительное) прокладок  $z = 3$ ; толщина прокладки  $\delta_0 = 1,15 \text{ мм}$ ; толщина обрешиненного слоя с рабочей стороны  $\delta_1 = 2 \text{ мм}$  (ввиду малой абразивности пшеницы), с опорной стороны  $\delta_2 = 1 \text{ мм}$ .

Общая толщина ленты [см. формулу (8.1)]

$$\delta = \delta_0 z + \delta_1 + \delta_2 = 1,15 \cdot 3 + 2 + 1 = 6,45 \text{ мм}.$$

Линейная плотность ленты [см. формулу (8.2)]

$$q_l = 1,12 B \delta = 1,12 \cdot 0,5 \cdot 6,45 = 3,6 \text{ кг/м};$$

груза

$$q_r = \frac{Q}{3,6v} = \frac{120}{3,6 \cdot 2,5} = 13,3 \text{ кг/м}.$$

Согласно таблице 8.2 при  $B = 500 \text{ мм}$  и  $v = 2,5 \text{ м/с}$  для рабочей ветви диаметр роликов  $d_p = 108 \text{ мм}$ . С целью увеличения долговечности ленты и создания более благоприятных условий ее работы принимаем угол наклона боковых роликов  $\alpha = 30^\circ$ . Тогда масса вращающихся частей трехроликовой опоры  $m_p = 12 \text{ кг}$  (см. табл. 92 приложения). Масса ролика для холостой ветви  $m_{p,x} = 9,8 \text{ кг}$  (см. табл. 91 приложения, при  $d_{p,x} = 102 \text{ мм}$ ).

С учетом ширины ленты и желобчатой формы рабочей ветви принимаем расстояния между роликами: рабочей ветви  $l_p = 1,5 \text{ м}$ , холостой ветви  $l_x = 3 \text{ м}$ .

Линейная плотность рабочей ветви роликовой опоры (см. с. 118)

$$q_{p,p} = m_p/l_p = 12/1,5 = 8 \text{ кг/м,}$$

холостой ветви

$$q_{p,x} = m_{p,x}/l_x = 9,8/3 = 3,3 \text{ кг/м.}$$

Определяем сопротивление передвижению ленты на прямолинейных участках [см. формулы (8.10) и (8.11)], для чего по таблице 8.3 принимаем значения коэффициентов сопротивления движению ленты при работе на открытом воздухе для рабочей (желобчатой) ветви  $\xi = 0,04$  и холостой (плоской)  $\xi = 0,035$ . Тогда для наклонного участка рабочей ветви

$$W_{p,n} = gL_n [(q_r + q_l + q_{p,p}) \xi \cos \beta + (q_r + q_l) \sin \beta] = \\ = 9,8 \cdot 17 [(13,3 + 3,6 + 8) 0,04 \cos 17^\circ + (13,3 + 3,6) \sin 17^\circ] \approx 975 \text{ Н;}$$

для горизонтального участка рабочей ветви

$$W_{p,r} = gL_r (q_r + q_l + q_{p,p}) \xi = \\ = 9,8 \cdot 33,7 (13,3 + 3,6 + 8) 0,04 \approx 329 \text{ Н;}$$

для горизонтального участка холостой ветви

$$W_{x,r} = gL_r (q_l + q_{p,x}) \xi = \\ = 9,8 \cdot 33,7 (3,6 + 3,3) 0,035 \approx 80 \text{ Н;}$$

для наклонного участка холостой ветви

$$W_{x,n} = gL_n (q_l + q_{p,x}) (\xi \cos \beta - \sin \beta) = \\ = 9,8 \cdot 17 (3,6 + 3,3) (0,035 \cos 17^\circ - \sin 17^\circ) \approx -295 \text{ Н.}$$

Сопротивление передвижению ленты, возникающее при загрузке, определяем по формуле (8.12) с учетом начальной скорости груза  $v_0 = 0$ :  $W_{\text{заг}} \approx Q_{\text{св}} = 33,3 \cdot 2,5 \approx 83 \text{ Н.}$

Принимаем коэффициент сопротивления передвижению ленты на криволинейных участках в среднем  $\xi_0 = 1,05$ . По формуле (8.13) определяем окружную силу на приводном барабане

$$F_t = \xi_0^m \Sigma W = \\ = \xi_0^m (W_{p,n} + W_{p,r} + W_{\text{заг}} + W_{x,r} + W_{x,n}) = \\ = 1,05^3 (975 + 329 + 83 + 80 - 295) \approx 1356 \text{ Н.}$$

При коэффициенте трения ленты по стальному барабану  $f = 0,2$  (см. с. 119) и угле обхвата приводного барабана  $\alpha = \pi$  натяжение сбегающей ветви [см. формулу (8.14)]

$$F_{\text{сб}} = \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1356}{2,71^{0,2 \cdot 3,14} - 1} \approx 1559 \text{ Н.}$$

Натяжение набегающей ветви [см. формулу (8.15)]

$$F_{\text{нб}} = F_t + F_{\text{сб}} = 1356 + 1559 = 2915 \text{ Н.}$$

Поскольку оно же является максимальным натяжением, то  $F_{\text{max}} = F_{\text{нб}} = 2915 \text{ Н.}$

Проверяем выбранную резинотканевую ленту БКНП-65 на прочность [см. формулу (8.7)]:

$$S = \frac{zBK_p}{F_{\text{max}}} = \frac{3 \cdot 500 \cdot 65}{2915} \approx 33,4,$$

что много больше допустимого значения  $[S] = 9$ . Если  $S < [S]$ , следует увеличить предварительно принятое число прокладок  $z$ .

Минимальное натяжение рабочей ветви ленты (в месте ее сбегаения с натяжного барабана) определяем по формуле (8.17), приняв коэффициент сопротивления передвижению ленты на отклоняющем барабане  $\xi_0 = 1,04$  и натяжном  $\xi_0 = 1,06$ :

$$F_{\text{min}} = [(F_{\text{сб}} + W_{x,r}) \xi_0 \pm W_{x,n}] \xi_0 = \\ = [(1559 + 80) 1,04 - 295] 1,06 \approx 1494 \text{ Н.}$$

Тогда при  $l_p = 1,5 \text{ м}$  стрела провисания ленты [см. формулу (8.9)]

$$y = \frac{g(q_r + q_l)l_p^2}{8F_{\text{min}}} = \frac{9,8(13,3 + 3,6)1,5^2}{8 \cdot 1494} \approx 0,03 \text{ м,}$$

что не превышает допустимого значения  $[y] = 0,025$   $l_p = 0,025 \cdot 1,5 \approx 0,038 \text{ м.}$

По формуле (8.8) определяем диаметры барабанов, округляя их значение с учетом ГОСТ 22644-77\*.

Диаметр приводного барабана  $D_{\text{б.п}} \geq K_1 K_2 z = 130 \cdot 1 \cdot 3 = 390 \text{ мм.}$  Принимаем  $D_{\text{б.п}} = 400 \text{ мм.}$  Поскольку для натяжного барабана коэффициент  $K_2 = 0,9$ , т. е. мало отличается от его значения для приводного барабана, то при-

нимаем  $D_{б.н} = D_{б.п} = 400$  мм. Диаметр отклоняющего барабана (при  $K_2 = 0,5$ )  $D_{б.о} = 130 \cdot 0,5 \cdot 3 = 195$  мм. Принимаем  $D_{б.о} = 200$  мм.

Длина всех барабанов

$$L_б = B + 100 = 500 + 100 = 600 \text{ мм.}$$

Частота вращения приводного барабана

$$n_б = \frac{60v}{\pi D_б} = \frac{60 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 0,4} = 119 \text{ мин}^{-1}.$$

Для выбора электродвигателя по формуле (8.18) определяем расчетную мощность

$$P_{дв} = \frac{Fv}{\eta_б \eta_м} = \frac{1356 \cdot 2,5}{0,95 \cdot 0,9} = 3965 \text{ Вт,}$$

где  $\eta_м = 0,9$  — КПД привода транспортера.

Согласно таблице 25 приложения для рассматриваемого конвейера можно применить электродвигатель 4А100L4УЗ с номинальной мощностью  $P_{ном} = 4$  кВт и номинальной (асинхронной) частотой вращения вала  $n_{дв} = n_{ном} = 1430 \text{ мин}^{-1}$ .

### 8.3. УСТРОЙСТВО И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Скребковые конвейеры представляют собой группу транспортирующих машин, принцип действия которых основан на волочении транспортируемого груза по неподвижному желобу с помощью скребков, прикрепленных к тяговому органу — цепям. Форма и высота скребка — основные конструктивные признаки типов конвейеров.

Скребковые конвейеры делят на два типа по способу перемещения груза — порционного и сплошного волочения. К первому типу относятся конвейеры со сплошными высокими скребками (рис. 8.19), высота которых приблизительно равна высоте желоба, ко второму типу — конвейеры со сплошными низкими (погрузными) (рис. 8.20) и контурными скребками (рис. 8.21), в которых груз перемещается не отдельными порциями, а сплошным слоем, высота которого в несколько раз выше высоты

Для выбора редуктора определяем расчетное передаточное число [см. формулу (8.19)]

$$u' = n_{ном} / n_б = 1430 / 119 = 12.$$

У редукторов Ц2, Ц2У, Ц2С, ПЗ и КУ-1 ближайшее передаточное число  $u_p = 12,5$ . В этом случае отклонение от расчетного передаточного числа [см. формулу (8.21)]

$$\Delta u = \frac{u_p - u'}{u'} 100 = \frac{12,5 - 12}{12} 100 = 4 \%,$$

что допустимо.

Вращающий момент на валу приводного барабана, соединяемого муфтой с тихоходным валом редуктора, вычисляем по формуле (8.22):

$$T_б = F_t \frac{D_б}{2\eta_б} = 1356 \frac{0,4}{2 \cdot 0,95} = 285 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По таблице 33 приложения выбираем двухступенчатый цилиндрический редуктор Ц2У-125, рассчитанный на вращающий момент тихоходного вала  $T_n = 500 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

скребков. Срезания нижнего слоя материала, равного высоте скребка, не происходит, так как сила сдвига (сила внутреннего трения) частиц груза значительно выше сопротивления трению их о дно и стенки желоба. Из-за трения о боковые стенки желоба происходит некоторое отставание материала от скребков.

При использовании контурных скребков (рис. 8.21) заметного отставания материала не наблюдается, сопротивление движению уменьшается. В таких конвейерах могут быть крутонаклонные участки.

Скребковые конвейеры используют для транспортирования различных легкосыпучих, пылевидных, зернистых и кусковых неабразивных грузов в горизонтальном и пологонаклонном направлениях. Их не рекомендуется применять для перемещения сильно влаж-

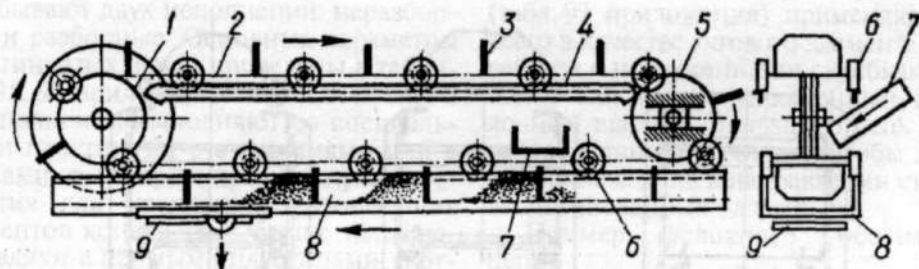


Рис. 8.19. Скреповый конвейер порционного волочения

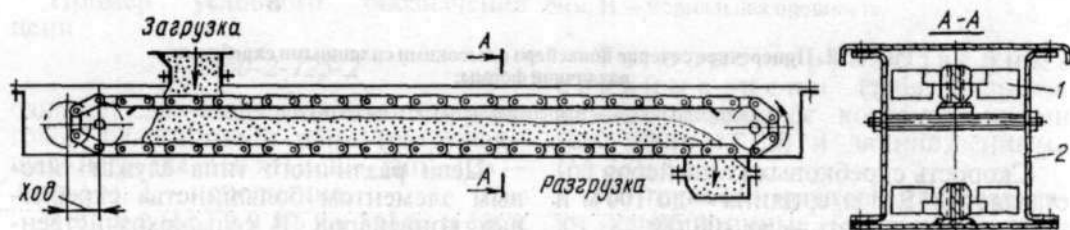


Рис. 8.20. Конвейер со сплошными низкими скребками:

1 — скребок; 2 — желоб

ных и липких материалов из-за сложной разгрузки, а также абразивных материалов из-за большого износа желоба, скребков и тяговых цепей.

Основные преимущества скреповых конвейеров — небольшие габаритные размеры в поперечном сечении, герметичность транспортировки, возможность промежуточной загрузки и главное — разгрузки материала. Поэтому их часто используют как распределительные. К

преимуществам скреповых конвейеров относятся также простота устройства, жесткая кинематическая связь тягового органа с приводной станцией, исключая проскальзывание и нарушение скорости транспортирования. Недостатки скреповых конвейеров — интенсивное изнашивание ходовой части и желоба, обусловленное перемещением материала волоком, и, как следствие этого, повышенный расход энергии.

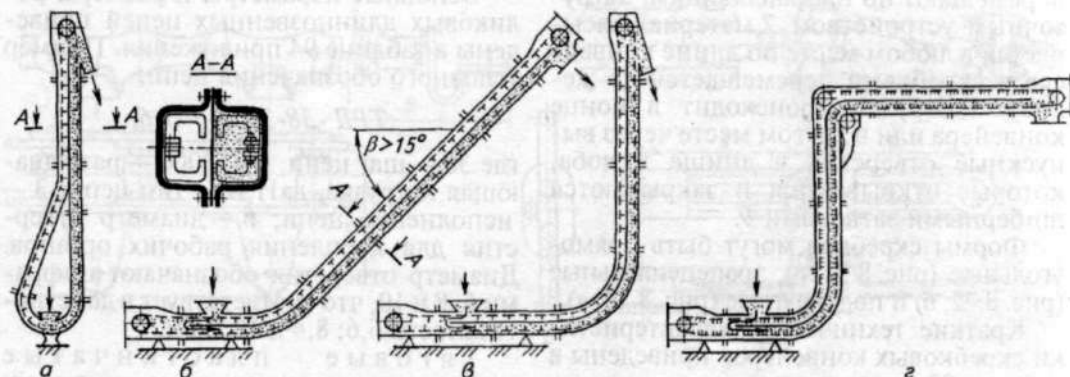


Рис. 8.21. Конвейеры с контурными скребками:

а — вертикальный; б — крутосклонный; в — L-образный; г — Z-образный

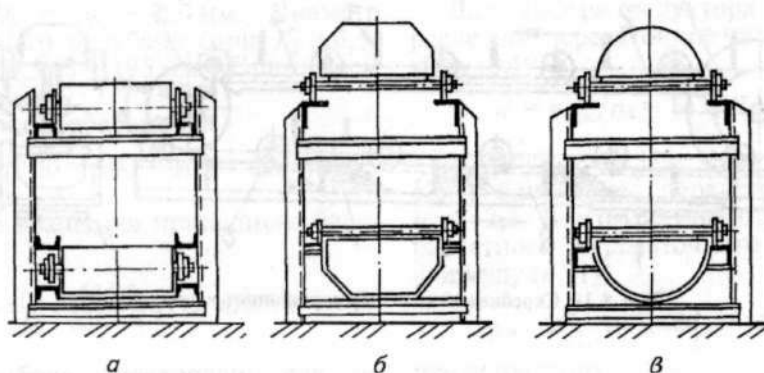


Рис. 8.22. Поперечное сечение конвейера с высокими сплошными скребками различной формы:

*а* — прямоугольной; *б* — трапецидальной; *в* — полукруглой

Скорость скребковых конвейеров составляет 0,15...1 м/с, длина — до 100 м и производительность — до 100 т/ч.

Скребковые конвейеры изготовляют с цепью, замкнутой в вертикальной (реже горизонтальной) плоскости.

Скребковые конвейеры состоят из неподвижного открытого или закрытого желоба 8 (см. рис. 8.19), по которому движется замкнутая цепь 2 со скребками 3, огибая приводные 1 и натяжные 5 звездочки. Ролики 6 цепи катятся по направляющим 4, закрепленным на станине конвейера. Приводным звездочкам сообщается движение от привода, состоящего из двигателя, редуктора и соединительных муфт. Вал натяжных звездочек монтируют на опорах и с помощью винтового устройства перемещают по направляющим. Загрузочным устройством 7 материал засыпается в любом месте по длине конвейера и скребками перемещается по желобу. Разгрузка происходит в конце конвейера или в другом месте через выпускные отверстия в днище желоба, которые открываются и закрываются шиберными затворами 9.

Формы скребков могут быть прямоугольные (рис. 8.22, *а*), трапецидальные (рис. 8.22, *б*) и полукруглые (рис. 8.22, *в*).

Краткие технические характеристики скребковых конвейеров приведены в таблице 93 приложения.

Основные элементы скребковых конвейеров — цепи, скребки, приводы, натяжные устройства и желоба.

Цепи различного типа служат тяговым элементом большинства скребковых конвейеров. В сельскохозяйственном производстве применяют цепи приводные втулочные, роликовые длиннозвенные (ГОСТ 4267—78\*), тяговые пластинчатые (ГОСТ 588—81\*), разборные (ГОСТ 589—85), вильчатые (ГОСТ 12996—90) и круглозвенные сварные.

При ширине скребков до 500 мм применяют одну, свыше 500 мм — две цепи.

Роликовые длиннозвенные цепи (рис. 8.23, *а...г*) состоят из специальных звеньев с лапками, предназначенными для крепления скребков. Специальные звенья этих цепей можно чередовать в заданной последовательности со звеньями приводных роликовых цепей.

Основные параметры и размеры роликовых длиннозвенных цепей приведены в таблице 94 приложения. Пример условного обозначения цепи:

*ТРД-38-3000-1-3-6,*

где 38 — шаг цепи, мм; 3000 — разрушающая нагрузка, даН; 1 — тип цепи; 3 — исполнение цепи; 6 — диаметр отверстия для крепления рабочих органов. Диаметр отверстия обозначают цифрами 6, 8 и 10, что соответствует в действительности 6,6; 8,4 и 10,5 мм.

Тяговые пластинчатые цепи изготовляют четырех типов: втулочные, роликовые, катковые с гладкими катками и с ребрами на катках (рис. 8.24). Цепи всех указанных ти-

пов бывают двух исполнений: неразборные и разборные. Основные параметры пластинчатых цепей приведены в таблицах 95, 96 приложения. Цепи всех типов и исполнений выполняют со специальными пластинами с отверстиями или с полками, в которых предусмотрены отверстия для крепления грузонесущих элементов конвейера. Обычно цепи изготавливают с прямыми пластинами, в отдельных случаях — с изогнутыми. Нормальный ряд шагов цепей: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 мм.

Пример условного обозначения цепи

*M160-2-125-2*

означает следующее: M160 — номер тяговой пластинчатой цепи (разрушающая нагрузка 160 кН); 2 — тип; 125 — шаг, мм; 2 — исполнение.

Тяговые вильчатые цепи

(табл. 97 приложения) применяют чаще всего в качестве тягового элемента в конвейерах с погруженными скребками, поэтому они имеют упрощенный беззвучный шарнир. Вильчатую цепь в конвейере устанавливают так, чтобы движение происходило в направлении стрелок, выштампованных на звеньях.

Пример условного обозначения цепи:

*P1-100H,*

где P1 — тип тяговой вильчатой цепи; 100 — шаг, мм; H — нормальная прочность.

Тяговые круглозвенные сварные цепи (табл. 98 приложения) выполняют короткозвенными (шаг цепи  $t < 3d$ ) и длиннозвенными ( $t > 3d$ ).

По точности изготовления различают калиброванные (отклонение шага

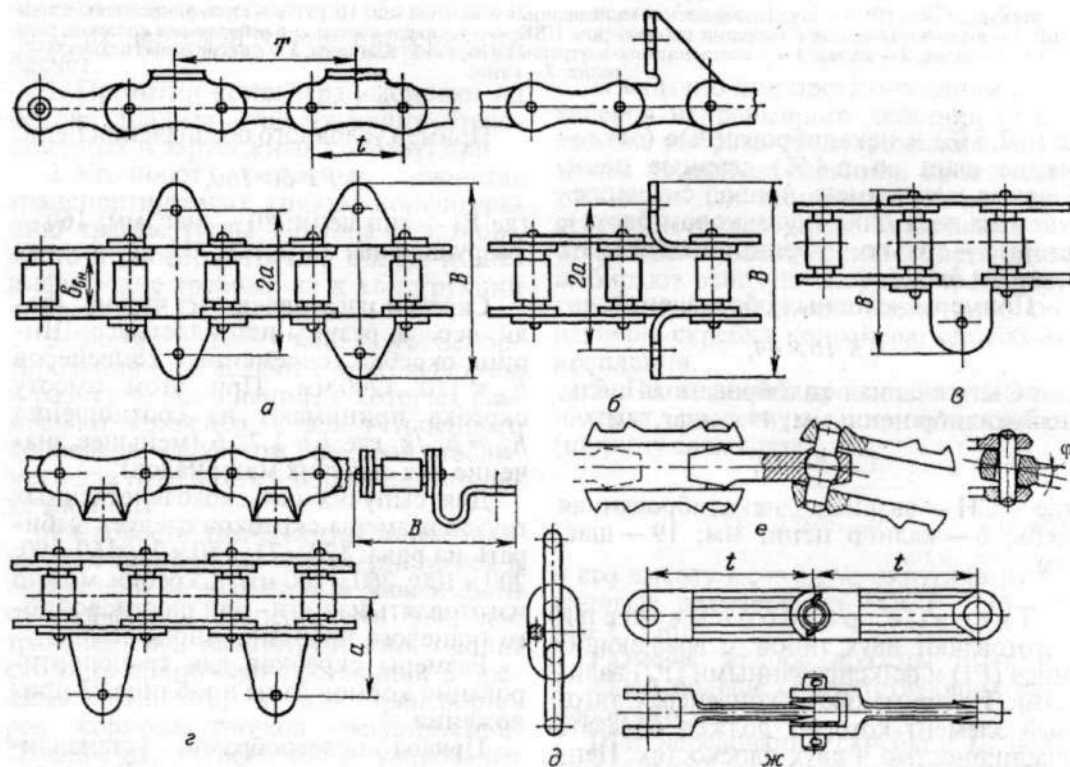


Рис. 8.23. Тяговые цепи:

*a, б, в и г* — роликковые длиннозвенные (*a* — тип 1 исполнения 1; *б* — тип 2 исполнения 2; *в* — тип 3; *г* — тип 4 исполнения 1); *д* — круглозвенная; *е* — разборная цепь с цилиндрическим и сферическим валиками; *ж* — вильчатая

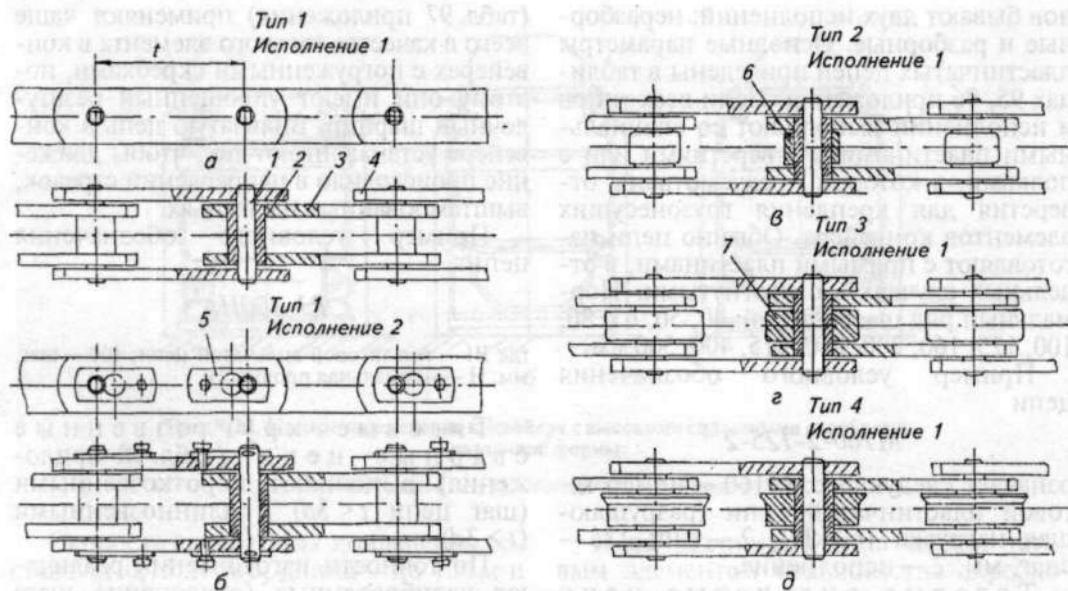


Рис. 8.24. Конвейерные цепи:

*a* — втулочные типа ПВ; *б* — втулочно-колесные на подшипниках качения типа ПВКП; *в* — втулочно-роликовые типа ПВР; *з* — втулочно-колесные с гладкими катками типа ПВК; *д* — втулочно-колесные с ребрными колесами типа ПВКГ; 1 — валик; 2 — втулка; 3, 4 — соответственно внутренняя и наружная пластины; 5 — фиксирующая планка; 6 — ролик; 7 — каток

$\pm 1...2,5\%$ ) и некалиброванные (отклонение шага до  $\pm 4\%$ ) сварные цепи. Первые могут иметь привод с зацеплением на звездочке (кулачковом блоке), вторые — только фрикционный на гладком блоке.

Примеры условных обозначений:

*СК 16 × 44*,

где СК — сварная калиброванная цепь; 16 — калибр цепи, мм; 44 — шаг, мм;

*СН 6 × 19*,

где СН — сварная некалиброванная цепь; 6 — калибр цепи, мм; 19 — шаг, мм.

Тяговые разборные цепи изготовляют двух типов: с вращающимися (Р1) и фиксированными (Р2) валиками. Их применяют в конвейерах, тяговый элемент которых должен обладать шарнирностью в двух плоскостях. Цепь собирают из шарнирных секций, каждая из которых состоит из шарнирного валика, наружных и внутренних звеньев.

Параметры тяговых разборных цепей приведены в таблице 99 приложения.

Пример условного обозначения цепи:

*Р1-80-160*,

где Р1 — тип цепи; 80 — шаг, мм; 160 — разрушающая нагрузка, кН.

**Скребки** изготовляют из чугуна, стали, дерева, резины или пластмасс. Ширина скребка современных конвейеров  $b_{ск} = 120...1200$  мм. При этом высоту скребка принимают из соотношения  $h_{ск} = b_{ск}/k$ , где  $k = 1,7...6$  (меньшее значение для сыпучих материалов).

Для сыпучих сельскохозяйственных грузов размеры скребков следует выбирать из ряда:  $120 \times 71$ ;  $150 \times 75$ ;  $160 \times 90$ ;  $200 \times 100$ ;  $260 \times 100$  мм. Скребки можно изготовлять из пяти- или шестислойного тканевого прорезиненного ремня.

Размеры скребков для транспортирования кормов даны в таблице 93 приложения.

**Привод** целесообразно устанавливать в конце грузовой ветви. В передаточном механизме (редукторе) обычно предусматривают предохранительное устройство (срезной штифт или муфту предельного момента) для защиты кон-

вейера от поломок при случайных перегрузках (образование заторов и т. п.).

**Натяжные устройства** в скребковых конвейерах обеспечивают устойчивое положение скребков для предотвращения их опрокидывания при консольном приложении нагрузки. Это достигается за счет увеличения натяжения цепей. Обычно используют винтовые или пружинно-винтовые натяжные устройства. Минимальный их ход принимают равным 1,6 шага цепи.

**Основы проектирования и расчета скребкового конвейера** (транспортера) те же, что и для ленточного транспортера, но с учетом особенностей конструкции рабочих и тяговых органов и специфических условий эксплуатации.

Проектирование и расчет выполняют в два этапа: эскизное проектирование — проектный расчет и эскизная компоновка транспортера; техническое проектирование — разработка чертежа общего вида транспортера, сборочных и рабочих чертежей узлов, проверочный расчет.

1. Прототип конвейера выбирают на основе анализа существующих отечественных и зарубежных конструкций.

2. Уточняют основные свойства транспортируемых грузов, конфигурацию трассы (углы наклона участков), место и способ загрузки, общие и специфические требования к конструкции конвейера.

3. Форму и длину канала транспортирования определяют с учетом формы и размеров помещений, в которых размещают конвейер, а для встроенного конвейера — с учетом размеров отводимого для него места в общей компоновке машины.

4. Скорость транспортирования принимают постоянной или регулируемой в определенном диапазоне в зависимости от назначения транспортера. Так, для транспортеров навозоуборочных машин скорость принимают постоянной в пределах 0,3...1 м/с, а для транспортеров кормораздатчиков — регулируемой. Плавное или ступенчатое регулирование скорости движения транспортера при постоянной скорости подачи корма в зону загрузки позволяет регулировать количество корма, скармливаемого животным в зависимости от их возраста.

Скорость движения скребковых конвейеров меньше скорости ленточных вследствие больших потерь на трение.

5. Расчетная производительность скребкового конвейера, т/ч,

$$Q = 3600Av = 3600b_{ск}\psi C_{\beta}h_{ск}v\rho, \quad (8.23)$$

где  $A$  — расчетная площадь сечения груза в желобе,  $m^2$ ;  $b_{ск}$ ,  $h_{ск}$  — соответственно рабочие ширина и высота скребка, м;  $\psi$  — экспериментально установленный обобщенный коэффициент заполнения желоба, представляющий собой отношение объема груза на участке между скребками к геометрическому объему этого участка: для легкосыпучих мелких грузов 0,5...0,6; для плохосыпучих 0,7...0,8;  $C_{\beta}$  — экспериментально получаемый коэффициент, зависящий от угла наклона желоба  $\beta$ .

Коэффициент соотношения ширины и высоты скребка  $k = b_{ск}/h_{ск} = 2...4$ .

Коэффициент  $C_{\beta}$  выбирают из следующих значений:

$\beta$ , град	0	10	20	30	35	40
$C_{\beta}$ для груза:						
легкосыпучего	1	0,85	0,65	0,5	—	—
плохосыпучего, кускового	1	1	1	0,75	0,6	0,5

6. Обычно при проектировании конвейеров непрерывного действия необходимо выбрать геометрические параметры конвейера заданной производительности для транспортирования определенного материала. В зависимости от физико-механических свойств груза выбирают рабочую скорость транспортирования, определяют геометрические размеры скребка конвейера, способ их крепления.

7. По заданной производительности находят расчетную ширину скребка (ширину слоя груза)

$$b_{ск} = \sqrt{\frac{kQ}{3600v\rho\psi C_{\beta}}} \quad (8.24)$$

и его высоту  $h_{ск} = b_{ск}/k$ , округлив их до типовых размеров по ГОСТ 7116—77 (см. с. 126).

Размеры желоба должны быть на 5...15 мм больше соответствующих размеров скребка.

Шаг чередования скребков  $t_{ск}$  должен обеспечивать наибольшее заполнение желоба насыпным грузом. Обычно принимают

$$t_{ск} = (2...4)h_{ск}. \quad (8.25)$$

Вычисленная ширина желоба и шаг скребков должны быть проверены по кусковатости груза. Расстояние между скребками и ширина желоба должны удовлетворять условиям

$$t_{ск} \geq 1,5a_{\max}; b_{ж} \geq k_c a_{\max}, \quad (8.26)$$

где  $k_c$  — коэффициент, зависящий от конструкции конвейера и характера груза: для двухцепных конвейеров и сортированных грузов 3...4, для несортированных грузов 2...2,5, для одноцепных конвейеров соответственно 5...7 и 3...3,5.

Для нормализованных прямоугольных скребков предусмотрено консольное и симметричное крепление к тяговым цепям.

Скребки крепят к цепям с помощью сварки или специальных промежуточных звеньев с лапками.

8. Типы приводного, натяжного, разгрузочного и разгрузочного устройств предварительно выбирают с учетом общих и специфических требований, предъявляемых к конструкции, а также возможности использования стандартных и унифицированных узлов и элементов конструкции.

9. Суммарное сопротивление движению скребкового конвейера

$$W_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n W_i = W_{p,n} + W_{p,g} + W_{x,n} + W_{x,g}, \quad (8.27)$$

где  $W_i$  — сопротивление отдельных участков;  $n$  — число участков.

Сопротивление перемещению груза и тягового органа (цепи) на рабочем наклонном участке длиной  $L_{p,n}$

$$W_{p,n} = L_{p,n} g (q + q_{ц}) (\xi \cos \beta + \sin \beta), \quad (8.28)$$

где  $q$  — линейная плотность груза, кг/м;  $q_{ц}$  — линейная плотность тягового органа, кг/м;  $\xi$  — коэффициент сопротивления перемещению груза по желобу: для скребковых конвейеров  $\xi = 0,3...1$ ;  $\beta$  — угол наклона ветви конвейера.

Сопротивление перемещению груза и тягового органа (цепи) на рабочем горизонтальном участке длиной  $L_{p,g}$

$$W_{p,g} = L_{p,g} g (q + q_{ц}) \xi. \quad (8.29)$$

Сопротивление движению холостой ветви тягового органа на горизонтальном участке длиной  $L_{x,g}$

$$W_{x,g} = L_{x,g} g q_{ц} \xi_{ц}, \quad (8.30)$$

где  $\xi_{ц}$  — коэффициент сопротивления перемещению тягового органа: для катковых цепей 0,1...0,13; для цепей без катков (перемещающихся скольжением) 0,25...0,4 (большие значения принимают для конвейеров меньшей производительности).

Сопротивление движению холостой ветви тягового органа наклонного участка длиной  $L_{x,n}$

$$W_{x,n} = L_{x,n} g q_{ц} (\xi_{ц} \cos \beta - \sin \beta). \quad (8.31)$$

Знак «-» указывает на то, что на рассматриваемом участке  $W_{x,n}$  является движущей силой, направленной в сторону движения тягового органа (рис. 8.25).

10. Расчетное тяговое усилие (окружная сила) на ведущей звездочке

$$F_t = \xi_0^m \sum_{i=1}^n W_i = \xi_0^m [W_{p,n} + W_{p,g} + W_{x,n} + W_{x,g}], \quad (8.32)$$

где  $\xi_0 = 1,05...1,1$  — коэффициент сопротивления на натяжной и отклоняющей звездочках, учитывающий потери в шарнирах цепи при их огибании и потери в подшипниках;  $m$  — число звездочек, кроме ведущей.

11. Расчетная мощность приводного двигателя, кВт,

$$P = \frac{F_t v}{1000 \eta_m \eta_{зв}}, \quad (8.33)$$

где  $\eta_m = 0,9$  — КПД передаточного механизма;  $\eta_{зв} = 0,98$  — КПД ведущей звездочки.

12. Определение усилий в тяговом органе. Усилие в набегающей ветви тягового органа

$$F_{нб} = F_t + F_{сб}. \quad (8.34)$$

Усилие в сбегающей ветви тягового органа в общем случае

$$F_{сб} = (1...1,15) F_{\min}, \quad (8.35)$$

где  $F_{\min}$  — минимальное натяжение тягового органа, Н.

В конкретном случае  $F_{сб}$  можно определить суммированием всех сил, действующих на холостую ветвь цепи (см. рис. 8.25):

$$F_{сб} = F_{\min} - W_{x,g} + W_{x,n}. \quad (8.36)$$

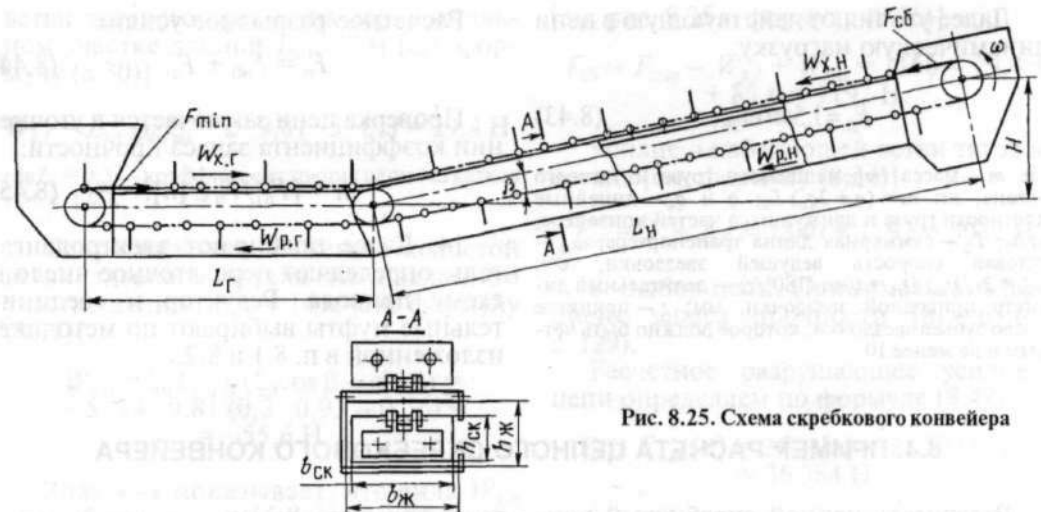


Рис. 8.25. Схема скребкового конвейера

В конвейерах с высокими скребками при недостаточном натяжении цепи скребок отклоняется назад под действием силы сопротивления перемещению порции груза. Минимальное допустимое натяжение, обеспечивающее устойчивость скребка, т. е. допустимое отклонение его на угол  $\theta = 2 \dots 3^\circ$ , пренебрегая массой скребка, можно определить из условия (рис. 8.26)

$$Wh_{ск} \cos \theta \leq F_{мин} t \sin \theta, \quad (8.37)$$

где  $W$  — сопротивление движению порции груза, находящейся перед скребком;  $h_{ск}$  — плечо приложения силы  $W$ .

Поскольку  $W = g(q + q_u) t_{ск} (\xi \cos \beta + \sin \beta)$ , то

$$F_{мин} = g(q + q_u) [(\xi \cos \beta + \sin \beta) h_{ск}] (t_{ск}/t) \operatorname{tg} \theta. \quad (8.38)$$

Здесь  $t_{ск}$  и  $t$  — соответственно шаг чередования скребков и шаг цепи. Можно принять  $t_{ск} = (1 \dots 2) b_{ск}$  или  $t_{ск} = (4, 6, 8$  или  $10) t$  в зависимости от вида тяговой цепи.

13. Цепь подбирают по коэффициенту запаса прочности  $n$  относительно допустимой разрушающей нагрузки  $[F_p]$ , приведенной в стандарте. При этом должно соблюдаться условие

$$F_p < [F_p]. \quad (8.39)$$

Расчетное разрушающее усилие в цепи, Н,

$$F_p = F_{max} [n], \quad (8.40)$$

где  $[n]$  — коэффициент запаса прочности: для горизонтальных конвейеров неотвественного назначения 5...6; для конвейеров ответственного назначения и с наклонными участками 7...10.

Максимальное усилие в цепи, Н,

$$F_{max} = F_{нб} + F_d, \quad (8.41)$$

где  $F_d$  — динамическое усилие в цепи, Н.

Поскольку шаг цепи  $t$  неизвестен, то ориентировочно принимают  $F_d = F_{нб}$ . Тогда

$$F_p = F_{max} [n] = 2F_{нб} [n]. \quad (8.42)$$

Зная нагрузку  $F_p$ , по таблице 94 приложения выбирают цепь и, таким образом, получают значение  $t$ .

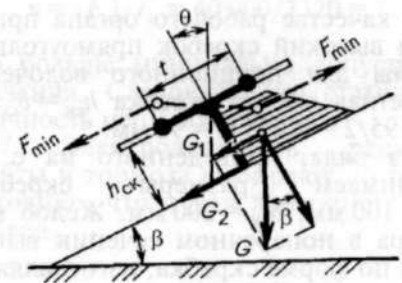


Рис. 8.26. Схема сил, действующих на скребок:

$$G = g(q + q_u); G_1 = g(q + q_u) \sin \beta; G_2 = \xi g(q + q_u) \cos \beta$$

Далее уточняют действующую в цепи динамическую нагрузку:

$$F_d = 1,5mt\omega_{зв}^2, \quad (8.43)$$

где  $m$  — масса перемешаемого груза и тягового органа, кг;  $m = (q + 2q_u) L_z$ ;  $q$  и  $q_u$  — линейные плотности груза и движущихся частей конвейера, кг/м;  $L_z$  — суммарная длина транспортера;  $\omega_{зв}$  — угловая скорость ведущей звездочки,  $c^{-1}$ ;  $\omega_{зв} = 2v/D_{зв}$ ;  $D_{зв} = t/\sin(180^\circ/z)$  — делительный диаметр приводной звездочки, мм;  $z$  — принятое число зубьев звездочки, которое должно быть четным и не менее 10.

#### 8.4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОГО СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА

Рассчитать цепной скребковый конвейер (см. рис. 8.25) производительностью 15 т/ч, предназначенный для транспортирования пшеницы ( $\rho = 0,8 \text{ т/м}^3$ ) на высоту  $H = 5 \text{ м}$  и расстояние  $L = 15 \text{ м}$ . Длина горизонтального участка  $L_r = 2 \text{ м}$ . Угол наклона наклонной части  $\beta = \arctg [H/(L - L_r)] = \arctg [5/(15 - 2)] = 21^\circ$ , длина наклонного участка  $L_n = (L - L_r)/\cos \beta = (15 - 2)/\cos 21^\circ = 14 \text{ м}$ .

1. Размеры скребков. Задавая скорость тягового элемента  $v = 0,7 \text{ м/с}$ , по формуле (8.24) находим ширину скребка

$$b_{ск} = \sqrt{\frac{kQ}{3600v\rho C_{\beta\psi}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 15}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,65 \cdot 0,6}} = 0,195 \text{ м},$$

где  $k = b_{ск}/h_{ск} = 2$  — принимаем из диапазона, указанного на с. 126;  $C_{\beta} = 0,65$  — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера на производительность (см. с. 127);  $\psi = 0,6$  — коэффициент заполнения желоба для легкосыпучих грузов.

В качестве рабочего органа принимаем высокий скребок прямоугольной формы для порционного волочения. Расчетная высота скребка  $h_{ск} = b_{ск}/k = 0,195/2 = 0,098 \text{ м} = 98 \text{ мм}$ .

Из ряда, приведенного на с. 126, принимаем размеры скребков:  $h_{ск} = 100 \text{ мм}$ ,  $b_{ск} = 200 \text{ мм}$ . Желоб конвейера в поперечном сечении выполняем по форме скребка, изготавливая его из листовой стали. Зазор между скребком и боковыми стенками желоба принимаем 5 мм.

Уточняем скорость тягового элемен-

Расчетное разрывное усилие

$$F_p = F_{нб} + F_d, \quad (8.44)$$

Проверка цепи заключается в уточнении коэффициента запаса прочности:

$$n = [F_p]/F_p \geq [n]. \quad (8.45)$$

14. Далее подбирают электродвигатель, определяют передаточное число и схему привода. Редуктор и соединительные муфты выбирают по методике, изложенной в п. 8.1 и 8.2.

та из формулы (8.23):

$$v = \frac{15}{3600 \cdot 0,8 \cdot 0,65 \cdot 0,6 \cdot 0,1 \cdot 0,2} = 0,67 \text{ м/с}.$$

Из условия обеспечения наибольшего заполнения желоба грузом принимаем  $t_{ск} = 6t$ .

2. Сопротивления движению тягового органа. Общее сопротивление движению тягового органа можно определить как сумму сопротивлений на отдельных прямолинейных участках (см. рис. 8.25).

Сопротивление движению груза и тягового органа (цепи) на рабочем наклонном участке длиной  $L_{p,n} = 14 \text{ м}$  [см. формулу (8.28)]

$$W_{p,n} = L_{p,n} g (q + q_u) (\xi \cos \beta + \sin \beta) = 14 \cdot 9,81 (6,22 + 5) (0,6 \cdot 0,93 + 0,36) = 1415 \text{ Н},$$

где  $q$  — линейная плотность груза:  $q = Q/(3,6v) = 15/(3,6 \cdot 0,67) = 6,22 \text{ кг/м}$ ;  $q_u$  — линейная плотность тягового органа со скребком: для одноцепочного тягового органа  $q_u = (0,5 \dots 0,8) q = 0,72 \cdot 6,22 = 5 \text{ кг/м}$ ;  $\xi = 0,6$  — коэффициент сопротивления движению груза по желобу (см. с. 128).

Сопротивление движению груза и тягового органа на рабочем горизонтальном участке длиной  $L_{p,r} = 2 \text{ м}$  [см. формулу (8.29)]

$$W_{p,r} = g L_{p,r} (q + q_u) \xi = 9,81 \cdot 2 (6,22 + 5) 0,6 = 132 \text{ Н}.$$

Сопротивление движению холостой

ветви тягового органа на горизонтальном участке длиной  $L_{x,г} = 2$  м [см. формулу (8.30)]

$$W_{x,г} = L_{x,г} g q_{ц} \xi_{ц} = 2 \cdot 9,81 \cdot 5 \cdot 0,3 = 29,4 \text{ Н,}$$

где  $\xi_{ц} = 0,3$  — коэффициент трения цепи без катков (см. с. 128).

Соппротивление движению холостой ветви тягового органа на наклонном участке длиной  $L_{x,н} = 14$  м [см. формулу (8.31)]

$$\begin{aligned} W_{x,н} &= q_{ц} L_{x,н} g (\xi_{ц} \cos \beta - \sin \beta) = \\ &= 5 \cdot 14 \cdot 9,81 (0,3 \cdot 0,93 - 0,36) = \\ &= -55,6 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Знак «-» показывает, что сила  $W_{x,н}$  способствует движению тягового органа, т. е. является движущей силой.

3. Окружная сила на ведущей звездочке [см. формулу (8.32)]

$$\begin{aligned} F_t &= \xi_0^m \sum_{i=1}^n W_i = \\ &= \xi_0^m [W_{p,н} + W_{p,г} + W_{x,г} + (-W_{x,н})] = \\ &= 1,1^2 (1415 + 132 + 29,4 - 55,6) = \\ &= 1840 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где  $\xi = 1,1$ ;  $m = 2$ .

4. Расчетная мощность двигателя [см. формулу (8.33)] при  $\eta_m = 0,9$

$$P = \frac{F_t v}{1000 \eta_m \eta_{зв}} = \frac{1840 \cdot 0,67}{1000 \cdot 0,9 \cdot 0,98} = 1,4 \text{ кВт.}$$

5. Усилия в тяговом органе. Минимальное натяжение цепи определяем из условия устойчивости скребка при  $\theta = 3^\circ$  и  $t_{ск} = 6t$ :

$$\begin{aligned} F_{\min} &= (q + q_{ц}) g t_{ск} (\xi \cos \beta + \\ &+ \sin \beta) h_{ск} / (t \operatorname{tg} \theta) = (6,22 + 5) \times \\ &\times 9,81 \cdot 6 (0,6 \cdot 0,93 + 0,36) 0,1 / 0,052 = \\ &= 1166 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Усилие в сбегающей ветви тягового органа для рассматриваемого случая

[см. рис. 8.25 и формулу (8.36)]

$$F_{сб} = F_{\min} - W_{x,г} + W_{x,н} = 1166 - 29,4 + 55,6 = 1192 \text{ Н.}$$

Усилие в набегающей ветви тягового органа [см. формулу (8.34)]

$$F_{нб} = F_t + F_{сб} = 1840 + 1192 = 3032 \text{ Н.}$$

6. Выбор цепи. Принимаем коэффициент запаса прочности  $[n] = 6$  (см. с. 129).

Расчетное разрушающее усилие в цепи определяем по формуле (8.42):

$$F_p = F_{\max} [n] = 2 F_{нб} [n] = 2 \cdot 3032 \cdot 6 = 36384 \text{ Н.}$$

По значению  $F_p$  выбираем приводную роликую длиннозвенную цепь ГРД-38-4000-2-2-6 (табл. 94 приложения) с параметрами:  $t = 38,1$  мм;  $[F_p] = 4000$  даН = 40 кН;  $q_{ц} = 2,1$  кг.

Далее определяем действующую в цепи динамическую нагрузку [см. формулу (8.43)]

$$F_d = 1,5 m t \omega_{зв}^2 = 1,5 \cdot 167 \cdot 0,038 (5,5)^2 = 288 \text{ Н,}$$

где  $m = (q + 2q_{ц}) L_x = (6,22 + 2 \cdot 2,1) 16 = 167$  кг;  $L_x = L_{п} + L_{г} = 11 + 5 = 16$  м;  $\omega_{зв} = 2v/D_{зв} = 2 \cdot 0,67 / 0,24 = 5,5$  с<sup>-1</sup>;  $D_{зв} = t / \sin (180^\circ/z) = 38 / \sin (180/20) = 243,6$  мм.

Расчетное разрушающее усилие [см. формулу (8.44)]

$$F_p = F_{нб} + F_d = 3032 + 288 = 3320 \text{ Н.}$$

Расчетный коэффициент запаса прочности [см. формулу (8.45)]

$$n = [F_p] / F_p = 40000 / 3320 = 12,$$

что больше минимально допустимого значения. Следовательно, статическая прочность цепи обеспечена.

7. Электродвигатель, редуктор, муфты и тормоза выбирают по той же методике, что и для ленточного конвейера.

## 8.5. УСТРОЙСТВО И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОВШОВЫХ ЭЛЕВАТОРОВ

Элеваторы предназначены для транспортирования сыпучих и штучных грузов в вертикальном или близком к вертикальному направлению (угол  $\beta = 75^\circ$  и более). Транспортируемый груз размещается в грузонесущих элементах, закрепленных на тяговом органе. Бесконечный тяговый орган охватывает ведущий и натяжной барабаны (звездочки). Верхний барабан — приводной, нижний — натяжной. Элеватор загружается в нижней части, называемой башмаком, а разгружается в верхней части — головке.

По типу грузонесущего элемента элеваторы могут быть ковшовые (рис. 8.27, а), сомкнутые (рис. 8.27, б), полочные (рис. 8.27, в) и люлечные (рис. 8.27, г), по виду тягового органа — ленточные и цепные, по способу загрузки — центробежные, гравитационные и смешанные, по расположению — вертикальные и наклонные, по способу монтажа — стационарные, передвижные и встроенные.

Ковшовые элеваторы-нории предназначены для транспортирования сы-

пучих грузов, а полочные и люлечные — для штучных грузов. В сельскохозяйственном производстве (на мельницах, в зернохранилищах, кормоприготовительных цехах) широко применяют ковшовые элеваторы с прорезиненной лентой (табл. 100 приложения).

Основные преимущества элеваторов — возможность транспортирования груза на большую высоту (до 50 м) и под большими углами (до  $90^\circ$ ) к горизонтали, высокая производительность, компактность конструкции, небольшая площадь для размещения.

Основные недостатки элеваторов — сложность конструкции, сравнительно высокая повреждаемость транспортируемого груза, чувствительность к перегрузкам.

На рисунке 8.28 представлен вертикальный ковшовый элеватор. Нижняя часть элеватора — башмак 10 изготовлен в виде сварной конструкции из уголка, облицованного стальным листом. В башмаке размещен натяжной барабан 9, ось которого установлена на подшипни-

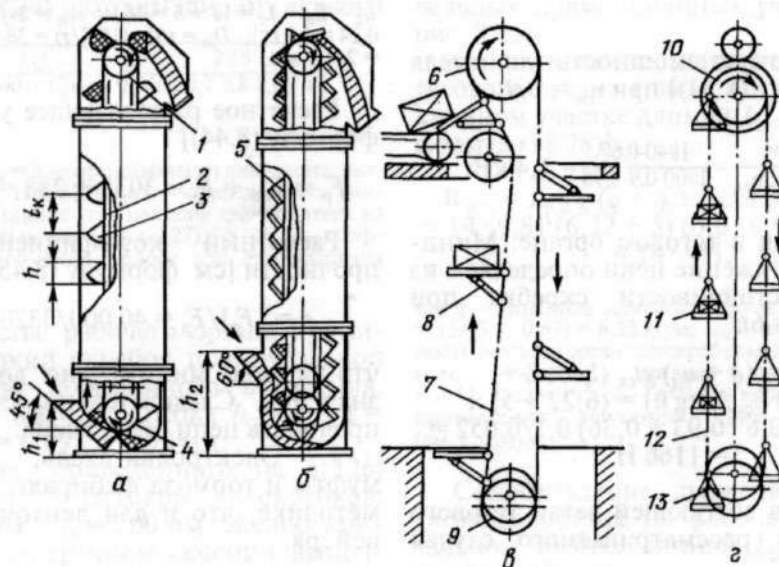


Рис. 8.27. Схемы элеваторов:

а — ковшовые; б — сомкнутые; в — полочные; г — люлечные; 1, 6, 10 — приводные звездочки (барабаны); 2, 7, 12 — тяговые органы; 3, 5 — ковши; 4, 9, 13 — натяжные звездочки (барабаны); 8 — полка; 11 — люлька;  $h_1$  и  $h_2$  — уровни размещения загрузочного лотка;  $h$  — высота ковша

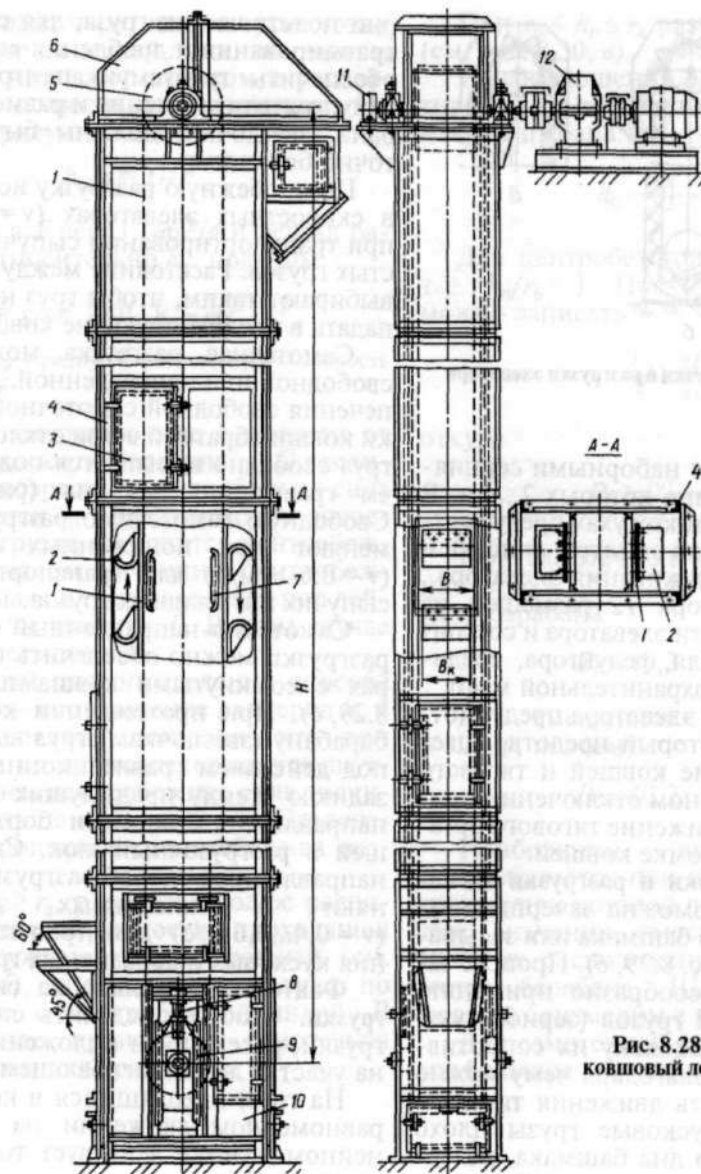


Рис. 8.28. Вертикальный ковшовый ленточный элеватор

ковых опорах, закрепленных в металлоконструкции башмака. Винтовое натяжное устройство 8 позволяет регулировать натяжение тягового органа 1, на котором закреплены ковши 2. Для уменьшения колебаний тягового органа в горизонтальной плоскости предусмотрены успокоители 7. В башмаке предусмотрено также загрузочное устройство в виде наклонного лотка под углом 45...60°.

Верхняя часть элеватора — головка 6 также изготовлена в виде сварной кон-

струкции из уголка, облицованного стальным листом. В головке размещен приводной барабан 5, вал которого установлен на подшипниковых опорах, закрепленных в металлоконструкции. В головке элеватора предусмотрено также разгрузочное устройство, контур которого зависит от способа разгрузки. Расстояние  $H$  между приводным и натяжным барабанами определяется высотой подъема груза.

Расстояние между головкой и баш-

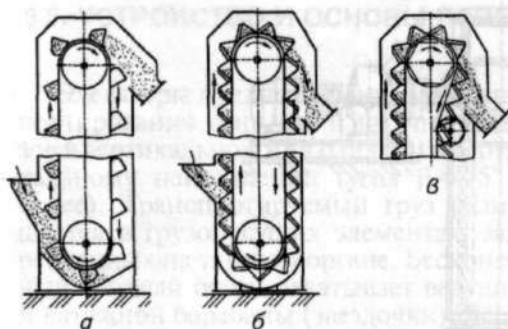


Рис. 8.29. Схемы загрузки и разгрузки элеватора

маком заполняется наборными секциями кожухов 4, длина которых 2...4 м. В башмаке, головке и кожухах предусмотрены задвижки 3 для осмотра, очистки и технического обслуживания элеватора.

Привод элеватора 12 размещен на раме в верхней части элеватора и состоит из электродвигателя, редуктора, соединительной и предохранительной муфт.

В конструкции элеватора предусмотрен тормоз 11, который предотвращает обратное движение ковшей и тягового органа при случайном отключении привода. Обратное движение тягового органа приведет к поломке ковшей.

**Способы загрузки и разгрузки элеватора.** Загрузка возможна зачерпыванием (рис. 8.29, а) из башмака или засыпанием в ковши (рис. 8.29, б). Процесс зачерпывания целесообразно применять для легкосыпучих грузов (зерно, мука, цемент и др.), поскольку их сопротивление невелико, благодаря чему можно повышать скорость движения тягового органа. Крупнокусковые грузы плохо зачерпываются со дна башмака, вследствие больших сопротивлений возможен обрыв ковшей. Поэтому такие грузы засыпают непосредственно в ковши. Этот способ наиболее эффективен для сомкнутых ковшей и при пониженных скоростях.

Разгрузка элеваторов может быть центробежной и самотечной. При центробежном способе груз выбрасывается из ковшей под действием главным образом центробежной силы (см. рис. 8.29, а) непосредственно в кожух головки элеватора. При этом кожух должен иметь форму, близкую к траекто-

рии полета частиц груза, для снижения травмирования и дробления его. Чтобы обеспечить требуемую центробежную силу, частота вращения и размеры барабана (звездочки) должны быть достаточно большими.

Центробежную разгрузку используют в скоростных элеваторах ( $v = 1...4$  м/с) при транспортировании сыпучих зернистых грузов. Расстояние между ковшами выбирают таким, чтобы груз не мог падать в предшествующие ковши.

Самотечная разгрузка может быть свободной или направленной. Для обеспечения свободной самотечной разгрузки ковши обратной ветви отклоняются и груз свободно высыпается под действием гравитационных сил (рис. 8.29, в). Свободную самотечную разгрузку применяют при пониженных скоростях ( $v = 0,6...1$  м/с) для транспортирования сыпучих пылевидных грузов.

Самотечно-направленный способ разгрузки можно обеспечить в элеваторах с сомкнутыми ковшами (см. рис. 8.29, б). При прохождении ковшей по барабану (звездочкам) груз высыпается под действием гравитационных сил на заднюю стенку предыдущих ковшей и направляется боковыми бортами ковшей в разгрузочный люк. Самотечно-направленный способ разгрузки применяют в тихоходных элеваторах ( $v = 0,4...0,6$  м/с) для транспортирования кусковых и абразивных грузов.

**Факторы, влияющие на способ разгрузки.** Чтобы определить способ разгрузки, рассмотрим положение ковшей на участке ленты, огибающем барабан.

На груз, находящийся в ковше, при равномерном движении на прямолинейном участке действует только сила тяжести  $G = mg$ .

Когда ковш с тяговым элементом движется по дуге обхвата барабана, то дополнительно возникает центробежная сила,  $H$ ,

$$F = mv_r^2 / r,$$

где  $m$  — масса груза, находящегося в ковше, кг;  $v_r$  — скорость движения центра массы груза в ковше, м/с;  $r$  — радиус вращения, т. е. расстояние от оси вращения барабана до центра массы груза, м.

Равнодействующая  $R$  сил  $G$  и  $F$  при любом положении ковша на дуге бара-

бана проходит через одну и ту же точку  $B$ , лежащую на осевой линии элеватора. Эту точку называют полюсом, а расстояние  $h_{\text{п}}$  — полюсным расстоянием. Из схемы на рисунке 8.30,  $a$

$$h_{\text{п}}/r = G/F.$$

Выразив  $F$  через  $Gr\omega^2/g$  и решив равенство относительно  $h_{\text{п}}$ , получим

$$h_{\text{п}} = g/\omega^2 \text{ или } h_{\text{п}} = gr_6^2/v^2,$$

где  $r_6 = 0,5D_6$  — радиус барабана, м;  $v$  — скорость барабана, м/с.

Полюсное расстояние  $h_{\text{п}}$  зависит от угловой скорости барабана  $\omega$ . С увеличением  $\omega$  возрастает центробежная сила и изменяется  $h_{\text{п}}$ . При некотором значении  $\omega$  разгрузка становится центробежной. При малом значении  $\omega$  центробежная сила мала и груз находится под действием силы тяжести  $G$ . В этом случае разгрузка самотечная.

Критерий для определения способа разгрузки — соотношение размеров  $h_{\text{п}}$  и  $r_6$ . Исследования показали, что при  $h_{\text{п}} \leq r_6$ , т. е. когда полюс находится внутри барабана, центробежная сила значительно больше силы тяжести. Следовательно, происходит центробежная разгрузка.

При  $h_{\text{п}} > r_6$ , т. е. когда полюс расположен выше окружности, проходящей через наружные кромки ковшей (см. рис. 8.30,  $b$ ), сила тяжести велика по сравнению с центробежной силой. В этом случае происходит самотечная (гравитационная) разгрузка.

При  $r_6 < h_{\text{п}} \leq r_a$  разгрузка смешанная (см. рис. 8.30,  $в$ ).

Из соотношения  $h_{\text{п}}/r_6$  можно ориентировочно определить значение диаметра барабана:

$$h_{\text{п}} = \frac{gr_6^2}{v^2} = \frac{gD_6^2}{4v^2}. \quad (8.46)$$

Для центробежной разгрузки  $h_{\text{п}} \leq r_6$ , т. е.  $h_{\text{п}}/r_6 < 1$ . Поскольку  $r_6 = D_6/2$ , то можно записать

$$\frac{D_6}{2} \geq \frac{gD_6^2}{4v^2},$$

откуда

$$D_6 \geq \frac{2v^2}{g} = 0,2v^2. \quad (8.47)$$

При самотечной разгрузке отношение  $h_{\text{п}}/r_6 = 1,5 \dots 3$ . Следовательно, диаметр барабана

$$D_6 = (0,3 \dots 0,6)v^2. \quad (8.48)$$

Для смешанной разгрузки  $h_{\text{п}}/r_6 = 1 \dots 1,4$ , поэтому

$$D_6 = (0,2 \dots 0,3)v^2. \quad (8.49)$$

Наибольшая производительность обеспечивается при центробежной разгрузке, при которой рекомендуются малые значения вместимости ковшей, шага их расположения ( $t_k \rightarrow h$ ) и диаметра барабана. Шаг расположения ковшей соизмерим с высотой ковша  $h$ .

Для самотечной разгрузки характерны большие значения вместимости ков-

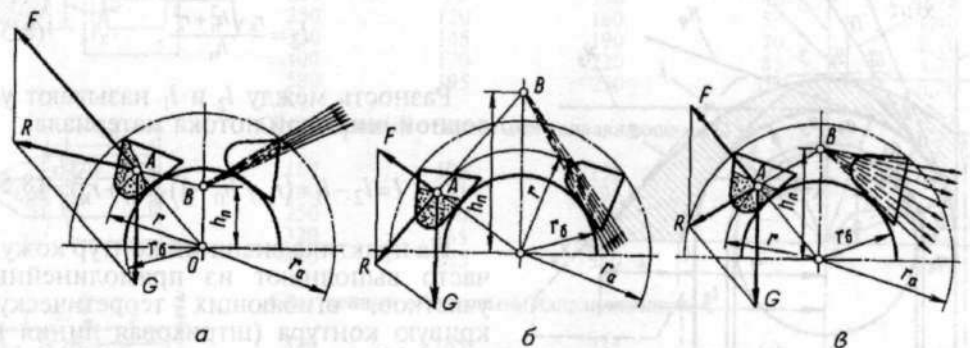


Рис. 8.30. Силы, действующие при разгрузке ковша:

$a$  — центробежной;  $б$  — самотечной;  $в$  — смешанной

шей, шага их расположения и диаметра барабана.

Основные параметры элеватора зависят от способа разгрузки (табл. 8.4).

#### 8.4. Соотношение основных параметров элеватора

Способ разгрузки	Полусное расстояние	Шаг ковшей	Диаметр барабана
Центробежная	$h_{\text{п}} \leq r_{\text{б}}$	$t_{\text{к}} = 1,1h$	$D_{\text{б}} \leq 0,2v^2$
Смешанная	$r_{\text{б}} < h_{\text{п}} \leq r_{\text{а}}$	$t_{\text{к}} = 2h$	$D_{\text{б}} \leq 0,3v^2$
Самотечная	$h_{\text{п}} > r_{\text{а}}$	$t_{\text{к}} = 4h$	$D_{\text{б}} > 0,3v^2$

Диаметр барабана  $D_{\text{б}}$  нужно выбрать из ряда: 250, 320, 400, 500, 630, 800 и 1000 мм.

**Построение контура головки элеватора.** Для уменьшения травмирования груза при его разгрузке, что особенно важно для сельскохозяйственных грузов, конфигурация головки элеватора должна иметь профиль, максимально приближенный к траектории полета частиц груза.

При движении заполненного ковша по барабану на частицы груза действуют силы тяжести, центробежная и инерции.

Траектория полета транспортируемой частицы описывается уравнениями  $x = vt$  и  $y = 0,5gt^2$  с началом координат в любой точке на окружности радиуса  $r_{\text{к}}$  траектории движения ковша. Координату  $x$  откладывают по касательной к этой окружности в точке построения, например в точке  $a_2$  (рис. 8.31, а), координату  $y$  — всегда вертикально вниз из точек I, II, III и т. д.

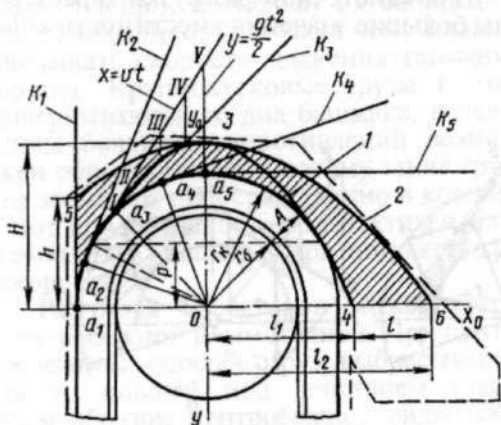


Рис. 8.31. Построение очертания головки элеватора

Для построения траектории движения частиц материала окружность радиуса  $r_{\text{к}}$  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 способ разгрузки и контур кожуха головки.

Порядок построения контура следующий. Построив параболу I с наивысшей точкой 3, находим наибольшую высоту подъема материала. Эту высоту, мм, можно также рассчитать по формуле

$$H = (r_{\text{к}}^2 + h_{\text{п}}^2) / h_{\text{п}}, \quad (8.50)$$

где  $h_{\text{п}}$  — полусное расстояние, полученное из выражения (8.46), мм.

Характерную точку 5 начала контура кожуха находим из условия максимального подъема материала при движении его вверх по инерции:

$$h = 0,5r_{\text{к}}^2 / h_{\text{п}}. \quad (8.51)$$

Положение точек 4 и 6, характеризующих ширину потока выброса груза, можно определять по размерам  $l_1$  и  $l_2$ . Так, расстояние от центра  $O$  до точки 4, мм,

$$l_1 = \sqrt{r_{\text{к}}^2 + h_{\text{п}}^2}. \quad (8.52)$$

Расстояние до наиболее удаленной от центра точки 6, мм,

$$l_2 = \frac{r_{\text{к}} \sqrt{h_{\text{п}}^2 + r_{\text{к}}^2}}{h_{\text{п}}}. \quad (8.53)$$

Разность между  $l_2$  и  $l_1$  называют условной шириной потока материала:

$$l = l_2 - l_1 = (r_{\text{к}} / h_{\text{п}} - 1) \sqrt{h_{\text{п}}^2 + r_{\text{к}}^2}. \quad (8.54)$$

На практике внешний контур кожуха часто выполняют из прямолинейных участков, огибающих теоретическую кривую контура (штриховая линия на рис. 8.31).

Траектории полета частиц материала для элеватора с центробежной разгруз-

кой строят аналогично, но очертание головки выполняют по параболе, пересекающей параболы траекторий полета частиц материала так, чтобы угол между касательными в этих точках составлял 14...18°. Такое построение способствует лучшему отражению частиц материала от стенки кожуха головки.

**Ковш** представляет собой грузонесущий элемент элеватора. Конструкция и форма ковша зависят от вида транспортируемого груза и способа разгрузки. Ковши бывают четырех типов: глубокие; мелкие со скругленным днищем; с бортовыми направляющими или скругленным днищем. Глубокие ковши применяют при транспортировании сыпучих грузов (зерно, комбикорм), мелкие — для мучнистых грузов (мука, известь и т. д.). Глубокие и мелкие ковши

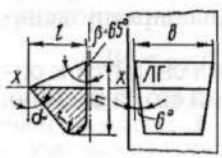
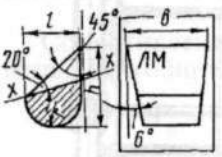
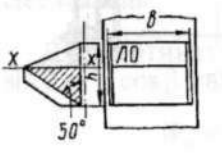
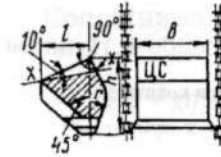
выполняют расставленными, т. е. крепления этих ковшей больше их высоты  $H$ . В глубоких и мелких ковшах с цилиндрическим днищем уменьшается налипание груза и улучшаются условия разгрузки.

Ковши с бортовыми направляющими используют в тихоходных элеваторах для транспортирования различных насыпных грузов. Эти ковши выполняют, как правило, сомкнутыми, когда шаг размещения ковшей на тяговом органе равен высоте ковша  $h$ .

Ковши сваривают из стального листа толщиной 1...6 мм. Для уменьшения износа при загрузке зачерпыванием к передней стенке крепят пластины, обладающие повышенной износостойкостью. Для изготовления ковшей можно использовать пластмассы.

Основные характеристики ковшей:

#### 8.5. Основные параметры ковшей

Тип ковша и эскиз	Внутренние размеры ковшей, мм				Вместимость ковша по оси $x-x$ , л
	Ширина $B$	Вылет $l$	Высота $h$	Радиус закругления $r$	
<b>Скругленный глубокий Г</b>					
	100	75	80	25	0,20
	125	90	95	30	0,44
	160	105	110	35	0,60
	200	125	135	40	1,25
	250	140	150	45	2,05
	320	175	190	55	4,05
	400	195	210	60	6,30
500	235	255	75	12,10	
<b>Скругленный мелкий М</b>					
	100	50	65	25	0,10
	125	65	85	30	0,20
	160	75	100	35	0,35
	200	95	130	40	0,75
	250	120	160	55	1,40
	320	145	190	70	2,70
	400	170	220	85	4,20
500	195	250	100	6,80	
<b>Остроугольный с бортовыми направляющими О</b>					
	160	105	155	—	0,65
	200	125	195	—	1,30
	250	140	195	—	2,00
	320	165	245	—	4,00
	400	225	310	—	7,80
<b>Скругленный с бортовыми направляющими С</b>					
	320	165	235	60	6,40
	400	215	305	80	14,00
	500	270	385	100	28,00

угол черпания  $\alpha$ ; угол верхней кромки  $\beta$ ; ширина  $B$ ; вылет  $l$ ; глубина  $h$ ; радиус закругления днища  $r$  и вместимость ковша приведены в таблице 8.5.

Вместимость ковшей определяют в зависимости от производительности элеватора  $Q$  и скорости  $v$ .

Производительность элеватора, т/ч,

$$Q = 3,6qv. \quad (8.55)$$

Линейная плотность элеватора, кг/м,

$$q = V_k Z_k \psi \rho, \quad (8.56)$$

где  $V_k$  — вместимость ковша,  $m^3$ ;  $Z_k = 1/t_k$  — число ковшей на 1 м длины элеватора,  $m^{-1}$ ;  $\psi = 0,6 \dots 0,8$  — коэффициент наполнения ковшей;  $\rho$  — плотность груза,  $kg/m^3$ .

Следовательно,

$$Q = 3,6 V_k Z_k \psi \rho v, \quad (8.57)$$

откуда объем груза на 1 м длины элеватора,  $m^3$ ,

$$V_k Z_k = \frac{Q}{3,6 \psi \rho v}. \quad (8.58)$$

Методом подбора можно определить величины  $V_k$  и  $Z_k$ .

**Тяговые органы.** В элеваторах сельскохозяйственного назначения в качестве тяговых органов применяют ленты или

цепи. Ленты (см. п. 8.1) используют в скоростных вертикальных элеваторах при транспортировании кусковых грузов, а также в наклонных элеваторах.

Ширина ленты  $B_n$  (рис. 8.32) должна быть на 25...50 мм больше ширины ковша. Число прокладок ленты выбирают по результатам силового расчета так же, как и для ленточных транспортеров (конвейеров).

В элеваторах используют в основном пластинчатые втулочные и втулочно-роликотые цепи (по ГОСТ 4267—78\* и ГОСТ 588—81\*), реже круглозвенные и катковые. Число цепей выбирают в зависимости от ширины ковша: одна цепь — при ширине ковша до 250 мм, две цепи — при ширине ковша 250 мм и более. Методика выбора цепи для элеватора аналогична выбору цепи для скребковых транспортеров.

Ковши крепят к лентам болтами со специальной головкой (см. рис. 8.32, а). С цепями ковши могут быть соединены двумя способами: задней стенкой к одной или двум цепям (см. рис. 8.32, б); боковыми стенками к двум цепям (см. рис. 8.32, в). Для крепления к цепям используют болты со специальными звеньями или уголками.

Расчет тягового органа сводится к определению сопротивлений его движению.

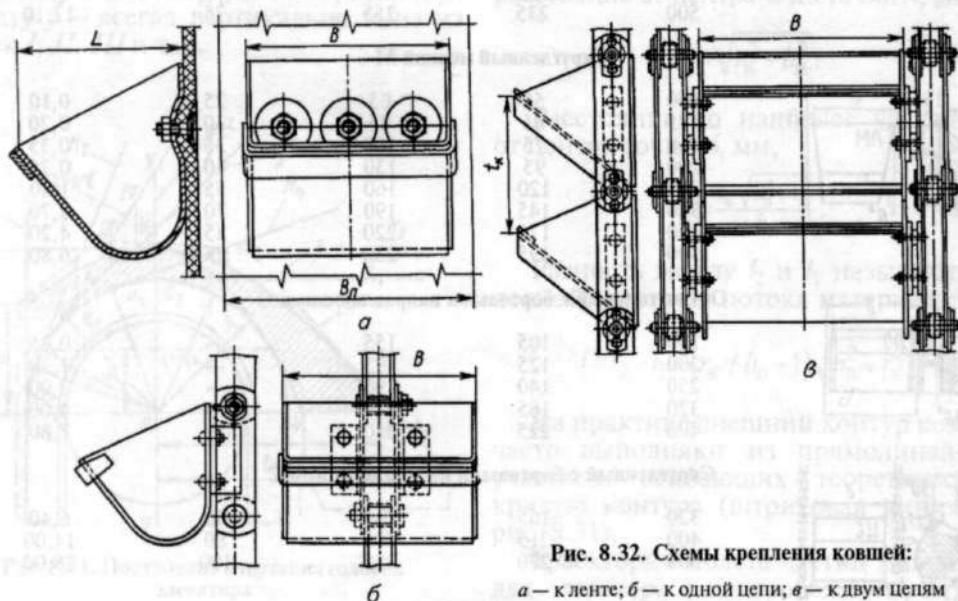


Рис. 8.32. Схемы крепления ковшей:

а — к ленте; б — к одной цепи; в — к двум цепям

Окружное усилие на приводном барабане, Н,

$$F_t = \xi_0 (W_0 + W_p + W_x), \quad (8.59)$$

где  $\xi_0 = 1,05 \dots 1,1$  — коэффициент, учитывающий потери в опорах барабана;  $W_0$  — сопротивление при загрузке элеватора;  $W_p$  — сопротивление движению грузонесущей (рабочей) ветви элеватора;  $W_x$  — сопротивление движению холостой ветви.

Сопротивление при загрузке элеватора, Н, определяют из выражения

$$0,5 W_0 l_0 = 0,5 q l_0 v^2 K_{\text{заг}}, \quad (8.60)$$

откуда

$$W_0 = q v^2 K_{\text{заг}},$$

где  $l_0$  — длина пути, на котором скорость груза достигает конкретного значения  $v$ ;  $q = Q/(3,6v)$  — линейная плотность груза;  $K_{\text{заг}}$  — коэффициент, учитывающий способ загрузки:  $K_{\text{заг}} = 1,25 \dots 1,4$  (меньшее значение для пылевидных грузов, большее — для среднекусковых). При использовании питающего транспортера принимают  $K_{\text{заг}} = 1$ .

Сопротивление движению грузонесущей  $W_p$  и холостой  $W_x$  ветвей элеватора определяют по методике, изложенной при расчете ленточных и скребковых транспортеров:

$$W_i = g q_i L_i (\xi \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (8.61)$$

где  $q_i$  — линейная плотность груза на рассматриваемом  $i$ -м участке;  $L_i$  — длина рассматриваемого  $i$ -го участка элеватора;  $\xi$  — коэффициент, учитывающий сопротивление скольжению (качению) ленты или цепи по поддерживающим опорам;  $\beta$  — угол наклона элеватора; знак «+» — для восходящей ветви; «-» — для опускающейся ветви.

Сопротивление движению рабочей ветви, Н, в общем случае

$$W_p = g (q + q_t) L (\xi \cos \beta + \sin \beta), \quad (8.62)$$

где  $q_t$  — линейная плотность тягового органа вместе с ковшами.

Для вертикального элеватора ( $\beta = 0$ ;  $\sin \beta = 1$ ;  $\cos \beta = 0$ )

$$W_p = g (q + q_t) L. \quad (8.63)$$

Сопротивление движению холостой ветви, Н, в общем случае

$$W_x = g q_t L (\xi \cos \beta - \sin \beta). \quad (8.64)$$

Для вертикального элеватора

$$W_x = -g q_t L. \quad (8.65)$$

Знак «-» указывает на то, что сила  $W_x$  способствует движению тягового органа.

**Привод.** Расчетная мощность привода, кВт,

$$P = F_t v / \eta, \quad (8.66)$$

где  $\eta$  — КПД привода: при использовании цилиндрических редукторов  $\eta = 0,8 \dots 0,85$ .

Для привода элеватора целесообразно применять электродвигатели общего назначения с повышенным скольжением серии 4АС с запасом мощности, которые обеспечат пуск загружаемого элеватора. Если требуется небольшая мощность двигателя, можно применять мотор-редукторы.

Редуктор выбирают в зависимости от схемы компоновки привода по вращающему моменту на валу барабана  $T$  и передаточному числу  $u_0$ . Вращающий момент, Н · м,

$$T = P_{\text{дв}} / \omega_6, \quad (8.67)$$

где  $P_{\text{дв}}$  — мощность двигателя, кВт;  $\omega_6 = \pi n_6 / 30$  — угловая скорость барабана,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n_6 = 60 \cdot 10^3 v / (\pi D_6)$  — частота вращения вала барабана,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $v$  — скорость элеватора, м/с;  $D_6$  — диаметр барабана, м.

Передаточное число

$$u_0 = n_{\text{дв}} / n_6,$$

где  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Если в приводе кроме редуктора применена цепная передача, то

$$u_0 = u_p u_{\text{ц.п.}}$$

Передаточное число цепной передачи выбирают в пределах  $u_{\text{ц.п.}} = 1,5 \dots 2,5$ . При больших значениях  $u_{\text{ц.п.}}$  цепная передача очень громоздкая.

**Натяжное устройство.** Предварительное натяжение ленты элеватора натяжным устройством определяют из условия (рис. 8.33)

$$F_{\text{мин}} \epsilon \leq g (m_r + m_k) \epsilon, \quad (8.68)$$

где  $F_{\text{мин}}$  — предварительное натяжение ленты, Н;  $\epsilon$  — отклонение ленты от направления движения, мм, зависящее от угла наклона ковша  $\theta$ ;  $m_r$  и  $m_k$  —

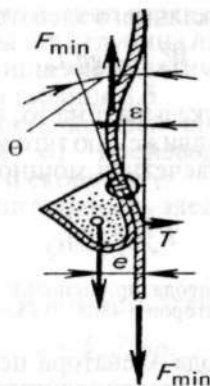


Рис. 8.33. Схема к расчету предварительного натяжения ленты

масса соответственно груза и ковша, кг;  $e$  — расстояние от центра массы груза и ковша до ленты, мм:  $e = 0,5l$ ;  $l$  — вылет ковша, мм.

Из условия отсутствия высыпания груза из ковшей принимают  $\theta \leq 5^\circ$ .

Натяжное устройство, как правило, винтовое, но может быть и пружинное, обеспечивающее постоянное натяжение ленты. Ход натяжного устройства составляет 200...300 мм, т. е. 2...3 % длины элеватора.

Натяжной барабан имеет такие же размеры, как и приводной, но рабочая поверхность его решетчатая или планчатая, что уменьшает налипание груза.

**Предохранительные устройства.** В связи с большими углами наклона элеваторов составляющая силы тяжести транспортируемого груза в ковшах больше силы трения тягового органа по направляющим, что при отключении двигателя приводит к движению тягового органа в направлении, противоположном рабочему процессу, и повреждению ковшей. Во избежание последнего на элеваторах устанавливают остановы или тормоза, для подбора которых нужно определить тормозной момент.

Тормозной момент на валу барабана, Н·м,

$$T'_{ТЭ} = 0,5 \Delta F D_6 K_T, \quad (8.69)$$

где  $K_T = 1,5 \dots 2$  — коэффициент запаса торможения.

Разность натяжения рабочей и холостой ветвей, Н,

$$\Delta F = F_p - F_x = gqL (\sin \beta - \xi \cos \beta). \quad (8.70)$$

Усилие в рабочей ветви при выключенном двигателе, Н,

$$F_p = g(q + q_T) L (\sin \beta - \xi \cos \beta). \quad (8.71)$$

Усилие в холостой ветви при выключенном двигателе, Н,

$$F_x = gqL (\sin \beta - \xi \cos \beta). \quad (8.72)$$

Тормозной момент, приведенный к валу электродвигателя,

$$T'_{ТЭ} = T'_T \eta / u_0. \quad (8.73)$$

В качестве стопорных устройств используют храповые остановы и обгонные муфты (роликовые остановы), устанавливая их на валу приводного барабана (со стороны привода или с противоположной стороны).

В тяжелонагруженных элеваторах могут применяться колодочные тормоза, которые установлены на муфте (тормозной шкив изготовлен как единое целое с ведомой полумуфтой). Колодочный тормоз выбирают по тормозному моменту на валу электродвигателя  $T'_{ТЭ}$ .

Чтобы предотвратить поломки элеватора и привода при перегрузках (при попадании в зону загрузки посторонних предметов), устанавливают предохранительную муфту (дисковую фрикционную или фланцевую с разрушающимися элементами).

Для защиты элеватора от поломок в случае падения ленты с ковшами и грузом при аварийном обрыве ленты или цепи применяют канаты (небольшого размера), соединяющие без натяжения ковши по боковым сторонам.

**Тип элеватора** и форму ковшей выбирают в зависимости от вида транспортируемого груза (табл. 100 приложения) и заданной производительности.

## 8.6. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА

Расчитать ковшовый элеватор для транспортирования зерна пшеницы в хранилище при следующих исходных данных: производительность  $Q = 50$  т/ч; высота подъема  $H = 15$  м; плотность зерна  $\rho = 0,8$  т/м<sup>3</sup>; загрузка зачерпываем.

Для заданных условий целесообразно выбрать ленточный элеватор с глубокими расставленными ковшами. Скорость движения ленты 2...3,2 м/с. Для расчетов принимаем коэффициент заполнения ковшей  $\psi = 0,75$  и центробежный способ разгрузки.

1. Определение размеров барабанов. Диаметры  $D_6$  приводного и натяжного барабанов, как правило, принимают одинаковыми и определяют в зависимости от способа разгрузки.

Для центробежной разгрузки [см. формулу (8.47)]

$$D_6 = \frac{2v^2}{g} = \frac{2 \cdot 2^2}{9,81} = 0,815 \text{ м.}$$

По стандартному ряду значений принимаем  $D_6 = 750$  мм.

Чтобы выбрать способ разгрузки для принятого диаметра барабана  $D_6 = 750$  мм, вычислим полюсное расстояние [см. формулу (8.46)]

$$h_{\Pi} = \frac{gD_6^2}{4v^2} = \frac{9,81 \cdot 0,75^2}{4 \cdot 2^2} = 0,34 \text{ м.}$$

Поскольку  $h_{\Pi} < 0,5D_6$ , то разгрузка центробежная.

Длину барабана определяем после выбора ленты.

2. Выбор ковшей. Исходя из условия [см. формулу (8.58)]

$$V_k Z_k = \frac{Q}{3,6\rho\psi v} = \frac{50}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,75 \cdot 2} = 11,57 \text{ дм}^3/\text{м}$$

выбираем глубокий ковш вместимостью  $V_k = 4$  дм<sup>3</sup>, массой 6,4 кг и шириной  $B_k = 320$  мм. Шаг установки ковшей на ленте  $t_k = 400$  мм, ширина ленты  $B_{\text{л}} = 400$  мм = 0,4 м.

При этих параметрах ковша и скорости движения ленты 2 м/с заданная производительность обеспечивается, если

коэффициент заполнения ковшей

$$\psi = \frac{tQ}{3,6\rho V_k} = \frac{0,4 \cdot 50}{3,6 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 4} = 0,86.$$

Поскольку полученное значение  $\psi$  больше принятого для расчетов, то можно увеличить скорость или вместимость ковша.

Чтобы обеспечить производительность 50 т/ч при коэффициенте заполнения  $\psi = 0,75$ , скорость движения ленты элеватора должна быть

$$v = \frac{tQ}{3,6\rho V_k \psi} = \frac{0,4 \cdot 50}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 4 \cdot 0,75} = 2,31 \text{ м/с.}$$

3. Выбор ленты по ГОСТ 20—85\*. Число прокладок выбираем из условия  $D_6 \geq (16 \dots 190)z$ .

$$z = \frac{D_6}{160 \dots 190} = \frac{750}{160 \dots 190} = 5 \dots 4.$$

Принимаем число прокладок  $z = 5$ . Линейную плотность ленты определяем из условия

$$q_{\text{л}} = 1,12 (\delta_0 z + \delta_1 + \delta_2) B.$$

При толщине одной прокладки  $\delta_0 = 1,25$  мм и толщинах обрешиненных слоев  $\delta_1 = 1$  мм,  $\delta_2 = 3$  мм имеем

$$q_{\text{л}} = 1,12 (1,25 \cdot 5 + 1 + 3) 0,4 = 4,6 \text{ кг/м.}$$

Линейная плотность ленты с ковшами

$$q_{\text{т}} = q_{\text{л}} + m_k/t_k = 4,6 + 6,4/0,4 = 20,6 \text{ кг/м.}$$

4. Определение сопротивлений движению тягового органа. Сопротивление при загрузке [см. формулу (8.60)]

$$W_0 = gqv^2 K_{\text{заг}} = 6 \cdot 9,81 \cdot 2,31^2 \cdot 2 = 628 \text{ Н,}$$

поскольку  $q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{50}{3,6 \cdot 2,31} = 6$  кг/м и  $K_{\text{заг}} = 2$ .

Сопротивление движению рабочей ветви элеватора [см. формулу (8.63)]

$$W_{\text{р}} = g(q + q_{\text{т}}) H = 9,81 (6 + 20,6) 15 = 3914 \text{ Н.}$$

Сопrotивление движению холостой ветви [см. формулу (8.65)]

$$W_x = -gq_1 H = -9,81 \cdot 20,6 \cdot 15 = -3031 \text{ Н.}$$

Окружное усилие на приводном барабане [см. формулу (8.59)]

$$F_t = \xi_0 (W_0 + W_p - W_x) = (628 + 3914 - 3031) 1,05 = 1586,6 \text{ Н.}$$

5. Выбор электродвигателя. Для предварительного расчета можно принять  $\eta_m = 0,8$ . Тогда мощность электродвигателя, необходимая для привода элеватора [см. формулу (8.66)],

$$P'_{дв} = 1586,6 \cdot 2,31 / 0,8 = 4581,3 \text{ Вт.}$$

Для привода элеватора целесообразно выбрать двигатель с повышенным скольжением для обеспечения возможности пуска загруженного элеватора: 4АС1326УЗ, у которого  $P_{дв} = 6,3 \text{ кВт}$ ,  $n_{дв} = 940 \text{ мин}^{-1}$ .

6. Выбор редуктора. Определяем максимальный момент

$$T_{\max} = F_t D_6 / 2 = 1586,6 \cdot 0,75 / 2 = 595 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Расчетное передаточное число

$$u'_p = n_{дв} / n_6 = 940 / 58,85 = 15,97,$$

поскольку частота вращения приводного барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot 1000 v}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 2,31}{\pi \cdot 750} = 58,85 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбираем редуктор Ц2У-160, у которого передаточное число  $u_p = 16$ , максимальный момент на тихоходном валу  $1 \text{ кН} \cdot \text{м}$ .

7. Выбор тормоза. Расчетный тормоз-

ной момент на валу приводного барабана

$$T_p = (W_p - W_x) D_6 / 2 = (3914 - 3031) 0,75 / 2 = 331,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Если тормоз установить на быстроходном валу редуктора, то расчетный тормозной момент

$$T'_p = \frac{T_p}{u_p \eta} = \frac{331,1}{16 \cdot 0,8} = 25,9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Следовательно, целесообразно установить тормоз на быстроходном валу с учетом правил Госгортехнадзора и условия  $T'_T \leq [T]$ :

$$T'_T = T'_p K_T = 25,9 \cdot 1,5 = 38,85 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Выбираем колодочный тормоз постоянно замкнутого типа с электромагнитным управлением ТКТ 200/100 (тормозной момент  $[T] = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ).

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. На чем основан принцип действия ленточных конвейеров? 2. При каком условии возможна работа наклонного ленточного конвейера с гладкой лентой? 3. Как влияет на производительность ленточного конвейера форма сечения потока транспортируемого груза? 4. По какому критерию оценивают прочность ленты? 5. По каким соображениям приводной барабан рекомендуется выполнять бочкообразной формы? 6. Почему приводной барабан размещают в конце рабочей ветви (у места разгрузки)? 7. Как определить окружное усилие на приводном барабане и необходимую частоту его вращения? 8. Какие типы скребковых конвейеров вы знаете? 9. Для транспортирования каких грузов применяют скребковые конвейеры? 10. Что служит тяговым элементом скребковых конвейеров? 11. Как рассчитать сопротивления на отдельных участках конвейеров? 12. Исходя из какого условия определяют минимальное допустимое натяжение тягового органа? 13. Для транспортирования каких грузов применяют элеваторы? 14. Какие типы элеваторов вы знаете? 15. Какие бывают способы загрузки и разгрузки элеваторов? 16. Какие факторы влияют на вид разгрузки элеватора? 17. Что служит тяговым элементом элеваторов?

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН БЕЗ ТЯГОВЫХ ОРГАНОВ

### 9.1. УСТРОЙСТВО И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИНТОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Принцип действия винтовых конвейеров основан на использовании осевой движущей силы, возникающей при вращении винтовой поверхности с углом подъема  $\alpha$ . Груз перемещается аналогично движению гайки по винту. Основные составные части винтового транспортера (рис. 9.1): винт 1, кожух 2, загрузочное 3 и разгрузочное 4 устройства, концевые 5 и промежуточная 6 опоры винта, приводное устройство 7. Винт изготавливают из трубы, к которой приваривают под определенным углом ленту, образующую винтовую поверхность. Винт опирается на концевые подшипники. Одна из подшипниковых опор должна быть фиксирующей для восприятия осевой нагрузки. Фиксирующую опору необходимо устанавливать так, чтобы вал винта при восприятии осевой нагрузки работал на растяжение. При длине транспортера более 6 м во избежание изгиба и стопорения винта рекомендуется использовать промежуточные опоры. Подшипники необходимо защищать от попадания частиц груза.

Кожух наклонных конвейеров представляет собой трубу, диаметр которой больше наружного диаметра винта на величину двух зазоров. Их значения выбирают в зависимости от типа груза. Кожух выполняют из листовой стали, алюминиевого сплава, чугуна, пластмасс. Загрузочное и разгрузочное устройства представляют собой сопряжения с кожухом транспортера направляющих желобов, иногда снабжаемых дополнительными устройствами для управления потоком груза.

Привод большинства винтовых конвейеров осуществляется от электродвигателя, гидромотора, вала отбора мощности, с помощью механических передач. В легких транспортерах небольшой

длины предпочтительнее передачи гибкой связью. В стационарных конвейерах с большой протяженностью трассы для привода рационально использовать закрытые зубчатые передачи.

Преимущества винтовых конвейеров — надежность, простота и компактность, герметичность, возможность загрузки и разгрузки в любом месте по длине трассы. К недостаткам относятся высокая энергоемкость процесса транспортирования, дробление и истирание груза, попадание металлических частиц в груз вследствие изнашивания рабочих поверхностей винта и кожуха.

По направлению транспортирования различают горизонтальные, наклонные и вертикальные винтовые конвейеры, по конструкции винта (рис. 9.2) — со сплошным винтом (для сыпучих и жидких грузов), ленточным (для липких, крупнокусковых и сыпучих грузов — при необходимости их перемешивания) и лопастным винтом (для липких и вязных грузов). Существует также спиральный транспортер, в котором в качестве винта используется гибкая спираль.

По способу загрузки винтовые конвейеры могут быть со свободной (гравитационной) и принудительной загрузкой (рис. 9.3). В случае принудительной загрузки межвинтовое пространство заполняется более полно, благодаря чему повышается производительность.

Заполнение межвинтового пространства характеризуется коэффициентом заполнения  $K_f$ , который является составляющей коэффициента производительности  $K$ . Обычно  $K_f = 0,25 \dots 0,6$ .

От частоты вращения винта  $n$  (мин<sup>-1</sup>) зависит осевая скорость передвижения груза в конвейере, м/с,

$$v = K_f p n / 60, \quad (9.1)$$

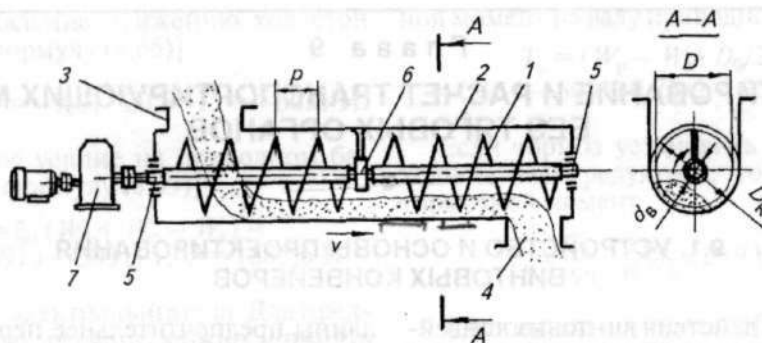


Рис. 9.1. Схема винтового конвейера

где  $K_v$  — коэффициент скорости, учитывающий различие действительной и теоретической скоростей движения частиц груза из-за их проскальзывания;  $p$  — шаг винта, м.

От частоты вращения винта зависит также и траектория движения частиц груза. Она может быть колебательной с одновременным осевым перемещением и круговой с одновременным осевым перемещением (спиральной). В зависимости от этого принято различать тихоходный винтовой транспортер (рис. 9.4, а), частота вращения  $n$  которого не превышает критического значения  $n_{кр}$ , определенного для каждого диаметра винта и вида груза, и быстроходный (рис. 9.4, б), для которого  $n > n_{кр}$ .

Условием работы винтового транспортера как тихоходного принято считать частоту вращения винта, при которой  $m\omega^2 R < mg$ , быстроходного —  $m\omega^2 R > mg$  (здесь  $m$  — масса частицы груза;  $\omega$  — угловая скорость винта;  $R$  — ра-

диус винта). В последнем случае центробежная сила поднимает частицы груза выше вала винта и перебрасывает их. В действительности на частицу груза действуют также силы трения о винт, кожух, тяжести других частиц, давления винтовой поверхности и т. д. В связи с этим условие тихоходности или быстроходности транспортера и действительная траектория движения груза сложнее.

Круговую (быстроходную) траекторию рекомендуется применять в крутонаклонных и вертикальных винтовых конвейерах при транспортировании сыпучих и жидких грузов.

Конструктивные и кинематические параметры винтовых конвейеров взаимосвязаны. При известной производительности  $Q$  задают частоту вращения винта  $n$  из рекомендуемого для данного вида груза диапазона (табл. 9.1), а затем определяют диаметр  $D$  и другие параметры винта. Частота вращения ограничи-

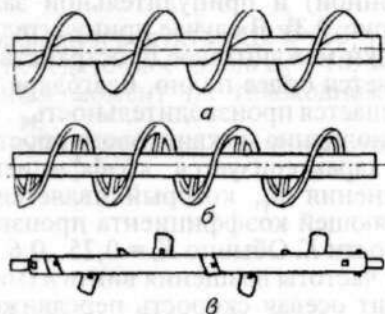


Рис. 9.2. Конструкции винтов:

а — сплошного; б — ленточного; в — лопастного

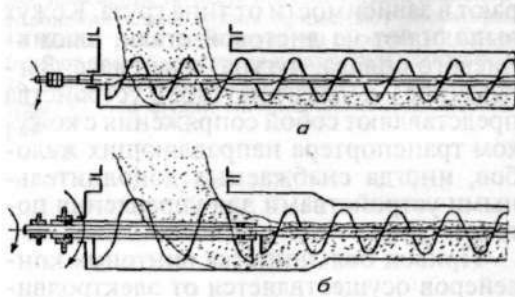


Рис. 9.3. Загрузка винтового конвейера:

а — свободная; б — принудительная, с помощью винта большого диаметра

вается размерами винта и условием сохранения груза. При большей частоте вращения груз сильно повреждается и истирается, при малой частоте вращения диаметр винта может быть очень большим.

Производительность винтового конвейера, кг/с,

$$Q = \rho Av, \quad (9.2)$$

где  $\rho$  — плотность груза, кг/м<sup>3</sup>;  $A$  — площадь поперечного сечения потока груза, м<sup>2</sup>;  $v$  — скорость движения груза, определяемая по выражению (9.1), м/с.

Площадь поперечного сечения потока груза, м<sup>2</sup>,

$$A = K_3 \pi D^2 / 4, \quad (9.3)$$

где  $K_3$  — коэффициент, учитывающий заполнение межвиткового пространства конвейера.

Тогда

$$Q = K \psi \pi D^3 / (4 \cdot 60) = K \psi \omega D^3 / 8, \quad (9.4)$$

где  $K$  — коэффициент, учитывающий заполнение межвиткового пространства, скорость движения и вид груза, другие факторы (см. табл. 9.1);  $\psi$  — отношение шага к диаметру винта.

Для получения производительности  $Q$  при заданном диаметре винта требуемая частота вращения, мин<sup>-1</sup>,

$$n = \frac{240Q}{K \psi \pi D^3}. \quad (9.5)$$

По условиям сохранности груза и оптимальной энергоемкости полученная частота вращения не должна превышать определенного значения, которое для сельскохозяйственных материалов составляет 1400...1600 мин<sup>-1</sup>.

При проектировании конвейера по заданной производительности целесообразно сначала найти рекомендуемый диапазон частоты вращения для данного груза, а затем определить диаметр вин-



Рис. 9.4. Траектория движения частицы груза в винтовом конвейере:

$a$  — тихоходном;  $b$  — быстроходном

та, м, по формуле

$$D = \sqrt[3]{\frac{8Q}{K \rho \omega \psi}}. \quad (9.6)$$

Другие геометрические параметры конвейера:

шаг винта

$$p = D \psi;$$

угол наклона винтовой линии

$$\gamma = \arctg(p/D); \quad (p/\pi D)$$

диаметр внутренней поверхности кожуха

$$D_k = D + 2t,$$

где  $t$  — рекомендуемый для данного вида зазор между винтовой поверхностью и кожухом;

диаметр вала винта

$$d_b = d_{ц} + (0,1 \dots 0,2)D,$$

где  $d_{ц}$  — диаметр выходного конца цапфы, получаемый при расчете на кручение.

Мощность, Вт, для привода винтового конвейера в общем случае

$$P = gQ(L + H) K_c K_d, \quad (9.7)$$

где  $Q$  — производительность, кг/с;  $L$  и  $H$  — соответственно длина горизонтального перемещения и высота подъема груза, м;  $K_c$  — коэффициент со-

### 9.1. Основные расчетные параметры винтовых конвейеров

Вид груза	$D, \text{ м}$	$K_3 \psi = p/D$	$n, \text{ мин}^{-1}$	$K \psi$
Зерно, комбикорм	0,1...0,5	0,7...1,25	50...500	0,2...0,5
Силос, резка соломы, сена, трав	0,15...0,4	0,6...1	100...500	0,3...0,7
Корнеплоды	0,2...0,6	0,6...0,8	30...150	0,3...0,5
Полужидкие кормовые смеси, навоз	0,15...0,3	0,8...1	100...300	0,3...0,6
Органические удобрения	0,25...0,4	0,6...1	200...300	0,3...0,7
Минеральные удобрения	0,15...0,5	0,6...1	200...700	0,3...0,6

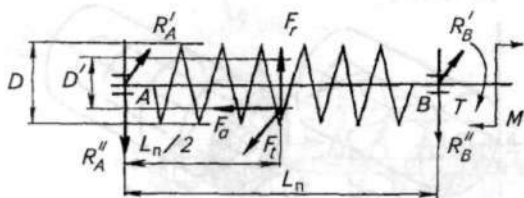


Рис. 9.5. Схема сил и реакций в подшипниках винта

противления движению груза, зависящий от вида груза: для сыпучих и легких грузов 1,2...2,5, для плотных, вязных и тяжелых 2,5...5;  $K_n = 1,5...4,5$  — коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления движению от сил инерции, перемешивания груза и др. (большие значения для вертикальных и крутонаклонных конвейеров).

Чтобы более точно определить мощность для привода конвейера, рассматривают ее составляющие:  $P_1$  на горизонтальное перемещение груза,  $P_2$  на подъем груза,  $P_3$ ,  $P_4$  и  $P_5$  на трение материала соответственно о винт, о кожух и в подшипниках. Полная мощность, Вт,

$$P_{\text{п}} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5. \quad (9.8)$$

Мощность электродвигателя, Вт,

$$P_{\text{э}} = P_{\text{п}} K_{\text{дв}} / \eta, \quad (9.9)$$

где  $K_{\text{дв}} = 1,3...1,5$  — коэффициент запаса мощности электродвигателя для преодоления перегрузок;  $\eta$  — КПД механизма привода.

Вращающий момент на валу винта, Н·м,

$$T = \frac{30 P_{\text{э}} \eta}{\pi n}. \quad (9.10)$$

Диаметр выходного конца цапфы вала винта, м,

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_{\text{кр}}]}}, \quad (9.11)$$

где  $[\tau_{\text{кр}}] = 15...20$  МПа — допустимое напряжение материала цапфы винта.

Общее передаточное число механизма привода

$$u = n_{\text{дв}} / n, \quad (9.12)$$

где  $n_{\text{дв}}$  — частота вращения вала электродвигателя, мин<sup>-1</sup>.

В качестве опор винта используют

подшипники качения. Одну из опор выполняют фиксирующей для восприятия осевой нагрузки.

Силы, действующие на подшипник (рис. 9.5): окружная  $F_t$ , радиальная  $F_r$  и осевая  $F_a$ .

Осевая сила, Н,

$$F_a = \frac{2T}{D' \text{tg}(\gamma_c + \varphi)}, \quad (9.13)$$

где  $D' = K' D$  — условный диаметр винта, м;  $K' = 0,7...0,8$  — коэффициент, учитывающий положение равнодействующей сил сопротивления вращению винта;  $\gamma_c$  — средний угол подъема винтовой линии, град;  $\varphi$  — угол трения между винтом и грузом, град.

В общем случае на направление и значение радиальной и окружной сил влияют силы трения материала о винт, кожух, вал винта, но при расчете подшипников вала винта можно принять

$$F_t = \frac{2T}{D'}; \quad (9.14)$$

$$F_r = F_t \text{tg} \gamma_c, \quad (9.15)$$

где  $\text{tg} \gamma_c = (0,4...0,5) p/D$ .

В общем случае силы имеют распределенный характер, но при расчете подшипников их можно считать сосредоточенными в середине длины винта.

Для схемы на рисунке 9.5 опора  $A$  — фиксирующая; опора  $B$  — плавающая.

Реакции в опорах, Н,

$$R'_A = R'_B = F_t / 2; \quad (9.16)$$

$$R''_A = \frac{F_r L_n / 2 + F_a D' / 2 + M}{L_n}; \quad (9.17)$$

$$R''_B = \frac{F_r L_n / 2 - F_a D' / 2 - M}{L_n}. \quad (9.18)$$

Суммарные реакции в опорах, Н,

$$R_A = \sqrt{R'^2_A + R''^2_A}; \quad R_B = \sqrt{R'^2_B + R''^2_B}. \quad (9.19)$$

По суммарным реакциям предварительно выбранные подшипники проверяют на долговечность.

Подшипники целесообразно выбирать по диаметру  $d_{\text{п}} = d_{\text{ц}} + 0...5$  мм, округляя его до ближайшего числа, кратного 5.

## 9.2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Рассчитать винтовой транспортер загрузчика зерна производительностью  $Q = 10$  т/ч (2,78 кг/с) с углом наклона  $\beta = 45^\circ$  и высотой загрузки  $H = 1,5$  м (рис. 9.6). Длина горизонтального перемещения груза  $L = 1,5$  м.

По таблице 9.1 для зерна по условию сохранности груза рекомендуемая частота вращения винта составляет 50...500 мин<sup>-1</sup>. Принимаем  $n = 260$  мин<sup>-1</sup>. Тогда  $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 260 / 30 = 27,2$  с<sup>-1</sup>.

Расчетный диаметр винта [см. формулу (9.6)]

$$D = \sqrt[3]{\frac{8Q}{K\rho\psi\omega}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 2,78}{0,3 \cdot 800 \cdot 27,2}} \approx 0,15 \text{ м,}$$

где  $K = 0,3$  — коэффициент, определяемый по таблице 9.1;  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup> — плотность груза (зерна);  $\psi = 1$  — коэффициент соотношения между шагом и диаметром винта.

Принимаем диаметр винта  $D = 150$  мм и вычисляем другие геометрические параметры винта.

Шаг  $p = \psi D = 1 \cdot 150 = 150$  мм.

Угол наклона винтовой линии

$$\gamma = \arctg(p/D) = \arctg 1 = 45^\circ.$$

Полная длина транспортера

$$L_n = H / \cos 45^\circ = 1,5 / 0,707 = 2,12 \text{ м.}$$

Мощность, необходимая для привода [см. формулу (9.7)],

$$P = gQ(L + H) K_c K_d = 9,81 \cdot 2,78 (1,5 + 1,5) 1,5 \cdot 2,5 = 306,8 \text{ Вт,}$$

поскольку длина горизонтального перемещения груза  $L = \sqrt{L_n^2 - H^2} =$

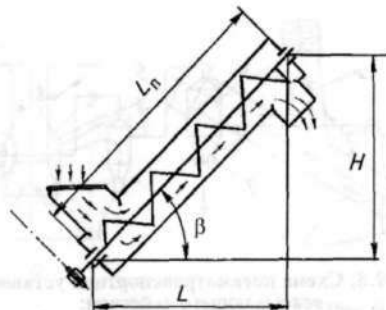


Рис. 9.6. Схема к расчету винтового транспортера

$= \sqrt{2,12^2 - 1,5^2} = 1,5$  м, коэффициент сопротивления движению зерна  $K_c = 1,5$ , а коэффициент дополнительных сопротивлений  $K_d = 2,5$ .

Требуемая мощность электродвигателя [см. формулу (9.9)]

$$P_3 = \frac{PK_{дв}}{\eta} = \frac{306,8 \cdot 1,4}{0,85} = 505,3 \text{ Вт.}$$

Вращающий момент на валу винта [см. формулу (9.10)]

$$T = \frac{30P_3\eta}{\pi n} = \frac{30 \cdot 505,3 \cdot 0,85}{3,14 \cdot 260} = 15,78 \text{ Н·м.}$$

Диаметр выходного конца цапфы вала [см. формулу (9.11)]

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 15,78 \cdot 10^3}{15}} = 17,4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{ц} = 18$  мм, диаметр вала винта  $d_v = 18 + 0,5 \cdot 150 = 40$  мм.

Диаметр посадочного места подшипника

$$d_{п} = d_{ц} + 0...5 \text{ мм} = 18 + 2 = 20 \text{ мм.}$$

Для верхней фиксирующей опоры А (рис. 9.7) по нормативам выбираем роликовый радиально-упорный подшипник 7204 легкой серии, для нижней свободной опоры В — шариковый радиальный подшипник 204 легкой серии.

Определяем силы, действующие на винт [см. формулы (9.13)...(9.15)] при  $\gamma_c = \arctg(0,4p/D) = \arctg 0,4 = 22^\circ$  и  $\gamma = \arctg f_d = \arctg 0,4 = 22^\circ$  (см. табл. 86 приложения),

$$F_t = \frac{2T}{K'D} = \frac{2 \cdot 15,78}{0,75 \cdot 0,15} = 280,5 \text{ Н;}$$

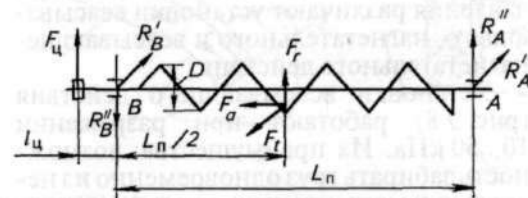


Рис. 9.7. Расчетная схема сил и реакций в подшипниках

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \gamma_c = 280,5 \operatorname{tg} 22^\circ = 112 \text{ Н};$$

$$F_a = \frac{2T}{K'D \operatorname{tg}(\gamma_c + \varphi)} = \frac{2 \cdot 15,78}{0,75 \cdot 0,15 \operatorname{tg} 44^\circ} = 290 \text{ Н}.$$

Реакции в подшипниках вычисляем по формулам (9.16)...(9.18):

$$R'_A = R'_B = 280,5 / 2 = 140,3 \text{ Н};$$

$$R''_A = \frac{F_u l_u + F_a K'D/2 - F_r L_n/2}{L_n} = \frac{542 \cdot 0,1 + 290 \cdot 0,75 \cdot 0,15/2 - 112 \cdot 2,12/2}{2,12} = -22,74 \text{ Н};$$

$$R''_B = \frac{F_u(L_n + l_u) - F_r L_n/2 + F_a K'D/2}{L_n} = \frac{542 \cdot 2,22 + 112 \cdot 2,12/2 + 290 \cdot 0,15 \cdot 0,75/2}{2,12} = 631,26 \text{ Н}.$$

Суммарные реакции [см. формулу (9.19)]

$$R_A = \sqrt{R'_A{}^2 + R''_A{}^2} = \sqrt{(-22,74)^2 + 140,3^2} = 142,13 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R'_B{}^2 + R''_B{}^2} = \sqrt{631,26^2 + 140,3^2} = 646,66 \text{ Н}.$$

Проверяем подшипники на долговечность по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

### 9.3. УСТРОЙСТВО И ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

**Общие сведения.** Пневматические погрузочные, разгрузочные и транспортные установки обеспечивают комплексную механизацию перегрузочных и транспортных операций, герметичность и компактность трассы перемещения груза, хорошие санитарно-гигиенические условия труда, исключают загрязнение среды и потери груза, повышают безопасность условий труда, так как на линиях транспортирования отсутствуют движущиеся части. Однако для этих установок характерны высокий удельный расход энергии, интенсивное изнашивание трубопроводов, ограничение размеров кусков транспортируемого груза, прилипание влажных грузов к стенкам трубопровода и другим частям.

Основой работы пневмотранспортной установки является движение воздуха, обусловленное разностью давлений в начале и конце трубопровода. По способу создания в трубопроводе разности давления различают установки всасывающего, нагнетательного и всасывающе-нагнетательного действия.

Установки всасывающего действия (рис. 9.8) работают при разрежении 10...50 кПа. Их преимущества: возможность забирать груз одновременно из нескольких мест; простая конструкция заборных устройств, герметичность. Недостатки установок всасывающего дей-

ствия: нахождение разгрузочного устройства и фильтров под разрежением, что вызывает необходимость оснащения их специальными выпускными затворами и увеличивает затраты на оборудование; ограничение протяженности трассы, так как невозможно создать достаточно большой перепад давления между началом продуктопровода и всасывающим патрубком воздуходувной машины.

В установке нагнетательного действия (рис. 9.9) трубопроводы и аппаратура находятся под избыточным давлением. Преимущество такой установки — транспортирование груза при высокой концентрации его в воздушном потоке на большие расстояния.

В установках всасывающе-нагнетательного действия (рис. 9.10) сочетаются

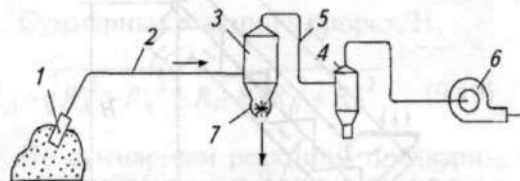


Рис. 9.8. Схема пневмотранспортной установки всасывающего действия:

1 — заборное устройство; 2 — продуктопровод; 3 — разгрузочное устройство; 4 — фильтр; 5 — воздухопровод; 6 — воздуходувная машина; 7 — затвор

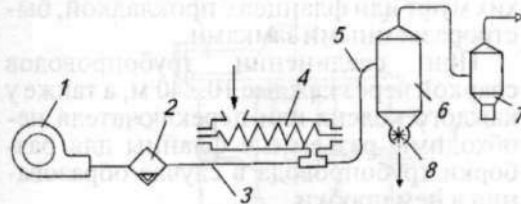


Рис. 9.9. Схема пневмотранспортной установки нагнетательного действия:

1 — воздуходувная машина; 2 — маслолагоотделитель; 3 — воздухопровод; 4 — питатель; 5 — материалопровод; 6 — разгрузочное устройство; 7 — пылеуловитель; 8 — затвор

основные преимущества всасывающих и нагнетательных установок. Всасывающая и нагнетательная ветви установки, как правило, работают от одной воздуходувной машины.

**Заборные устройства** представляют собой отдельное сопло или соплю, установленное на самоходной тележке, с питателями и обрушивателями различных типов. Всасывающие сопла должны отвечать следующим требованиям:

обеспечение наибольшей производительности установки при рациональной массовой концентрации;

гарантированная и равномерная подача воздуха в зону забора материала для получения стабильного процесса транспортирования;

надежность конструкции, удобство регулирования подачи воздуха в зависимости от разрежения в заборном слое;

возможность глубинного и поверхностного засасывания материала.

Для забора груза из насыпи использу-

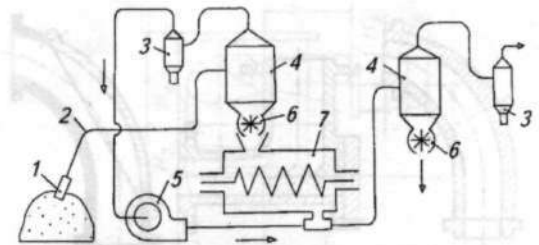


Рис. 9.10. Схема пневмотранспортной установки всасывающе-нагнетательного действия:

1 — заборное устройство; 2 — материалопровод; 3 — пылеуловитель; 4 — разгрузочное устройство; 5 — воздуходувная машина; 6 — затвор; 7 — питатель

ют круглые сопла (рис. 9.11) с устройствами, позволяющими вводить дополнительное количество транспортирующего воздуха в зону забора материала или непосредственно в транспортный трубопровод, а также регулировать количество подводимого воздуха в зависимости от условий работы и свойств материала.

Для подбора тонкого слоя материала применяют щелевые сопла, для выгрузки материала из труднодоступных мест — угловые и другие типы сопел.

**Трубопроводы** в установках пневмотранспорта подразделяют на воздуховоды и материалопроводы. К последним предъявляют следующие требования: герметичность, минимальное сопротивление движению транспортируемой смеси, высокая надежность и долговечность.

Воздуховоды изготовляют из стальных бесшовных труб с толщиной стенок 4...5 мм, а при транспортировании в них абразивных материалов — с толщиной стенок 8...10 мм.

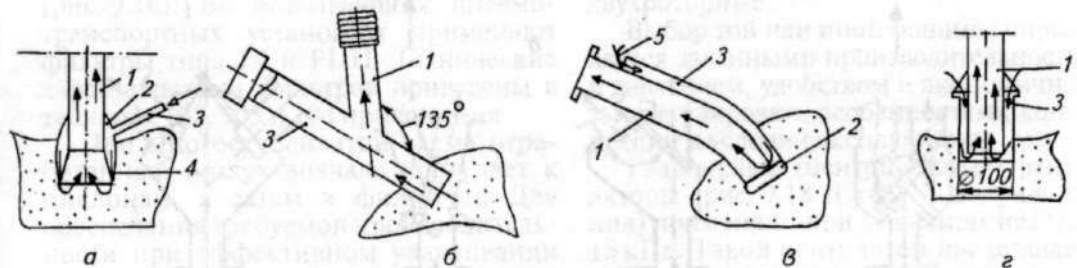


Рис. 9.11. Схемы круглых сопел:

а — с предохранительной сеткой и дополнительной подачей воздуха в зону забора груза; б — с нерегулируемым потоком воздуха; в — с регулируемым потоком воздуха; г — с дополнительной подачей воздуха в зону забора груза; 1 — труба для смеси; 2 — предохранительная сетка; 3 — труба для воздуха; 4 — кольцевое пространство; 5 — заслонка

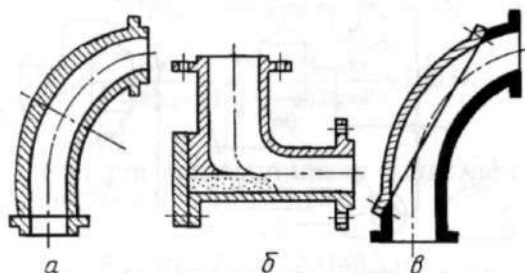


Рис. 9.12. Схемы износостойких колен:

*a* — с увеличенной толщиной изнашивающейся стенки; *b* — с образованием пристенного слоя из транспортируемого материала; *в* — со сменной изнашивающейся стенкой

Передвижные заборные устройства соединяют с материалопроводом гибкими резинотканевыми рукавами с быстроразъемными замками. Сопротивление транспортированию материала у гибких рукавов больше, чем у стального трубопровода.

Для транспортирования некоторых материалов (чай, табак и др.) применяют полиэтиленовые трубы, которые обладают достаточной прочностью, износостойкостью и малыми потерями на трение. Однако этим трубам свойственна малая температурная стойкость ( $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и электризация при работе.

Трубопроводы соединяют различны-

ми способами: сваркой, с помощью глухих муфт или фланцев с прокладкой, быстроразъемными замками.

При соединении трубопроводов сваркой через каждые  $10\text{--}40\text{ м}$ , а также у каждого колена или переключателя необходимы разъемные фланцы для разборки трубопровода в случае образования в нем пробки.

Наиболее интенсивному абразивному изнашиванию подвержены колена материалопроводов вследствие ударов материала о стенки. Чтобы увеличить срок службы, колена изготовляют из материалов, обладающих повышенной стойкостью к истиранию (рис. 9.12).

В пневмотранспортных установках, имеющих несколько мест разгрузки, применяют переключатель потока (рис. 9.13).

**Разгрузочные устройства, пылеуловители, фильтры** устанавливают в конце пневмотрассы. Они предназначены для отделения транспортируемого материала и очистки транспортирующего воздуха.

Основную массу материала и воздуха предварительно разделяют в специальных емкостях — разгрузочных устройствах (рис. 9.14), устанавливаемых на крыше бункера или склада. В конструкции этих разгрузочных устройств пре-

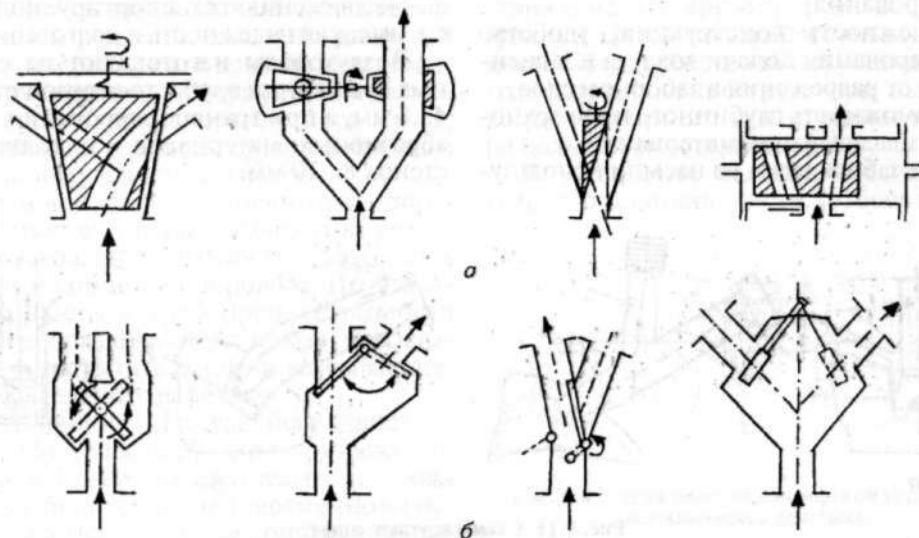


Рис. 9.13. Схемы переключателей потока:

*a* — пробкового типа; *b* — с перекидной заслонкой

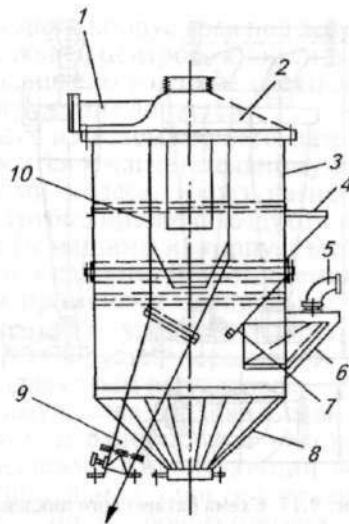


Рис. 9.14. Схема разгрузителя для зерна:

1 и 9 — выходные патрубки соответственно для воздуха и пыли; 2 — верхний конус; 3 — цилиндр; 4 — кронштейн; 5 — колено; 6 — приемник; 7 — отбойный лист; 8 — нижний конус; 10 — пылеотделитель (циклон)

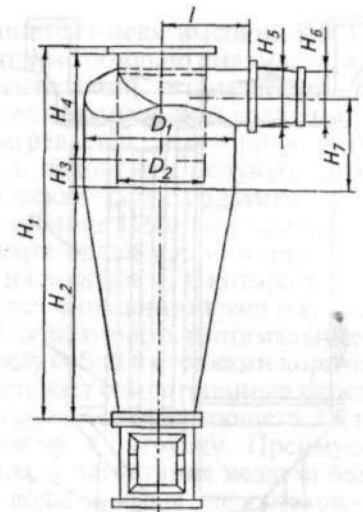


Рис. 9.15. Схема циклона-разгрузителя

дусмотрены плавный ввод потока транспортируемой смеси в нижнюю часть и выход отработанного запыленного воздуха вверх. С этой целью применяют циклоны-разгрузители типа ЦРК и ЦР (рис. 9.15 и табл. 101 приложения).

Отработанный запыленный воздух очищают по одно- или многоступенчатой схеме. При одноступенчатой схеме отработанный воздух подается сразу к тканевым фильтрам. В зависимости от требуемой площади фильтрующей поверхности фильтры можно объединять, но не более четырех в одном ряду.

Для очистки воздуха используют фильтры СМЦ-166Б и СМЦ-101А (рис. 9.16). Во всасывающих пневмотранспортных установках применяют фильтры типа Г4 и РЦИ. Технические характеристики фильтров приведены в таблицах 102, 103 и 104 приложения.

При многоступенчатой схеме отработанный воздух вначале поступает к циклонам, а затем к фильтрам. Для обеспечения требуемой производительности при эффективном улавливании пыли циклоны соединяют батареями (рис. 9.17 и табл. 105 приложения).

**Воздуходувные машины** предназначены для всасывания и нагнетания возду-

ха, транспортирующего твердые материалы.

По принципу действия воздуходувные машины бывают лопастные, в которых воздух нагнетается при вращении рабочего колеса, и объемные, в которых это происходит при непосредственном вытеснении воздуха рабочим органом.

В пневмотранспортных установках используют радиальные (центробежные) лопастные машины в виде вентиляторов и турбовоздуходувов, а из объемных машин с поступательно движущимся рабочим органом — поршневые, с вращающимся рабочим органом — водокольцевые, пластинчато-роторные и двухроторные.

Выбор той или иной машины определяется заданными производительностью и давлением, удобством и экономичностью регулировки, особенностями конструкции и условий эксплуатации.

Радиальные (центробежные) вентиляторы (рис. 9.18 и табл. 106 приложения) применяют при давлениях не выше 15 кПа. Такой вентилятор представляет собой радиальное колесо в спиральном корпусе. Лопастное колесо 2, засасывающее воздух в осевом направлении и выпускающее его в радиальном.

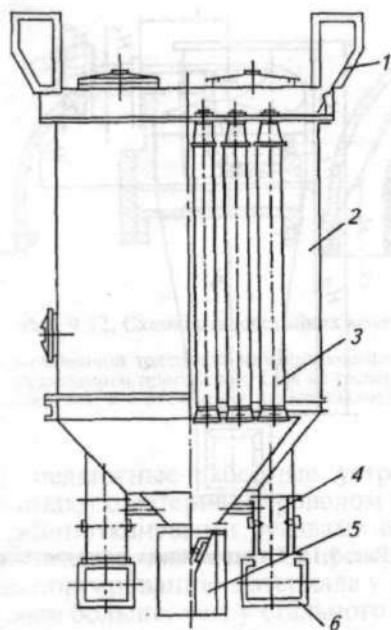


Рис. 9.16. Схема фильтра:

1 — коллектор для запыленного воздуха; 2 — корпус; 3 — рукав с фильтровальной тканью; 4 — клапан; 5 — затвор; 6 — коллектор для очищенного воздуха

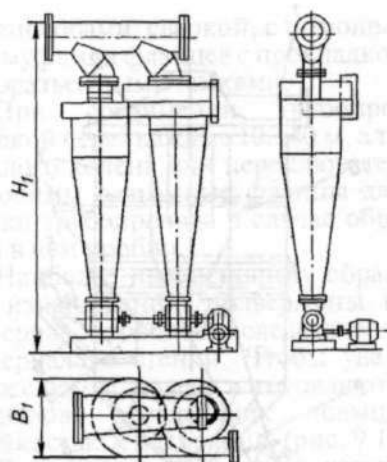


Рис. 9.17. Схема батарейного шклона

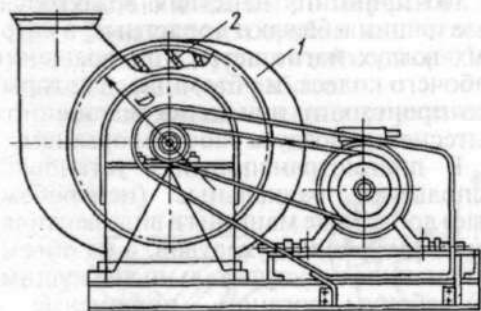


Рис. 9.18. Схема вентилятора:

1 — корпус; 2 — лопастное колесо

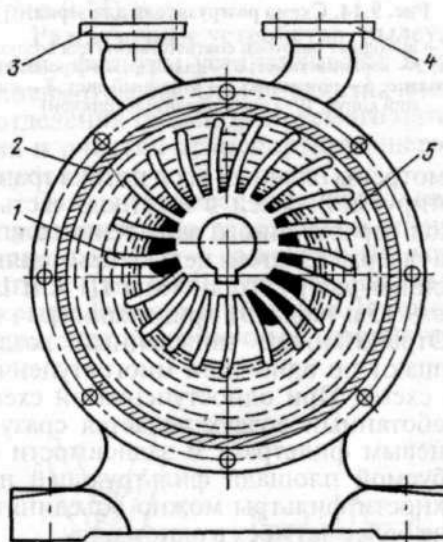


Рис. 9.19. Схема водокольцевой машины:

1 — лопастное колесо; 2 — корпус; 3 — нагнетательный патрубок; 4 — всасывающий патрубок; 5 — кольцо жидкости

Турбовоздуходувные машины представляют собой конструктивно приспособленные для создания повышенных давлений или последовательно соединенные радиальные вентиляторы (табл. 107 приложения). Их используют при большей производительности и меньшем давлении по сравнению с объемными машинами.

Водокольцевые машины предназначены для создания вакуума (вакуумные

насосы) и избыточного давления (компрессоры). В качестве рабочей жидкости используют воду, масло или любую другую неагрессивную капельную жидкость.

Водокольцевая машина (рис. 9.19) состоит из цилиндрического корпуса 2, закрытого с торцов крышками. Внутри корпуса эксцентрично располагается с минимальным торцевым зазором лопастное колесо 1, при вращении которого

подаваемая в корпус вода под действием возникающей центробежной силы образует кольцо, по толщине обеспечивающее погружение лопастей.

Воздух из всасывающего патрубка 4 переносится к нагнетательному 3 между лопастями колеса. Через нагнетательный патрубок вместе с воздухом во время работы машины из корпуса выбрасывается и жидкость. Для отделения ее от воздуха применяют специальные водосборные бачки, уровень жидкости в которых регулируется переливной трубой или поплавковым регулятором.

Преимущества водокольцевых машин в том, что они просты по конструкции и надежны в эксплуатации, не требуют тщательной очистки от твердых примесей, поступающих с воздухом. Недостаток водокольцевых машин — низкий КПД, так как значительная часть энергии расходуется на трение при вращении жидкостного кольца.

Технические характеристики машин представлены в таблице 108 приложения.

Пластинчато-роторная машина (рис. 9.20) состоит из корпуса 1, внутри которого эксцентрично установлен с минимальными торцевыми зазорами ротор 2 с пазами, из которых при вращении под действием центробежных сил и пружин выходят пластины 3, скользящие по внутренней поверхности корпуса. При этом за счет эксцентриситета изменяется объем пространства между пластинами и соответственно давление.

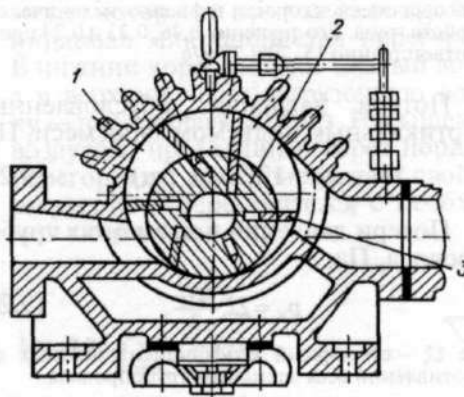


Рис. 9.20. Схема пластинчато-роторной машины:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — пластины

Машины имеют высокий КПД, но их необходимо обильно смазывать, а на линии нагнетания устанавливать маслоуловитель. Корпус при вращении пластин нагревается, и его приходится охлаждать водой или обдувать воздухом. Техническая характеристика представлена в таблице 109 приложения.

Двухроторная машина (рис. 9.21) состоит из корпуса 1, в котором расположены два синхронно вращающихся ротора 2, образующих минимальные зазоры между собой и стенками корпуса, что обеспечивает одностороннее перемещение воздуха от всасывающего 3 к нагнетательному 4 патрубку. Преимущество машины — нагнетание воздуха без примесей воды и масла, недостаток — значительный шум при работе. Техническая характеристика представлена в таблице 110 приложения.

Поршневые машины по конструкции и принципу работы аналогичны двигателю внутреннего сгорания. При поступательном движении в одну сторону поршня в цилиндрическом корпусе через впускной клапан всасывается воздух, при движении поршня в другую сторону воздух сжимается и выталкивается через выпускной клапан.

Преимущества поршневых машин — высокий КПД и большой перепад давления, недостатки — большие габаритные размеры, небольшая производительность, необходимость охлаждения корпуса и очистки поступающего воздуха от твердых примесей.

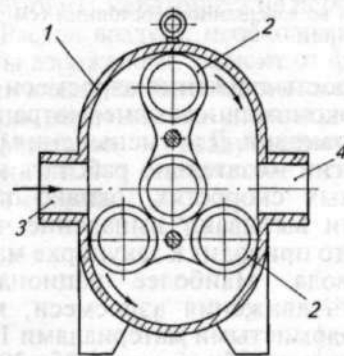


Рис. 9.21. Схема двухроторной машины:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — всасывающий патрубок; 4 — нагнетательный патрубок

Техническая характеристика представлена в таблице 111 приложения.

**Расчет пневмотранспортных установок.** Для конструирования пневмотранспортной установки заданной производительности необходимо знать коэффициент массовой концентрации смеси воздуха с транспортируемым грузом  $\mu$ , скорость движения  $v_p$  аэросмеси, производительность  $Q_b$ , диаметры материалов и воздухопроводов, мощность двигателя воздуходувной машины.

По заданной производительности установки  $Q$ , т/ч, определяют расход воздуха,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,

$$V = \frac{Q}{3,6\mu\rho_a}, \quad (9.20)$$

где  $\mu$  — коэффициент массовой концентрации смеси: для цемента и угольной пыли 20...100; зерна 3...25; песка 3...20; сено-соломистых материалов 0,4...0,8; сочных кормов (силос, сенаж) и комбикорма 1,2...1,4;  $\rho_a$  — плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ : в нормальных условиях 1,25; для всасывающих установок 0,8...0,95; для нагнетательных 1,6...2.

При повышении значения  $\mu$  производительность установки возрастает, но следует учитывать возможность закупоривания материалопровода, которое приведет к нарушению нормальной работы установки.

Скорость движения аэросмеси,  $\text{м}/\text{с}$ , в материалопроводе принимают из соотношения

$$v_p = 15,75 + 0,85v_{\text{внт}}, \quad (9.21)$$

где  $v_{\text{внт}}$  — скорость витания однородного сыпучего груза,  $\text{м}/\text{с}$ , т. е. наименьшая скорость выходящего воздушного потока, в котором частицы груза находятся во взвешенном состоянии (см. табл. 89 приложения).

Скорость движения аэросмеси определяет экономичность пневмотранспортной установки. Для уменьшения расхода энергии желательно работать на пониженных скоростях, однако низкие скорости вызывают выпадение частиц груза, что приводит к закупорке материалопровода. Наиболее рациональная скорость движения аэросмеси,  $\text{м}/\text{с}$ : с сено-соломистыми материалами 18...25, силосом и комбикормами 25...30, зерном 20...35, мукой 16...20, с манной крупой 17...20.

Внутренний диаметр трубопровода,  $\text{м}$ ,

$$d_T = \sqrt{\frac{4V}{\pi v_p}}. \quad (9.22)$$

Диаметры трубопроводов после расчета округляют до ближайшего стандартного значения.

После этого определяют необходимое давление. Полное давление  $p_o$ , необходимое для работы установки, складывается из динамического напора  $p_{\text{дин}}$ , расходуемого на перемещение аэросмеси по трубопроводу с определенной скоростью, и статического напора  $p_{\text{ст}}$ , расходуемого на преодоление местных сопротивлений в магистрали.

Общее полное давление

$$p_o = p_{\text{дин}} + p_{\text{ст}} = 1,25(p_b + p_m + p_n + p_k + p_p + p_\phi), \quad (9.23)$$

где 1,25 — коэффициент запаса давления для компенсации возможных неучтенных потерь.

Потери давления в сопле или питателе при вводе материала в трубопровод

$$p_b = 0,613v_p^2(10 + 0,5\mu).$$

Потери давления на трение при перемещении аэросмеси по материалопроводу на расстояние  $l$  и высоту  $h$ , Па,

$$p_m = 0,613v_p^2 \frac{l+h}{d_T} (1 + K_a\mu) \times (0,0125 + 0,0011/d_T), \quad (9.24)$$

где  $K_a$  — коэффициент, зависящий от концентрации аэросмеси, скорости и физико-механических свойств груза. Его значения 0,46, 0,33 и 0,24 при  $v_p$  соответственно 15, 20 и 25  $\text{м}/\text{с}$ .

Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси, Па,

$$p_n = 12,2h(1 + \mu). \quad (9.25)$$

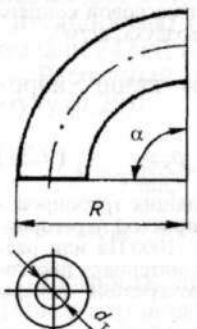
Потери давления в элементах трубопровода, Па,

$$p_k = \sum \xi \frac{\rho_a v_p^2}{2}, \quad (9.26)$$

где  $\sum \xi$  — суммарный коэффициент местных сопротивлений всех элементов трубопровода.

Значения коэффициента  $\xi$  для круглых отводов в трубопроводах принимают по таблице 9.2.

## 9.2. Значения коэффициента местных сопротивлений для круглых отводов

Схема	$\alpha$ , град	$R/d_e$						
		1	1,5	2	2,5	3	4	5
	20	0,065	0,056	0,047	0,040	0,037	0,034	0,031
	30	0,095	0,081	0,068	0,059	0,054	0,050	0,045
	45	0,105	0,09	0,075	0,065	0,06	0,055	0,05
	60	0,164	0,141	0,117	0,102	0,094	0,086	0,078
	75	0,189	0,162	0,135	0,117	0,108	0,099	0,090
	90	0,210	0,180	0,150	0,130	0,120	0,11	0,100
	110	0,237	0,203	0,170	0,147	0,136	0,124	0,113
	130	0,252	0,216	0,180	0,156	0,144	0,132	0,120
	150	0,269	0,230	0,192	0,166	0,154	0,141	0,128

Потери давления в разгрузочном устройстве  $p_p = 2$  кПа, в фильтре  $p_{\phi} = 1,15$  кПа.

Необходимая мощность привода воздуходувной машины, Вт,

$$P = \frac{p_0 V}{\eta_{в.м.} \eta_{пр}}, \quad (9.27)$$

где  $\eta_{в.м.}$ ,  $\eta_{пр}$  — КПД соответственно воздуходувной машины и ее привода.

**Аэрожелоба** предназначены для транспортирования с небольшим уклоном сухого сыпучего материала, подаваемого из одного места в другое или из нескольких мест в одно.

Аэрожелоб (рис. 9.22) представляет собой трубопровод прямоугольного сечения, составленный из двух коробов, между которыми помещена воздухопроницаемая микропористая перегородка. В нижний короб подают сжатый воздух, а в верхний через загрузочную воронку — перемещаемый груз. Насыщенный воздухом, проходящим через пористую перегородку, груз приобретает свойство текучести и перемещается с необходимой скоростью.

Уклон аэрожелобов обычно составляет  $3...4^\circ$  к горизонтали. В отдельных случаях, когда требуется обеспечить повышенную производительность, желоба монтируют с наклоном  $5...8^\circ$ .

Звенья желоба длиной 2...4 м соединяют с помощью фланцев в общий аэрожелоб необходимой длины. В аэрожелоб длиной более 40 м воздух следует подводить через каждые 30...40 м.

В качестве микропористой перегородки используют: для пшеничной муки — бельтинговый восьмислойный хлопчатобумажный цельнотканый ремень; обойной ржаной муки — бельтинговую четырехслойную хлопчатобумажную ленту; манной крупы и пшеничных отрубей — льняной крашенный брезент.

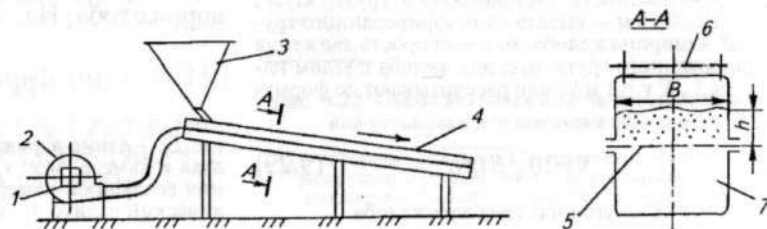
При транспортировании абразивных материалов в аэрожелобе целесообразно установить керамические перегородки.

Расход воздуха, необходимый для работы аэрожелоба, зависит от физико-механических свойств перемещаемого материала, высоты слоя и угла наклона желоба.

Удельная воздухопроницаемость различных материалов следующая,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$ :

Рис. 9.22. Схема аэрожелоба:

1 — всасывающий патрубок;  
2 — воздуходувная машина;  
3 — загрузочный бункер; 4 — желоб; 5 — пористая перегородка; 6 — выхлопной фильтр;  
7 — воздуховодный канал



Цемент	3
Мука пшеничная	2...3
Крупа манная	10...13
Отруби мелкие	12...15
Отруби крупные	15...18
Зерно пшеницы	75...80

Для аэрожелобов большое значение имеет качество воздуха, подводимого под микропористую перегородку. Он должен быть тщательно очищен от пыли, влаги и масла, в противном случае забиваются поры перегородки.

Сопrotивление микропористой перегородки в аэрожелобе должно быть ни слишком малым (так как в этом случае воздух не будет равномерно распределяться по всей аэрирующей поверхности), ни слишком большим (так как это приводит к увеличению непроизводительных затрат энергии). Для обеспечения наилучшего качества ожижения материала сопротивление перегородки должно быть выше сопротивления транспортируемого материала.

Преимущества аэрожелобов: отсутствие движущихся частей, шума и вибрации; простота конструкции и обслуживания; высокая производительность при сравнительно небольшом удельном расходе воздуха; защита материала от атмосферных воздействий; хорошие санитарно-гигиенические условия труда обслуживающего персонала.

Однако в процессе работы аэрожелоб всегда должен быть наклонен в сторону транспортирования материала, а после прекращения подачи материала на микропористой перегородке аэрожелоба остается слой материала, который не обладает достаточной газоудерживающей способностью и не переходит в псевдооживленное текучее состояние.

**Расчет аэрожелоба.** Производительность, кг/с,

$$P_{ж} = \rho_r h_r B v, \quad (9.28)$$

где  $\rho_r$  — плотность аэрированного груза, кг/м<sup>3</sup>;  $h_r = 0,1...0,15$  м — высота слоя аэрированного груза;  $B$  — ширина желоба, м;  $v$  — скорость движения аэрированного груза, м/с: для желоба с углом наклона  $3...4^\circ v = 1$  м/с, или рассчитывают по формуле

$$v = 10 \sqrt{B \operatorname{tg} \alpha}, \quad (9.29)$$

где  $\alpha = 3...8^\circ$  — угол наклона аэрожелоба.

Расход воздуха аэрожелобом, м<sup>3</sup>/с,

$$V = \frac{P_{ж}}{\mu \rho_a}, \quad (9.30)$$

где  $\mu = 60...150$  — коэффициент массовой концентрации смеси;  $\rho_a$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Давление в воздушном канале аэрожелоба, Па,

$$P_{ж} = P_T + P_{п} + P_{к}, \quad (9.31)$$

где  $P_T$  — сопротивление подводящих трубопроводов, Па;  $P_{п}$  — сопротивление пористой перегородки, принимаемое равным 900...1000 Па или рассчитываемое в зависимости от материала перегородки;  $P_{к}$  — сопротивление воздушной камеры аэрожелоба, Па.

Сопrotивление подводящих трубопроводов

$$P_T = \frac{\lambda L_{пр} v_a^2 \rho_a}{2 d_T}, \quad (9.32)$$

где  $\lambda = 0,014...0,02$  — коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода;  $L_{пр}$  — приведенная длина трубопровода, м;  $v_a$  — скорость воздуха в трубопроводе, м/с;  $d_T$  — диаметр трубопровода, м.

Приведенная длина трубопровода, м,

$$L_{пр} = L + \Sigma L_{экв}, \quad (9.33)$$

где  $L$  — длина прямолинейных участков трубопровода, м;  $L_{экв}$  — эквивалентная длина, м, учитывающая потери давления на закруглениях и других местных сопротивлениях (табл. 9.3).

### 9.3. Значения эквивалентной длины $L_{экв}$ для грузов различных видов

Угол поворота закругления, град	Груз		
	пылевидный	зернистый	кусовой
10	—	—	8
15	—	—	10
20	2	3	12
30	4	5	15
45	6	8	25
90	10	15	45

Сопrotивление воздушной камеры аэрожелоба, Па,

$$P_{к} = \frac{\lambda L_a v_a \rho_a}{16 R_r}, \quad (9.34)$$

где  $L_a$  — длина аэрожелоба, м;  $v_a$  — скорость воздуха в камере, м/с:  $v_a = V/A_a$ ;  $A_a$  — площадь сечения воздушной камеры аэрожелоба;  $R_r$  — гидравлический радиус, м:  $R_r = B h_r / (2 h_r + B)$ .

#### 9.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

**Пример 1.** Рассчитать параметры всасывающей пневмотранспортной установки для выгрузки пшеницы производительностью  $Q = 34$  т/ч при дальности подачи 24 м (рис. 9.23).

Расчетный расход воздуха [см. формулу (9.20)]

$$V = \frac{Q}{3,6\mu\rho_a} = \frac{34}{3,6 \cdot 25 \cdot 0,9} = 0,42 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\mu = 25$ ;  $\rho_a = 0,9$  кг/м<sup>3</sup>.

Скорость движения аэросмеси в материалопроводе при  $v_{\text{внт}} = 10$  м/с [см. формулу (9.21)]

$$v_p = 15,75 + 0,85v_{\text{внт}} = 15,75 + 0,85 \cdot 10 = 24,25 \text{ м/с}.$$

Внутренний диаметр трубопровода [см. формулу (9.23)]

$$d_T = \sqrt{\frac{4V}{\pi v_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,42}{3,14 \cdot 24,25}} = 0,148 \text{ м}.$$

Принимаем для гибкого участка трубопровода резиноканевый рукав  $d_b = 0,15$  м, для стационарного — стальную трубу  $d_t = 0,148$  м и  $d_n = 0,168$  м.

В качестве разгрузочного устройства (разгрузителя) выбираем центробежный циклон-разгрузитель ЦР-550 с  $V = 0,52$  м<sup>3</sup>/с (см. табл. 101 приложения).

Очистку воздуха от пыли принимаем двухступенчатую: первая ступень — циклон ЦОЛ-1,5 с  $Q_{\text{ц}} = 0,42$  м<sup>3</sup>/с (см. табл. 105 приложения); вторая ступень — матерчатый фильтр. Площадь фильтра, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{ф}} = 60V/W_{\text{в}} = 60 \cdot 0,42/5 = 5,04,$$

где  $W_{\text{в}} = 5$  м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup> · мин) — нагрузка на фильтрующую ткань.

Выбираем фильтр РЦИ-6,9-16, у которого  $F_{\text{ф}} = 6,9$  м<sup>2</sup> (см. табл. 103 приложения).

Полное давление [см. формулу (9.23)]

$$p_0 = 1,25 (p_b + p_m + p_{\text{п}} + p_k + p_p + p_{\text{ф}}) = 1,25 (811 + 733,5 + 1586 + 190,5 + 2000 + 1150) = 25\,464 \text{ Па}.$$

Потери давления в сопле (см. с. 154):

$$p_b = 0,631v_p^2(10 + 0,5\mu) = 0,613 \cdot 24,25^2(10 + 0,5 \cdot 25) = 8111 \text{ Па}.$$

Потери давления на перемещение аэросмеси по материалопроводу [см. формулу (9.24)]

$$p_m = 0,613v_p^2 \frac{l+h}{d_T} (1 + K_{\text{а}}\mu) \left( 0,0125 + \frac{0,0011}{d_T} \right) = 0,613 \cdot 24,25^2 \frac{19+5}{0,16} (1 + 0,24 \cdot 25) \times \left( 0,0125 + \frac{0,0011}{0,148} \right) = 7333,5 \text{ Па}.$$

Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси [см. формулу (9.25)],

$$p_{\text{п}} = 12,2h(1 + \mu) = 12,2 \cdot 5(1 + 25) = 1586 \text{ Па}.$$

В соответствии со схемой установки принимаем 6 колен с поворотом на 90°, соотношением  $R/d_T = 3$  и  $\xi = 0,12$  (см. табл. 9.2). Потери давления в коленах трубопровода

$$p_k = \sum \xi \frac{\rho_a v_p^2}{2} = 6 \cdot 0,12 \frac{1,8 \cdot 17^2}{2} = 190,5 \text{ Па}.$$

Потери давления в разгрузителе ЦР-550  $p_p = 2000$  Па. Потери давления в фильтре РЦИ-6,9-16 (из его технической характеристики)  $p_{\text{ф}} = 1150$  Па.

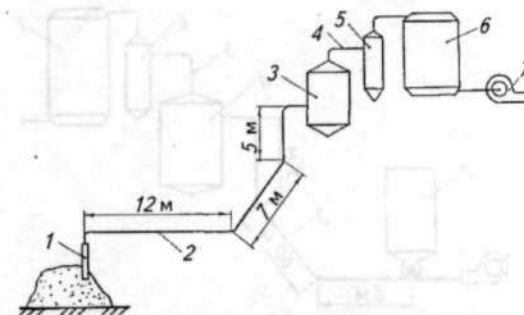


Рис. 9.23. Схема всасывающей пневмотранспортной установки для выгрузки пшеницы:

1 — заборное устройство; 2 — материалопровод; 3 — разгрузочное устройство; 4 — воздухопровод; 5 — циклон; 6 — фильтр; 7 — воздушная машина

Необходимая мощность привода воздуходувной машины [см. формулу (9.27)]

$$P = \frac{p_0 V}{\eta_{в.м} \eta_{пр}} = \frac{25464 \cdot 0,42}{0,8 \cdot 0,9} = 14854 \text{ Вт},$$

где  $\eta_{в.м} = 0,8$ ;  $\eta_{пр} = 0,9$ .

В качестве воздуходувной машины принимаем пластинчато-роторную машину РВН-25 (см. табл. 109 приложения) с  $Q_{в} = 0,42 \text{ м}^3/\text{с}$  и номинальным давлением всасывания 40 кПа.

**Пример 2.** Рассчитать параметры нагнетательной установки для муки производительностью 20 т/ч при дальности подачи 70 м (рис. 9.24).

Расчетный расход воздуха [см. формулу (9.20)]

$$V = \frac{Q}{3,6 \mu \rho_{в}} = \frac{20}{3,6 \cdot 62 \cdot 1,8} = 0,05 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\mu = 62$ ;  $\rho_{в} = 1,8 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Скорость движения смеси воздуха с грузом [см. формулу (9.21)]

$$v_p = 15,75 + 0,85 v_{\text{вит}} = 15,75 + 0,85 \cdot 1,5 = 17 \text{ м}/\text{с},$$

где  $v_{\text{вит}} = 1,5 \text{ м}/\text{с}$  — скорость витания для муки.

Внутренний диаметр трубопровода [см. формулу (9.23)]

$$d_T = \sqrt{\frac{4V}{\pi v_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 17}} = 0,06 \text{ м}.$$

Для трубопровода принимаем сталь-

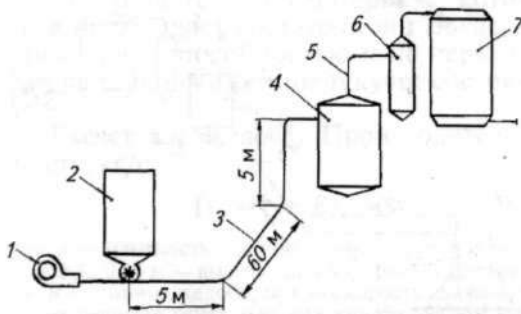


Рис. 9.24. Схема нагнетательной пневмотранспортной установки для муки:

1 — воздуходувная машина; 2 — бункер с питателем; 3 — материалопровод; 4 — разгрузитель; 5 — воздухопровод; 6 — циклон; 7 — фильтр

ную трубу, внутренний и наружный диаметры которой  $d_T = 0,06 \text{ м}$  и  $d_H = 0,068 \text{ м}$ .

В качестве разгрузочного устройства выбираем центробежный циклон-разгрузитель ЦРК-200 (см. табл. 101 приложения), у которого расход воздуха  $v = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Очистку воздуха от остатков груза принимаем двухступенчатую: первая ступень — циклон ЦОЛ-1 (см. табл. 105 приложения) с  $Q_{в} = 0,28 \text{ м}^3/\text{с}$ ; вторая ступень — матерчатый фильтр.

Площадь фильтра

$$F_{\phi} = 60 Q_{в} / W_{в} = 60 \cdot 0,05 / 1,5 = 2 \text{ м}^2,$$

где  $W_{в} = 1,5 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$  — нагрузка на фильтрующую ткань.

Выбираем фильтр СМЦ-166Б (см. табл. 102 приложения) с  $F_{\phi} = 30 \text{ м}^2$ .

Общие потери давления [см. формулу (9.23)]

$$p_0 = 1,25 (p_{в} + p_{м} + p_{п} + p_{к} + p_{р} + p_{\phi}) = 1,25 (7263,4 + 164238,7 + 2305,8 + 156 + 1900 + 1100) = 221204,9 \text{ Па}.$$

Потери давления в зоне загрузки (см. с. 154)

$$p_{в} = 0,613 v_p^2 (10 + 0,5 \mu) = 0,613 \cdot 17^2 (10 + 0,5 \cdot 62) = 7263,4 \text{ Па}.$$

Потери давления на перемещение аэросмеси по материалопроводу [см. формулу (9.24)]

$$p_{м} = 0,613 v_p^2 \frac{l+h}{d_T} (1 + K_a \mu) \left( 0,0125 + \frac{0,0011}{d_T} \right) = 0,613 \cdot 17^2 \frac{65+5}{0,06} (1 + 0,4 \cdot 62) \left( 0,0125 + \frac{0,0011}{0,06} \right) = 164238,7 \text{ Па}.$$

Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси [см. формулу (9.25)],

$$p_{п} = 12,2 h (1 + \mu) = 12,2 \cdot 3 (1 + 62) = 2305,8 \text{ Па}.$$

В соответствии со схемой установки принимаем 5 колен с поворотом на угол  $90^\circ$ ,  $R/d_T = 3$  и  $\xi = 0,12$  (см. табл. 9.2). Потери давления в коленах трубопровода [см. формулу (9.26)]

$$p_k = \sum \xi \frac{\rho_n v_p^2}{2} = 5 \cdot 0,12 \frac{1,8 \cdot 17^2}{2} = 156 \text{ Па.}$$

Потери давления в разгрузителе ЦРК-200  $p_p = 1900$  Па, в фильтре СМЦ-166Б  $p_\phi = 1100$  Па.

Необходимая мощность привода воздуходувной машины [см. формулу (9.27)]

$$P = \frac{p_o Q_v}{\eta_{в.м} \eta_{пр}} = \frac{221204,9 \cdot 0,05}{0,8 \cdot 0,9} = 15361,4 \text{ Вт,}$$

где  $\eta_{в.м} = 0,8$ ;  $\eta_{пр} = 0,9$ .

В качестве воздуходувной машины принимаем водокольцевую машину

ВК-3 (см. табл. 108 приложения) с  $Q_v = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$  и максимальным давлением нагнетания  $p_{ном} = 240 \text{ кПа}$ .

#### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. На чем основан принцип действия винтовых конвейеров? 2. Каковы основные преимущества и недостатки винтовых конвейеров? 3. От каких факторов зависит производительность винтового конвейера? 4. Как определить мощность на привод винтового конвейера? 5. На чем основан принцип действия пневмотранспорта? 6. Каковы основные преимущества и недостатки пневмотранспорта? 7. Из каких элементов состоят пневмотранспортные установки? 8. От каких факторов зависят расход воздуха и полное давление, необходимое для работы установки? 9. В каких случаях целесообразно использование аэрожелоба?

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

### 10.1. СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОГРУЗЧИКОВ

Сельскохозяйственные погрузчики предназначены для выполнения погрузочно-разгрузочных работ. Их классифицируют по следующим признакам:

по принципу работы — периодического и непрерывного действия;

по назначению — универсальные (ПЭА-1,0 и ПФП-1,2), используемые для разнообразных грузов, и специальные, предназначенные для однородных грузов: зерна (ЗПС-100А), силоса и сенажа (ПСС-5,5), навоза (ПНД-250А);

по типу источника энергии — с двигателем внутреннего сгорания или с электродвигателем;

по исполнению — навесные (ПГ-0,2А; ПЭ-Ф-1А и ПКУ-0,8А), агрегируемые с трактором, самопередвижные (ЗПС-100А, ЗМ-60А), которые могут перемещаться вдоль фронта работ с рабочими скоростями 0,01...0,1 м/с, и самоходные (ПЭА-1,0), способные перемещаться на значительные расстояния со скоростью 0,5...10 м/с;

по приводу рабочих органов — механические, гидравлические и смешанные;

по типу ходовой части — колесные и гусеничные.

**Погрузчики периодического действия** относятся к универсальным. Они выполняют погрузку, транспортирование, укладку и штабелирование различных грузов в растениеводстве, кормопроизводстве, животноводстве, при техническом обслуживании и ремонте машин, в строительстве сельскохозяйственных объектов. Универсальность погрузчиков обеспечивается набором различных рабочих органов: ковшовых и когтевых грейферов, вилочных и штыревых захватов, ковшей, крюков.

Погрузчики периодического действия делят на мобильные и стационарные, а по расположению рабочего органа

на — на фронтальные, с задней и боковой навесками.

Траекторией перемещения груза в этих машинах может быть вертикаль (вилочный погрузчик), дуга окружности (фронтальные стреловой и перекидной) и сложная пространственная кривая (поворотный стреловой с фронтальной или задней навеской). Забор груза происходит четырьмя способами: зачерпыванием (ковшовый и грейферно-ковшовый погрузчик), захватыванием (грейферно-когтевой, клещевой), подхватыванием (вилочный) и прониканием (штыревой, гарпунный). Разгрузка осуществляется в результате отъезда машины (вилочный и штыревой погрузчики), столкновения (вилочный, ковшовый), опрокидывания (ковшовый) и раскрытия захвата (грейферный, клещевой, гарпунный).

Навесные погрузчики устанавливают на шасси трактора или автомобиля. Их выполняют в виде подъемной или подъемно-поворотной стрелы с грузозахватным органом (ковшом, грейфером, вилами).

**Фронтальные погрузчики** с передним расположением рабочего органа (рис. 10.1, а, г, д, е) удобны в управлении, но при их использовании увеличивается нагрузка на передние колеса. При заднем расположении рабочего органа (рис. 10.1, б) передние колеса разгружаются, однако затрудняется управление трактором и ухудшается наблюдение за процессом забора груза. Такой трактор нельзя использовать в качестве тягача.

Различают фронтальные погрузчики типа ПФ (см. рис. 10.1, а, б, г, д, е) и перекидные типа ПФП (рис. 10.1, в). Технические характеристики даны в таблице 112 приложения. Так, погрузчик-стогометель ПФ-0,5Б применяется для скирдова-

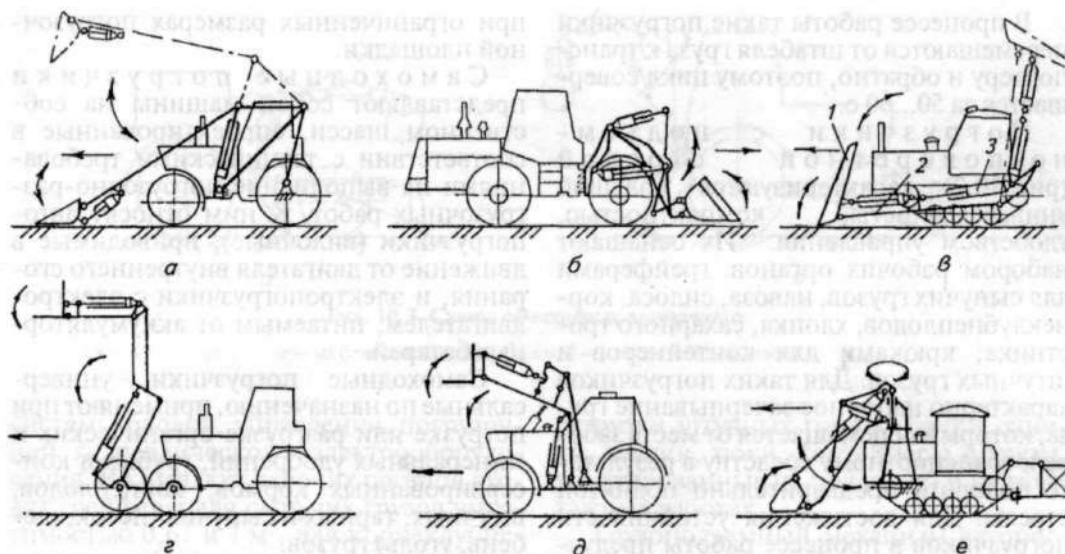


Рис. 10.1. Схемы погрузчиков фронтального типа:

*a* — фронтальный с передней навеской; *б* — фронтальный с задней навеской; *в* — фронтально-перекидной; 1 — ковш; 2 — стрела; 3 — гидроцилиндр подъема стрелы; *г* — фронтальный с подкатным мостом; *д* — погрузчик-стогометатель; *е* — фронтально-поворотный

ния сена и соломы, укладки копен в транспортные средства, погрузки листо-стебельной массы кукурузы и подсолнечника, навоза, сыпучих и тарных грузов, а с дополнительными рабочими органами — для загрузки минеральных удобрений в самолеты. Основной рабочий орган — грабельная решетка. В комплект дополнительно входят вилы для навоза и силоса, ковш для сыпучих грузов.

Погрузчик-копновоз ПКУ-0,8А используют для погрузки сена, соломы, силоса, навоза, минеральных удобрений в транспортные средства, смесительные установки и машины для внесения удобрений, перевозки и укладки рулонов и копен грубых кормов, механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ с тарными и нетарными минеральными грузами. Погрузчик имеет быстросъемную навеску. В комплект рабочих органов входят ковши вместимостью 0,35; 0,5; 0,8 м<sup>3</sup>, передняя и задняя грабельные решетки, вилы для силоса и навоза, вилочный захват для поддонов, крюк, подъемное устройство и устройство для погрузки мягких контейнеров.

Погрузчик-стогометатель ПКС-1,6 (см. рис. 10.1, *г*) имеет собственный

опорный мост и оригинальную систему соединения с базовым трактором. Колеса опорного моста работают синхронно с управляемыми колесами трактора. При этом обеспечивается высокая маневренность погрузчика. В комплект рабочих органов входят грабельная решетка, ковш вместимостью 1 и 1,6 м<sup>3</sup>, крюк, вилы для погрузки навоза, силоса, ботвы, вилочный захват для тарных и штучных грузов.

Чтобы повысить грузоподъемность погрузчиков типа ПФ и устойчивость агрегата, в продольной плоскости на задней навеске трактора в качестве противовеса монтируют ковш с песком.

Погрузчики типа ПФП (см. рис. 10.1, *в*) навешивают на гусеничные тракторы, благодаря чему повышается проходимость агрегата. Их используют на погрузке навоза, торфа, компоста, песка, гравия и др.

Ковш 1 этих погрузчиков, закрепленный на стреле 2, заполняется в результате давления со стороны машины (напора) и поворота ковша, а затем поднимается гидроцилиндром 3. Разгрузка может происходить двумя способами: фронтальным — впереди трактора и перекидным — сзади трактора.

В процессе работы такие погрузчики перемещаются от штабеля груза к транспортеру и обратно, поэтому цикл совершается за 50...60 с.

Погрузчики с подъемно-поворотной стрелой (рис. 10.2) характеризуются большой универсальностью, компактностью, удобством управления. Их оснащают набором рабочих органов: грейферами для сыпучих грузов, навоза, силоса, корнеклубнеплодов, хлопка, сахарного тростника; крюками для контейнеров и штучных грузов. Для таких погрузчиков характерно напорное зачерпывание груза, который перемещается от места забора к транспортному средству в результате поворота предварительно поднятой стрелы. Для достижения устойчивости погрузчиков в процессе работы предусмотрены выносные опоры.

Технические характеристики навесных поворотных погрузчиков даны в таблице 113 приложения. Из них наиболее распространен погрузчик ПЭ-Ф-1А. Погрузчик ПГХ-0,5, предназначенный для механизации погрузочно-разгрузочных работ с хлопком, оснащен удлинителем стрелы для подъема груза на высоту более 7 м. Погрузчик ПГ-0,2А дополнительно используют на легких планировочных работах, для подгребания груза на животноводческих фермах и в парниках. Погрузочный манипулятор МГБ-Ф-0,5 крепят к навесной системе трактора, что обеспечивает легкую и быструю его навеску и демонтаж.

Поворотные погрузчики целесообразно применять в условиях многообразия грузов, их концентрации, расположения груза ниже опорной поверхности,

при ограниченных размерах погрузочной площадки.

Самоходные погрузчики представляют собой машины на собственном шасси, спроектированные в соответствии с техническими требованиями на выполнение погрузочно-разгрузочных работ. К ним относят автопогрузчики (вилочные), приводимые в движение от двигателя внутреннего сгорания, и электропогрузчики с электродвигателем, питаемым от аккумуляторных батарей.

Самоходные погрузчики, универсальные по назначению, применяют при погрузке или разгрузке органических и минеральных удобрений, грубых и консервированных кормов, корнеплодов, штучных, тарных и сыпучих (песок, щебень, уголь) грузов.

Основные технические показатели самоходных погрузчиков приведены в таблице 114 приложения.

Универсальный грейферный автономный погрузчик ПГА-Ф-06 (рис. 10.3, а) выполнен на базе шасси Т-16М. Грузоподъемный механизм состоит из поворотной колонны, стрелы с надставкой, опорных домкратов и грейфера для сыпучих грузов. Механизмами поворота, подъема и изменения длины стрелы, грейфера, опорных домкратов управляют с помощью гидроцилиндров. В комплект основных и дополнительных рабочих органов входят грейфер для связных грузов, крюк, грейфер для корнеплодов, захват для длинномерных грузов и удлинитель стрелы для увеличения высоты подъема.

Самоходный погрузчик-экскаватор ПЭА-1,0 (рис. 10.3, б) состоит из рамы, двигателя Д-65Н, трансмиссии, кабины,

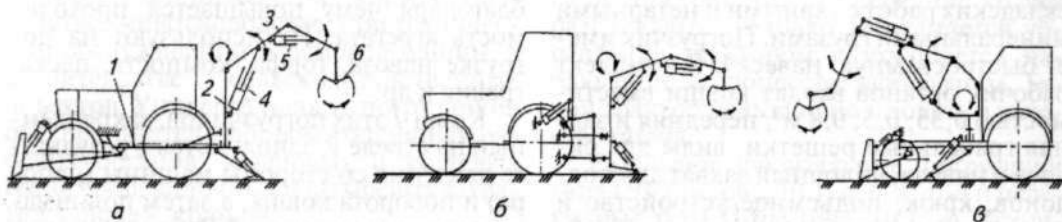


Рис. 10.2. Схемы погрузчиков с поворотной стрелой:

а — поворотный с задней навеской: 1 — рама; 2 — колонна с механизмом поворота; 3 — стрела; 4 и 5 — гидроцилиндры; б — грейфер; в — погрузочный манипулятор; в — навесной на самоходное шасси

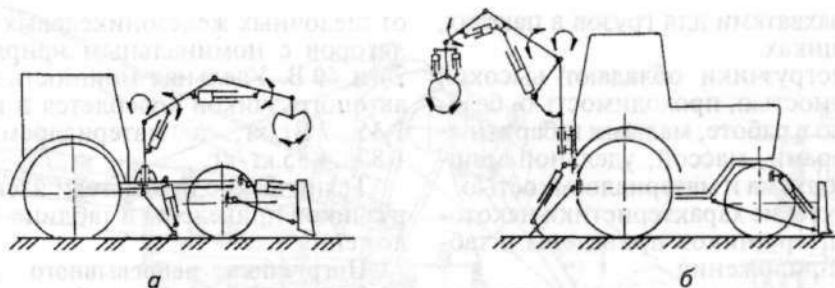


Рис. 10.3. Схемы самоходных погрузчиков:

*a* — на базе самоходного шасси; *б* — на собственном шасси

систем: ходовой, управления, погрузочной, гидравлической и электрооборудования. В комплект рабочих органов входят грейферы для сыпучих грузов вместимостью 0,67 и 1 м<sup>3</sup>, для корнеклубнеплодов — 1 м<sup>3</sup>, для связных грузов — 1 м<sup>3</sup>; крюки для штучных грузов; бульдозер для планировочных работ; экскаваторная лопата для рытья траншей.

Погрузчик ПЭА-1,0 имеет высокие показатели эффективности. Его производительность на 1 т собственной массы составляет 30 т/ч, а отношение мощности к вместимости ковша — 44,2 кВт/м<sup>3</sup>.

Автопогрузчики (рис. 10.4) предназначены для механизации погрузочно-разгрузочных и транспортно-складских работ на базах, складах, грузовых площадках с твердым и ровным покрытием предприятий агропромышленного комплекса. Эти машины используют для пе-

регрузки штучных грузов (бочки, ящики, мешки, тюки, контейнеры и грузы, пакетированные на поддонах) и на монтажных работах.

Грузоподъемный механизм автопогрузчиков прикреплен к раме, опирающейся на передний ведущий и задний управляемый мосты. Допустимый наклон вертикальной рамы вперед 3...6°, назад 10...12°. Привод осуществляется от двигателя внутреннего сгорания. К основным элементам автопогрузчиков относятся также каретка поперечного смещения и поворота рабочего органа и системы управления (гидравлическая и тормозная). В комплект рабочих органов входят вилочный захват для поддонов, безблочная стрела для штучных и тарных грузов, клешевой, грейферный и ковшовый захваты для длинномерных, сыпучих и кусковых грузов, кантаватель с бо-

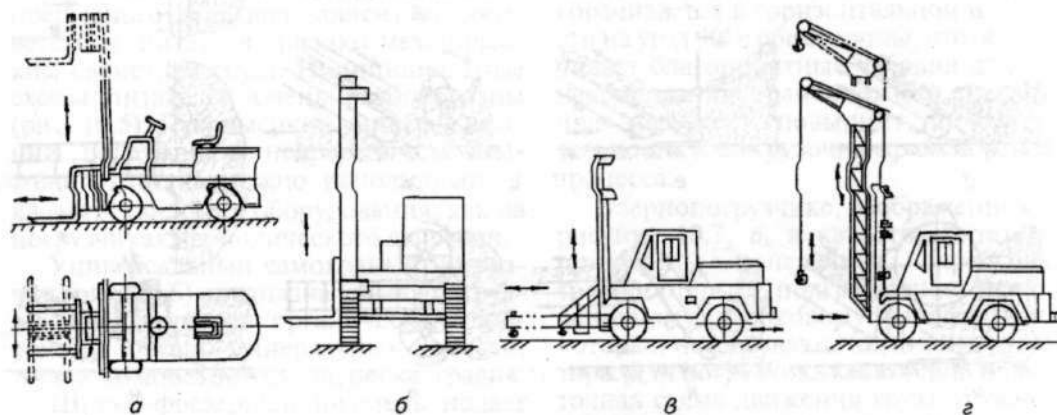


Рис. 10.4. Схемы автопогрузчиков:

*a* — с кареткой поперечного смещения и поворота; *б* — с боковым размещением грузоподъемной системы; *в* — с безблочной стрелой; *г* — с блочной стрелой

ковыми захватами для грузов в пакетах, кипах, ящиках.

Эти погрузчики обладают высокой маневренностью, проходимостью, безопасностью в работе, малыми габаритными размерами, массой, удельной мощностью подъема и материалоемкостью.

Технические характеристики некоторых автопогрузчиков приведены в таблице 115 приложения.

Электропогрузчики по виду выполняемых работ и конструктивному исполнению аналогичны автопогрузчикам. Их применяют для механизации погрузочно-разгрузочных работ в закрытых помещениях и на открытых площадках с твердым покрытием, для штабелирования тарных, штучных грузов и как транспортное средство для обслуживания технологических линий перерабатывающих производств. Набор основных и вспомогательных рабочих органов электропогрузчиков практически такой же, как и у автопогрузчиков.

Основное отличие их от автопогрузчиков — использование электродвигателей для привода основных систем. Питание электродвигателей осуществляется

от щелочных железоникелевых аккумуляторов с номинальным напряжением 24 и 40 В. Удельная мощность подъема автопогрузчиков колеблется в пределах 1,35...7 Вт/кг, а материалоемкость — 1,82...4,55 кг/кг.

Технические показатели электропогрузчиков приведены в таблице 116 приложения.

**Погрузчики непрерывного действия** эффективно выполняют большой объем погрузочных работ в короткие сроки. Эти машины отличаются от транспортеров наличием питателя (заборного устройства) и самоходностью. Забор груза происходит четырьмя способами: зачерпыванием (ковшово-роторный и ковшово-элеваторный погрузчики), загребанием (грабельный, лопастный подгребающий, ротационный), подгребанием (скребковый, винтовой, дисковый лопастный), подкапыванием (лопастный подкапывающий, вибрационный).

В состав погрузчиков непрерывного действия входит до трех функционально различных погрузочных систем, выполняющих забор груза в технологической зоне (питатель), подъем его на опреде-

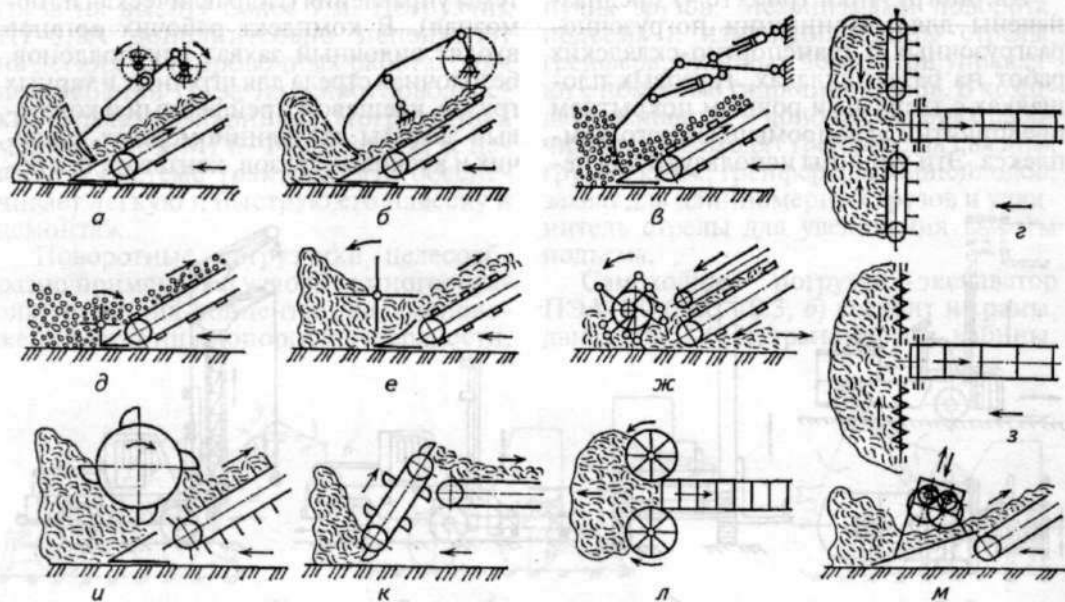


Рис. 10.5. Схемы питателей:

*a* — грабельный кривошипно-шатунный с кулисой; *b* — грабельный кривошипно-шатунный без кулисы; *v* — грабельный с гидроприводом; *g* — скребковый; *d* — лопастный подкапывающий; *e* — лопастный подгребающий; *ж* — ротационный; *z* — винтовой; *и* — ковшовый роторный; *к* — элеваторный; *л* — дисковый; *м* — вибрационный

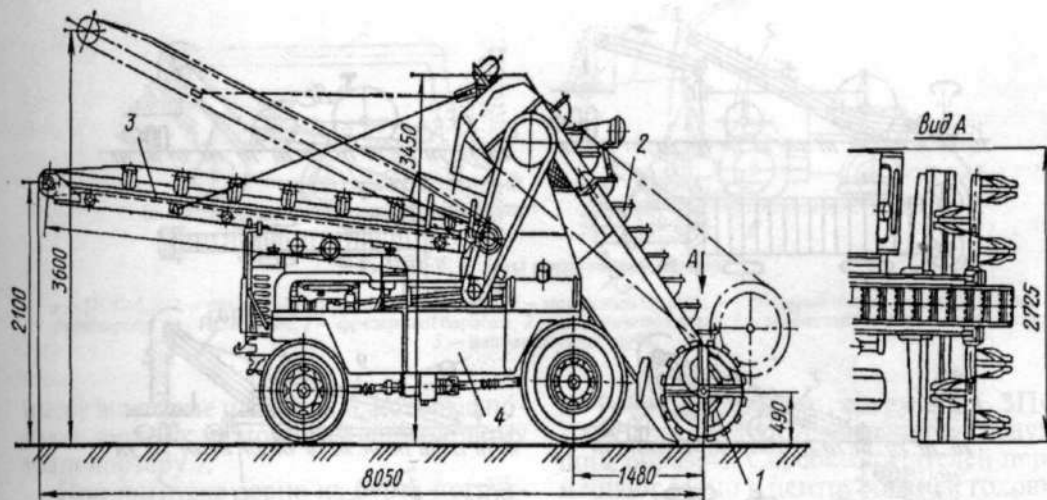


Рис. 10.6. Схема погрузчика непрерывного действия:

1 — заборный орган; 2 — ковш; 3 — рама; 4 — базовый трактор

ленную высоту (подъемный транспортер) и загрузку в транспорт (отгрузочный транспортер).

Преимущества погрузчиков непрерывного действия: высокая производительность и, как следствие, малые простои транспортных средств под погрузкой; самозабор груза; мобильность и маневренность. Недостатки: низкая годовая загрузка; ограничение универсализации из-за существенного различия физико-механических свойств грузов.

Работоспособность погрузчиков непрерывного действия зависит от соответствия питателя физико-механическим свойствам груза. Принципиальные схемы питателей очень разнообразны (рис. 10.5). При высокой универсализации погрузчиков непрерывного действия питатель можно использовать в качестве сменного оборудования, как на погрузчиках периодического действия.

Универсальный самоходный погрузчик (рис. 10.6) предназначен для загрузки тяжелых грузов: органических удобрений, органо-минеральных смесей, торфа, компостов, грунта, песка, гравия.

Шнеко-фрезерный питатель подает груз вдоль ковша на подъемный транспортер. Далее груз попадает на отгрузочный транспортер и затем в кузов транс-

портного средства, которое передвигается параллельно погрузчику.

К специальным погрузчикам относятся прежде всего зернопогрузчики, из которых наиболее распространены скребковые и ленточные.

Зернопогрузчик на самоходном шасси (рис. 10.7, а) наезжает на борт с зерном. Дисковые питатели 1 подают зерно к скребкам подъемного транспортера 2. Далее оно поступает на отгрузочный ленточный консольно-поворотный транспортер 3 и затем в транспортное средство. Отгрузочный транспортер поворачивается в горизонтальной плоскости на угол  $90^\circ$  в обе стороны, что обеспечивает благоприятные условия для маневрирования транспортного средства при загрузке и повышает производительность погрузочно-транспортного процесса.

В зернопогрузчике, изображенном на рисунке 10.7, б, в качестве питателей применены поперечные скребковые транспортеры 6, подгребающие зерно к основному скребковому транспортеру 4, который навешивают под днищем трактора. Для погрузчика характерна точная схема движения груза от основного транспортера к отгрузочному.

Самопередвижной погрузчик, схема которого приведена на рисунке 10.7, в,

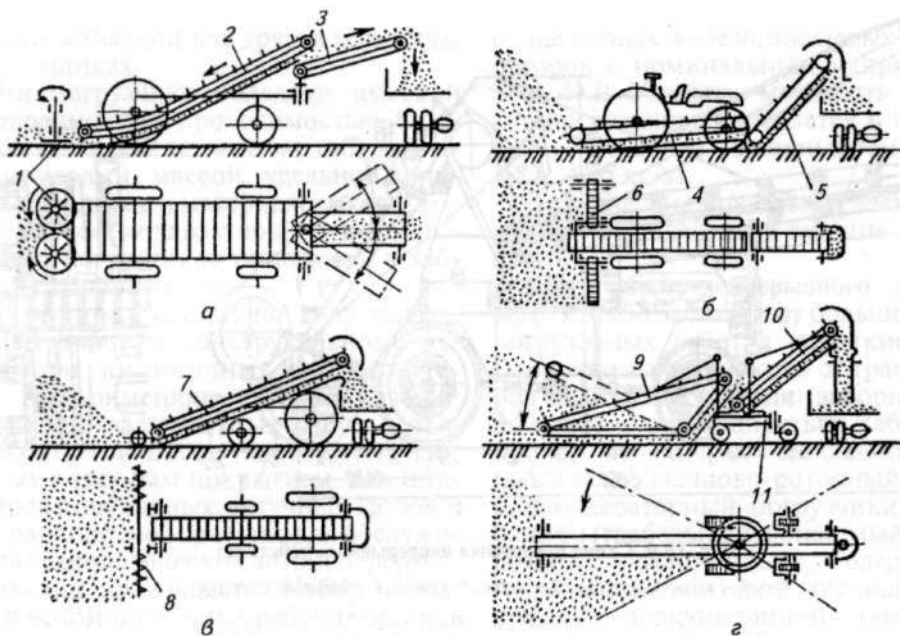


Рис. 10.7. Схемы зернопогрузчиков:

*а* — навесного на самоходное шасси с консольно-поворотным отгрузочным транспортером; *б* — навесного на трактор с прямоходной работой основного и отгрузочного транспортеров; *в* — самопередвижного; *г* — самопередвижного с загрузочным транспортером, поворотным в вертикальной и горизонтальной плоскостях; 1 — дисковый питатель; 2 и 7 — подъемные транспортеры; 3, 5 и 10 — отгрузочные транспортеры; 4 — загрузочный транспортер; 6 — скребковый транспортер; 8 — винтовой питатель; 9 — заборный транспортер; 11 — самоходная тележка

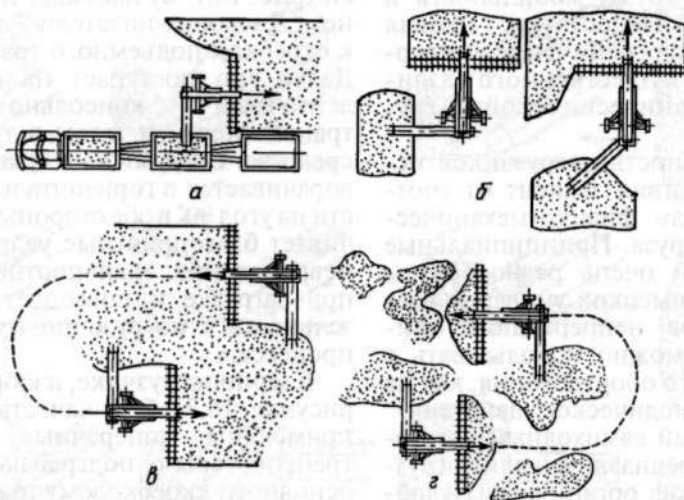


Рис. 10.8. Технологические схемы работы погрузчика ЗПС-100А:

*а* — погрузка зерна в транспортные средства; *б* — перебуртовка зерна; *в* — формирование высокого бурта из широкого и низкого; *г* — формирование бурта из куч

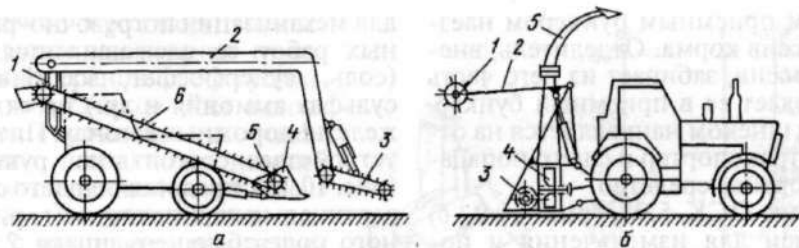


Рис. 10.9. Схемы погрузчиков силоса:

*a* — ПСС-5,5: 1 — рама; 2 — стрела; 3 — отделитель; 4 — приемный бункер; 5 — сборный шнек; 6 — отгрузочный транспортер; *б* — ПСК-5,0А: 1 — фрезерный барабан; 2 — маятниковая рама; 3 — подающий шнек; 4 — метатель; 5 — направляющая труба

имеет винтовые питатели 8, которые подают зерно к основному скребковому транспортеру 7.

При погрузке зерна из бурта погрузчиками, показанными на рисунке 10.7, *б*, *в*, транспортер подается назад по ходу движения, что вызывает неудобство при управлении.

Схема механизированной зернопогрузочной машины показана на рисунке 10.7, *г*. Базой машины служит самоходная тележка 11. Заборный транспортер 9 может поворачиваться в вертикальной (на угол 25...30°) и горизонтальной (до 300°) плоскостях, чем достигается наибольшая погрузка зерна с одной позиции.

Для механического перелопачивания (проветривания) зерна на зерноочистительных токах, формирования буртов из куч зерна и для погрузки зерна в транспортные средства применяют зернопогрузчики ЗПС-100А и ЗМ-60А, технические характеристики которых даны в таблице 117 приложения. Зернопогрузчик самопередвижной ЗПС-100А состоит из рамы с ходовой частью, подъемного скребкового транспортера с поперечно расположенными скребковыми питателями, консольно-поворотного ленточного отгрузочного транспортера, механизмов привода транспортеров, самопередвижения и подъема питателей. Самоходный зерновой метатель ЗМ-60А используют дополнительно для загрузки и разгрузки зерноскладов, разбрасывания буртов зерна для просушки. Вместо отгрузочного транспортера в нем применен ленточный метатель (триммер). В остальном конструкция аналогична ЗПС-100А.

Рабочий процесс погрузчика ЗПС-100А (рис. 10.8) осуществляется следующим образом. Скребки питателей перемещают зерно к центру нижней головки подъемного транспортера, скребки которого захватывают его и подают на ленточный транспортер, а далее зерно попадает в транспортные средства или на площадку тока. Поскольку отгрузочный транспортер может поворачиваться на угол 90° в обе стороны, то возможна непрерывная загрузка автомашины и автопоезда.

Большой объем погрузочных работ, связанных с выемкой консервированных кормов (силоса, сенажа), обуславливает потребность в специальных погрузчиках. К ним относятся погрузчики ПСС-5,5 и ПСК-5,0А, технические характеристики которых приведены в таблице 118 приложения.

Погрузчик ПСС-5,5 (рис. 10.9, *а*), навесной по исполнению, состоит из рамы 1, стрелы 2 с отделителем 3, приемного бункера 4, сборного шнека 5 и отгрузочного транспортера 6. В процессе работы погрузчик с поднятым отделителем и

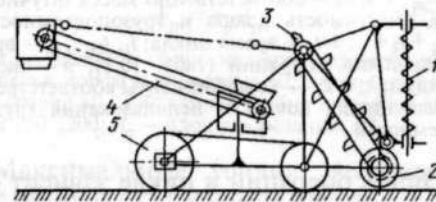


Рис. 10.10. Схема погрузчика минеральных удобрений:

1 — рушитель; 2 — подгребающий шнек; 3 — элеватор; 4 — отгрузочный транспортер; 5 — гусеничная ходовая система

опущенным приемным бункером наезжает на массив корма. Отделитель, внедряясь в массив, забирает из него часть корма и подает ее в приемный бункер. Далее корм шнеком направляется на отгрузочный транспортер и с него попадает в транспортное средство.

Погрузчик ПСК-5,0А (рис. 10.9, б) предназначен для измельчения и погрузки в транспортное средство силоса из буртов и траншей, соломы из скирд. Его фрезерный барабан 1 укреплен на маятниковой раме 2. Измельченный силос попадает на лоток подающего шнека 3 с лопастями, которые направляют его в метатель 4. Затем по направляющей трубе 5 он поступает в транспортную машину.

Машины МВС-4М со сложным питательным устройством предназначены

для механизации погрузочно-разгрузочных работ со слежавшимися грузами (соль, суперфосфат, калийная соль, сульфат аммония и др.) на складах и в железнодорожных вагонах. Питательное устройство состоит из рушителя 1 (рис. 10.10), представляющего собой ряд вертикальных шнеков, и горизонтального подгребающего шнека 2. Груз зачерпывается ковшами крутонаклонного элеватора 3 и подается на отгрузочный транспортер 4, с которого груз поступает на транспортер-удлинитель и далее в транспортные средства. Машину монтируют на раме, установленной на гусеничной ходовой системе 5. Производительность 8,33...22,2 кг/с, рабочая скорость 0,14 м/с, высота погрузки 2,6 м, мощность электродвигателей 17,1 кВт, масса 3200 кг.

## 10.2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОГРУЗЧИКОВ

**Погрузчики периодического действия.** Производительность, как показатель эффективности погрузчика, зависит от многих факторов: технического состояния и надежности механизмов, физико-механических свойств груза, способов его хранения, размеров хранилищ, состояния покрытия и размеров погрузочной площадки, обеспеченности транспортом.

Техническая производительность погрузчика соответственно при работе со штучными, сыпучими и связными грузами определяют по формулам

$$\begin{aligned} Q_z &= m_{шт}/t_{ц}; \quad Q_v = k_n V/t_{ц}; \\ Q_m &= k_r m/t_{ц}, \end{aligned} \quad (10.1)$$

где  $m_{шт}$ ,  $V$  и  $m$  — соответственно масса штучного груза, вместимость ковша и грузоподъемность;  $t_{ц} = t_1 + t_2 + \dots + t_n$  — время цикла;  $t_1, t_2, \dots, t_n$  — время отдельных операций (табл. 10.1);  $n$  — число операций;  $k_n$  и  $k_r$  — коэффициенты соответственно наполнения ковша и использования грузоподъемности.

Состав операций в цикле зависит от типа погрузчика, вида груза и условий погрузки. Сокращение времени цикла возможно при совмещении отдельных операций.

В каталогах приведены значения производительности  $Q$  для грузов высокой

плотности без учета коэффициента использования рабочего времени  $K$ , поэтому эксплуатационная производительность

$$Q_s = K_i Q, \quad (10.2)$$

где  $K_i = 0,2 \dots 0,5$  и более в зависимости от уровня организации и условий работ.

### 10.1. Время операций, с, выполняемых различными погрузчиками

Операции	Погрузчики		
	фронтальные	с поворотной стрелой	автомобильные
Холостой перенос рабочего органа	—	4...5	—
Опускание рабочего органа	—	1...2	3...4
Подъезд и подготовка к захвату груза	10...15	—	В зависимости от расстояния
Захват, подхват, зачерпывание груза	8...14	4...8	10...15
Отрыв и подъем груза	6...10	3...5	3...5
Транспортирование груза к месту разгрузки	12...17	5...7	В зависимости от расстояния
Разгрузка, укладка	5...6	1...2	2...4

Повышение производительности в результате увеличения грузоподъемности ограничивается устойчивостью погрузчиков. Для вилочных автопогрузчиков на пневматических шинах принимают коэффициент грузовой устойчивости  $R_{г.у} = 1,45$ . В случае использования колес с массивным резиновым ободом  $R_{г.у} = 1,3$ . Для обеспечения устойчивости рекомендуется снижать скорость перемещения автопогрузчиков до 1,5...6 м/с при использовании грузоподъемности на 50 % и до 1...4 м/с при полной реализации грузоподъемности. Движение по дорогам не рекомендуется.

Некоторые погрузчики (например, типа ПФ, ПФП, ПЭ) характеризуются не только грузоподъемностью  $m$ , но и усилием отрыва  $F_o$ , которое качественно и количественно определяет нагружение основных узлов и деталей машины.

При подъеме связных и сыпучих грузов, материалов повышенной влажности, корнеклубнеплодов помимо сил тяжести груза и грузозахватного органа  $F_d$  необходимо преодолевать сопротивление отрыву груза  $F_c$  и сил инерции  $F_{и}$  масс груза и грузозахватного органа. Тогда суммарное усилие

$$F_o = F_d + F_c + F_{и}. \quad (10.3)$$

Выразим составляющие суммарного усилия отрыва через грузоподъемность  $m$  и безразмерные коэффициенты:

$$F_d = gm; F_c = k_c k_r gm; F_{и} = am,$$

где  $k_c$  — коэффициент сопротивления отрыву, зависящий от объема грейфера и физико-механических свойств груза;  $k_r = 0,9...1$  — коэффициент использования грузоподъемности;  $a = v/t_p$  — ускорение при отрыве, зависящее от скорости подъема груза и времени разгона, м/с<sup>2</sup>.

Коэффициент сопротивления отрыву

$$k_c = \frac{\sigma}{\rho g} k_A,$$

где  $\sigma$  — удельное сопротивление отрыву, кПа, зависящее от физико-механических свойств, условий и сроков хранения, степени деформации и нарушения механических связей при захвате груза: для кукурузного силоса 2,5...8, для соломы 1...3, для торфосоломистого навоза 3...7, для соломистого навоза 6...11, для компостов 0,6...3;  $\rho$  — плотность груза, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $k_A = A/V$  — коэффициент, характери-

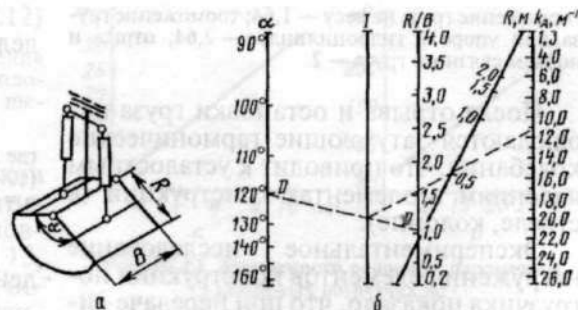


Рис. 10.11. Схема грейфера (а) и номограмма для определения коэффициента  $k_A$  (б)

зующий отношение площади поверхности отрыва к объему порции груза, м<sup>-1</sup>.

Номограмма для определения  $k_A$  изображена на рисунке 10.11.

После преобразования формулы (10.3) получим

$$F_o = (1 + k_c k_r + a/g) gm = k_o gm, \quad (10.4)$$

где  $a/g = 0,1...0,2$  для связных грузов и  $0,9...3$  для штучных грузов;  $k_o = 1 + k_c k_r + a/g$  — коэффициент отрыва, зависящий от условий захвата и отрыва груза, конструкции рабочего органа (вилы, грейфер, лопата). При предварительных расчетах рекомендуется принимать следующие значения  $k_o$ : для корнеклубнеплодов 1,3...1,4; навоза 1,7...2,5; кукурузного силоса 1,9...2,8; для соломы и сена 2...3.

Силу  $F_c$  и коэффициент  $k_c$  можно приближенно рассчитать по формулам

$$F_c = \sigma A_o; k_c = \sigma A_o / (gm_r),$$

где  $A_o$  — площадь поверхности отрыва;  $m_r$  — масса груза.

При работе ковшового погрузчика с тяжелыми грузами усилие, необходимое для резания и зачерпывания груза,

$$F_p = \tau_p A_p, \quad (10.5)$$

где  $\tau_p$  — удельное сопротивление резанию, кПа: для песка, торфа и чернозема 50; суглинка и мелкого гравия 80...100; глины, щебня и торфа с корнями 150...200;  $A_p$  — площадь резания, м<sup>2</sup>.

Максимальные усилия, возникающие на подвеске грейфера в процессе отрыва, подъема и торможения груза, определяют по формуле

$$F_{max} = k_n F_d, \quad (10.6)$$

где  $k_n$  — коэффициент нагрузки, зависящий от вида операции: подъем штучного груза — 1,32;

торможение груза на весу — 1,64; торможение груза при упоре в гидроцилиндре — 2,64; отрыв и подъем связанного груза — 2.

После отрыва и остановки груза наблюдаются затухающие гармонические колебания, что приводит к усталостным явлениям в элементах конструкции (в стреле, колонне).

Экспериментальное исследование нагружения элементов конструкции погрузчика показало, что при передаче динамической нагрузки от одного элемента к другому первичный эффект динамичности сглаживается. Это обусловлено демпфирующей способностью конструкции погрузчика, которая характерна необратимыми потерями энергии при передаче ее по элементам конструкции. На рисунке 10.12 показаны значения коэффициентов динамичности для отдельных элементов погрузчика типа ПЭ. Как следует из графиков, демпфирующая способность конструкции увеличивается с удалением от места приложения к системе динамической нагрузки.

Естественные демпферы стихийно регулируют динамическое нагружение конструкции. Для осуженного увеличения ресурса погрузочных машин требуется целенаправленное демпфирование. С этой целью в конструкцию погрузчиков необходимо вводить специальные демпферы.

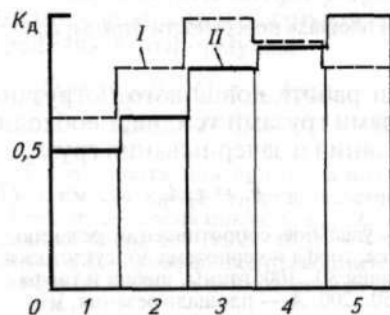


Рис. 10.12. Изменение коэффициента динамичности  $K_d$  при передаче нагрузки от одного элемента конструкции к другому:

*I* — возмущающая нагрузка приложена к оси штока гидроцилиндра подъема стрелы; *II* — то же, к оси подвеса грейфера; 1 — передние пневмоопоры; 2 — выносные опоры; 3 — ось штока гидроцилиндра подъема стрелы; 4 — ось штока гидроцилиндра изгиба стрелы; 5 — ось подвеса грейфера

Мощность погрузчика можно определить по следующим формулам.

При захвате грейфером

$$P = F_0 v \eta, \quad (10.7)$$

где  $F_0$  — усилие отрыва, определяемое по формуле (10.4);  $v = 1 \dots 2$  м/с — скорость подъема груза;  $\eta = 0,8 \dots 0,95$  — КПД механизма подъема.

При захвате груза ковшом напорного действия

$$P = F_p v, \quad (10.8)$$

где  $F_p$  — усилие, определяемое по формуле (10.5);  $v = s/t$  — скорость движения ковша;  $s$  и  $t$  — соответственно путь и время зачерпывания ковша.

С учетом равенства  $A_{ps} = k_n V_k$  имеем

$$P = k_n V_k \tau_p / t, \quad (10.9)$$

где  $k_n = 0,45 \dots 1,0$  — коэффициент заполнения ковша;  $V_k$  — вместимость ковша.

При зачерпывании ковшем без резания

$$P = A_{уд} m / (t \eta), \quad (10.10)$$

где  $A_{уд}$  — удельная работа на подъем 1 кг груза, Дж/кг: для корнеплодов 5...10, грунта и песка 35...50, щебня 50...80.

По мощности  $P$  и скорости перемещения  $v$  кромки ковша или машины можно определить напорное усилие (сопротивление)

$$F_n = P / v. \quad (10.11)$$

Для увеличения напорного усилия машины применяют ходоуменьшители. Однако эффективность их использования ограничивается сцепными качествами ходовой части, т. е. должно соблюдаться условие

$$F_n < f_c g \Sigma m,$$

где  $f_c$  — коэффициент сцепления;  $\Sigma m$  — сумма масс частей машины.

Наличие боковых стенок у ковша повышает сопротивление внедрению на 50 %. Его можно снизить при выпуклой режущей кромке на 15 %, а при наличии зубьев — на 18...20 %.

Ширину ковша (длину режущей кромки) определяют по формуле

$$b_k = F_H k_B, \quad (10.12)$$

где  $k_B$  — коэффициент удельного сопротивления внедрению кромки ковша, кН/м: для корнеплодов 8...12, для сыпучих грузов (известняк, щебень) 10...15.

Мощность ковшовых погрузчиков можно упрощенно определить по статически значимым зависимостям основных параметров погрузчика (рис. 10.13, а, б). Сначала выбирают массу погрузчика  $m_0$  через грузоподъемность  $m$ , указанную в техническом задании на проектирование. Затем определяют мощность двигателя  $P$  погрузчика через его массу  $m_0$ , найденную ранее.

Геометрические параметры классического механизма подъема, влияющие на производительность, устойчивость и нагружение конструкции погрузчика, схематично показаны на рисунке 10.14.

Соотношения этих параметров находятся в сложной взаимозависимости и определяют рациональность конструкции механизма. Исходное начало для установления связей параметров — техническое задание на проектирование погрузчика, которое определяет высоту подъема груза  $h_{\max}$ , глубину захвата  $\pm h_{\min}$ , максимальный  $L_{\max}$  и минимальный  $L_{\min}$  вылеты.

В соответствии с указанными величинами выбирают длину стрелы  $R$  и высоту  $h_0$  оси ее поворота.

Согласно рисунку 10.14 имеем следующие соотношения параметров:

$$\begin{aligned} h_{\max} &= h_0 + R \sin(\alpha - 90^\circ); h_{\min} = \\ &= h_0 - R \cos \alpha_1; L_{\max} = R; L_{\min} = R \sin \alpha_1, \end{aligned}$$

где  $\alpha$  и  $\alpha_1$  — углы между колонной погрузчика и стрелой соответственно в верхнем и нижнем положениях.

Выбираем параметры, определяющие положение точек крепления осей гидроцилиндра подъема к стреле —  $r$  и к колонне —  $h$ . Из треугольников  $123$  и  $123'$  по теореме косинусов определяем максимальную  $l_{\max}$  и минимальную  $l_{\min}$  длины гидроцилиндра:

$$\left. \begin{aligned} l_{\max} &= \sqrt{h^2 + r^2 - hr \cos \alpha}; \\ l_{\min} &= \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha_1}. \end{aligned} \right\} (10.13)$$

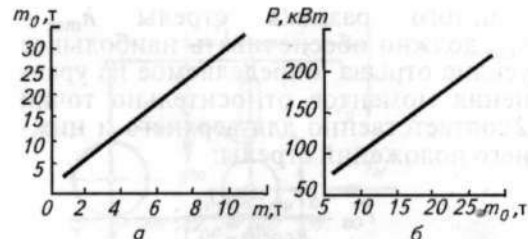


Рис. 10.13. Зависимости основных параметров ковшовых погрузчиков:

а — массы погрузчика от грузоподъемности; б — мощности двигателя от массы погрузчика

Для погрузчиков  $R_r = h/r = 0,7 \dots 1,3$ . Решив совместно выражения (10.13) относительно  $r$ , получим

$$r = \sqrt{\frac{l_{\max}^2 - l_{\min}^2}{2k_r(\cos \alpha_1 - \cos \alpha)}}. \quad (10.14)$$

Введем обозначения

$$l_{\max} - l_{\min} = l_{\Pi}; l_{\min} = k_{\Pi} l_{\Pi},$$

где  $l_{\Pi}$  — ход поршня гидроцилиндра;  $k_{\Pi} = 1,2 \dots 2$  — коэффициент, учитывающий длину верхней и нижней головок гидроцилиндров с проушинами.

Для ориентировочных расчетов

$$r = l_{\Pi} \sqrt{\frac{2k_{\Pi} + 1}{2k_r(\cos \alpha_1 - \cos \alpha)}}. \quad (10.15)$$

Параметры  $h$ ,  $r$  и  $l_{\min}$  уточняют при кинематическом анализе схемы механизма подъема.

Оптимальное соотношение параметров механизма при обеспечении необ-

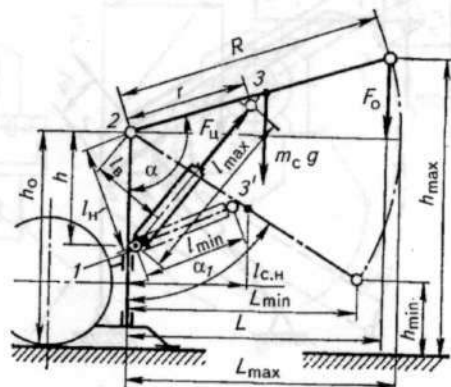


Рис. 10.14. Схема механизма подъема стрелы

ходимого размаха стрелы  $h_{\max} - h_{\min}$  должно обеспечивать наибольшее усилие отрыва, определяемое из уравнения моментов относительно точки 2 соответственно для верхнего и нижнего положений стрелы:

$$F_{\text{ОВ}} = \frac{F_{\text{и}} l_{\text{в}} - g m_c l_{\text{св}}}{R \cos(\alpha - 90^\circ)};$$

$$F_{\text{ОН}} = \frac{F_{\text{и}} l_{\text{н}} - g m_c l_{\text{сн}}}{R \cos(\alpha - 90^\circ)}, \quad (10.16)$$

где  $F_{\text{и}} = \eta p A_{\text{и}}$  — усилие на штоке гидроцилиндра;  $\eta = 0,98$  — механический КПД гидроцилиндра;  $p$  — давление в гидросистеме;  $A_{\text{и}}$  — площадь поршня гидроцилиндра;  $l_{\text{в}}$  и  $l_{\text{н}}$  — плечи действия усилия гидроцилиндра относительно точки 2 соответственно в верхнем и нижнем положениях стрелы;  $g m_c$  — сила тяжести стрелы;  $l_{\text{св}} = 0,5 R \cos(\alpha - 90^\circ)$  и  $l_{\text{сн}} = 0,5 R \cos(90^\circ - \alpha_1)$  — плечи действия силы тяжести стрелы относительно точки 2 соответственно в верхнем и нижнем положениях.

Из треугольников  $123$  и  $123'$  (см. рис. 10.14) соответственно для верхнего и нижнего положений стрелы имеем

$$l_{\text{в}} = \frac{2}{l_{\text{max}}} \sqrt{l_{\text{т1}}(l_{\text{т1}} - l_{\text{max}})(l_{\text{т1}} - h)};$$

$$l_{\text{н}} = \frac{2}{l_{\text{min}}} \sqrt{l_{\text{т2}}(l_{\text{т2}} - l_{\text{min}})(l_{\text{т2}} - h)},$$

где  $l_{\text{т1}} = (l_{\text{max}} + h + r)/2$  — полупериметр треугольника  $123$  в верхнем положении механизма подъема;  $l_{\text{т2}} = (l_{\text{min}} + h + r)/2$  — полупериметр треугольника  $123'$  в нижнем положении механизма подъема.

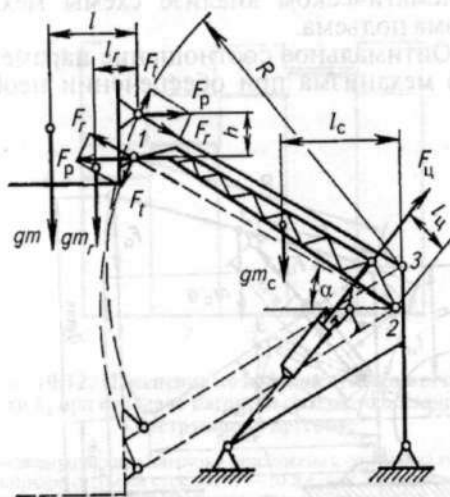


Рис. 10.15. Схема к расчету усилий в стержнях параллелограммного механизма подъема

Уравнение моментов на стреле механизма подъема можно представить в виде зависимости величин  $M$  от переменных  $L$ ,  $l$  и  $l_c$ , что позволит оценить оптимальность выбранной схемы:

$$M = F_0 L = F_{\text{и}} l - g m_c l_c. \quad (10.17)$$

Усилия в стержнях параллелограммного механизма подъема (рис. 10.15), применяемого на погрузчиках ПФ-0,75 и обеспечивающего неизменность положения груза, можно определить из уравнений моментов относительно шарниров 2 и 4 стрелы:

$$g m(l + R \cos \alpha) + g m_r(l_r + R \cos \alpha) = 0, 5 g m_c l_c - F_{\text{и}} l_{\text{и}} = 0; \quad (10.18)$$

$$g m l + g m_r l_r - F_p h = 0, \quad (10.19)$$

где  $m$ ,  $m_r$  и  $m_c$  — массы соответственно груза, грузозахватного органа и стрелы;  $l$  и  $l_r$  — плечи действия сил тяжести соответственно груза и грузозахватного органа относительно шарнира 4;  $R$  — длина звена 3—4;  $l_c$  — плечо действия силы тяжести стрелы относительно шарнира 2;  $F_{\text{и}}$  — усилие на штоке гидроцилиндра;  $l_{\text{и}}$  — плечо действия усилия гидроцилиндра относительно шарнира 2;  $F_p$  — результирующая сила, возникающая в шарнирах 1 и 4;  $h$  — длина звена 1—4.

При известных величинах  $F_{\text{и}}$ ,  $m_r$  и  $m_c$  из уравнений (10.18) и (10.19) находим соответственно  $m$  и  $F_p$ . Затем силу  $F_p$  раскладываем на составляющие: окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$ .

Звено 1—2 подвергается сжатию и изгибу, поэтому его делают коробчатого сечения; звено 3—4 — растяжению, его изготавливают из прутка или трубы.

От положений точек крепления цилиндра к стреле зависит распределение нагрузки на опоры и раму, что необходимо учитывать при проектировании погрузчиков.

Фронтальные погрузчики, навешиваемые впереди трактора (рис. 10.16, а), увеличивают нагрузку  $F_{R1}$  на передние колеса и уменьшают  $F_{R2}$  на задние. Навешивание погрузчика сзади трактора (рис. 10.16, б) приводит к обратному перераспределению сил. Нагрузки на колеса рассчитывают по формулам

$$F_{R2} = \frac{F_0(L+l) + g m(L-l_1)}{L};$$

$$F_{R1} = \frac{gml - F_0 l}{L} \quad (10.20)$$

При перегрузке колес автопогрузчиков уменьшается срок службы шин на 70 %, а при недогрузке ухудшается сцепление их с грунтом.

В случае передней навески погрузчика и забора груза напором с усилием  $F_H$  нагрузки на колеса

$$F_{R2} = \frac{gm(L-l_1) + F_0(L+l) - F_H h}{L};$$

$$F_{R1} = \frac{gml + F_H h - F_0 l}{L} \quad (10.21)$$

Если отрыв груза происходит при отезде трактора, то задние колеса существенно разгружаются (возможно буксование), в результате чего возможна опасная перегрузка передних колес и опорных тележек гусеничных тракторов.

Такие грузозахватные органы, как грейферы (рис. 10.17), представляют собой автоматизированные устройства для захвата сыпучих, связных и кусковых грузов (навоза, силоса, сена, свеклы, соломы, удобрений). Их применяют также на строительстве и земляных работах. Грейферные устройства классифицируют: по схеме подвеса — на гибкой связи и жестко соединенные со стрелой; по конструкции механизма — одно- и двухканатные, винтовые, вибрационные, гидравлические; по принципу захвата груза — самовнедряющиеся (под действием силы тяжести), вибрационные и напорные (под действием усилия от стрелы).

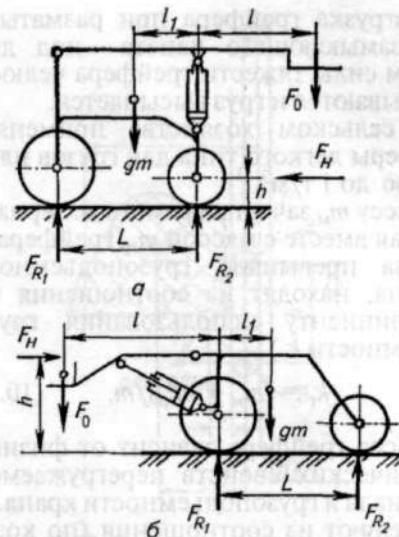


Рис. 10.16. Схемы к расчету нагрузок на колеса:

а — при передней навеске стрелы; б — при задней навеске стрелы

Двухканатный грейфер, приводимый в действие двухбарabanной лебедкой (один канат — для подъема, другой — для закрытия грейфера), работает в четыре такта:

спуск грейфера — до врезания в грунт он раскрыт, оба каната разматываются с одинаковой скоростью;

захват груза — при наматывании на барабан  $D_1$  каната 2 грейфер закрывается;

подъем грейфера с грузом — оба каната наматываются соответственно на барабаны  $D_1$  и  $D_2$ ;

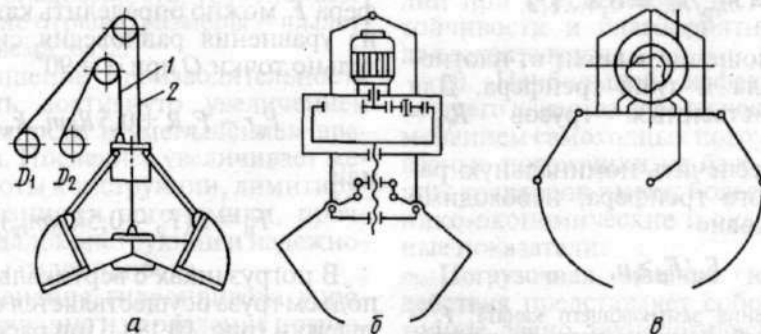


Рис. 10.17. Схемы грейферов:

а — двухканатный; б — винтовой; в — вибрационный

разгрузка грейфера при разматывании замыкающего каната — под действием силы тяжести грейфера челюсти раскрываются и груз высыпается.

В сельском хозяйстве применяют грейферы легкого типа для грузов плотностью до  $1 \text{ т/м}^3$ .

Массу  $m_m$  зачерпываемого материала, которая вместе с массой  $m_{гр}$  грейфера не должна превышать грузоподъемность  $m$  крана, находят из соотношения (по коэффициенту использования грузоподъемности  $k_r$ )

$$k_r = (m_m + m_{гр})/m. \quad (10.22)$$

Масса грейфера зависит от физико-механических свойств перегружаемого материала и грузоподъемности крана. Ее определяют из соотношения (по коэффициенту пропорциональности  $k_1$ )

$$k_1 = m_{гр}/m = 0,35...0,6. \quad (10.23)$$

Следовательно, масса зачерпываемого материала

$$m_m = (k_r - k_1)m. \quad (10.24)$$

Разделив обе части уравнения на плотность материала  $\rho$  и введя коэффициент уплотнения материала при зачерпывании  $k_2 = 1...0,95$ , получают выражение для определения номинального объема грейфера:

$$V = m(k_r - k_1)/(\rho k_2). \quad (10.25)$$

Одна из важных характеристик грейфера — отношение его массы к массе зачерпываемого материала, т. е.

$$R_{гр} = m_{гр}/m_m = 0,4...1,2.$$

Это соотношение зависит от плотности материала и типа грейфера. Для сельскохозяйственных грузов  $R_{гр} = 0,4...0,5$ .

Чтобы обеспечить номинальную работу канатного грейфера, необходимо соблюсти условие

$$F_k/F_p \geq n,$$

где  $F_k$  — натяжение замыкающего каната;  $F_p$  — усилие на рабочей кромке челюсти;  $n$  — коэффициент запаса натяжения.

Удовлетворительная работа грейфера

в зависимости от вида груза и условий работы будет при следующих значениях коэффициента  $n$ :  $0,4...0,6$  — для мелкокускового материала;  $0,7...1,2$  — для крупнокускового;  $1...1,3$  — для легких экскавационных и  $1,2...1,5$  — для тяжелых экскавационных режимов.

Грейфер заглубляется в груз под действием собственной силы тяжести и напорного усилия, создаваемого гидроцилиндром закрытия или специальным цилиндром. В общем виде напорное усилие (рис. 10.18)

$$F_{н} = 2F_p \sin \alpha - gm_{гр}.$$

Его максимальное значение будет при  $\alpha = 90^\circ$ :

$$F_{н} = 2F_p - gm_{гр}.$$

Для канатного грейфера при  $F_{н} = 0$

$$gm_{гр} \geq 2F_p.$$

Усилие  $F_p$  внедрения челюстей грейфера складывается из сопротивлений резания, сдвига, смятия, разрыва элементов груза и его начального подъема, т. е.

$$F_p = A[\tau], \quad (10.26)$$

где  $A$  — площадь поперечного сечения режущей кромки ковша,  $\text{м}^2$ ;  $[\tau] = 1...8 \text{ МПа}$  — расчетное удельное сопротивление внедрению, зависящее от свойств груза.

Коэффициент соотношения масс челюстей и всего грейфера  $k_ч = m_ч/m_{гр} = 0,6...0,8$ .

Усилие на шток гидроцилиндра грейфера  $F_{ц}$  можно определить как напорное из уравнения равновесия сил относительно точки  $O$  при  $\alpha = 90^\circ$ :

$$F_{ц}r - F_p R + 0,5 R gm_{гр} k_ч = 0 \quad (10.27)$$

или

$$F_{ц} = R(F_p - 0,5 k_ч gm_{гр})/r. \quad (10.28)$$

В погрузчиках с вертикальной рамой подъем груза осуществляется с помощью тележки (рис. 10.19). При расстояниях  $h$  между колесами и  $l_1$  до центра тяжести тележки нагрузку на ее колеса определяют из уравнения моментов

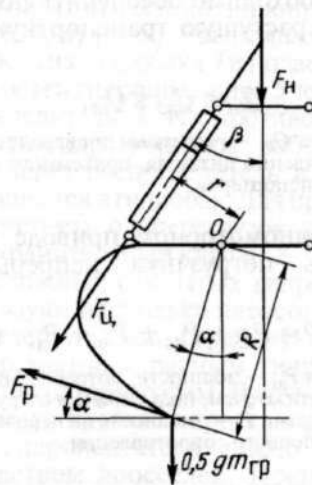


Рис. 10.18. Схема к расчету гидравлического грейфера

$$F_R = g(ml + m_T l_1) / h. \quad (10.29)$$

Суммарная сила, требуемая для подъема — перекачивания,

$$F_{\Sigma} = F_d + F_f + F_{и.п}, \quad (10.30)$$

где  $F_d = (m + m_T)g$  — сила тяжести груза и тележки;  $F_f = 2R_0 F_R (2\mu + f d) / D$  — сопротивление трения в колесах;  $F_{и.п} = (m + m_T) v / t_p$  — сопротивление от сил инерции груза и тележки.

При проектировании погрузчиков непрерывного действия необходимо учитывать следующее.

1. Виды грузов и условия работы.
2. Основные характеристики погрузчика — энергоемкость, производительность, материалоемкость, грузоподъемность, усилие отрыва, размеры — вылет, высота подъема, база.

3. Повышение производительности может быть достигнуто увеличением грузоподъемности и уменьшением времени цикла. Последнее увеличивает жесткость работы конструкции, лимитируется требованиями эргономики, прочностью металлоконструкции и надежностью работы гидропривода.

4. Применение гидропривода упрощает конструкцию и управление погрузчиком, снижает материалоемкость.

5. Заполнение ковша напором без движения машины (экскавация) и грей-

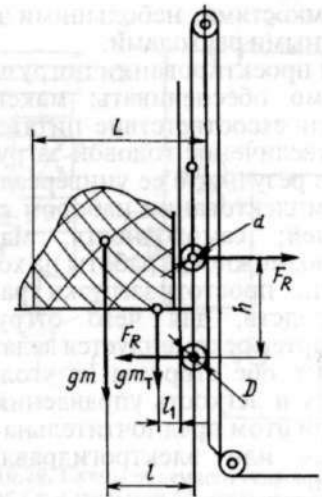


Рис. 10.19. Схема к расчету усилия подъема

фера с подрывом груза, а также вибрационное воздействие на груз — предпочтительные приемы забора груза.

6. Обеспечение устойчивости погрузчика в работе — основное требование при проектировании и эксплуатации.

7. Удобство и безопасность обслуживания погрузчика в работе и при технических осмотрах, автоматизация процессов управления — основа эргономических требований к погрузчику.

8. При захвате, удержании и разгрузке необходимо обеспечить сохранность грузов.

9. Масса погрузчика должна быть оптимальной, соответствующей требованиям снижения материалоемкости изделий при обеспечении достаточной устойчивости и благоприятных условий для захвата груза.

10. Наибольшей эффективности и лучшего качества работы достигают применением самоходных погрузчиков. Навесные погрузчики на базе существующих тракторов имеют более низкие технико-экономические и эксплуатационные показатели.

**Погрузочная машина непрерывного действия** представляет собой промежуточное звено технологического производственного процесса, поэтому она должна обладать высокой надежностью, безотказностью, малыми энерго- и мате-

риалоемкостями, небольшими эксплуатационными расходами.

При проектировании погрузчика необходимо обеспечивать: максимально возможное соответствие питателя виду груза; увеличение годовой загрузки машины в результате ее универсализации, т. е. комплектования набором сменных питателей; самоходность, маневренность, возможность работы на ходу и позиционно; простоту загрузки транспортными средствами, для чего отгрузочный транспортер рекомендуется делать поворотным в обе стороны на угол до  $90^\circ$ ; простоту и легкость управления машиной. При этом предпочтительна гидравлическая или электрогидравлическая система.

В погрузчике рабочие процессы питателя, подъемного и отгрузочного транспортеров взаимосвязаны и поэтому должны быть согласованы. При проектиро-

вании необходимо обеспечить последовательно растущую транспортную способность:

$$Q_{пт} \leq Q_{пд} \leq Q_{от},$$

где  $Q_{пт}$ ,  $Q_{пд}$  и  $Q_{от}$  — расчетные производительности соответственно питателя, подъемного и отгрузочного транспортеров.

При одномоторном приводе общая мощность погрузчика непрерывного действия

$$P = P_{пт} + P_{пд} + P_{от} + P_x, \quad (10.31)$$

где  $P_{пт}$ ,  $P_{пд}$  и  $P_{от}$  — мощности, потребляемые соответственно питателем, подъемным и отгрузочным транспортерами;  $P_x$  — мощность на передвижение с учетом напорного сопротивления.

Все рекомендации по проектированию и расчету погрузчиков периодического действия относятся и к машинам непрерывного действия.

### 10.3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОПРИВОДАХ

**Классификация и схемы объемных гидроприводов.** В объемном гидроприводе используется гидростатическое давление, а движение передается за счет перемещения объема жидкости в замкнутом пространстве. По характеру движения выходного звена объемный гидропривод бывает вращательного, возвратно-поступательного и возвратно-поворотного действия. Гидродвигатели первой группы называют гидромоторами, второй — силовыми гидроцилиндрами, третьей — моментными гидроцилиндрами.

Гидропривод может быть регулируемый и нерегулируемый. Известны объемный, объемно-дрессельный и дрессельный способы регулирования. В сельскохозяйственном машиностроении в основном применяют два способа, причем регулирование осуществляется как автоматически, так и вручную.

Регулируемый гидропривод может быть стабилизированным (скорость движения выходного звена поддерживается постоянной), программным (выходное звено движется по определенной программе) и следящим (скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, величина которого

заранее неизвестна). В зависимости от свойств передачи возможно ступенчатое и бесступенчатое регулирование перемещения рабочих органов.

По типу источника подачи рабочей жидкости различают гидроприводы насосные (насос входит в состав привода); аккумуляторные (гидроаккумулятор, предварительно заряженный от внешнего источника, не входит в состав привода) и магистральные (гидромагистраль не входит в состав привода).

По способу циркуляции рабочей жидкости объемные гидроприводы выполняют с замкнутыми и разомкнутыми контурами циркуляции. В первом случае рабочая жидкость от объемного гидродвигателя поступает непосредственно во всасывающую гидролинию насоса, во втором — в гидробак.

Гидросистемы погрузчиков состоят из набора специальных устройств: насосов, распределителей, гидродвигателей предохранительных и редуцирующих клапанов, вспомогательных аппаратов управления, преобразователей. Простейшие системы гидропривода с разомкнутым (открытым) и замкнутым (закрытым) контурами циркуляции рабочей жидкости показаны на рисунке 10.20.

В открытой системе гидропривода (см. рис. 10.20, *а*) насос 2 засасывает рабочую жидкость из гидробака 1 и подает ее в одну из полостей гидроцилиндра 5 через гидрораспределитель 4. Из противоположной полости гидроцилиндра рабочая жидкость через распределитель и фильтр 6 возвращается в гидробак. Для предохранения системы от перегрузок установлен предохранительный клапан 3.

В сложных открытых гидросистемах используют несколько насосов и распределителей, подающих рабочую жидкость одновременно к разным гидроцилиндрам или гидромоторам. В случае нерегулируемого насоса скоростью выходного звена гидродвигателя можно управлять посредством дросселей. Преимущества открытых систем гидропривода — возможность разветвления мощности и лучшее охлаждение рабочей жидкости.

Закрытые системы гидропривода защищены от попадания пыли и грязи, лучше работают при низких температурах, чем открытые системы, имеют меньшие массу и объем рабочей жидкости, но требуют применения дополнительной системы подпитки и включения в схему теплообменного аппарата.

В закрытой системе гидропривода (рис. 10.20, *б*) жидкость от регулируемого насоса 2' поступает в гидродвигатель 7, а оттуда возвращается непосредственно во всасывающую полость насоса 2'. Для предохранения системы от перегрузок также установлен предохранительный клапан 3'. Потери рабочей жидкости восполняет система подпитки, выполненная по разомкнутой схеме. Она состоит из насоса 2, компенсирующего потери рабочей жидкости, и предохранительного клапана 3, поддерживающего давление 0,5...0,8 МПа. Для охлаждения рабочей жидкости служит теплообменник 8, для очистки — фильтр 6.

Синхронную работу двух и более исполнительных механизмов (например, двух цилиндров для открытия — закрытия челюстей грейфера, подъема — опускания стрелы) обеспечивают дроссельные регуляторы (рис. 10.21).

В схеме рисунка 10.21, *а* применены регуляторы расхода 7 (ограничители). Рабочая жидкость, вытесняемая из штоковых полостей цилиндров 6, проходит через дроссели ограничителей, регули-

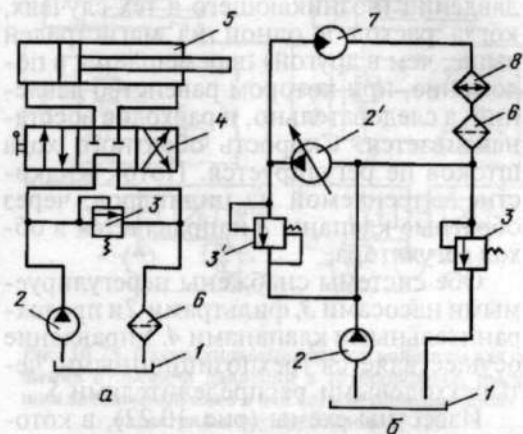


Рис. 10.20. Схемы объемного гидропривода с открытой (а) и закрытой (б) циркуляцией рабочей жидкости:

1 — гидробак; 2, 2' — насосы; 3, 3' — предохранительные клапаны; 4 — гидрораспределитель; 5 — гидроцилиндр; 6 — фильтр; 7 — гидромотор; 8 — теплообменник

рующих необходимое соотношение скоростей штоков. При возвратном движении штоков жидкость проходит через обратные клапаны, установленные в корпусах ограничителей.

Схема с регулятором потока 9 (делителем) показана на рисунке 10.21, *б*. Делитель состоит из двух параллельно установленных гидравлических дросселей, выполненных в доньшках плавающего поршня. Равенство скоростей штоков гидроцилиндров 6 достигается тем, что плавающий поршень за счет перепада

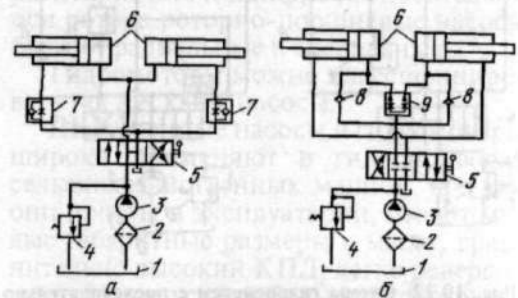


Рис. 10.21. Схемы гидросистем с синхронизацией движения штоков цилиндров при помощи регуляторов расхода (а) и потока (б):

1 — гидробак; 2 — фильтр; 3 — насос; 4 — предохранительный клапан; 5 — распределитель; 6 — гидроцилиндр; 7 — регуляторы расхода; 8 — обратные клапаны; 9 — регуляторы потока

давлений (возникающего в тех случаях, когда расход в одной из магистралей выше, чем в другой) перемещается в положение, при котором равенство давлений, а следовательно, и расходов восстанавливается. Скорость обратного хода штоков не регулируется. Поток жидкости, вытесняемой из цилиндров, через обратные клапаны 8 направляется в обход регулятора.

Обе системы снабжены нерегулируемыми насосами 3, фильтрами 2и предохранительными клапанами 4. Управление осуществляется трехпозиционными четырехходовыми распределителями 5.

Известны схемы (рис. 10.22), в которых последовательность действия гидроцилиндров обеспечивается согласующими клапанами (клапанами последовательности), пропускающими поток рабочей жидкости при определенном давлении в подводящей магистрали. Они состоят из насоса 2, подающего через распределитель 4 рабочую жидкость в последовательно действующие гидроцилиндры 5и 6, регулятора расхода 10, предохранительного 3, обратного 8и согласующих 7, 9клапанов.

Жидкость подается в цилиндр 5 (рис. 10.22, а) непосредственно от распределителя, в цилиндр 6 — через согласующий клапан 7. Когда рабочий ход поршня закончен, давление в цилиндре

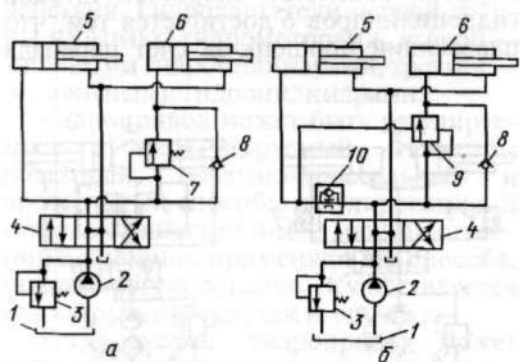


Рис. 10.22. Схемы гидросистем с последовательно работающими силовыми цилиндрами за счет использования только согласующего клапана (а) и согласующего клапана с дросселем (б):

1 — гидробак; 2 — насос; 3 — предохранительный клапан; 4 — распределитель; 5, 6 — гидроцилиндры; 7, 9 — согласующие клапаны; 8 — обратный клапан; 10 — регулятор расхода

5 начинает повышаться, пока не достигнет значения, на которое отрегулирована пружина согласующего клапана. После этого плунжер клапана перемещается и открывает канал питания цилиндра 6. Обратный ход, если нет необходимости, не регулируется. Рабочая жидкость из цилиндра 5 и через обратный клапан 8 из цилиндра 6 направляется на слив.

В схеме на рисунке 10.22, б последовательность действия гидроцилиндров обеспечивается дросселем регулятора расхода 10, создающим перепад давления жидкости, под действием которого затвор согласующего клапана 9 удерживается в левом положении, перекрывая линию питания цилиндра 6. По окончании рабочего хода штока давление в цилиндре 5 повышается, соответственно уменьшая перепад давления на дросселе, в результате чего затвор клапана 9 под действием возрастающего давления открывает канал, подводящий жидкость в цилиндр 6. Обратный ход не регулируется, для чего система снабжена обратными клапанами 8.

Принципиальная схема с устройством, позволяющим снижать динамические нагрузки, возникающие при работе погрузчиков, показана на рисунке 10.23, а. При постоянном давлении в напорной магистрали и установившемся движении штока гидроцилиндра клапан 5 устройства для гашения пульсации давления закрыт. Давление жидкости по обе стороны клапана уравнивается. При некотором повышении давления в поршневой полости цилиндра 7 часть жидкости дросселируется через калиброванное отверстие (дроссель) 9 в гидроаккумулятор 6, расположенный в корпусе устройства. Этим достигается возможность растянуть процесс возрастания давления по времени и уменьшить пики динамических нагрузок. При резком повышении давления устройство срабатывает аналогичным образом, однако в этом случае уже не весь избыток жидкости успевает пройти через дроссель 9 и часть ее через клапан 5 сливается в бак 1.

Конструкция гидроаккумулятора 6 обеспечивает автоматический режим работы устройства с любого исходного уровня давления.

При понижении давления клапан 5

закрывается, а жидкость из аккумулятора дросселируется в напорную магистраль. Управление движением штока гидроцилиндра осуществляется трехпозиционным четырехходовым распределителем 4, подача масла в систему — нерегулируемым насосом 2, защищенным от перегрузок предохранительным клапаном 3. Для отключения устройства служит вентиль 8.

Принципиальная схема, представленная на рисунке 10.23, б, отличается от схемы на рисунке 10.23, а тем, что сливная магистраль устройства подключена не к баку 1, а через обратный клапан 10 к магистральному трубопроводу, что позволяет устранить подсос жидкости из бака для заполнения вакуума, образующегося в штоковой полости цилиндра при колебаниях систем погрузчика.

**Насосы и гидромоторы** относятся к наиболее сложным гидравлическим устройствам, определяющим безотказность и долговечность работы гидропривода. Насосы обеспечивают перемещение рабочей жидкости под давлением к исполнительным гидродвигателям. Гидромоторы преобразуют энергию потока рабочей жидкости в энергию вращения выходного вала. Насосы и гидромоторы, как правило, являются обратимыми гидромашинами.

По принципу вытеснения жидкости из рабочих камер различают насосы поршневые (жидкость выдавливается из неподвижных камер вытеснителями возвратно-поступательного действия) и роторные (камеры перемещаются, а вытеснители совершают вращательное движение, иногда сочетаемое с возвратно-поступательным).

Поршневые насосы по виду движения ведущего звена делят на прямодействующие и вальные. В первых ведущее звено движется возвратно-поступательно, во вторых — вращается. Вальные насосы в зависимости от механизма, преобразующего вращательное движение ведущего звена в возвратно-поступательное движение поршней, бывают кривошипные и кулачковые, а кулачковые, в свою очередь, по расположению поршней — аксиальные и радиальные.

Роторные насосы по виду движения вытеснителей делят на коловратные и кулисные. В коловратных насосах вы-

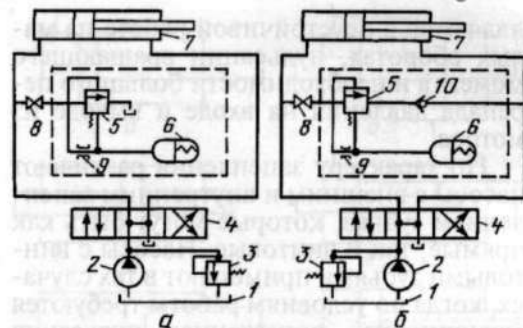


Рис. 10.23. Схемы гидросистем с устройством для гашения пульсаций давления в трубопроводе, имеющих автономный слив в бак (а) или подключаемых к магистральному трубопроводу (б):

1 — гидробак; 2 — насос; 3 — предохранительный клапан; 4 — распределитель; 5 — перепускной клапан; 6 — гидроаккумулятор; 7 — гидроцилиндр; 8 — запорный вентиль; 9 — дроссель; 10 — обратный клапан

теснители совершают только вращательное движение, а в кулисных — вращаются вместе с ротором, совершая относительно него возвратно-поступательное движение. По перемещению рабочих камер различают плоскоколовратные насосы (рабочие камеры перемещаются в плоскости, перпендикулярной оси вращения) и винтовые (рабочие камеры перемещаются вдоль оси вращения). Плоскоколовратные насосы по конструкции вытеснителей бывают шестеренные и кулачковые. Кулисные также делят на две подгруппы, различающиеся формой вытеснителя: роторно-поршневые и пластинчатые. В зависимости от расположения цилиндров относительно оси ротора роторно-поршневые насосы бывают радиальные и аксиальные.

Гидромоторы можно классифицировать так же, как и насосы.

Шестеренные насосы и гидромоторы широко применяют в гидроприводах сельскохозяйственных машин, так как они просты в эксплуатации, имеют малые габаритные размеры и массу, сравнительно высокий КПД, легко реверсируются и допускают большие кратковременные перегрузки по давлению. К недостаткам насосов можно отнести наличие полости с защемляемым объемом рабочей жидкости, а также значительный шум и пульсацию потока при работе. Недостатки гидромоторов про-

являются в неустойчивой работе на малых оборотах, пульсации вращающего момента и необходимости большого перепада давления на входе и выходе из мотора.

По характеру зацепления различают насосы с внешним и внутренним зацеплением зубьев, которые могут быть как прямыми, так и винтовые. Насосы с винтовыми зубьями применяют в тех случаях, когда по условиям работы требуются бесшумность, пониженная пульсация подачи и меньшие габаритные размеры гидропередачи.

По числу пар роторов насосы бывают двухроторные и секционные. Первые имеют одну пару шестерен, вторые — две и более.

Технические характеристики шестеренных насосов и гидромоторов приведены в таблицах 119...121 приложения.

Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы довольно часто используют в гидроприводах погрузочных и землеройных машин. Они отличаются высокими КПД и компактностью, способны работать при больших давлениях и частотах вращения, сравнительно просты по конструкции и имеют небольшие моменты инерции вращающихся частей, что особенно важно при использовании их в качестве гидромоторов. Маховые массы аксиально-поршневого гидромотора в 30...40 раз меньше, чем у электродвигателя такой же мощности, а насосы, кроме того, обладают хорошей приемистостью (быстродействием) при регулировании подачи (расхода жидкости). К недостаткам аксиально-поршневых машин следует отнести чувствительность к загрязнению масла (его необходимо тщательно фильтровать), высокие требования к точности изготовления деталей и чистоте их поверхности.

Аксиально-поршневые машины могут работать как в режиме насоса, так и в режиме двигателя. Они бывают регулируемые и нерегулируемые, причем регулируемые легко реверсируются. Техническая характеристика аксиально-поршневых насосов и гидромоторов приведена в таблице 122 приложения.

Радиально-поршневые насосы и гидромоторы в отличие от аксиально-поршневых применяют реже. Относительно большие габаритные размеры и масса на

единицу мощности (10...18 кг/кВт) ограничивают использование этих машин в приводах стационарных установок и мобильных машин большой мощности, например в гидросистемах хода шагающих экскаваторов. Кроме того, по сравнению с аксиальными радиальные гидромашины менее герметичны, имеют более высокие моменты инерции вращающихся частей и поэтому более тихоходны. Однако в случаях, когда к гидроприводам не предъявляются повышенные требования, применение радиально-поршневых машин вполне целесообразно, так как они способны развивать большие вращающие моменты (5 кН·м и выше) и работать при минимальной частоте вращения.

Пластинчатые насосы и гидромоторы используют в гидроприводах дорожных и строительных машин, автопогрузчиков. Их отличают простота и надежность конструкции, компактность и небольшие массы.

Различают гидромашины одно-, двух- и многократного действия, когда за один оборот вала происходит соответственно один, два и более циклов работы, включающих в себя процессы всасывания и нагнетания. Гидромашины однократного действия выполняют как регулируемые, так и нерегулируемые, а многократного — только нерегулируемые. К недостаткам пластинчатых гидромашин относят трудность герметизации вытеснителей, особенно со стороны торцов, и низкий объемный КПД. В зависимости от качества изготовления и частоты вращения объемный КПД составляет 0,6...0,95, механический — 0,7...0,9.

Винтовые насосы и гидромоторы имеют следующие преимущества: надежность работы на загрязненном масле, нечувствительность к динамическим нагрузкам, равномерность подачи, бесшумность, малые радиальные размеры и моменты инерции, возможность работы при больших частотах вращения. К недостаткам относят большие осевые размеры, повышенную точность изготовления винтов, невысокий объемный КПД. Винтовые гидромашины бывают с двумя, тремя и большим числом винтов.

Винтовые насосы работают при давлениях до 20 МПа с подачей до 0,2 м<sup>3</sup>/с.

Они обратимы и легко превращаются в гидромоторы. Объемный КПД насосов 0,75...0,95. Винтовые гидромоторы имеют минимальный момент инерции и хорошо работают в динамических режимах (частые реверсы, пуски и торможения).

Гидромашины выбирают по предельным значениям скорости, давления, рабочего объема и подачи, возможности регулирования и реверсирования, эксплуатационных качеств, стоимости. Значения основных параметров для сравнительной оценки гидромашин представлены в таблице 123 приложения.

**Гидроцилиндры** представляют собой объемные гидродвигатели, предназначенные для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена. Они бывают одно- и двустороннего действия.

Цилиндры одностороннего действия (рис. 10.24, а, в) развивают усилие в одном направлении — на выталкивание штока. Обратный ход совершается под действием силы тяжести груза или пружины. В цилиндрах двустороннего действия (рис. 10.24, б, г...з) движение штока в обе стороны происходит под давлением рабочей жидкости.

По конструкции различают поршневые, плунжерные и телескопические цилиндры. Практически все плунжерные цилиндры одностороннего действия. Они уступают поршневым по силовым параметрам, но имеют перед ними технологические преимущества, так как отпадает необходимость в обработке внутренней поверхности корпуса и упрощается герметизация цилиндра.

Многоступенчатые или телескопические силовые цилиндры состоят из нескольких (до шести) плунжеров (см. рис. 10.24, з). Их применяют для получения больших ходов при ограниченной длине цилиндра. При переходе от одной ступени к другой скорость выдвигения и усилие гидроцилиндра изменяются скачкообразно.

По кинематическим признакам различают гидроцилиндры с неподвижными и подвижными корпусами. При этом рабочая жидкость подводится через корпус цилиндра [если ведомое звено — поршень (плунжер)] или гибкие трубопроводы (каналы в штоке) [если ведомое

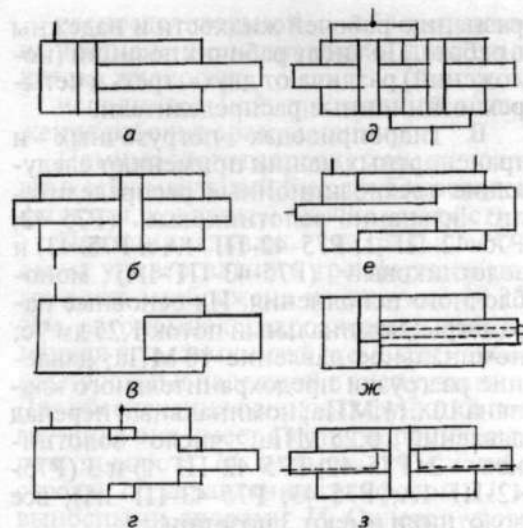


Рис. 10.24. Принципиальные схемы силовых гидроцилиндров

звено — цилиндр (см. рис. 10.24, ж, з)].

Гидроцилиндры могут осуществлять не только поступательное, но и вращательное движение, когда их соединяют с механизмами: шестеренными, винтовыми, реечно-зубчатыми и кривошипно-шатунными. Для возвратно-поворотного движения применяют моментные гидроцилиндры. Попеременно подавая рабочую жидкость в полости цилиндра, получают периодическое поворотное движение. Угол поворота обычно не превышает 270...280°.

Технические характеристики поршневых гидроцилиндров приведены в таблице 124 приложения.

**Устройства управления гидроприводами** — это распределители, клапаны, дроссели, регуляторы и делители расхода, демпферы, аккумуляторы, усилители, преобразователи включения, выключения и фиксации исполнительных механизмов.

Распределители служат для направления рабочей жидкости к исполнительным механизмам и отвода ее, реверсирования движения и фиксирования гидродвигателя в заданном положении. Чаще применяют распределители золотникового типа. Их золотники разгружены от усилий, создаваемых давлением рабочей жидкости. Кроме того, эти распределители мало чувствительны к заг-

рязнению рабочей жидкости и надежны в работе. По числу рабочих позиций (положений) различают двух-, трех- и четырехпозиционные распределители.

В гидроприводах погрузочных и транспортных машин применяют следующие трехпозиционные распределители: клапанно-золотниковые (P75-42; P75-42-ПГ-1; P75-42-ПГ-1А и P75-43) и золотниковый (P75-43-ПГ-1А) моноблочного исполнения. Их основные параметры: номинальный поток 1,25 дм<sup>3</sup>/с; номинальное давление 10 МПа; давление разгрузки предохранительного клапана 10...11 МПа; номинальный перепад давлений 0,25 МПа; число золотников — 2 (P75-42; P75-42-ПГ-1) и 3 (P75-42-ПГ-1А; P75-43; P75-43-ПГ-1А); все золотники имеют 3 позиции.

Гидроклапаны служат для защиты гидроприводов от перегрузок и управления режимами работы механизмов. Различают предохранительные, переливные, редуционные и обратные клапаны.

Предохранительные клапаны автоматически ограничивают давление рабочей жидкости в случаях засорения элементов гидросистемы, увеличения сопротивления на приводном механизме, применения жидкости с повышенной вязкостью.

Переливные клапаны поддерживают заданное давление в системе за счет слива рабочей жидкости в бак.

Редуционные клапаны представляют собой автоматически действующие дроссели, сопротивление которых равно разности между переменным давлением на входе в клапан и постоянным давлением на выходе из него. Редуционный клапан устанавливают в схеме последовательно с гидродвигателем и используют лишь для понижения давления рабочей жидкости.

Обратные клапаны предназначены для пропускания жидкости только в одном направлении и защиты привода от обратных потоков.

Дроссели — это устройства постоян-

ного или переменного сопротивления, предназначенные для изменения расхода или давления жидкости с целью регулирования скорости движения рабочих органов и усилий на них.

Регуляторы расхода (скорости) автоматически обеспечивают необходимый расход жидкости или скорость движения гидравлического двигателя независимо от нагрузки.

Делители расхода (потока) делят поток рабочей жидкости на несколько, что бывает необходимо для перемещения рабочих механизмов с одинаковой скоростью.

Гидравлические замки представляют собой управляемые обратные клапаны, предназначенные для запираания полостей гидравлических двигателей в заданном положении при их отключении от напорной линии.

Гидравлические аккумуляторы — это устройства для накопления потенциальной энергии рабочей жидкости, находящейся под избыточным давлением, и дальнейшего использования ее в период интенсивной работы гидродвигателей.

Демпферы применяют для сглаживания пульсаций давления.

Гидравлические усилители представляют собой устройства, исполнительный двигатель которых воспроизводит движение органа управления, изменяя в заданном соотношении как перемещение, так и приложенное усилие.

Преобразователи (мультипликаторы) давления служат для кратковременного увеличения давления в одном из механизмов при более низком давлении во всей системе.

Гидробаки являются резервуарами рабочей жидкости гидросистемы.

Гидролинии — это устройства, предназначенные для прохождения рабочей жидкости в процессе работы объемного гидропривода. Различают гидролинии всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

#### 10.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

**Общие положения.** Проектирование гидрообъемной передачи начинается с разработки технического задания, кото-

рое должно содержать характеристики нагрузок и кинематических параметров механизма, режима его работы и усло-

вий эксплуатации, требования по охране труда и окружающей среды.

В процессе проектирования гидропривода необходимо:

включать в гидросистему минимально необходимое количество гидравлических насосов и аппаратов;

минимизировать протяженность трубопроводов, число их разветвлений и изгибов, потери на трение в гидроагрегатах и потери давления на участках (путевые потери);

обеспечить доступность агрегатов гидропривода для обслуживания и компактность их размещения на машине;

расположить элементы управления в удобных для оператора местах, исключив при этом возможность их случайного включения;

предусмотреть в гидросистеме предохранительные, разгрузочные и теплообменные устройства.

Любая гидравлическая система состоит из трех основных частей:

силовой, или насосной, в которой механическая энергия приводного двигателя преобразуется в энергию напора рабочей жидкости;

распределительной, обеспечивающей изменение направления движения потока жидкости;

исполнительной, приводящей в движение рабочие органы машины.

Помимо этого гидросистемы включают в себя масляный бак, трубопроводы, фильтры, клапаны и прочие устройства.

Принципиальная гидравлическая схема универсального грейферного погрузчика изображена на рисунке 10.25. Это автономная гидросистема, выполненная по разомкнутой схеме как наиболее простой и надежной в эксплуатации. Для обеспечения основных функций погрузчика она имеет шесть гидроцилиндров: поворота 14, подъема 13 и изгиба стрелы 12, управления грейфером 11 и выносными опорами 15. Силовая часть состоит из двух насосов 3 постоянной подачи. Распределительная часть включает в себя два реверсивных распределителя 5 и 6 с предохранительными и перепускными клапанами.

Применение двухпоточной системы позволяет уменьшить время основных операций погрузочного цикла. Привод цилиндров подъема, изгиба стрелы и ме-

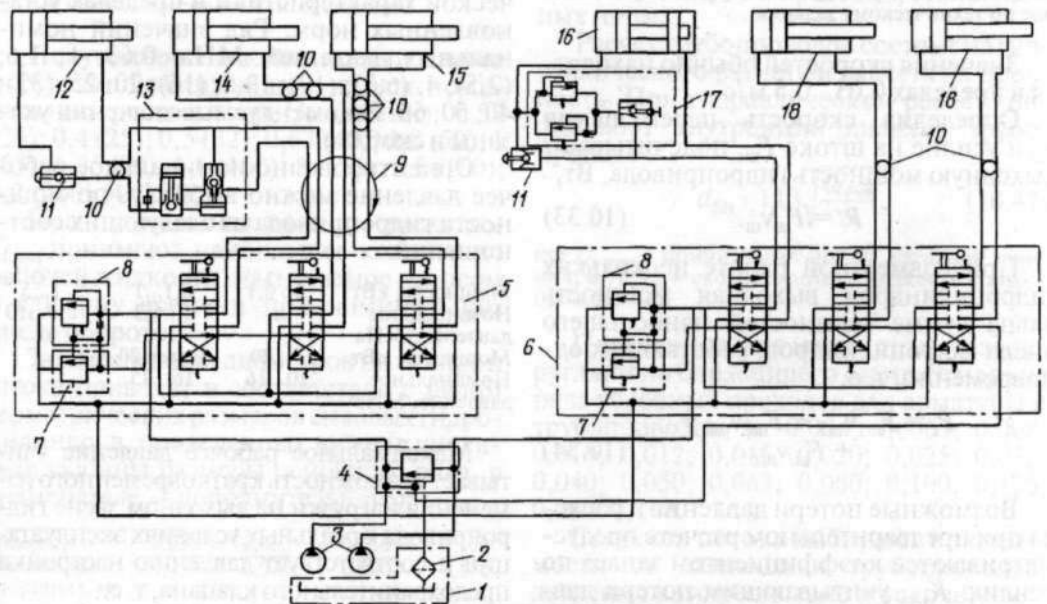


Рис. 10.25. Гидравлическая схема грейферного погрузчика:

1 — гидробак; 2 — фильтр; 3 — насосы; 4 — регулятор потока; 5, 6 — распределители; 7, 8 — клапаны; 9, 10 — муфты; 11 — гидравлические выключатели; 12, 14, 15, 16, 18 — гидроцилиндры; 13 — регулятор скорости; 17 — гаситель

ханизма грейфера осуществляется одновременно двумя силовыми потоками, а привод гидроцилиндров поворота стрелы и домкратов — одним насосом, в то время как другой насос работает на слив. Объединение силовых потоков от насосов обеспечивает регулятор потока 4; снижение инерционных сил, возникающих при повороте стрелы, — гаситель 17. Кроме перечисленных устройств в гидросистему погрузчика входят муфты 9 и 10, регулятор скорости 13, гидрокommunikации, масляный бак 1 с фильтром 2, гидравлические выключатели 11.

**Предварительный расчет гидропривода.** Параметры для расчета гидросистемы выбирают из условия установившегося режима работы машины по усилию на штоке гидроцилиндра и скорости его перемещения. Усилие на штоке определяют из кинестатического анализа, скорость перемещения — исходя из назначения машины и с учетом влияния продолжительности операций на производительность. Ориентировочно скорость перемещения можно рассчитать по формуле

$$v_{ш} = l/t, \quad (10.32)$$

где  $l$  — ход штока;  $t$  — время операции, принимаемое по техническому заданию.

Значения скоростей обычно находят в пределах 0,05...0,5 м/с.

Определив скорость перемещения  $v_{ш}$  и усилие на штоке  $F_{ш}$ , подсчитывают выходную мощность гидропривода, Вт,

$$P_{Г} = F_{ш}v_{ш}. \quad (10.33)$$

При совместной работе нескольких гидроцилиндров выходная мощность равна сумме мощностей наибольшего числа гидроцилиндров, работающих одновременно, т. е.

$$P_{Г} = F_{ш1}v_{ш1} + F_{ш2}v_{ш2} + \dots + F_{ши}v_{ши}. \quad (10.34)$$

Возможные потери давления и расхода при предварительном расчете предусматриваются коэффициентом запаса по усилию  $K_{3,y}$ , учитывающим потери давления на трение в трубопроводах и между деталями и инерционные силы, а также коэффициентом запаса по скорости  $K_{3,c}$ , учитывающим утечки в соединени-

ях и уменьшение производительности гидронасоса из-за перегрузки двигателя. Таким образом, выражение для определения расчетной мощности примет вид

$$P_{ГР} = K_{3,y}K_{3,c}P_{Г} = K_{3,y}K_{3,c}F_{ш}v_{ш}. \quad (10.35)$$

Рекомендуемые значения  $K_{3,y} = 1,15...1,25$ ;  $K_{3,c} = 1,2...1,4$ .

По полученной мощности задают давление рабочей жидкости или производительность насосной станции. Как правило, задают давление, а производительность насоса рассчитывают.

При выборе давления следует иметь в виду, что завышение давления без специальных конструкторско-технологических решений приводит к возникновению вибраций, нарушению герметичности и снижению долговечности основных гидроагрегатов, а занижение — к увеличению габаритных размеров и массы машины.

Различают номинальное  $p_{ном}$  и максимальное  $p_{max}$  рабочие давления. Номинальное — это наибольшее рабочее давление в линии нагнетания насоса, при котором все элементы гидропривода надежно работают в течение установленного срока службы с сохранением технической характеристики в пределах установленных норм. Ряд значений номинальных давлений, МПа: 0,63; 1; 1,6; (2,5); 4; (6,3); (10); 12,5; (16); 20; 25; (32); 40; 50; 63. Рекомендуемые значения указаны в скобках.

Ориентировочно номинальное рабочее давление можно выбирать по мощности гидропривода из следующих соотношений:

Мощность, кВт	До 0,1	0,1...1	1...5
Номинальное давление, МПа	1	1...6,3	6,3...10
Мощность, кВт	5...20	Более 20	
Номинальное давление, МПа	10...16	16...25	

Максимальное рабочее давление учитывает возможность кратковременного изменения нагрузки на выходном звене гидропривода в реальных условиях эксплуатации и соответствует давлению настройки предохранительного клапана, т. е.

$$p_{max} = (1,1...1,15)p_{ном}. \quad (10.36)$$

Полезную площадь гидроцилиндра

рассчитывают по формуле

$$A_{ц} = K_{з,y} F_{ш} p_{ном}, \quad (10.37)$$

где  $K_{з,y}$  — коэффициент запаса по усилию;  $F_{ш}$  — усилие на штоке гидроцилиндра, Н;  $p_{ном}$  — номинальное рабочее давление, Па.

Диаметр цилиндра

$$D = 1,13 \sqrt{A_{ц}}. \quad (10.38)$$

Диаметр штока  $d_{ш}$  выбирают из следующих соотношений:

Усилие на штоке, кН	До 10	12...30	30...60	60...100	Свыше 100
Давление в гидроцилиндре, МПа	До 5	6...7	8...10	12...15	16...20
Диаметр штока, мм	0,2...0,3	0,3...0,4	0,5	0,6...0,7	0,7

Отношение хода поршня  $l$  к диаметру цилиндра  $D$  обычно принимают  $l/D < 15$ .  
Необходимая подача насоса

$$Q = K_{з,y} A_{ц} v_{ш}; \quad (10.39)$$

насосной станции

$$Q_c = Q_z, \quad (10.40)$$

где  $z$  — число насосов насосной станции.

Полученное значение подачи насоса округляют до ближайшего из ряда номинальных расходов,  $дм^3/с$  (л/мин): 0,32 (20); 0,4 (25); 0,5 (32); 0,63 (40); 0,8 (50); 1 (63); 1,25 (80); 1,6 (100); 2 (125); 2,5 (160); 3,2 (200); 4 (250).

Под номинальным расходом  $Q_{ном}$  понимают наибольшее количество рабочей жидкости, нагнетаемое насосом в единицу времени при номинальном числе оборотов.

Затем значения диаметров цилиндра и штока приводят в соответствие с рядом геометрических размеров силовых гидроцилиндров, приведенных ниже (в числителе указаны размеры основного ряда, в знаменателе — дополнительного):

Диаметр цилиндра (поршня), м	$\frac{0,050}{0,056}$	$\frac{0,063}{0,070}$	$\frac{0,080}{0,090}$	$\frac{0,100}{0,110}$
Диаметр штока, м	$\frac{0,020}{0,022}$	$\frac{0,025}{0,028}$	$\frac{0,032}{0,036}$	$\frac{0,040}{0,045}$
Ход поршня, м	$\frac{0,40}{0,45}$	$\frac{0,50}{0,56}$	$\frac{0,63}{0,71}$	$\frac{0,80}{0,12}$

Продолжение

Диаметр цилиндра (поршня), м	$\frac{0,125}{0,140}$	$\frac{0,160}{0,180}$	$\frac{0,200}{0,220}$
Диаметр штока, м	$\frac{0,050}{0,056}$	$\frac{0,063}{0,070}$	$\frac{0,080}{0,090}$
Ход поршня, м	$\frac{1,0}{1,4}$	$\frac{1,25}{1,80}$	1,6

Подобрав по номинальному рабочему давлению и подаче насос с конкретными расходами и рабочим объемом, определяют частоту вращения вала (если она неизвестна из технических характеристик насоса):

$$n = 60 Q / (q_n \eta_{о.н}), \quad (10.41)$$

где  $Q$  — подача насоса,  $дм^3/с$ ;  $q_n$  — рабочий объем насоса,  $дм^3$ ;  $\eta_{о.н}$  — объемный КПД насоса.

Полученное значение частоты вращения должно соответствовать номинальному из следующего ряда,  $мин^{-1}$ : 600; 750; 960; 1200; 1500; 1920; 2400; 3000; 3780; 4800; 6000.

Под номинальной частотой вращения  $n_{ном}$  понимают наибольшее значение частоты вращения, при которой оборудование должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм.

Расчет трубопроводов состоит из гидравлического расчета и расчета на прочность. При гидравлическом расчете определяют внутренний диаметр трубопровода

$$d_{вн} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{с.ном}}{v_{ж}}}, \quad (10.42)$$

где  $Q_{с.ном}$  — номинальная подача насосной станции,  $м^3/с$ ;  $v_{ж}$  — скорость потока жидкости в трубопроводе,  $м/с$ .

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного из ряда условных проходов для арматуры и трубопроводов,  $м$ : 0,004; 0,0063; 0,008; 0,010; 0,012; 0,016; 0,020; 0,025; 0,032; 0,040; 0,050; 0,063; 0,080; 0,100; 0,125; 0,160; 0,200.

Скорость потока выбирают в зависимости от назначения трубопроводов, давления в гидросистеме и условий эксплуатации гидропривода. Значения предельных скоростей потока рабочей жидкости, принятые в практике конструирования гидроприводов, даны в таблице

10.2. В общем случае скорость жидкости выбирают такой, чтобы потери давления в трубопроводе не превышали 5...6 % рабочего давления.

### 10.2. Значения скорости потока в различных элементах гидросистемы

Элементы гидросистемы	Скорость, м/с
Всасывающая магистраль диаметром, м:	
0,012...0,25	0,6...1,2
свыше 0,32	1,5
Сливная магистраль	2
Линии нагнетания при давлениях, МПа:	
2,5	3
5	4
10	5
15	Свыше 5
Клапаны управления и другие короткие участки с зажатым сечением	30
Переливные и предохранительные клапаны	6

Для дренажных трубопроводов должен быть обеспечен свободный слив утечек жидкости, поэтому независимо от величины этих утечек минимальный диаметр дренажной линии должен находиться в пределах 8...10 мм.

При расчете на прочность сначала выбирают тип и материал трубы. Материалом служат углеродистые и легированные стали, медь, латунь, алюминий и его сплавы.

Для изготовления трубопроводов чаще всего применяют стальные бесшовные холоднодеформированные трубы из стали 20, размеры которых приведены ниже:

$d_{нн}$ , мм	10	11	12	13
$\delta_{гг}$ , мм	0,3...3,5	0,3...3,5	0,3...3,5	0,3...4
$d_{нн}$ , мм	18	19	20	21
$\delta_{гг}$ , мм	0,3...5	0,3...5	0,3...6	0,4...6
$d_{нн}$ , мм	26	27	28	29
$\delta_{гг}$ , мм	0,4...7	0,4...7	0,4...7	0,4...8

Продолжение

$d_{нн}$ , мм	14	15	16	17
$\delta_{гг}$ , мм	0,3...4	0,3...4	0,3...5	0,3...5
$d_{нн}$ , мм	22	23	24	25
$\delta_{гг}$ , мм	0,4...6	0,4...6	0,4...6,5	0,4...7
$d_{нн}$ , мм	30	31	32	33
$\delta_{гг}$ , мм	0,4...8	0,4...8	0,4...8	0,3...8

Если в гидросистеме используют резиновые неармированные рукава высокого давления с металлическими оплетками, то их размеры выбирают из следующих значений:

Внутренний диаметр рукава, мм	10	12	16	20	25	32	38	50
Наружный диаметр рукава, мм:								
тип I	20,5	22,5	27,5	32	37	44	50	62
тип II	23	25	29	34	39	46	52	64
тип III	26,5	29	34	35,5	46	53	60	73
Минимальный радиус изгиба, мм:								
тип I	80	100	120	150	170	200	250	300
тип II	110	130	170	200	240	280	320	370
тип III	130	180	205	240	300	400	500	630

Размеры резиновых технических трубок, применяемых в качестве рукавов низкого давления, указаны ниже.

Внутренний номинальный диаметр трубки, мм	10	12	14	16	18	20
Номинальная толщина стенки, мм	1,3	2	2	2	2	2
	2	3	3	3	3	3
	3	4	4	4	4	4
		5	5	5	5	5
						6
						8

Продолжение

Внутренний номинальный диаметр трубки, мм	22	25	28	32	36	40
Номинальная толщина стенки, мм	2	2				
	3	3	3	3	3	3
	4	4	4	4	4	4
	5	5	5	5	5	5
	6	6	6	6	6	6
	8	8	8	8	8	8

Выбрав тип и материал трубы, рассчитывают толщину ее стенки

$$\delta_{гг} = p_{\max} d_{вн} / (2[\sigma_p]), \quad (10.43)$$

где  $p_{\max}$  — давление настройки предохранительного клапана, МПа;  $d_{вн}$  — внутренний диаметр трубопровода, м;  $[\sigma_p]$  — допустимое напряжение на разрыв, МПа.

Полученное значение округляют до ближайшего большего из следующего ряда размеров, мм: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,5; 2,8; 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8.

Допустимое напряжение трубопровода на разрыв в зависимости от условий работы привода должно быть в 2,5...6 раз меньше предела прочности материала трубы.

Рукава высокого и низкого давлений на прочность не рассчитывают.

Тип и марку распределителей выбирают по номинальному давлению, подаче насосов и числу гидродвигателей. В гидроприводах малой мощности с кратковременным режимом работы рекомендуется применять распределители кранового типа как наиболее дешевые. В приводах с возвратно-поступательным или поворотным движением и длительной фиксацией промежуточных рабочих положений механизма устанавливают клапанные распределители, обеспечивающие повышенную герметичность отсекаемой линии. Золотниковые распределители лучше использовать в приводах большой мощности.

Поскольку характеристику потока, проходящего через фильтрующие материалы, представить в аналитическом виде практически невозможно, то гидравлическое сопротивление для большинства из них находят экспериментально. Поэтому расчет фильтра сводится лишь к определению необходимой поверхности фильтрующего элемента.

Площадь наиболее часто используемых сетчатых фильтров, см<sup>2</sup>,

$$S_{\text{ф}} = 60 Q_{\text{ф}} \mu / (k \Delta p_{\text{ф}}), \quad (10.44)$$

где  $Q_{\text{ф}}$  — величина потока рабочей жидкости, проходящей через фильтр, дм<sup>3</sup>/с;  $\mu$  — динамическая вязкость фильтруемой жидкости, Па·с;  $k$  — коэффициент пропорциональности, дм<sup>3</sup>/см<sup>2</sup>, представляющий собой удельную пропускную способность единицы площади поверхности фильтрующего материала при перепаде давления 1 МПа и динамической вязкости жидкости 1 Па·с;  $\Delta p_{\text{ф}}$  — перепад давления на фильтре, МПа.

Динамическую вязкость можно рассчитать по формуле

$$\mu = \nu \rho, \quad (10.45)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;  $\rho$  — плотность, кг/м<sup>3</sup>.

Потери давления в сетчатом фильтре  $\Delta p_{\text{ф}}$  обычно составляют 0,05...0,15 МПа. При течении жидкости через многослойный фильтр с однородной сеткой они повышаются кратно числу слоев. Значения коэффициента  $k$  для некоторых фильтрующих материалов приведены в таблице 10.3.

Для однослойного сетчатого фильтра площадь поверхности фильтрации можно принимать в 40...60 раз больше площади поперечного сечения сливного трубопровода.

10.3. Удельная пропускная способность фильтрующих материалов

Фильтрующий материал	Коэффициент $k$ , дм <sup>3</sup> /см <sup>2</sup>	Фильтрующий материал	Коэффициент $k$ , дм <sup>3</sup> /см <sup>2</sup>
Металлическая сетка:		Бумага:	
01	11,24	АФБ-1	0,015
009	9,91	АФБ-1к	0,030
0071	6,83	АФБ-2	0,035
006	6,06	Ткань лабораторная быст-	0,00065
0045	2,27	рофильтру-	
Проволочная сетка с размером шели 0,08 мм	0,105	ющая	
Фетр авиационный	0,037	Нейлон	0,014
		Капрон	0,013
		Картон	0,012

Для обеспечения нормальной работы насосной станции уровень жидкости в баке должен быть выше трубопровода всасывания на 15 см и более. Объем жидкости в баке должен быть достаточен для отвода выделяемой гидроприводом теплоты и надежного отделения взвешенного в жидкости воздуха, что для гидросистем с разомкнутым контуром возможно при вместимости бака, дм<sup>3</sup>, равной 2—3-минутной подаче насосной станции, т. е.

$$V = (120...180) z Q. \quad (10.46)$$

Полученное значение необходимо согласовать с рядом номинальных вместимостей, дм<sup>3</sup>: 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250. Окончательно вместимость бака определяют после теплового расчета гидросистемы и вновь согласуют с рядом номинальных вместимостей.

**Проверочный расчет гидропривода.** Потери давления в гидросистеме обусловлены трением жидкости в трубопроводах, гидроагрегатах, местными гидравлическими сопротивлениями и зависят от длины и диаметра трубопроводов, скорости и вязкости рабочей жидкости, а также режима течения жидкости.

Общие потери давления, Па,

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{\text{п}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Sigma \Delta p_{\text{га}}, \quad (10.47)$$

где  $\Sigma \Delta p_{\text{п}}$  — суммарные путевые потери, Па;  $\Sigma \Delta p_{\text{м}}$  — суммарные местные потери, Па;  $\Sigma \Delta p_{\text{га}}$  — суммарные потери в гидроагрегатах, Па.

Суммарные путевые потери состоят из потерь на прямолинейных участках

напорного  $\Delta p_{п.н}$ , сливного  $\Delta p_{п.с}$  и всасывающего  $\Delta p_{п.в}$  трубопроводов:

$$\Sigma \Delta p_{п} = \Delta p_{п.н} + \Delta p_{п.с} + \Delta p_{п.в}$$

Суммарные местные потери — это сумма потерь в изгибах, штуцерах, тройниках, дросселях и других элементах напорного  $\Delta p_{м.н}$ , сливного  $\Delta p_{м.с}$  и всасывающего  $\Delta p_{м.в}$  трубопроводов:

$$\Sigma \Delta p_{м} = \Delta p_{м.н} + \Delta p_{м.с} + \Delta p_{м.в}$$

Суммарные потери в гидроагрегатах, для которых известны потери давления из их технических характеристик, складываются из потерь в золотниковом распределителе  $\Delta p_{з.р}$ , предохранительном  $\Delta p_{п.к}$  и обратном  $\Delta p_{о.к}$  клапанах, фильтре  $\Delta p_{ф}$  и т. п.:

$$\Sigma \Delta p_{га} = \Delta p_{з.р} + \Delta p_{п.к} + \Delta p_{о.к} + \dots + \Delta p_{ф}$$

На величину потерь влияет режим течения жидкости (ламинарный или турбулентный), определяемый числом Рейнольдса. Для трубопровода круглого поперечного сечения число Рейнольдса

$$Re = v_{ж} d_{вн} \nu \quad (10.48)$$

или

$$Re = 1,27 \cdot 10^{-3} Q_c / (v d_{ж}), \quad (10.49)$$

где  $v_{ж}$  — средняя скорость течения жидкости, м/с;  $d_{вн}$  — внутренний диаметр трубопровода (условный проход), м;  $\nu$  — кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $Q_c$  — подача насосной станции, дм<sup>3</sup>/с.

Значения параметров  $v_{ж}$ ,  $d_{вн}$ ,  $Q_c$  берутся из предыдущих расчетов, параметра  $\nu$  — из таблицы 125 приложения.

Ламинарный режим в круглой трубе сохраняется до критического значения  $Re_{кр} = 2300$ , переходя в турбулентный при  $Re_{кр} > 2300$ . В интервале  $2300 < Re < 2500$  существует переходная зона с неустойчивым режимом, который следует избегать из-за возможности появления в гидросистеме колебательных процессов.

Критические значения числа Рейнольдса составляют для круглой гладкой трубы 2100...2300; резинового рукава 1600; металлического рукава 1800...

2000; концентрической гладкой щели 1100; концентрической щели с выточками 700; неконцентрической щели с выточками 400; крана распределительного 550...750; фильтра сетчатого 400; окон цилиндрических золотников 260; плоского и конусного клапанов 20...100.

В реальных гидросистемах могут одновременно существовать оба режима, т. е. в один и тот же промежуток времени значения числа Рейнольдса в отдельных точках будут различаться. Поэтому потери давления для всасывающей, нагнетательной и сливной магистралей надо рассчитывать отдельно.

Путевые потери давления жидкости на прямолинейных участках напорного трубопровода, Па,

$$\Delta p_{п.н} = \lambda L_n v_{ж\rho}^2 / (2d_{вн}), \quad (10.50)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;  $L_n$  — длина нагнетательного трубопровода, м;  $v_{ж}$  — скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с;  $\rho$  — плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $d_{вн}$  — диаметр нагнетательного трубопровода, м.

При ламинарном режиме течения жидкости в жестких трубопроводах  $\lambda = 75/Re$ , в гибких рукавах  $\lambda = 80/Re$ , а при турбулентном течении в гладких трубах  $\lambda = 0,3164/Re$ .

Аналогично определяют путевые потери на прямолинейных участках всасывающей и сливной магистралей.

Местные гидравлические сопротивления расположены в гидросистеме на различном расстоянии одно от другого. При малых расстояниях между ними возможны влияние одного сопротивления на другое и нарушение режима течения потока в прямолинейной части трубопровода. В этом случае действительное суммарное значение коэффициента сопротивления следует проверять экспериментально, так как оно может быть как больше, так и меньше арифметической суммы коэффициентов отдельных сопротивлений. Стабилизация потока происходит при расстоянии между участками с местным сопротивлением, равном 20...50 диаметров трубопровода (не менее). В этом случае общие потери от местных сопротивлений  $\Delta p_{м.н}$ , Па, включенных после-

довательно, определяют суммированием отдельных коэффициентов местных сопротивлений. Для нагнетательного трубопровода

$$\Delta p_{м.н} = v_{ж.с}^2 \rho \sum \xi_{н} / 2, \quad (10.51)$$

где  $v_{ж.с}$  — средняя по сечению потока скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с;  $\xi_{н}$  — коэффициент местного сопротивления нагнетательной магистрали.

Значения коэффициентов местных сопротивлений, как правило, невозможно рассчитать. Их принимают по экспериментальным данным (табл. 126 и 127 приложения) и используют лишь в приближенных расчетах. Для более точных расчетов требуются дополнительные испытания (проливки) конкретных сопротивлений в реальных условиях их работы.

Местные потери во всасывающем и сливном трубопроводах рассчитываются аналогично.

Гидросистему считают спроектированной оптимально, если потери давления в ней не превышают 10 % номинального. В отдельных случаях они могут составлять 15—20 %.

Потери энергии в гидроприводе могут характеризоваться частными коэффициентами полезного действия. Так, объемный КПД  $\eta_o$  характеризует потери, связанные с внешней и внутренней утечками рабочей жидкости, что проявляется в снижении скоростных параметров гидропривода; гидравлический  $\eta_r$  — потери, обусловленные снижением напора жидкости; механический  $\eta_m$  — трение внутри гидроагрегатов. Объемный и механический КПД гидропривода равны произведениям КПД всех последовательно соединенных гидроагрегатов, в которых происходят соответственно утечки рабочей жидкости и потери энергии на трение. Значения этих КПД выбирают из технических характеристик гидроагрегатов.

Гидравлический КПД рассчитывают по суммарным потерям давления в гидросистеме:

$$\eta_r = (p_{ном} - \Delta p) / p_{ном}, \quad (10.52)$$

где  $p_{ном}$  — номинальное давление в гидросистеме, Па;  $\Delta p$  — суммарные потери давления, Па.

При работе бесштоковой полости с учетом потерь давления в напорной линии диаметр гидроцилиндра, м,

$$D = 1,13 \sqrt{F_{ш} / [z(p_{ном} - \Delta p)\eta_{ц}\eta_{п}]}, \quad (10.53)$$

где  $F_{ш}$  — усилие на штоке гидроцилиндра, Н;  $z$  — число гидроцилиндров, работающих одновременно;  $\eta_{ц} = 1$  — механический КПД гидроцилиндра;  $\eta_{п} = 0,98$  — КПД шарнирного подшипника с густой смазкой.

В случае несоответствия полученного диаметра со значением, принятым в предварительном расчете, основные параметры гидроцилиндра следует уточнить. Стенки гидроцилиндра проверяют на разрыв по формуле

$$\delta_{ц} = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma]_p + p_{max}(1-2\mu)}{[\sigma]_p - p_{max}(1+\mu)}} - 1, \quad (10.54)$$

где  $\delta_{ц}$  — толщина стенки гидроцилиндра, мм;  $D$  — внутренний диаметр цилиндра, мм;  $[\sigma]_p$  — допустимое напряжение на разрыв, МПа: для углеродистой стали 110...120, легированной 120...150;  $p_{max}$  — максимальное рабочее давление, МПа;  $\mu$  — коэффициент Пуассона (для стали  $\mu = 0,3$ ).

Толщина плоского дна цилиндра, мм,

$$\delta = 0,405 D \sqrt{p_{max} / \sigma}. \quad (10.55)$$

Напряжение в стенке цилиндра, МПа,

$$\delta = p_{max} (D_n^2 + D^2) / (D_n^2 - D^2), \quad (10.56)$$

где  $D_n$  — наружный диаметр цилиндра, м;  $D_n = D + 2\delta_{ц}$ .

Если длина цилиндра с выдвинутым штоком  $L > 10D_n$  и цилиндр подвержен продольно сжимающей нагрузке, то его шток следует рассчитывать на продольный изгиб по формуле

$$F_a = 10^6 K \pi^2 EI / L^2, \quad (10.57)$$

где  $F_a$  — наименьшая осевая сжимающая сила, Н;  $K$  — коэффициент, зависящий от способа заделки концов штока:  $K = 1$  при шарнирной заделке концов,  $K = 2$  при жестком креплении одного конца;  $E$  — модуль упругости материала, МПа (для стали  $E = 22 \cdot 10^4$  МПа);  $I$  — минимальный момент инерции поперечного сечения штока, м: для сплошного штока

$I = \pi d_{ш}^4 / 64$ , для полого  $I = \pi (d_{ш}^4 - d_{ш.в}^4) / 64$ ;  $d_{ш}$  и  $d_{ш.в}$  — наружный и внутренний диаметры штока, м.

Полученное значение сжимающей силы должно быть больше действительного усилия на штоке гидроцилиндра, т. е.  $F_a > F_{ш}$ .

С целью уточнения давления, необходимого для работы гидросистемы, определяют расчетное движущее усилие на штоке гидроцилиндра, Н,

$$F_{ш} = pA - (R_{тр} + R_{пр} + R_{ин}),$$

откуда расчетное давление, МПа,

$$p = (F_{ш} + R_{тр} + R_{пр} + R_{ин}) / (10^6 A), \quad (10.58)$$

где  $R_{тр}$  — сила трения в уплотнениях гидроцилиндра, Н;  $R_{пр}$  — сила противодействия, Н;  $R_{ин}$  — сила инерции движущихся частей в переходных режимах, Н;  $A$  — рабочая площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Формулу (10.58) со значением  $F_{ш}$ , полученным из кинестатического анализа, можно использовать для поверочного расчета рабочего движения.

Сила трения в уплотнениях гидроцилиндра, Н,

$$R_{тр} = R_{тр,ш} + R_{тр,п}, \quad (10.59)$$

где  $R_{тр,ш}$  и  $R_{тр,п}$  — силы трения в уплотнениях соответственно штока и поршня, Н.

Сила трения в манжетных уплотнениях штока, Н,

$$R_{тр,ш} = f\pi d_{ш} b p_k, \quad (10.60)$$

где  $f = 0,1 \dots 0,2$  — коэффициент трения;  $b$  — высота уплотнения по оси цилиндра, м;  $p_k$  — давление жидкости на контактируемые поверхности, Па;  $p_k = p_{ном}$ .

Сила трения в уплотнениях поршня, Н,

$$R_{тр,п} = f\pi D b p_k. \quad (10.61)$$

Сила противодействия, Н,

$$R_{пр} = p_c A_c, \quad (10.62)$$

где  $p_c = 0,8$  МПа — давление в сливной полости;  $A_c$  — площадь поршня со стороны слива, м<sup>2</sup>.

Сила инерции движущихся частей, Н, проявляемая при ускорении и замедлении хода поршня,

$$R_{ин} = m \Delta v^2 / (2s_{p(t)}), \quad (10.63)$$

где  $m = (G + V\gamma)/g$  — масса движущихся частей и рабочей жидкости, приведенная к штоку гидроцилиндра, кг;  $\Delta v_k - v_0$  — приращение скорости дви-

жения штока в период разгона или торможения, м/с;  $v_k = s / (t_{оп} - t_{p(t)})$  — скорость перемещения штока в конце переходного процесса, м/с;  $v_0 = s / t_{оп}$  — скорость перемещения штока в начале переходного процесса, м/с;  $s$  — ход поршня, м;  $t_{оп}$  — время на операцию, с (берут из технического задания);  $t_{p(t)} = 0,1 \dots 0,3$  — время разгона (торможения), с;  $s_{p(t)} = \Delta v t_{p(t)}$  — перемещение поршня за время разгона или торможения, м.

Расчетное значение давления не должно превышать номинального  $p_{ном}$ .

Общую подачу насосной станции, м<sup>3</sup>/с, с учетом некоторых допущений (рабочая жидкость несжимаемая, процессы разгона и торможения равномерные, частота вращения насоса постоянная и пр.) можно проверить по выражению

$$Q_{н.с} = Av_{ш} \eta_o, \quad (10.64)$$

где  $v_{ш}$  — скорость движения штока, м/с;  $\eta_o$  — объемный КПД гидросистемы.

Полученное значение  $Q_{н.с}$  должно быть не больше значения  $Q_c$ , принятого раньше.

Приводная мощность, или мощность, потребляемая насосной станцией, кВт,

$$P_{пр} = P_{н.с} \eta_{об.н.с}, \quad (10.65)$$

где  $\eta_{об.н.с}$  — общий КПД насосной станции;  $P_{н.с}$  — полезная мощность насосной станции, кВт.

Полезная мощность, кВт,

$$P_{н.с} = 10^3 Q_{н.с} p, \quad (10.66)$$

где  $p$  — давление, необходимое для работы гидросистемы, МПа.

Полученное значение полезной мощности должно быть не больше значения мощности гидропривода, принятого в предварительном расчете, т. е.  $P_{н.с} \leq P_{пр}$ .

Фактическая скорость перемещения штока при заданных значениях давления, диаметра цилиндра и приводной мощности насосной станции, м/с,

$$v_{ш} = Q_{н.с} \eta_{обш} / A, \quad (10.67)$$

где  $\eta_{обш}$  — общий КПД гидропривода.

Причиной нагрева гидропривода являются гидравлические, объемные и гидромеханические потери, т. е. все потери мощности в гидроприводе в конеч-

ном итоге превращаются в теплоту:

$$\Delta P = \Phi = P_{\text{пр}}(1 - \eta_{\text{общ}}), \quad (10.68)$$

где  $\Phi$  — тепловой поток (тепловая мощность), Вт;  $P_{\text{пр}}$  — приводная мощность, Вт.

Площадь поверхности теплообмена,  $\text{м}^2$ ,

$$A_T = \Phi_T K_v / (\alpha \Delta T), \quad (10.69)$$

где  $K_v = t_{\text{раб}}/t_{\text{см}}$  — коэффициент, учитывающий непрерывность работы гидропривода;  $t_{\text{раб}}$  — фактическое время работы гидропривода в смену, с;  $t_{\text{см}}$  — полное время смены, с;  $\alpha$  — коэффициент теплообмена (теплоотдачи),  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\Delta T = T - T_0$  — перепад температур рабочей жидкости  $T$  и окружающего воздуха  $T_0$  в установившемся режиме, К.

Коэффициент теплоотдачи зависит от скорости циркуляции воздуха, температуры окружающей среды, наличия пыли на поверхности теплообмена, конструкции и разводки гидросистемы, материала узлов и деталей и др. Для практических расчетов принимают:  $\alpha = 15,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  при свободной обтекаемой поверхности;  $\alpha = 23,3$  при обдуве поверхности вентилятором;  $\alpha = 110 \dots 175 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  при охлаждении поверхности водой.

Время достижения температуры, близкой к установившейся, с,

$$t_{\text{ус}} = 3mC/(\alpha A_T), \quad (10.70)$$

где  $m = m_{\text{ж}} + m_{\text{г}}$  — масса рабочей жидкости ( $m_{\text{ж}}$ ) и гидропривода ( $m_{\text{г}}$ ), кг.

Средняя удельная теплоемкость гидропривода,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ,

$$C = (C_1 m_{\text{ж}} + C_2 m_{\text{г}})/m, \quad (10.71)$$

где  $C_1 = 1,68 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  — удельная теплоемкость рабочей жидкости;  $C_2 = 0,482 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  — удельная теплоемкость стали.

Температура рабочей жидкости  $K$  при установившемся режиме работы

$$T = T_0 + \Phi/(\alpha A_T), \quad (10.72)$$

при неустановившемся режиме, т. е. когда значение установившейся темпе-

ратуры не достигается,

$$T = [\Phi / (\alpha A_T)] \left[ 1 - \exp\left(-t \frac{\alpha A_T}{mC}\right) \right] + T_0, \quad (10.73)$$

где  $t$  — время, за которое выделяется тепло, с.

Тепловой режим считают приемлемым, если при работе гидропривода в установившемся режиме температура рабочей жидкости не превышает температуры, допустимой для данного сорта масла, т. е.  $T \leq T_{\text{доп}}$ . В противном случае увеличивают поверхность теплообмена [за счет оребрения бака и установки теплообменника (табл. 128 приложения)] или коэффициент теплопередачи (применяя принудительный обдув).

Наиболее тяжелым с точки зрения перегрева гидропривода считают режим работы насоса при недостатке рабочей жидкости. В связи с этим при проектировании необходимо проверить достаточность напора на входе насоса для обеспечения нормального всасывания, т. е. должно выполняться условие

$$p_v + \Delta p_{\text{м.в}} < p_0 + \gamma h, \quad (10.74)$$

где  $p_v$  — минимальное допустимое давление на входе насоса при расчетной максимальной подаче, МПа;  $\Delta p_{\text{м.в}}$  — местные потери давления во всасывающей магистрали, МПа;  $p_0$  — давление на свободной поверхности жидкости, МПа;  $\gamma$  — удельный вес рабочей жидкости,  $\text{Н}/\text{м}^3$ ;  $h$  — минимальное превышение верхнего уровня жидкости над входным патрубком, м.

Для серийно выпускаемых насосов  $p_v \approx 0,07 p_{\text{абс}}$ . Абсолютное давление, МПа,

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \gamma h. \quad (10.75)$$

Для гидросистем открытого типа  $p_0$  является атмосферным давлением, а  $\gamma h$  показывает превышение полного давления (абсолютного) над атмосферным и называется избыточным или манометрическим. Чтобы обеспечить наилучшие условия всасывания, эквивалентную длину входного патрубка следует делать минимальной, применять наддув бака или насос подкачки с малым входным сопротивлением.

## 10.5. ТИПОВОЙ РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ ПОГРУЗЧИКА

Исходные данные для расчета: усилие на штоке гидроцилиндра  $F_{ш} = 110$  кН; ход поршня  $l = 0,8$  м; время операции  $t_{оп} = 4$  с.

Первоначально по формуле (10.32) определяем скорость перемещения штока поршня

$$v_{ш} = l/t = 0,8/4 = 0,2 \text{ м/с.}$$

Выходная мощность гидропривода погрузчика [см. формулу (10.33)]

$$P_r = F_{ш} v_{ш} = 110 \cdot 0,2 = 22 \text{ кВт.}$$

Расчетную мощность [см. выражение (10.35)]

$$P_{гр} = K_{3,y} K_{3,c} P_r = 1,2 \cdot 1,3 \cdot 22 = 34,32 \text{ кВт.}$$

Коэффициенты принимаем из диапазона соответственно  $K_{3,y} = 1,15 \dots 1,25$  и  $K_{3,c} = 1,2 \dots 1,4$  (см. с. 184). В зависимости от полученного значения  $P_{гр}$  ориентировочно выбираем номинальное давление в гидросистеме (см. с. 184) и, согласуя его с рядом номинальных давлений, принимаем  $p_{ном} = 16$  МПа.

Полезная площадь гидроцилиндра [см. выражение (10.37)]

$$A_{ц} = K_{3,y} F_{ш} / p_{ном} = 1,2 \cdot 110 / 16 = 0,008 \text{ м}^2.$$

Диаметр поршня гидроцилиндра [см. формулу (10.38)]

$$D = 1,13 \sqrt{A_{ц}} = 1,13 \sqrt{0,008} = 0,1 \text{ м.}$$

С учетом рекомендаций на с. 185 предварительно принимаем диаметр штока  $d_{ш} = 0,07$  м. Приводим значения диаметров поршня и штока в соответствие с рядом геометрических размеров силовых гидроцилиндров. Окончательно принимаем  $D = 0,1$  м и  $d_{ш} = 0,07$  м.

Расход рабочей жидкости, потребляемой гидродвигателем, определяем по выражению (10.39)

$$Q_c = K_{3,c} A_{ц} v_{ш} = 1,2 \cdot 0,008 \cdot 0,2 = 1,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Примем насосную станцию с двумя насосами. Тогда производительность

одного насоса [см. формулу (10.40)]

$$Q = Q_c / z = 1,92 \cdot 10^{-3} / 2 = 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

По таблице 119 приложения выбираем насос НШ-32-3 с параметрами: рабочий объем  $q_n = 0,0315 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ; номинальная подача  $Q_{ном} = 0,93 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ; номинальное давление нагнетания  $p_{ном} = 16$  МПа; номинальная частота вращения  $n_{ном} = 1920 \text{ мин}^{-1}$ ; максимальная частота вращения  $n_{max} = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ; объемный КПД  $\eta_{o,n} = 0,92$ .

Мощность, необходимая для привода насосной станции,

$$P_{nc} = Q_c p_{ном} = 1,92 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^6 = 30\,720 \text{ Вт.}$$

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода [см. формулу (10.42)]

$$d_{вн} = 1,13 \sqrt{Q_{ном} / v_{ж}} = 1,13 \sqrt{1,86 \cdot 10^{-3} / 8} = 0,017 \text{ м,}$$

где  $v_{ж} = 8$  м/с (см. табл. 10.2).

Округляем диаметр до ближайшего значения из ряда условных проходов  $d_{вн} = 0,02$  (см. с. 185).

Для нагнетательного трубопровода выбираем стальную бесшовную холоднодеформированную трубу из стали 20. По выражению (10.36) определяем максимальное рабочее давление

$$p_{max} = (1,1 \dots 1,5) p_{ном} = (1,1 \dots 1,5) \cdot 16 = 17,6 \dots 18,4 \text{ МПа.}$$

Принимаем  $p_{max} = 18$  МПа, а допустимое напряжение на разрыв  $[\sigma]_p = 80$  МПа.

Толщина стенки трубы [см. формулу (10.43)]

$$\delta_r = p_{max} d_{вн} / (2[\sigma]_p) = 18 \cdot 10^6 \cdot 0,02 / (2 \cdot 80 \cdot 10^6) = 0,00225 \text{ м} \approx 2,3 \text{ мм.}$$

Округляем полученное значение до ближайшего большего из ряда размеров для стенок труб  $\delta_r = 2,5 \text{ мм} = 0,0025 \text{ м}$  (см. с. 186).

Наружный диаметр нагнетательного

трубопровода

$$d_n = d_{вн} + 2\delta_r = 0,02 + 2 \cdot 0,0025 = 0,025 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр сливного трубопровода

$$d_{вн} = 1,13 \sqrt{Q_{ном} / v_ж} = 1,13 \sqrt{1,86 \cdot 10^{-3} / 2} = 0,034 \text{ м,}$$

где  $v_ж = 2 \text{ м/с}$  (см. табл. 10.2).

Принимаем  $d_{вн} = 0,032 \text{ м}$  (см. с. 185).

Для сливного трубопровода выбираем стальную бесшовную холоднодеформируемую трубу из стали 20. Толщина стенки трубы

$$\delta_r = p_c d_{вн} / (2[\delta]_p) = 0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,032 / (2 \cdot 80 \cdot 10^6) = 0,00016 \text{ м,}$$

где  $p_c = 0,8 \text{ МПа}$ .

Учитывая внешние нагрузки на трубопровод, принимаем  $\delta_r = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$  (см. с. 186).

Наружный диаметр сливного трубопровода

$$d_n = d_{вн} + 2\delta_r = 0,032 + 2 \cdot 0,002 = 0,036 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр всасывающего трубопровода

$$d_{вн} = 1,13 \sqrt{Q_{ном} / v_ж} = 1,13 \sqrt{0,93 \cdot 10^{-3} / 1,2} = 0,032 \text{ м,}$$

где  $v_ж = 1,2 \text{ м/с}$  (см. табл. 10.2).

Выбираем резиновый рукав с  $d_{вн} = 32 \text{ мм} = 0,032 \text{ м}$  (см. с. 185).

По номинальному давлению и расходу принимаем трехзолотниковый, трехпозиционный моноблочный распределитель типа ГР с параметрами:  $p_{ном} = 16 \text{ МПа}$ ;  $Q_{ном} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $Q_{max} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $D_y = 0,02 \text{ м}$ .

Для фильтра выбираем металличе-

скую сетку № 0045, у которой  $k = 2,27 \text{ дм}^3/\text{см}^2$  (см. табл. 10.3). Принимаем перепад давлений на фильтре  $\Delta p_\phi = 0,1 \text{ МПа}$ .

Динамическая вязкость [см. формулу (10.45)]

$$\mu = \nu \rho = 82 \cdot 10^{-6} \cdot 890 = 0,073 \text{ ПА} \cdot \text{с,}$$

где  $\nu_{M-10B_2} = 82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $\rho_{M-10B_2} = 890 \text{ кг/м}^3$  (см. табл. 126 приложения).

Площадь фильтрующей сетки при вязкости масла, соответствующей средней температуре окружающей среды  $20^\circ\text{C}$ , рассчитываем по формуле (10.44):

$$S_\phi = 60 Q_{ном} \mu / (k \Delta p_\phi) = 60 \cdot 1,86 \cdot 0,073 / (2,27 \cdot 0,1) = 35,9 \text{ см}^2.$$

Принимаем  $S_\phi = 36 \text{ см}^2$ .

Вместимость масляного бака определяем по выражению (10.46):

$$V = 120 z Q_{ном} = 120 \cdot 2 \cdot 0,93 \cdot 10^{-3} = 0,223 \text{ м}^3.$$

После согласования полученного значения с рядом номинальных вместимостей принимаем  $V = 200 \text{ дм}^3 = 0,2 \text{ м}^3$ .

Путевые потери давления на прямолинейных участках нагнетательного трубопровода 2.1...2.7 (рис. 10.26) вычисляем при оптимальной температуре гидросистемы  $50^\circ\text{C}$ .

Число Рейнольдса [см. формулу (10.48)]

$$Re = v_ж d_{вн} \nu = 6 \cdot 0,02 / (82 \cdot 10^{-6}) = 1463,4,$$

$$\text{где } v_ж = 4 Q_{ном} / (\pi d_{вн}^2) = 4 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} / (3,14 \cdot 0,02^2) = 6 \text{ м/с};$$

$\nu_{M-10B_2} = 82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  (см. табл. 125 приложения).

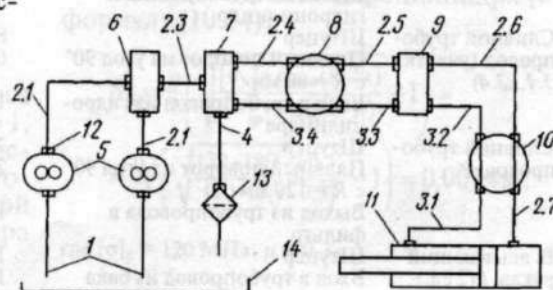


Рис. 10.26. Гидравлическая схема механизма подъема стрелы

Полученное значение  $Re$  меньше критического, следовательно, режим ламинарный и коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda = 75/Re = 75/1463,4 = 0,05$ .

Длину нагнетательного трубопровода принимаем в соответствии с конструкцией машины:

$$L_{\text{н}} = L_{2,1} + L_{2,2} + L_{2,3} + L_{2,4} + L_{2,5} + L_{2,6} + L_{2,7} = 0,6 + 0,6 + 0,2 + 0,5 + 0,3 + 0,3 + 0,2 = 2,7 \text{ м.}$$

Тогда потери давления [см. формулу (10.50)]

$$\Delta p_{\text{п.н}} = \lambda L_{\text{н}} v_{\text{ж}} \rho / (2d_{\text{вн}}) = 0,05 \cdot 2,7 \cdot 6^2 \cdot 890 / (2 \cdot 0,02) = 0,108 \text{ МПа,}$$

где  $v_{\text{ж}} = 6 \text{ м/с}$ ;  $d_{\text{вн}} = 0,02 \text{ м}$ ;  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ .

Местные потери давления в нагнетательном трубопроводе на участках 2.1...2.7 [см. выражение (10.51)]

$$\Delta p_{\text{м.н}} = v_{\text{ж}}^2 \rho \sum \xi_{\text{н}} / 2 = 6 \cdot 890 \cdot 5,56 / 2 = 0,089 \text{ МПа.}$$

Суммарное значение коэффициента местных сопротивлений определяем с учетом данных таблицы 126 приложения, исходя из конструкции и размеров машины: для штуцера (14 ед.)  $\xi = 0,1$ ; плавного изгиба трубопровода с углом поворота  $\alpha = 90^\circ$  и радиусом  $R = 80 \text{ мм}$

(8 ед.)  $\xi = 0,23$ ; плавного изгиба трубопровода в гидроцилиндр (1 ед.)  $\xi = 2$ . Тогда  $\sum \xi = (0,1 + 0,23 + 0,1) \cdot 2 + 0,1 + 0,32 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,23 + 0,1 + 2 = 5,56$ .

По таблице 133 приложения принимаем: для регулятора потока  $\xi_{\text{р.п}} = 5$ ; золотникового распределителя  $\xi_{\text{з.р}} = 4$ ; распределительной муфты  $\xi_{\text{р.м}} = 4$ ; регулятора скорости  $\xi_{\text{р.с}} = 5$ ; соединительной муфты  $\xi_{\text{с.м}} = 2,5$ . Тогда потери давления в гидроагрегатах нагнетательного трубопровода на участках 2.1...2.7

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta p_{\text{га}} &= \\ &= v_{\text{ж}}^2 \rho (\xi_{\text{р.п}} + \xi_{\text{з.р}} + \xi_{\text{р.м}} + \xi_{\text{р.с}} + \xi_{\text{с.м}}) / 2 = \\ &= 6 \cdot 890 \cdot (5 + 4 + 4 + 5 + 2,5) / 2 = \\ &= 0,328 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Аналогично находим потери давления на остальных участках гидропривода. Результаты расчетов приведены в таблицах 10.4...10.6.

Суммарные потери давления в гидросистеме

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{\text{п}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Sigma \Delta p_{\text{га}} = 0,198 + 0,14 + 0,583 = 0,921 \text{ МПа,}$$

что составляет 5,8 % и находится в допустимых пределах.

Поскольку объемный КПД насоса  $\eta_{\text{о.н}} = 0,94$ , регулятора потока  $\eta_{\text{о.р.п}} = 1$ ,

10.4. Расчетные значения потерь давления в местных сопротивлениях (см. рис. 10.26)

Наименование гидролинии	Наименование местного сопротивления	Количество	$\xi$	$Q_{\text{ном}}, 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	$v_{\text{ж}}, \text{ м/с}$	$d_{\text{вн}}, \text{ м}$	$\Delta p_{\text{м}}, \text{ МПа}$
Нагнетательный трубопровод (участки 2.1...2.7)	Штуцер	14	0,1	1,86	6	0,02	0,089
	Плавный поворот на угол $90^\circ$ с $R = 80 \text{ мм}$	8	0,23				
	Плавный поворот на угол $180^\circ$ с $R = 80 \text{ мм}$	1	0,32				
	Выход из трубопровода в гидроцилиндр	1	2				
Сливной трубопровод (участки 3.1...3.4)	Штуцер	8	0,1	1,86	6	0,02	0,044
	Плавный поворот на угол $90^\circ$ с $R = 80 \text{ мм}$	6	0,23				
	Вход в трубопровод из гидроцилиндра	1	0,54				
Сливной трубопровод 4	Штуцер	2	0,1	1,86	2,3	0,032	0,006
	Плавный поворот на угол $90^\circ$ с $R = 120 \text{ мм}$	2	0,23				
	Выход из трубопровода в фильтр	1	2				
	Штуцер	1	0,1				
Всасывающий рукав 1 (2 ед.)	Вход в трубопровод из бака	1	0,6	0,93	1,2	0,032	0,0005 · 2

### 10.5. Расчетные значения потерь давления по длине гидрوليнии (см. рис. 10.26)

Наименование гидрوليнии	$d_{\text{ш}}, \text{м}$	$L, \text{м}$	$v_x, \text{м/с}$	$Q_{\text{ном}} \cdot 10^3, \text{м}^3/\text{с}$	$Re$	Формула для расчета $\lambda$	$\lambda$	$\Delta p_n, \text{МПа}$
Нагнетательный трубопровод (участки 2.1...2.7)	0,02	2,7	6	1,86	1463,4	$75/Re$	0,05	0,108
Сливной трубопровод (участки 3.1...3.4)	0,02	2,1	6	1,86	1463,4	$75/Re$	0,05	0,084
Сливной трубопровод 4	0,032	0,5	2,3	1,86	897,5	$75/Re$	0,08	0,003
Всасывающий рукав 1 (2 ед.)	0,032	0,5	1,2	0,93	468,2	$80/Re$	0,17	0,0012 · 2

Примечание. На всех участках гидрوليнии ламинарный режим движения жидкости.

### 10.6. Расчетные значения потерь давления в гидроагрегатах (см. рис. 10.26)

Наименование гидрوليнии	Наименование местного сопротивления	$\xi$	$Q_{\text{ном}} \cdot 10^3, \text{м}^3/\text{с}$	$v_x, \text{м/с}$	$\Delta p_n, \text{МПа}$
Нагнетательный трубопровод 2.1...2.7	Регулятор потока	5	1,86	6	0,328
	Распределитель золотниковый	4			
	Муфта распределительная	4			
	Регулятор скорости	5			
Сливной трубопровод (участки 3.1...3.4)	Муфта соединительная	2,5	1,86	6	0,248
	Муфта соединительная	2,5			
	Регулятор скорости	5			
	Муфта распределительная	4			
Сливной трубопровод 4	Распределитель золотниковый	3	1,86	2,2	0,007
	Фильтр	3			

Примечание. Во всех трубопроводах установлено по одному местному сопротивлению.

распределителя  $\eta_{0.з.р} = 0,98$ , распределительной муфты  $\eta_{0.р.м} = 0,96$ , регулятора скорости  $\eta_{0.р.с} = 1$ , соединительной муфты  $\eta_{0.с.м} = 0,98$ , гидроцилиндра  $\eta_{0.гц} = 0,99$ , то объемный КПД гидропривода

$$\eta_0 = \eta_{0.н}^2 \eta_{0.р.п} \eta_{0.з.р} \eta_{0.р.м} \eta_{0.р.с} \eta_{0.с.м} \eta_{0.гц} = 0,94^2 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,81.$$

Гидравлический КПД рассчитываем по формуле (10.52):

$$\eta_{г} = \frac{(p_{\text{ном}} - \Delta p)}{p_{\text{ном}}} = \frac{(16 - 0,921)}{16} = 0,94.$$

Механический КПД

$$\eta_{м} = \eta_{м.н}^2 \eta_{м.р.п} \eta_{м.з.р} \eta_{м.р.м} \eta_{м.р.с} \eta_{м.с.м} \eta_{м.гц} = 0,94^2 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot 1 = 0,77,$$

(так как механический КПД насоса  $\eta_{м.н} = 0,94$ , регулятора потока  $\eta_{м.р.п} = 1$ , распределителя  $\eta_{м.з.р} = 0,96$ , распределительной муфты  $\eta_{м.р.м} = 0,95$ , регулятора скорости  $\eta_{м.р.с} = 1$ , соединительной муфты  $\eta_{м.с.м} = 0,96$ , гидроцилиндра  $\eta_{м.гц} = 1$ ).

Общий КПД гидропривода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_0 \eta_{г} \eta_{м} = 0,81 \cdot 0,94 \cdot 0,77 = 0,59.$$

Диаметр гидроцилиндра (внутренний) с учетом потерь давления в напорной линии уточняем по выражению (10.53):

$$D = 1,13 \sqrt{F_{\text{ш}} / [z(p_{\text{ном}} - \Delta p) \eta_{ц} \eta_{п}^2]} = 1,13 \sqrt{110\,000 / [1(16 - 0,525)10 \cdot 1 \cdot 0,98^2]} = 0,097 \approx 0,1,$$

что соответствует значению, полученному ранее. Здесь  $\Delta p = 0,525$  МПа — потери давления на участке 2.1...2.7.

Толщина стенок гидроцилиндра [см. формулу (10.54)]

$$\delta_{ц} = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma_p] + p_{\text{max}}(1-2\mu)}{[\sigma_p] - p_{\text{max}}(1+\mu)}} - 1 \right) = \frac{0,1}{2} \left( \sqrt{\frac{120+18(1-2\cdot0,3)}{120-18(1+0,3)}} - 1 \right) = 0,0074 \text{ м},$$

где  $[\sigma]_p = 120$  МПа;  $\mu = 0,3$ .

Принимаем  $\delta_{ц} = 0,008$  м.

Напряжение в стенке цилиндра [см. формулу (10.56)] при  $D_{н} = D + 2\delta_{ц} = 0,1 + 2 \cdot 0,008 = 0,116$  м

$$\sigma = p_{\max} (D_{н}^2 + D^2) / (D_{н}^2 - D^2) = 18(0,116^2 + 0,1^2) / (0,116^2 - 0,1^2) = 122,2 \text{ МПа.}$$

Толщина плоского дна цилиндра [см. формулу (10.55)]

$$\delta = 0,405 D \sqrt{p_{\max} / \sigma} = 0,405 \cdot 0,1 \sqrt{18 / 122,2} = 0,0155 \text{ м.}$$

Принимаем  $\delta = 0,016$  м.

Так как длина цилиндра с выдвинутым штоком  $L > 10D$ , рассчитываем шток на продольный изгиб. Наименьшая осевая сжимающая сила [см. формулу (10.57)]

$$F_a = 10^6 K \pi^2 EI / L^2 = 10^6 \cdot 1 \cdot 3,14^2 \cdot 22 \cdot 10^4 \cdot 1,18 \cdot 10^{-6} / 1,65 = 941101 \text{ Н,}$$

где  $K = 1$ ;  $E = 22 \cdot 10^4$  МПа;

$$I = \pi d_{ш}^4 / 64 = 3,14 \cdot 0,07^4 / 64 = 1,18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 \text{ (см. с. 189).}$$

Значение силы  $F_a$  в несколько раз превышает значение усилия на штоке  $F_{ш}$ , следовательно, при работе погрузчика продольного изгиба штока не будет.

Чтобы уточнить рабочее давление в гидросистеме, определяем следующие величины.

Сила трения в уплотнениях штока [см. формулу (10.60)]

$$R_{тр,ш} = f \pi d_{ш} b p_{к} = 0,13 \cdot 3,14 \cdot 0,07 \cdot 0,01 \cdot 16 \cdot 10^6 = 4572,8 \text{ Н,}$$

где  $b = 0,01$  м;  $f = 0,13$ .

Сила трения в уплотнениях поршня [см. формулу (10.61)]

$$R_{тр,п} = f \pi D b p_{к} = 0,13 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,01 \cdot 16 \cdot 10^6 = 6531,2 \text{ Н.}$$

Сила трения в уплотнениях гидроцилиндра [см. формулу (10.59)]

$$R_{тр} = R_{тр,ш} + R_{тр,п} = 4572,8 + 6531,2 = 11104 \text{ Н.}$$

Сила противодействия [см. формулу (10.62)]

$$R_{пр} = p_c A_c = 0,8 \cdot 10^6 \cdot 0,004 = 3200 \text{ Н,}$$

$$\text{где } p_s = 0,8 \text{ МПа; } A_c = \pi (D^2 - d_{ш}^2) / 4 = 3,14 (0,1^2 - 0,07^2) / 4 = 0,004 \text{ м}^2.$$

Сила инерции движущихся частей [см. формулу (10.63)]

$$R_{ин} = m \Delta v^2 / (2 s_{p(r)}) = 50000 \cdot 0,01^2 / (2 \cdot 0,002) = 125 \text{ Н,}$$

где  $m = 5000$  кг;  $\Delta v = v_k - v_0 = 0,21 - 0,2 = 0,01$  м/с;  $v_k = s_{p(r)} / t_{оп} - t_{p(r)} = 0,8 / (4 - 0,2) = 0,21$  м/с;  $s = 0,8$  м;  $t_{оп} = 4$  с — из условий на проектирование;  $t_{p(r)} = 0,2$  с;  $v_0 = s / t_{оп} = 0,8 / 4 = 0,2$  м/с — скорость перемещения штока в период установившегося движения;  $s_{p(r)} = \Delta v t_{p(r)} = 0,01 \cdot 0,2 = 0,002$  м — перемещение поршня за время разгона или торможения.

Тогда расчетное рабочее давление [см. формулу (10.58)]

$$p = (F_{ш} + R_{тр} + R_{пр} + R_{ин}) / (10^6 A) = (110000 + 11104 + 3200 + 125) / (0,0079 \cdot 10^6) = 15,75 \text{ МПа,}$$

что не превышает давления, принятого за номинальное.

Подача насосной станции [см. формулу (10.64)]

$$Q_{н.с} = A v_{ш} \eta_o = 0,0079 \cdot 0,2 / 0,81 = 0,0019 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Полученное значение  $Q_c$  удовлетворяет условию.

Полезная мощность насосной станции [см. формулу (10.66)]

$$P_{н.с} = 10^3 Q_{н.с} p = 10^3 \cdot 0,0019 \cdot 15,75 = 29,9 \text{ кВт.}$$

Приводная мощность [см. формулу (10.65)]

$$P_{пр} = P_{н.с} / \eta_{обш,н.с}^2 = 29,9 / 0,84^2 = 42,4 \text{ кВт,}$$

где  $\eta_{обш,н.с} = 0,84$ .

Скорость перемещения штока [см. формулу (10.67)]

$$v_{ш} = P_{пр} \eta_{обш} / (10^3 p A) = 42,4 \cdot 0,59 / (10^3 \cdot 15,75 \cdot 0,0079) = 0,2 \text{ м/с.}$$

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в теплоту [см. формулу (10.68)],

$$\Delta P = \Phi = P_{\text{пр}}(1 - \eta_{\text{общ}}) = 42\,400(1 - 0,59) = 17\,384 \text{ Вт.}$$

Коэффициент, учитывающий непрерывность работы гидропривода,  $K_b = t_{\text{раб}}/t_{\text{см}} = 5,8/8,2 = 0,71$ .

Температурный перепад в установившемся режиме подсчитываем, исходя из максимально допустимой температуры для данной рабочей жидкости  $T_{\text{max}}$  и максимальной температуры окружающей среды:

$$\Delta T = T_{\text{max}} - T_{\text{о max}} = 343 - 313 = 30 \text{ К.}$$

Необходимая площадь поверхности теплообмена [см. формулу (10.69)]

$$A_T = \Phi K_b / (\alpha \Delta T) = 17348 \cdot 0,71 / (15,1 \cdot 30) = 27,25 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообменника с учетом данных таблицы 10.7

$$A_{\text{тепл}} = A_T - A_{\text{факт}} = 27,25 - 3,277 = 23,97 \text{ м}^2.$$

По таблице 128 приложения выбираем теплообменник КМ6-СК-1 с площадью теплоотдающей поверхности 23,7 м. Определяем время, за которое в гидроприводе достигается установившийся тепловой режим, и массу рабочей жид-

#### 10.7. Фактическая теплоотдающая поверхность гидрооборудования

Наименование гидрооборудования	Количество	Суммарная площадь теплоотдающей поверхности, м <sup>2</sup>	Масса, кг
Насос шестеренный НШ-32-3	2	0,142	13,74
Регулятор потока	1	0,050	5,36
Распределитель золотниковый	1	0,240	35,2
Муфта распределительная	1	0,086	22,1
Регулятор скорости	1	0,036	3,5
Муфта соединительная	1	0,028	3,3
Гидроцилиндр	1	0,360	42,1
Гидробак	1	1,900	40,2
Трубопровод $d_H = 0,25 \text{ м}$	4,8 м	0,378	6,66
Трубопровод $d_H = 0,036 \text{ м}$	0,5 м	0,057	0,84
Итого		3,277	173

кости в гидросистеме  $m_{\text{ж}} = \rho V = 830 \cdot 0,21 = 186,9 \text{ кг}$ .

Массу гидропривода  $m_r = 173 \text{ кг}$  принимаем по таблице 10.7.

Суммарная масса рабочей жидкости и гидропривода

$$m = m_{\text{ж}} + m_r = 186,9 + 173 = 359,9 \text{ кг.}$$

Средняя удельная теплоемкость гидропривода [см. формулу (10.71)]

$$C = (C_1 m_{\text{ж}} + C_2 m_r) / m = (1,68 \cdot 10^3 \cdot 186,9 + 0,482 \cdot 10^3 \cdot 173) / 359,9 = 1104 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Время достижения температуры, близкой к установившейся [см. формулу (10.70)],

$$t_{\text{уст}} = 3mC / (\alpha A_T) = 3 \cdot 359,9 \cdot 1104 / (15,1 \cdot 27,25) = 2897 \text{ с.}$$

Максимальная температура рабочей жидкости при установившемся тепловом режиме [см. формулу (10.72)]

$$T = T_o + \Phi / (\alpha A_T) = 313 + 17\,384 / (15,1 \cdot 27,25) = 355 \text{ К.}$$

Полученное значение температуры превышает наибольшее допустимое. Следовательно, для нормальной работы гидросистемы необходим принудительный обдув теплообменника вентилятором. Тогда суммарная масса элементов гидросистемы

$$m = m_{\text{ж}} + (m_r + m_{\text{тепл}}) = 186,9 + (173 + 77,3) = 437,2 \text{ кг,}$$

где  $m_{\text{тепл}} = 77,3 \text{ кг}$  — масса теплообменника (табл. 128 приложения).

Уточняем среднюю удельную теплоемкость

$$C = [C_1 m_{\text{ж}} + C_2 (m_r + m_{\text{тепл}})] / m = [1,68 \cdot 10^3 \cdot 186,9 + 0,482 \cdot 10^3 (173 + 77,3)] / 437,2 = 994,14 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Время достижения температуры, близкой к установившейся,

$$t_{\text{уст}} = 3mC / (\alpha_1 A_{\text{факт}} + \alpha_2 A_{\text{тепл}}) = 3 \cdot 437,2 \cdot 994,14 / (15,1 \cdot 3,277 + 23,3 \cdot 23,7) = 2167 \text{ с.}$$

Максимальная температура рабочей

жидкости при установившемся тепловом режиме

$$T = T_0 + \Phi / (\alpha_1 A_{\text{факт}} + \alpha_2 A_{\text{тепл}}) = 313 + 17384 / (15,1 \cdot 3,277) + 23,3 \cdot 23,7 = 341,9 \text{ К,}$$

что не превышает допустимого значения  $T_{\text{max}} = 343 \text{ К}$ .

Проверяем выполнение условия (10.74)

$$p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{м.в}} < p_0 + \gamma h,$$

при котором обеспечивается неразрывность потока всасываемой жидкости.

Чтобы определить минимально допу-

стимое давление на входе в насос  $p_{\text{в}}$ , считаем абсолютное давление по формуле (10.75)

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \gamma h = 98100 + 8730,9 \cdot 0,15 = 99409,6 \text{ Па,}$$

где  $p_0 = p_{\text{ат}} = 98100 \text{ Па}$ ;  $\gamma = \rho g = 890 \cdot 9,81 = 8730,9 \text{ Н/м}^3$ ;  $h = 0,15 \text{ м}$ .

Тогда

$$p_{\text{в}} = 0,07 p_{\text{абс}} = 0,07 \cdot 99409,6 = 6958,4 \text{ Па};$$

$$p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{м.в}} = 6958,4 + 4000 = 10958,4;$$

$$p_0 + \gamma h = 98100 + 8730,9 \cdot 0,15 = 99409,5.$$

Поскольку  $10958,4 < 99409,5$ , то неразрывность потока обеспечивается.

## 10.6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОГРУЗЧИКОВ

**Пример 1.** Определить эксплуатационную производительность погрузчика ПЭ-Ф-1,0А при погрузке рулонов грубых кормов из штабеля в транспортное средство. Масса рулона  $m_{\text{р}} = 500 \text{ кг}$ .

Техническая производительность погрузчика при работе со штучными грузами [см. формулу (10.1)]

$$Q = m_{\text{р}} / t_{\text{ц}} = 500 / 22 = 22,7 \text{ кг/с} = 81,7 \text{ т/ч.}$$

Время цикла

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 = 4 + 2 + 4 + 3 + 7 + 2 = 22 \text{ с.}$$

Время операций принимаем по таблице 10.1:  $t_1 = 4 \text{ с}$  — холостой перенос стрелы с рабочим органом к рулону;  $t_2 = 2 \text{ с}$  — опускание рабочего органа;  $t_3 = 4 \text{ с}$  — захват рулона;  $t_4 = 3 \text{ с}$  — подъем груза;  $t_5 = 7 \text{ с}$  — перенос рулона к месту разгрузки;  $t_6 = 2 \text{ с}$  — разгрузка.

Эксплуатационная производительность погрузчика [см. формулу (10.2)]

$$Q_3 = K_t Q = 0,49 \cdot 81,7 = 40 \text{ т/ч.}$$

При определении коэффициента  $K_t$  необходимо учитывать, что погрузчик ПЭ-Ф-1,0А работает на каждой позиции стационарно. С одной позиции погрузчик может перегружать ограниченное число рулонов, определяемое технологическим объемом выработки, поэтому в процессе работы несколько раз происходит смена позиций погрузчика.

Коэффициент использования рабочего времени рассчитываем по формуле

$$K_t = \frac{z t_{\text{ц}}}{z t_{\text{ц}} + t_c} = \frac{4 \cdot 22}{4 \cdot 22 + 90} = 0,49,$$

где  $z = 4$  — число рулонов, погружаемых с одной позиции (определяем по кинематической схеме работы погрузчика);  $t_c = 90 \text{ с}$  — время смены позиции погрузчиком.

**Пример 2.** Определить эксплуатационную производительность электропозрузчика ЭП-103К при загрузке автомобилей контейнерами на ремонтном предприятии. Масса одного контейнера  $m_{\text{к}} = 1000 \text{ кг}$ , средняя дальность передвижения  $L_{\text{п}} = 20 \text{ м}$ , средняя высота подъема  $H_{\text{п}} = 1,6 \text{ м}$ .

Техническая производительность электропозрузчика [см. формулу (10.1)]

$$Q = m_{\text{к}} / t_{\text{ц}} = 1000 / 49,7 = 20,12 \text{ кг/с} = 72,4 \text{ т/ч.}$$

Время цикла работы электропозрузчика

$$t_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 15 + 14,7 + 16 + 4 = 49,7 \text{ с.}$$

Время отдельных операций: 1) время захвата груза с учетом подъема на высоту  $200 \text{ мм}$  и отклонения рамы погрузчика назад  $t_1 = 15 \text{ с}$  (принимаем по табл. 10.1); 2) время передвижения погрузчика с грузом и без него  $t_2 = L_{\text{п}} / v_{\text{гр}} + L_{\text{п}} / v_{\text{п}} = 20 / 2,5 + 20 / 3 = 14,7 \text{ с}$  (здесь  $v_{\text{гр}}$

$= 2,5$  м/с — скорость передвижения электропогрузчика с грузом, принимаемое по таблице 10.6;  $v_n = 3$  м/с — скорость передвижения электропогрузчика без груза, принимаемое по таблице 116 приложения); 3) время подъема груза и опускания каретки  $t_3 = 2H_n/v = 2 \cdot 1,6/0,2 = 16$  с (здесь  $v = 0,2$  м/с — скорость подъема груза, принимаемое по таблице 10.2); 4) время укладки груза (в соответствии с данными табл. 10.1)  $t_4 = 4$  с.

Эксплуатационная производительность при  $K_f = 0,7$  [см. формулу (10.2)]

$$Q_s = K_f Q = 0,7 \cdot 72,4 = 50,4 \text{ т/ч.}$$

**Пример 3.** Определить отрывное усилие и объем грейфера для погрузчика грузоподъемностью  $m = 500$  кг при погрузке навоза плотностью  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

Расчетное отрывное усилие [см. формулу (10.3)]

$$F_o = (1 + k_c k_r + a/g) mg = \\ = (1 + 0,9 \cdot 4,59 + 0,2/9,81) \cdot 9,81 \cdot 500 = \\ = 25\,271 \text{ Н,}$$

где  $k_c = \frac{\sigma}{\rho g} k_A = \frac{6000}{800 \cdot 9,81} = 4,59$  — коэффициент сопротивления отрыву (см. с. 169);  $\sigma = 6$  кПа — удельное сопротивление отрыву для навоза;  $k_A = 6 \text{ м}^{-1}$  — коэффициент отношения площади поверхности отрыва к объему порции груза (см. рис. 10.13);  $k_r = 0,9$  — коэффициент использования грузоподъемности;  $a/g = 0,2$  — отношение ускорения при подъеме груза к ускорению свободного падения связанных грузов.

Объем грейфера [см. формулу (10.25)]

$$V = \frac{m(k_r - k_1)}{\rho k_2} = \frac{500(0,9 - 0,4)}{800 \cdot 0,95} = 0,33 \text{ м}^3,$$

где  $k_1 = 0,4$ ;  $k_2 = 0,95$ .

**Пример 4.** Определить усилие на штоке гидроцилиндра  $F_{ш}$  (см. рис. 10.18) для замыкания челюсти грейфера при захвате груза. Исходные данные: удельное сопротивление внедрению  $[\tau] = 4$  МПа; площадь поперечного сечения режущей кромки челюсти  $A = 3500$  мм<sup>2</sup>; радиус кривизны челюсти  $R = 600$  мм; расстояние между осью поворота челюсти и осью крепления гидроцилиндра  $r = 200$  мм; грузоподъемность  $m = 500$  кг.

Усиление внедрения челюсти грейфера в груз [см. формулу (10.26)]

$$F_p = [\tau] A = 3500 \cdot 4 = 14\,000 \text{ Н.}$$

Усилие на штоке гидроцилиндра при полном раскрытии челюсти и  $\alpha = 90^\circ$  [см. формулу (10.28)]

$$F_{ш} = R(F_p - 0,5 k_4 g m_{гр}) / r = 600(14\,000 - \\ - 0,5 \cdot 0,7 \cdot 9,81 \cdot 250) / 200 = 39\,425 \text{ Н,}$$

где  $k_4 = 0,7$  — коэффициент соотношения масс челюстей и грейфера;  $m_{гр} = m k_2 = 500 \cdot 0,5 = 250$  кг — масса грейфера;  $k_2 = 0,5$  — коэффициент пропорциональности.

**Пример 5.** Выбрать гидроцилиндр для механизма подъема стрелы (см. рис. 10.14) и установить место крепления его опор. Исходные данные: длина стрелы  $R = 4$  м; высота  $h_{\max} = 3$  м; грузоподъемность  $m = 800$  кг; масса стрелы  $m_c = 160$  кг; груз — кукурузный силос плотностью  $\rho = 650$  кг/м<sup>3</sup>.

Расчетное отрывное усилие [см. формулу (10.4)]

$$F_o = (1 + k_c k_r + a/g) mg = \\ (1 + 0,6 \cdot 2,5 + 0,2/9,81) 9,81 \cdot 800 = \\ = 21\,190 \text{ Н,}$$

где  $k_c = \frac{\sigma}{\rho g} k_A = \frac{4000}{650 \cdot 9,81} = 2,5$  — коэффициент сопротивления отрыву;  $\sigma = 4$  кПа — удельное сопротивление отрыву для кукурузного силоса;  $k_A = 4 \text{ м}^{-1}$  — коэффициент отношения площади поверхности отрыва к объему порции груза (см. рис. 10.13);  $k_r = 0,6$  — коэффициент использования грузоподъемности;  $a/g = 0,2$  — отношение ускорения при подъеме груза к ускорению свободного падения.

Предварительно примем расстояние между опорами гидроцилиндра и осью стрелы  $h = r = 1$  м и  $h_o = 0,5$ ,  $h_{\max} = 1,5$  м.

При вертикально установленной колонне угол

$$\alpha_1 = \arccos \frac{h_o}{R} = \arccos \frac{1,5}{4} = 68^\circ.$$

Расстояние между опорами гидроцилиндра при втянутом штоке [см. формулу (10.13)]

$$l_{\min} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \cos 68^\circ} = 1,118 \text{ м.}$$

Угол поворота стрелы на заданную высоту

$$\alpha = 90^\circ + \arcsin \left( \frac{h_{\max} - h_o}{R} \right) = \\ = 90^\circ + \arcsin \left( \frac{3 - 1,5}{4} \right) = 112^\circ.$$

Расстояние между опорами гидроцилиндра при вытянутом штоке [см. формулу (10.13)]

$$l_{\max} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha} = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \cos 112^\circ} = 1,658 \text{ м.}$$

Ход штока гидроцилиндра

$$l_{\Pi} = l_{\max} - l_{\min} = 1,658 - 1,118 = 0,540 \text{ м.}$$

Усилие в штоке гидроцилиндра при нижнем положении стрелы [см. формулу (10.16)]

$$F_{\Pi}^{\text{H}} = \frac{F_0 R \cos(90^\circ - \alpha_1) + g m_c l_{c.n}}{l_{\Pi}} = \frac{21190 \cdot 4 \cos(90^\circ - 68^\circ) + 9,81 \cdot 160 \cdot 1,854}{1,244} = 65\,513 \text{ Н,}$$

где  $l_{c.n} = 0,5 R \cos(90^\circ - \alpha_1) = 0,5 \cdot 4 \cos(90^\circ - 68^\circ) = 1,854 \text{ м}$ ;  $l_{\Pi} = h \sin(90^\circ - \alpha_1/2) = 1,5 \sin(90^\circ - 34^\circ) = 1,244 \text{ м}$ ;

при верхнем положении стрелы

$$F_{\Pi}^{\text{B}} = \frac{F_0 R \cos(\alpha - 90^\circ) + g m_c l_{c.a}}{l_{\Pi}} = \frac{21190 \cdot 4 \cos(112^\circ - 90^\circ) + 9,81 \cdot 160 \cdot 1,854}{0,839} = 97\,137,2 \text{ Н,}$$

где  $l_{c.a} = 0,5 R \cos(\alpha - 90^\circ) = 0,5 \cdot 4 \cos(112^\circ - 90^\circ) = 1,854 \text{ м}$ ;  $l_{\Pi} = h \sin(90^\circ - \alpha/2) = 1,5 \sin(90^\circ - 56^\circ) = 0,839 \text{ м}$ .

При максимальном вылете стрелы, когда  $\alpha = 90^\circ$ ,

$$F_{\Pi}^{\text{M}} = \frac{F_0 R + g m_c 0,5 R}{l_{\Pi}} = \frac{21190 \cdot 4 + 9,81 \cdot 160 \cdot 0,54}{1,061} = 82\,845,6 \text{ Н,}$$

где  $l_{\Pi} = h \sin(90^\circ - \alpha/2) = 1,5 \sin 45^\circ = 1,061 \text{ м}$ .

По максимальному усилию на штоке определяем диаметр гидроцилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4 K_F F_{\Pi}^{\text{B}}}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,15 \cdot 97\,137,2}{3,14 \cdot 10}} = 119,3 \text{ мм,}$$

где  $K_F = 1,15$  — коэффициент запаса по усилию;  $p = 10 \text{ МПа}$  — номинальное давление в гидросистеме.

Выбираем гидроцилиндр, у которого  $D = 120 \text{ мм}$  и  $l_{\Pi} = 0,63 \text{ м}$ . Ход штока у этого цилиндра больше ранее рассчитанного. Определим расстояние

$$l_{\min} = K_{\Pi} l_{\Pi} = 1,7 \cdot 0,63 = 1,071 \text{ м,}$$

где  $K_{\Pi} = 1,7$  — коэффициент, учитывающий длину верхней и нижней головок цилиндра с проушинами.

Следовательно, гидроцилиндр устанавливаем по ранее принятым опорам.

**Пример 6.** Определить основные параметры и потребляемую мощность винтового питателя погрузчика непрерывного действия для навоза (рис. 10.27). Исходные данные: производительность  $Q = 120 \text{ т/ч}$  ( $33,3 \text{ кг/с}$ ); высота бурта навоза  $H = 1 \text{ м}$ ; ширина питателя  $B = 2,2 \text{ м}$ ; плотность навоза  $\rho = 720 \text{ кг/м}^3$ .

Производительность питателя ограничивается интенсивностью поступающего потока груза:

$$Q = \rho A v,$$

где  $A$  — площадь поперечного сечения потока;  $A = BH = 2,2 \cdot 1 = 2,2 \text{ м}^2$ .

Требуемая поступательная скорость погрузчика

$$v = Q/(\rho A) = 33,3/(720 \cdot 2,2) = 0,021 \text{ м/с.}$$

Минимальный диаметр винта огра-

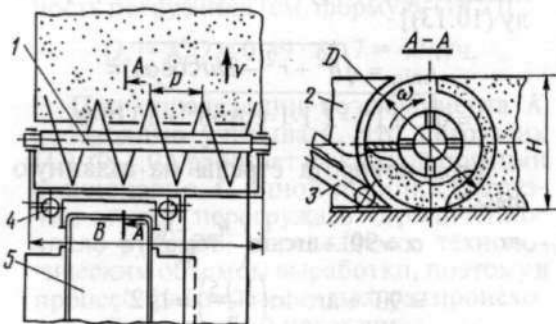


Рис. 10.27. Схема к расчету винтового питателя погрузчика:

1 — винтовой питатель; 2 — навесная коробка; 3 — отгрузочный транспортер; 4 — гидроцилиндры; 5 — трактор

ничивается условиями сводообразования навоза:

$$D_{\min} > (0,7 \dots 0,8)H,$$

где  $H$  — высота слоя выработки.

Примем  $D = 1$  м.

Частота вращения рабочего органа

$$\begin{aligned} n &= 240 Q / (K \psi \rho D^3) = \\ &= 240 \cdot 33,3 / (0,5 \cdot 0,6 \cdot 720 \cdot 0,8^3) = \\ &= 37 \text{ мин}^{-1}, \end{aligned}$$

где  $K$  — коэффициент производительности, принимаемый по таблице 9.1;  $\psi = p/D = 0,6$ ;  $p = \psi D = 0,6 \cdot 1 = 0,6$  м.

Приводная мощность

$$P_{\text{п}} = P_{\text{фр}} + P_{\text{тр}}.$$

Мощность транспортирования отдельных частей

$$\begin{aligned} P_{\text{тр}} &= gQLK_c K_d = 9,81 \cdot 33,3 \cdot 2,2 \cdot 4 \cdot 2,5 = \\ &= 7186,2 \text{ Вт}, \end{aligned}$$

где  $L = B = 2,2$  м — длина горизонтального перемещения;  $K_c = 4$  — коэффициент сопротивления;  $K_d = 2,5$  — коэффициент дополнительных сопротивлений.

Мощность, необходимая для отделения (фрезерования) слоя от основного бурта,

$$P_{\text{фр}} = A \sigma_p v,$$

где  $A = \Sigma l$  — площадь воздействия (фрезерования) режущей кромкой винта на бурт навоза,  $\text{м}^2$ ;  $\Sigma l$  — суммарная длина режущей кромки, воздействующей на бурт в каждый момент времени (рис. 10.28), м;  $\delta = 0,05$  м — толщина одновременно отделяемого слоя;  $\sigma_p = 0,05$  МПа = 50 000 Па — сопротивление отделению (фрезерованию) слоя навоза;  $v$  — окружная скорость режущей кромки винта, м/с.

Суммарную длину режущей кромки рассчитываем по формуле

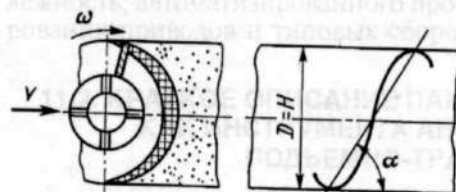


Рис. 10.28. Схема к определению длины режущей кромки, воздействующей на бурт

$$\Sigma l = z D \frac{\pi}{2} \cos \alpha = ZH \frac{\pi}{2} \cos \alpha.$$

Поскольку число витков винта  $z = B/p = 2,2/0,6 = 3,7 \approx 4$ , а угол наклона винтовой линии  $\alpha = \arctg \psi = \arctg 0,6 = 31^\circ$ , то

$$\begin{aligned} \Sigma l &= 4 \cdot 1(3,14/2) \cos 31^\circ = \\ &= 4 \cdot 0,8572 \cdot 1,57 = 5,2 \text{ м}. \end{aligned}$$

Тогда площадь

$$A = 5,2 \cdot 0,005 = 0,26 \text{ м}^2.$$

Окружная скорость режущей кромки винта

$$\begin{aligned} v = \frac{D}{2} \omega &= \frac{D}{2} \frac{\pi n}{30} = \frac{1}{2} \frac{3,14 \cdot 37}{30} = 0,5 \cdot 4,07 = \\ &= 2 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Окончательно получаем

$$P_{\text{фр}} = 0,26 \cdot 50\,000 \cdot 2 = 26\,000 \text{ Вт}.$$

Следовательно, приводная мощность

$$P_{\text{п}} = 7186,2 + 26\,000 = 33186,2 \text{ Вт}.$$

**Пример 7.** Определить производительность цепочно-планчатого питателя верного движения при циклическом действии (рис. 10.29). Исходные данные: высота штабеля навоза  $H = 2$  м; диаметры звездочек  $d_1 = 0,5$  м и  $d_2 = 0,18$  м; плотность навоза  $\rho = 700$   $\text{кг/м}^3$ ; время одного цикла работы питателя  $t = 120$  с; ширина питателя  $B = 1$  м.

Расстояние между звездочками

$$\begin{aligned} R &= H - 0,5(d_2 + d_1) = \\ &= 2 - 0,5(0,18 + 0,5) = 1,66 \text{ м}. \end{aligned}$$

Приближенно торцовая площадь выработки

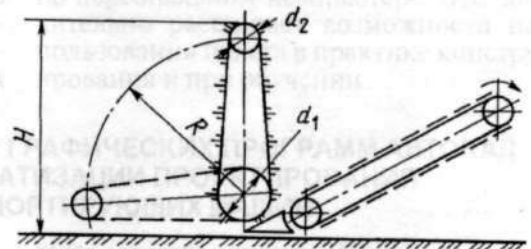


Рис. 10.29. Схема к расчету производительности верного питателя

$$A = 0,25\pi (R + 0,5d_2)^2.$$

Тогда при коэффициенте производительности  $K_n = 0,6$

$$Q = K_n \rho \frac{\pi(R + 0,5d_2)^2 B}{4t} =$$

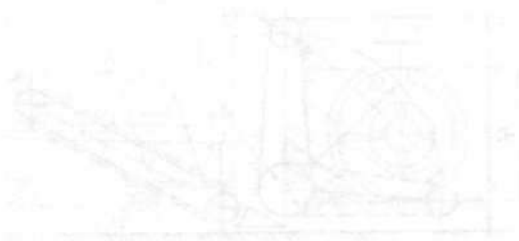
$$= 0,6 \cdot 700 \frac{3,14(1,66 + 0,5 \cdot 0,18)^2 \cdot 1}{4 \cdot 120} =$$

$$= 8,41 \text{ кг/с (30 т/ч)}.$$

Полученное значение производительности следует скорректировать с учетом коэффициента использования рабочего времени  $K_r$ .

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для каких целей предназначены сельскохозяйственные погрузчики? 2. Какие виды работ выполняют погрузчики периодического действия? 3. Какие виды работ выполняют погрузчики непрерывного действия? 4. Из каких основных элементов состоят погрузчики периодического действия? 5. Какие факторы влияют на производительность погрузчиков периодического действия? 6. От чего зависит усилие отрыва груза? 7. По каким соображениям в погрузчиках используют гидропривод? 8. Из каких элементов состоит гидропривод? 9. Какие исходные данные необходимы для проектирования гидропривода? 10. Каковы основные этапы предварительного и проверочного расчетов гидропривода?



1. Технические характеристики козловых кранов типа ККТ (по ГОСТ 7352—88)

Грузоподъемность, т	Пролет $L$ , м	Вылет консоли $L_k$ , м	Высота подъема $H$ , м	База $B$ , м, не менее	Габаритный размер ходовой тележки, м, не более		Номинальная скорость, м/с			Нагрузка на колесо при работе, кН, не более	Тип подкранового рельса	Общая масса крана, управляемого из кабины, т, не более				
					наружный $a_1$	внутренний $a_2$	подъема крюка	передвижения								
								тали	крана							
3,2	10	3,6	7,1	6	0,4	0,6	0,125	0,32	0,5	0,5	P24 (по ГОСТ 6368—82)	8				
	12,5									0,63		8,5				
	20	0,8								15						
5	12,5	3,6		8	7,1	0,5				0,65		0,125	0,32	1	85	11,5
	16	0,5												13,5		
	20,5	0,63												18		
	25	0,8	20													
8	16	4,5	9	9	0,6	0,7	0,1	0,32	1,25	P43 (по ГОСТ 7173—54*)	18					
	25	0,5							25							
	16	0,63							21							
12,5	25	4,5		7,1	9	0,7			0,8		0,2	0,63	0,8	180	25	
	20	1											32			
	25	1,25											32			

- Примечания. 1. Скорости передвижения крана 1, 1,25 и 1,6 м/с и электрической тали 0,63 м/с допускаются только в кранах с управлением из кабины.  
 2. Для всех кранов этого типа высота ходовой тележки над уровнем рельса  $h = 2$  м.  
 3. Пример условного обозначения козлового крана типа ККТ грузоподъемностью 5 т, пролетом 16 м и высотой подъема 8 м: *ККТ 5-16-8 ГОСТ 7352—88*.

2. Технические характеристики козловых кранов типа КК (по ГОСТ 7352—88)

Грузоподъемность крюка, т		Пролет $L$ , м	Вылет консоли $L_k$ , м	Высота подъема главного крюка $H$ , м	База $B$ , м, не более	Габаритный размер ходовой тележки, м, не более		Номинальная скорость, м/с				Нагрузка на колесо при работе, кН, не более	Тип подкранового рельса	Общая масса крана, т, не более	
главного	вспомогательного					наружный $a_1$	внутренний $a_2$	подъема крюка		передвижения				Исполнение 1	Исполнение 2
								главного	вспомогательного	тележки	крана				
8	—	16	4,5	9	9	0,8	0,8	0,16	—	0,5	0,63	150	P43 (по ГОСТ 7173—54*)	20	30
								0,2			0,8			39	
		0,25	1,25					25			39				
12,5	—	16	4,5	9	9	0,8	0,8	0,16	—	0,5	0,8	180	P50 (по ГОСТ 7174—75*) P43 (по ГОСТ 7173—54*)	24	35
								0,2			0,8			35	44
		0,25	1,25					42			58				
		0,32	1,6					42			58				
20	5	25	6,3	9	9	0,9	0,9	0,16	0,32	0,63	0,8	220	P50 (по ГОСТ 7174—75*) P65 (по ГОСТ 7173—54*)	55	68
								0,2			0,8			60	73
		0,25	0,8					60			73				
32	8	32	8	10	11,2	1	1	0,125	0,25	0,5	0,63	220	P50 (по ГОСТ 7174—75*) P65 (по ГОСТ 7173—54*)	66	87
								0,16			0,63			87	
								0,2			0,8			87	

- Примечания: 1. Для всех кранов этого типа высота ходовой тележки над уровнем рельса  $h = 2$  м.  
 2. Краны, грузоподъемность главного крюка которых 20 и 32 т, допускается изготавливать без механизма вспомогательного подъема. При этом значения общей массы крана должны быть уменьшены на 3 %.  
 3. По согласованию с потребителем допускается изготовление кранов с крюковой траверсой.  
 4. Пример условного обозначения козлового крюкового крана типа КК грузоподъемностью главного крюка 20 т и вспомогательного 5 т, пролетом 32 м, высотой подъема 10 м, исполнения 2: *КК20/5-32-10-2 ГОСТ 7352—88*.

### 3. Технические характеристики мостовых однобалочных кранов (по ГОСТ 22045—89)

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Масса крана, т		Грузоподъемность, т	Пролет, м	Масса крана, т	
		Исполнение А	Исполнение Б			Исполнение А	Исполнение Б
1	4,5	1,45	1,80	3,2	4,5	1,76	2,12
	7,5	1,70	1,95		7,5	2,05	2,36
	10,5	2,05	2,40		10,5	2,60	2,95
	(13,5)	2,70	3,05		16,5	3,60	3,95
	16,5	3,02	3,40		22,5	5,05	5,41
	(19,5)	4,07	4,45		28,5	7,05	7,45
2	22,5	4,30	4,70	5	4,5	2,07	2,46
	4,5	1,55	1,90		7,5	2,47	2,85
	7,5	1,80	2,10		10,5	2,95	3,29
	10,5	2,15	2,35		16,5	4,28	4,64
	16,5	3,20	3,50		22,5	6,20	6,57
	22,5	4,40	4,80		28,5	8,45	8,83

- Примечания: 1. Краны выпускают с высотой подъема груза, м: 6; 12; 18.  
 2. Скорости передвижения кранов, м/мин: исполнение А — 25 и 40; исполнение Б — 40 и 63.  
 3. Значения пролетов, указанные в скобках, применять не рекомендуется.  
 4. Пример условного обозначения крана типа 1 исполнения А грузоподъемностью 2 т с пролетом 10,5 м и высотой подъема 6 м для работы при напряжении трехфазного тока 220 В: *Кран 1А2-10,5-6-220 ГОСТ 22045—89\*Е*.

### 4. Технические характеристики консольных стационарных электрических кранов (по ГОСТ 19811—90)

Грузоподъемность, т	Высота подъема крюка, м	Наибольший вылет, м	Мощность электродвигателей, кВт	Масса крана, т
			не более	
<b>Тип крана 1 (настенный)</b>				
0,5	6	2,5; 3,2;	1,3	0,45...0,75
1		4; 5; 6,3;	3,1	0,6...0,95
2		2,5; 3,2;	4	1...1,6
3,2		4; 5; 6,5		1,75...2,55
<b>Тип крана 2 (крепление верхней опоры к перекрытию)</b>				
0,5	2; 2,5; 3,2; 4	2,5; 3,2; 4; 5	1,3	0,7...1,15
1			3,1	0,9...1,45
2			4	1,35...2,2
3,2			6,5	2,1...3,15
<b>Тип крана 3 (свободно стоящий на колонне)</b>				
0,5	2; 2,5; 3,2; 4	2,5; 3,2; 4; 5	1,3	1...1,55
1			3,1	1,5...2,05
2			4	1,85...4,35
3,2			6,5	4,6...7,7

### 5. Технические характеристики ручных шестеренных подвесных талей

Исполнение	Подвеска груза на цепи	Грузоподъемность, т	Тяговое усилие на цепи механизма подъема, Н	Масса, кг, не более
1	На одной ветви	0,25	250	15
		0,5	320	20
		1	320	30
		2	500	50
2	На двух ветвях	3,2	500	70
		5		125
3	На трех ветвях	8	500	170

- Примечания: 1. Высота подъема груза 3, 6, 9 и 12 м.  
 2. Значения массы указаны для талей с цепями, длина которых обеспечивает высоту подъема 3 м.

### 6. Технические характеристики ручных червячных передвижных талей

Грузоподъемность, т	Тяговое усилие механизма, Н		Радиус закругления пути, м, не менее	Номера профилей двутавровых балок однорельсового пути		Масса тали с цепями, кг, не более
	подъема	передвижения		по ГОСТ 8239—89	по ГОСТ 19425—74*	
1	350	100	1,2	16...33	18М; 24М; 30М; 36М	45
3,2	650	180	2	22...45	24М; 30М; 36М; 45М	90
5	750	200	2,5	30...55	30М; 36М; 45М	150
8	750	250	3	40...60	45М	300

Примечание. Высота подъема 3 м. Допускается изготовление талей с высотой подъема груза 6, 9 и 12 м.

### 7. Технические характеристики электрических талей (по ГОСТ 22584—96)

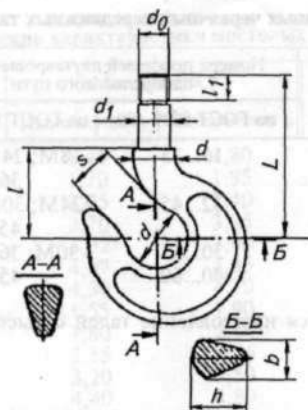
Обозначение тали	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Размеры, мм (см. рис. 1.6)								Масса, кг
			B	b	b <sub>1</sub>	H	h	L	L <sub>1</sub>	H <sub>1</sub>	
			не более								
ТЭ 025-511	0,25	6	210	570	110	550		640	640	5500	60
ТЭ 050-521	0,5	12	390	450	250	780	20	725	725	11700	85...115
ТЭ 050-531	0,5	18						915	915	17700	85...115
ТЭ 100-511		6						655	655	5900	140...185
ТЭ 100-521	1	12	330	325	160	855	20	870	870	11900	160...205
ТЭ 100-531		18						1085	1085	17900	170...220
ТЭ 500-911		6						1000	1250	6500	510...615
ТЭ 500-921	5	12	500	360	250	1250	25	1200	1470	12500	570...660
ТЭ 500-931		18						1410	1700	18500	550...655

### 8. Грузоподъемность однорогих крюков (по ГОСТ 6627—74\*)

Номер крюка	Ручной привод	Машинный привод	
		Режим Л; С	Режим Т; ВТ
1	0,4	0,32	0,25
2	0,50	0,4	0,32
3	0,64	0,5	0,4
4	0,8	0,63	0,5
5	1,0	0,8	0,63
6	1,25	1,0	0,8
7	1,6	1,25	1,0
8	2	1,6	1,25
9	2,5	2	1,6
10	3,2	2,5	2,0
11	4	3,2	2,5
12	5	4,0	3,2
13	6,3	5,0	4,0
14	8	6,3	5,0
15	10	8,0	6,3
16	12,5	10	8,0
17	16	12,5	10
18	20	16	12,5
19	—	20	16
20	—	25	20

Примечание. Тип А — короткие крюки, тип Б — удлиненные.

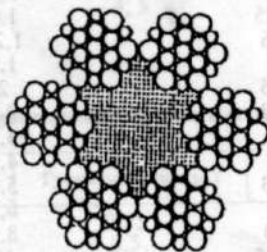
### 9. Размеры крюков, мм



Номер крюка	a	s	b	h	d	d <sub>1</sub>	d <sub>0</sub>	L		l	l <sub>1</sub>	Масса, кг	
								Тип А	Тип Б			не менее	Тип А
1	20	14	12	18	15	12	M12	65	80	30	20	0,18	0,2
2	22	16	13	21	15	12	M12	70	90	32	20	0,22	0,25
3	25	18	15	24	18	15	M14	75	100	35	20	0,35	0,4
4	30	22	18	26	20	17	M16	85	110	40	25	0,5	0,6
5	32	24	20	28	20	17	M16	90	120	45	25	0,6	0,7
6	36	26	22	32	25	20	M20	105	130	50	30	0,9	1
7	40	30	24	36	25	20	M20	110	140	35	30	1,1	1,2
8	45	33	26	40	30	25	M24	130	160	65	35	1,7	1,9
9	50	36	30	45	35	30	M27	145	180	70	40	2,6	2,9
10	55	40	34	52	35	30	M30	165	220	85	45	3,2	3,6
11	60	45	38	55	40	35	M33	180	300	90	50	4,5	5,7
12	65	50	40	65	45	40	M36	195	375	95	55	5,9	8,1
13	75	55	48	75	52	45	M42	250	410	105	60	9,6	12,2
14	85	65	54	82	56	50	M48	280	475	120	70	12,5	16,2
15	95	75	60	90	62	55	M52	310	520	135	75	18	23
16	110	85	65	100	63	60	M56	340	580	150	80	26	33
17	120	90	75	115	80	70	M64	415	600	165	90	36	43
18	130	100	80	130	85	75	Трап 70×80	440	630	180	95	47	56
19	150	115	90	150	95	85	Трап 80×100	480	660	210	100	64	74
20	170	130	102	164	110	100	Трап 90×120	535	730	230	115	95	110

Примечание. Тип А — короткий крюк, тип Б — удлиненный.

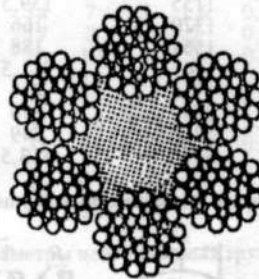
### 10. Размеры и параметры канатов двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6×19 (1 + 6 + 6/6) + 1 о. с. (по ГОСТ 2688—80\*)



Диаметр каната d <sub>к</sub> , мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие каната S <sub>разр</sub> , кН (не менее), при σ <sub>п</sub> проволок в МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
			1372 (140)	1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
3,8	5,63	55,1	—	—	—	8,4
4,1	6,55	64,1	—	—	—	9,75
4,5	7,55	73,9	—	—	—	11,25
4,8	8,62	84,4	—	—	—	12,85

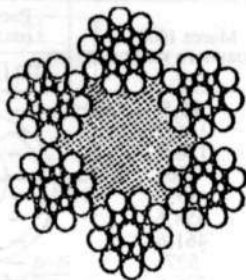
Диаметр каната $d_k$ , мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие каната $S_{разр}$ , кН (не менее), при $\sigma_b$ проволок в МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
			1372 (140)	1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
5,1	9,76	95,5	—	—	—	14,9
5,6	11,9	116,5	—	—	—	18,2
6,9	18,05	176,6	—	24,5	26,85	26,85
8,3	26,15	256	—	35,55	37,75	38,95
9,1	31,18	305	—	42,35	45,05	46,4
9,9	36,66	358,6	—	49,85	52,85	54,44
11	47,19	461,6	—	64,15	68,15	70,25
12	53,87	527	—	73,25	77,8	80,2
13	61	596,6	72,55	82,95	88,1	90,85
14	74,4	728	88,5	101	107,5	110,5
15	86,28	844	102,5	117	124,5	128,5
16,5	104,61	1025	124	142	151	155,5
18	124,73	1220	148	169,5	180	185,5
19,5	143,61	1405	170,5	195	207,5	213,5
21	167,03	1535	198,5	227	241	248,5
22,5	188,78	1850	224,5	256,5	272,5	281
24	215,49	2110	256	293	311	320,5
25	244	2390	290	331,5	352,5	363
28	297,63	2911	354	404,5	430	443
30,5	356,72	3490	424	485	515	531

11. Размеры и параметры канатов двойной свивки типа ЛК-РО конструкции  $6 \times 36(1 + 7 + 7/7 + 14) + 1$  о. с. (по ГОСТ 7668—80)



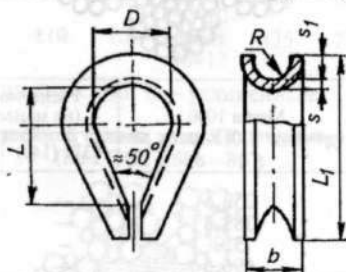
Диаметр каната $d_k$ , мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие каната $S_{разр}$ , кН (не менее), при $\sigma_b$ проволок в МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
			1372 (140)	1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
8,1	25,67	253,5	—	—	—	37,85
9,7	38,82	383,5	—	50,9	54,1	57,25
11,5	51,95	513	—	68,15	72,4	76,65
13,5	70,55	696,5	—	92,55	98,3	104
15,0	87,60	865	—	114,5	122	129
16,5	105,24	1040	—	138	146,5	155
18	125,77	1245	—	165	175	179
20	153,98	1520	—	202	214,5	219,5
22	185,10	1830	212	242,5	258	264
23	214,57	2120	246	281,5	299	306
25,5	252,45	2495	289,5	331	351	360
27	283,78	2800	325,5	372	395,5	405
29	325,42	3215	373,5	426,5	453,5	464
31	369,97	3655	424,5	485	515,5	528
33	420,96	4155	483	552	586,5	600,5
36,5	503,08	4965	577,5	660	701	718
39,5	615,95	6080	707	808	858,5	879
42	683,67	6750	784,5	896,5	953	975,5

12. Размеры и параметры канатов двойной свивки типа ЛК-О конструкции  $6 \times 19(1 + 9 + 9) + 1$  о. с.  
(по ГОСТ 3077—80\*)



Диаметр каната $d_k$ , мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие каната $S_{\text{разр}}$ , кН (не менее), при $\sigma_b$ проволок в МПа (кгс/мм <sup>2</sup> )			
			1372 (140)	1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
5,1	9,79	95,9	—	—	—	14,95
5,7	12,20	119,6	—	—	—	18,65
6,4	15,35	150,5	—	—	—	22,85
7,8	22,47	220,5	—	30,55	34,45	33,45
8,8	29,55	289,6	—	40,15	42,65	44
10,5	39,54	287,5	—	53,75	57,1	58,85
11,5	49,67	487	—	67,5	71,75	73,95
12	54,07	530	—	73,5	78,1	80,5
13	60,94	597,5	—	82,85	88,05	90,75
14	73,36	719	—	99,75	106	109
15	85,95	852,5	—	118	125,5	129,5
16,5	101,68	996,5	120,5	138	146,5	151
17,5	117,58	1155	139,5	159,5	169,5	175
19,5	139,69	1370	166	189,5	201,5	208
20,5	150,19	1551	188	215	220,5	235,5
22	177,85	1745	211,5	241,3	256,5	264,5
23	198,67	1950	236	270	287	295,5
25,5	243,76	2390	290	331,5	352	363
28	293,48	2880	349	299	424	437
30,5	347,82	3410	413,5	473	502,5	518

13. Основные размеры кованных и штампованных коушей, мм (по ГОСТ 2224—93)



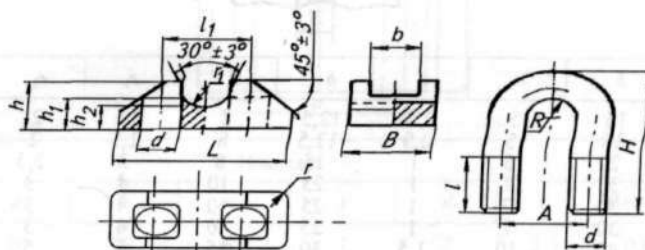
Диаметр каната $d_k$	$D$	$b$	$L$	$L_1$	$R$	$s$	$s_1$	Масса, кг
2...2,5	10	5	16	24	1,5	1	1,5	0,002
2,6...3,5	12	7	20	32	2	1,5	2,5	0,008
3,6...4,6	15	10	24	40	3	2	4	0,015
4,7...5,7	20	11	33	50	3,5	2	4	0,025
5,8...7	25	12	41	62	4	2	5	0,035
7,1...8,6	30	14	50	74	5	2	6	0,058
8,7...10,2	34	18	56	84	6	3	7	0,110
10,3...12,5	40	20	65	100	7	3	9	0,150
12,6...15,5	45	24	74	115	9	3	11	0,200
15,6...18,5	56	28	92	144	10	4	13	0,400
18,6...22	63	32	104	160	12	4	16	0,550
22,1...25,5	75	38	125	190	14	5	19	0,970
25,6...30,0	85	42	142	225	16	5	21	1,32

Диаметр каната $d_k$	$D$	$b$	$L$	$L_1$	$R$	$s$	$s_1$	Масса, кг
30,1...34,5	95	50	158	255	19	6	24	1,85
34,6...39,5	105	56	175	280	22	6	27	2,30
39,6...44,5	120	64	202	325	24	8	30	4,00
44,6...49,5	130	70	217	350	27	8	33	4,70

Примечания: 1. Материал коушей — сталь марки Ст3пс3 (по ГОСТ 380—88); для эксплуатации при окружающей температуре ниже  $-40^\circ\text{C}$  сталь марки ВСт3пс5 (по ГОСТ 380—88).

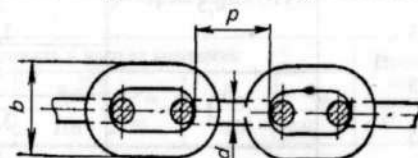
2. Пример условного обозначения коуша  $D = 45$  мм: Коуш 45 ГОСТ 2224—93.

#### 14. Размеры зажимов для стальных канатов, мм



Диаметр каната	Колодки										Скобы							
	$l_1$	$d$	$L$	$b$	$B$	$h$	$h_1$	$h_2$	$r_1$	$r$	Масса, кг	$A$	$d$	$H$	$l_2$	$R$	$C$	Масса, кг
4...6	13	7	28	9	16	17	10	5	3	1,6	0,016	13	M6	30	14	3,5	1	0,01
6,1...8	17	9	35	11	20	23	12	6	4	1,6	0,04	17	M8	40	18	4,5	1	0,03
8,1...10	22	11	44	13	24	30	14	7	5	1,6	0,06	22	M10	50	20	6	1,6	0,06
10,1...13	26	13	50	17	26	35	17	8	6,5	2	0,09	26	M12	55	26	7	1,6	0,1
13,1...16	30	13	54	20	28	39	20	10	8	2	0,11	30	M12	65	26	9	1,6	0,12
16,1...19	36	17	66	23	34	49	24	12	9,5	2	0,19	36	M16	80	35	10	1,6	0,25
19,1...22	40	17	70	26	36	53	27	14	11	2	0,25	40	M16	86	35	12	2	0,28
22,1...25	48	22	84	30	40	65	31	16	12,5	2	0,36	48	M20	100	40	14	2	0,5
25,1...28	50	22	86	33	42	67	35	18	14	2,5	0,48	50	M20	110	40	15	2	0,54
28,1...32	58	26	102	37	48	79	40	20	16	2,5	0,7	58	M24	125	50	17	2,5	0,91
32,1...36	62	26	106	41	50	83	42	22	18	2,5	0,84	62	M24	135	50	19	2,5	1
36,1...40	72	32	128	46	60	98	47	24	20	3	1,32	72	M30	155	62	21	2,5	1,75

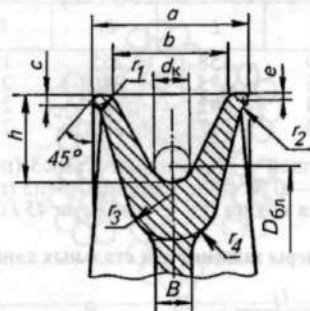
#### 15. Размеры и параметры цепей сварных грузовых и тяговых типа А



Калибр цепи $d$ , мм	Шаг цепи $p$ , мм				Номинальная ширина цепи $b$ , мм	Рабочая нагрузка, кН, не более	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
	номинальный	предельное отклонение для цепи						
		калиброванной	некалиброванной					
5	18,5	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	17	2,5	10	0,5	
6	18,5	$\pm 0,5$	$\pm 0,6$	20	2,5	14	0,75	
7	22	$\pm 0,5$	$\pm 0,7$	23	4,5	18	1,0	
8	24	$\pm 0,6$	$\pm 0,8$	26	6,5	26	1,35	
9	27	$\pm 0,6$	$\pm 0,9$	32	8	32	1,8	
10	28	$\pm 0,6$	$\pm 1,0$	34	10	40	2,25	
11	31	$\pm 1$	$\pm 1,1$	36	11,5	46	2,7	
13	36	$\pm 1$	$\pm 1,3$	44	16,5	66	3,8	
16	45	$\pm 1$	$\pm 1,6$	53	25,5	102	5,8	

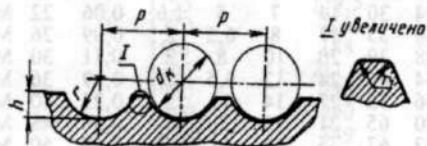
Примечание. Пример условного обозначения цепи типа А, калибра 16 мм, с шагом 45 мм: Цепь А 16×45 ГОСТ 2319—81.

### 16. Размеры профиля канавок канатных блоков, мм



$d_k$	$a$	$b$	$c$	$e$	$h$	$B$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$
4,8	22	15	5	0,5	12,5	8	2,5	2	8	6
6,2	22	15	5	0,9	12,5	8	2,5	2	8	6
8,7	28	20	6	1	15	8	3	2,5	9	6
11	40	30	7	1	25	10	4	3	12	8
13	40	30	7	1	25	10	4	3	12	8
15	40	30	7	1	25	10	4	3	12	8
19,5	55	40	10	1,5	30	15	5	5	17	10
24	65	50	10	1,5	37,5	18	5	5	20	15
28	80	60	12	2	45	20	6	7	25	15

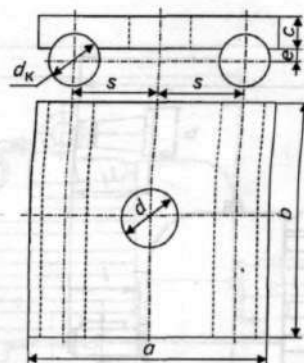
### 17. Размеры профиля канавок на барабанах для навивки канатов, мм



$d_k$	$r$	$r_1$	$h$	$p$
3,8...4,5	3		1,5	5
4,6...5,6	3,5		2	6
5,7...6,9	4	0,5	2	7,5
7...8,3	4,5		2,5	9
8,4...9,1	5		3	10
9,2...10	5,5		3	11
10,1...11	6	1	3,5	12,5
11,1...12	6,5		3,5	13,5
12,1...13	7		4	15
13,1...14	7,5		4,5	16
14,1...15	8,5		4,5	17
15,1...16,5	9	1,5	5	18
16,6...17	9,5		5,5	19
17,1...18	10		5,5	20
18,1...19,5	10,5		6	22
19,6...20	11		6	23
20,1...21	12		6,5	24
21,1...23,5	12,5	2,5	7	26
23,6...25	13,5		7,5	28
25,1...26	14		8	29
26,1...27	15		8,5	32

Примечание. Барабаны разрешается изготовлять с шагом, отличающимся от табличных. В этом случае значение шага необходимо принимать не более 1,05 табличного значения и не менее 1,1 выбранного номинального диаметра каната.

### 18. Размеры элементов крепления каната, мм



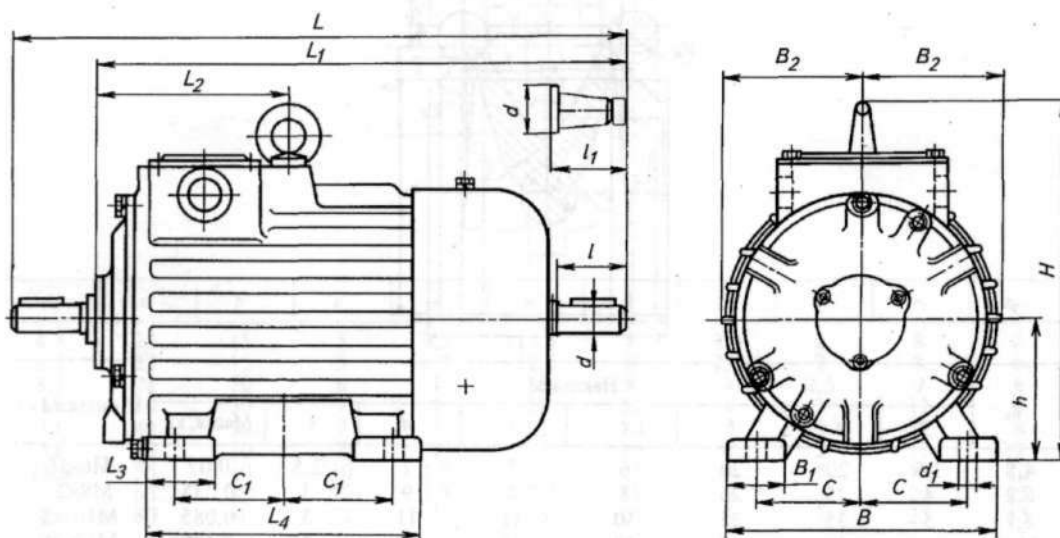
$d_k$	Накладка								Шпилька $d \times l$
	$r$	$a$	$b$	$c$	$s$	$d$	$e$	Масса, кг	
4,8	3,5	20	20	6	7	7	2,5	0,02	M6×16
6,2	4	25	25	8	8	9	3	0,035	M8×20
8,7	5	35	35	10	11	11	3	0,085	M10×25
11,0	7	40	40	12	13	13	4	0,125	M12×30
13,0	8	45	45	15	15	17	4	0,210	M16×35
15,0	9	50	50	18	17	17	5	0,25	M16×40
19,5	11,5	70	55	20	22	22	6,5	0,495	M20×50
24,0	13,5	80	60	25	27	25	7,5	0,75	M24×60
28	15,5	90	65	30	31	26	9,5	1	M24×70

Примечание. Материал накладок — сталь марки Ст3 по ГОСТ 380—94\*.

### 19. Технические характеристики крановых асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором серии МТК

Типоразмер электродвигателя	Мощность и частота вращения						Пусковой момент, Н·м	Максимальный момент, Н·м	Маховой момент, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг
	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$				
	ПВ = 15 %		ПВ = 25 %		ПВ = 40 %					
МТК 011-6	2	780	1,7	835	1,4	875	42	42	0,08	47
МТК 012-6	3,1	785	2,7	835	2,2	880	67	67	0,11	53
МТК 111-6	4,5	825	4,1	850	3,5	885	104	105	0,18	70
МТК 112-6	6,5	845	5,8	870	5	895	175	175	0,26	80
МТК 211-6	10,5	800	9	840	7,5	880	210	220	0,44	110
МТК 311-6	14	880	13	895	11	910	380	390	0,85	155
МТК 312-6	19,5	900	17,5	915	15	930	590	600	1,20	195
МТК 411-6	13	905	27	915	22	935	720	780	1,90	255
МТК 412-6	40	910	36	920	30	935	950	1000	2,55	315
МТК 311-8	10,5	660	9	670	7	690	3320	330	1,1	155
МТК 312-8	15	675	13	690	11	700	470	510	1,55	195
МТК 411-8	22	660	18	680	15	695	650	670	2,15	255
МТК 412-8	30	675	26	690	22	700	950	1000	3,0	315

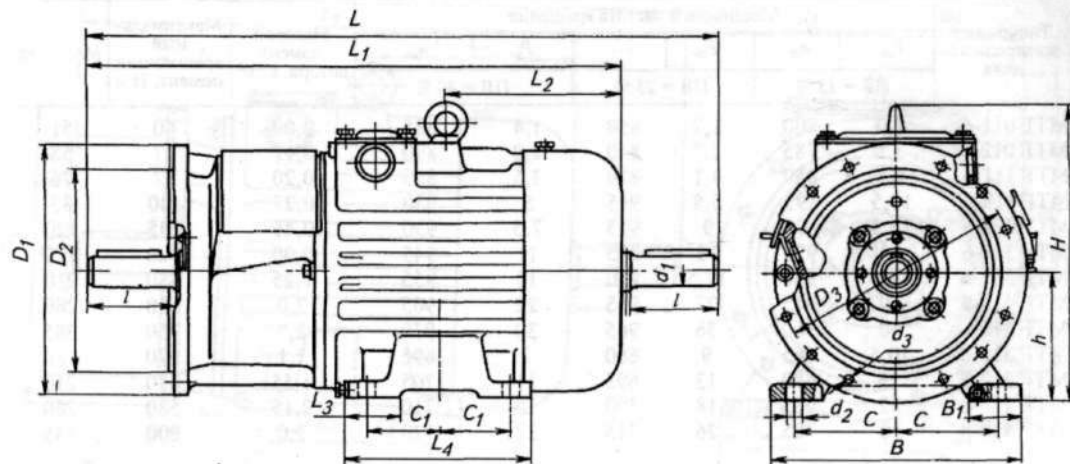
20. Основные размеры, мм, крановых асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии МТК



Типоразмер электро- двигателя	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	l <sub>1</sub>	l	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	C	C <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	H	h
МТКF011	485	415,5	202,5	60	200	64,5	60	230	50	118	90	75	28	19	302	112
МТКF012	520	450,5	217,5	60	240	64,5	60	230	50	118	90	95	28	19	302	112
МТКF111	574	484,5	228,5	60	240	36,5	80	290	60	134	110	95	35	19	342	132
МТКF112	614	524,5	246	60	285	86,5	80	290	60	134	110	117,5	35	19	342	132
МТКF211	706	586	263	70	306	118,5	110	320	65	156,5	122,5	121,5	40	24	385	160
МТКF311	748,5	637	277,5	80	320	118	110	350	75	180	140	130	50	24	444	180
МТКF312	823,5	712	322,5	80	380	113	110	350	75	180	140	160	50	24	444	180
МТКF411	899	749	336	85	395	147	140	440	90	211	165	167,5	65	28	527	225
МТКF412	974	824	368,5	85	480	147	140	440	90	211	165	210	65	28	527	225
МТКF511	1015	860	396	110	480	150,5	140	500	100	236	190	155	70	35	550	250
МТКF512	960	960	456	110	480	150,5	140	500	100	236	190	195	70	35	580	250

Примечание. У двигателей МТКF011...312 валы с цилиндрическими концами, у двигателей МТКF411...512 — с коническими; F — обычный класс изоляции.

21. Основные размеры, мм, электродвигателей серии МТК фланцевого исполнения



Типоразмер электродвигателя	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$L_4$	$l$	$B$	$B_1$	$C$	$C_2$
МТКF011	485	449	202,5	60	200	60	230	60	90	75
МТКF012	520	484	217,5	60	240	60	230	60	90	95
МТКF111	574	516	228,5	60	235	80	290	60	110	117,5
МТКF112	614	556	246	60	285	80	290	60	110	117,5
МТКF211	706	616	263	60	306	110	320	60	122,5	121,5
МТКF311	748,5	659	277,5	70	320	110	350	70	140	130
МТКF312	823,5	734	322,5	80	380	110	350	80	140	160
МТКF411	899	780	336	85	395	140	440	85	165	167,5
МТКF412	974	855	368,5	85	480	140	440	85	165	210
МТКF511	1015	892	396	140	480	140	500	140	190	155
МТКF512	1115	992	456	140	480	140	500	140	190	195

Продолжение

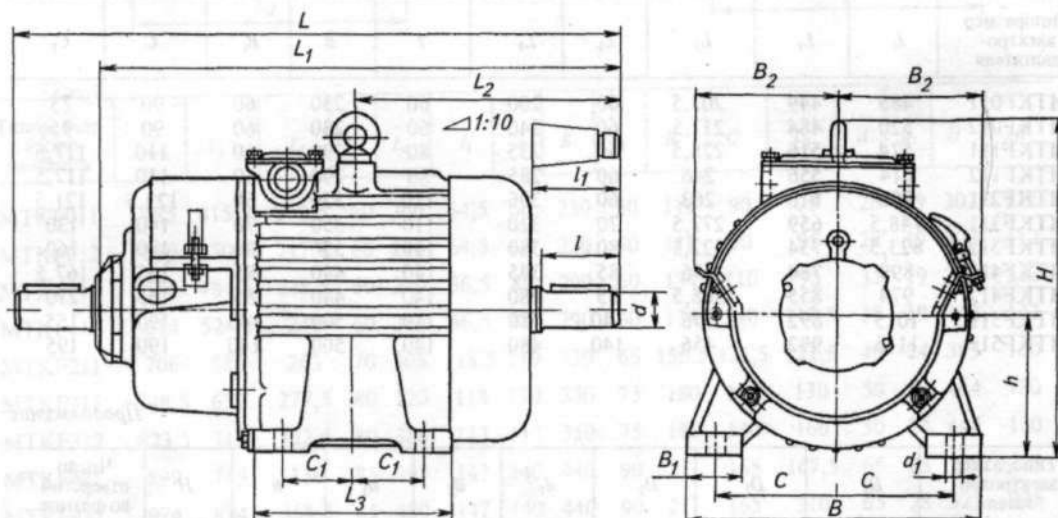
Типоразмер электродвигателя	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$h$	$H$	Число отверстий во фланце
МТКF011	280	215	255	28	19	14	112	302	
МТКF012	280	215	255	28	19	14	112	302	
МТКF111	330	250	300	35	19	18	132	342	4
МТКF112	330	250	300	35	19	18	132	342	
МТКF211	330	250	300	40	24	18	160	385	
МТКF311	350	250	300	50	24	18	180	444	
МТКF312	350	250	300	50	24	18	180	444	
МТКF411	400	300	350	65	28	18	225	527	8
МТКF412	400	300	350	65	28	18	225	527	
МТКF511	450	350	400	70	35	18	250	580	
МТКF512	450	350	400	70	35	18	250	580	

Примечание. У двигателей МТКF011...312 валы с цилиндрическими концами, у двигателей МТКF411...512 — с коническими.

## 22. Технические характеристики асинхронных крановых двигателей с фазовым ротором серии МТФ

Типоразмер электродвигателя	Мощность и частота вращения						Маховой момент ротора, кг·м <sup>2</sup>	Максимальный вращающий момент, Н·м	Масса, кг
	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$			
	ПВ = 15 %		ПВ = 25 %		ПВ = 40 %				
MTF 011-6	2,0	800	1,7	850	1,4	885	0,09	40	51
MTF 012-6	3,1	785	2,7	840	2,2	890	0,12	57	58
MTF 111-6	4,5	850	4,1	870	3,5	895	0,20	87	76
MTF 112-6	10,5	895	5,8	915	5	930	0,27	140	83
MTF 211-6	10,5	895	9	915	7,5	930	0,46	195	120
MTF 311-6	14	925	13	935	11	945	0,90	320	170
MTF 312-6	19,5	945	17,5	950	15	955	1,25	480	210
MTF 411-6	30	945	27	955	22	965	2,0	650	280
MTF 412-6	40	960	36	965	30	970	2,7	950	345
MTF 311-8	10,5	665	9	680	7	695	1,1	270	170
MTF 312-8	15	680	13	695	11	705	1,55	430	210
MTF 411-8	22	685	18	700	15	710	2,15	580	260
MTF 412-8	30	705	26	715	22	720	3,0	900	345

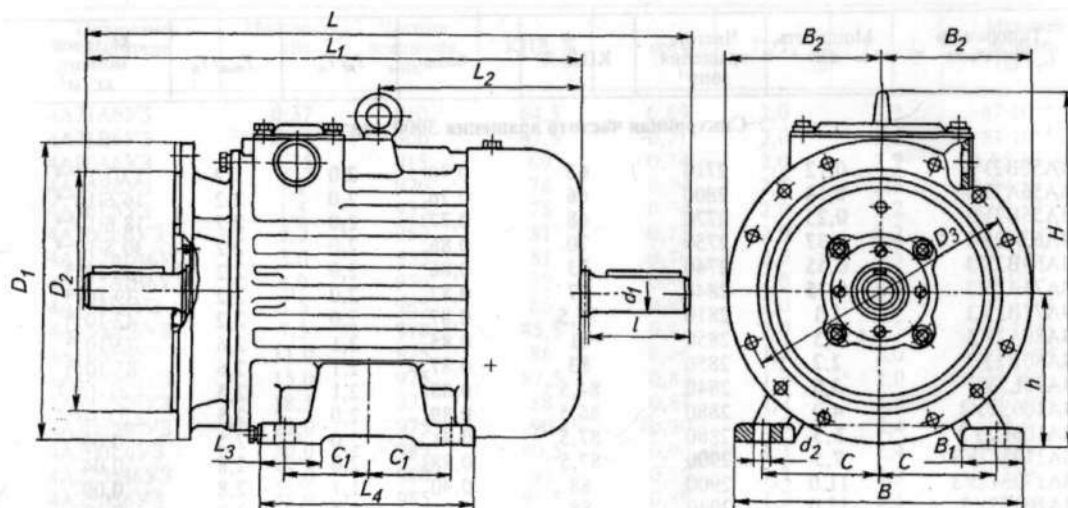
## 23. Основные размеры, мм, асинхронных крановых электродвигателей с фазовым ротором серии МТ



Типоразмер электродвигателя	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	l	l <sub>1</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	C	C <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	H	h
MTF011	585	515,5	202,5	200	60	64,5	230	50	133	90	75	28	19	313	112
MTF012	620	550,5	217,5	240	60	64,5	230	50	133	90	95	28	19	302	112
MTF111	673	583,5	228,5	240	80	86,5	290	60	137	110	95	35	19	342	132
MTF112	713	623,5	246	385	80	86,5	290	60	137	110	117,5	35	19	342	132
MTF211	820	700,5	263	306	110	118,5	320	65	158	122,5	121,5	40	24	385	160
MTF311	859,5	748	277,5	320	110	118	350	75	176	140	130	50	24	444	180
MTF312	934,5	823	322,5	380	110	118	350	75	176	140	160	50	24	444	180
MTF411	1027	877	336	395	140	147	440	90	198	165	167,5	65	28	527	225
MTF412	1102	952,5	368,5	480	140	147	440	90	198	165	210	65	28	527	225
MTF511	1164	1014	396	400	140	147	500	106	212	190	155	70	35	580	250
MTF512	1264	1114	456	480	140	150	500	106	212	190	195	70	35	580	250

Примечание. У двигателей МТФ011...312 валы с цилиндрическими концами, у двигателей МТФ411...512 — с коническими.

24. Основные размеры, мм, электродвигателей серии МТ фланцевого исполнения



Типоразмер электродвигателя	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$l$	$B$	$B_1$	$B_2$	$C$	$C_1$
MTF011	585	550	202,5	60	60	230	50	133	90	75
MTF012	620	585,5	217,5	60	60	230	50	133	90	95
MTF111	673	616,5	228,5	60	80	290	60	137	110	117,5
MTF112	718	656,5	246	60	80	290	60	137	110	117,5
MTF211	820	731,5	263	70	110	320	65	158	122,5	121,5
MTF311	859,5	771,5	277,5	80	110	350	75	176	140	130
MTF312	934,5	841,5	322,5	80	110	350	75	176	140	160
MTF411	1027	910	336	85	140	440	90	198	165	167,5
MTF412	1102	985	368,5	85	140	440	90	198	165	210
MTF511	1164	1045	396	110	140	500	106	212	190	155
MTF512	1264	1145	456	140	140	500	106	212	190	195

Продолжение

Типоразмер электродвигателя	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$h$	$H$	Число отверстий во фланце
MTF011	280	215	255	28	19	14	112	302	
MTF012	280	215	255	28	19	14	112	302	
MTF111	330	250	300	35	19	18	132	342	4
MTF112	330	250	300	35	19	18	132	342	
MTF211	330	250	300	40	24	18	160	385	
MTF311	350	250	300	50	24	18	180	444	
MTF312	350	250	300	50	24	18	180	444	
MTF411	400	300	350	65	28	18	225	527	8
MTF412	400	300	350	65	28	18	225	527	
MTF511	450	350	400	70	35	18	250	580	
MTF512	450	350	400	70	35	18	250	580	

Примечания: 1. Размер  $L_1$  только для вертикально-фланцевого исполнения двигателя с одним выступающим из корпуса концом вала.

2. У двигателей MTF011...312 валы с цилиндрическими концами, у двигателей MTF411...512 — с коническими.

25. Технические характеристики закрытых обдуваемых электродвигателей единой серии 4А

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	КПД, %	cos φ	T <sub>n</sub> /T <sub>n</sub>	T <sub>max</sub> /T <sub>n</sub>	Маховой момент, кг·м <sup>2</sup>
<b>Синхронная частота вращения 3000 мин<sup>-1</sup></b>							
4A50B2Y3	0,12	2710	63	0,70	2,0	2,2	1,07·10 <sup>-4</sup>
4A56A2Y3	0,18	2800	66	0,76	2,0	2,2	16,6·10 <sup>-4</sup>
4A56B2Y3	0,25	2770	68	0,77	2,0	2,2	18,6·10 <sup>-4</sup>
4A63A2Y3	0,37	2750	70	0,86	2,0	2,2	30,5·10 <sup>-4</sup>
4A63B2Y3	0,55	2740	73	0,86	2,0	2,2	36·10 <sup>-4</sup>
4A71A2Y3	0,75	2840	77	0,87	2,0	2,2	39·10 <sup>-4</sup>
4A71B2Y3	1,1	2810	77,5	0,87	2,0	2,2	42·10 <sup>-4</sup>
4A80A2Y3	1,5	2850	81	0,85	2,1	2,6	73·10 <sup>-4</sup>
4A80B2Y3	2,2	2850	83	0,87	2,1	2,6	85·10 <sup>-4</sup>
4A90L2Y3	3,0	2840	84,5	0,88	2,1	2,5	1,41·10 <sup>-2</sup>
4A100S2Y3	4,0	2880	86,5	0,89	2,0	2,5	2,37·10 <sup>-2</sup>
4A100L2Y3	5,5	2880	87,5	0,91	2,0	2,5	0,03
4A112M2Y3	7,5	2900	87,5	0,88	2,0	2,8	0,04
4A132M2Y3	11,0	2900	88	0,90	1,7	2,8	0,09
4A160S2Y3	15,0	2940	88	0,91	1,4	2,2	0,19
4A160M2Y3	18,5	2940	88,5	0,92	1,4	2,2	0,21
4A180S2Y3	22,0	2945	88,5	0,91	1,4	2,5	0,28
4A180M2Y3	30,0	2945	90,5	0,90	1,4	2,5	0,34
4A200M2Y3	37,0	2945	90	0,89	1,4	2,5	0,58
4A200L2Y3	45,0	2945	91	0,90	1,4	2,5	0,67
4A225M2Y3	55,0	2945	91	0,92	1,4	2,5	1,0
4A250S2Y3	75,0	2960	91	0,89	1,2	2,5	0,86
4A250M2Y3	90,0	2960	92	0,90	1,2	2,5	2,08
<b>Синхронная частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup></b>							
4A50B4Y3	0,09	1370	55	0,60	2,0	2,2	1,3·10 <sup>-4</sup>
4A56A4Y3	0,12	1375	63	0,66	2,1	2,2	28·10 <sup>-4</sup>
4A56B4Y3	0,18	1365	64	0,64	2,1	2,2	31,5·10 <sup>-4</sup>
4A63A4Y3	0,25	1380	68	0,64	2,0	2,2	49,5·10 <sup>-4</sup>
4A63B4Y3	0,37	1365	68	0,69	2,0	2,2	55·10 <sup>-4</sup>
4A71A4Y3	0,55	1390	70,5	0,70	2,0	2,2	52·10 <sup>-4</sup>
4A71B4Y3	0,75	1390	72	0,73	2,0	2,2	57·10 <sup>-4</sup>
4A80A4Y3	1,1	1420	75	0,81	2,0	2,2	1,29·10 <sup>-2</sup>
4A80B4Y3	1,5	1415	77	0,83	2,0	2,4	1,33·10 <sup>-2</sup>
4A90L4Y3	2,2	1425	80	0,83	2,1	2,4	2,24·10 <sup>-2</sup>
4A100S4Y3	3,0	1435	82	0,83	2,0	2,4	3,47·10 <sup>-2</sup>
4A100L4Y3	4,0	1430	84	0,84	2,0	2,4	4,5·10 <sup>-2</sup>
4A112M4Y3	5,5	1445	85,5	0,85	2,0	2,2	7·10 <sup>-2</sup>
4A132S4Y3	7,5	1445	87,5	0,86	2,2	3,0	0,11
4A132M4Y3	11,0	1460	87,5	0,87	2,2	3,0	0,16
4A160S4Y3	15,0	1465	88,5	0,88	1,4	2,3	0,41
4A160M4Y3	18,5	1465	89,5	0,88	1,4	2,3	0,51
4A180S4Y3	22,0	1470	90	0,90	1,4	2,3	0,76
4A180M4Y3	30,0	1470	91	0,89	1,4	2,3	0,93
4A200M4Y3	37,0	1475	91	0,90	1,4	2,5	1,47
4A200L4Y3	45,0	1475	92	0,90	1,4	2,5	0,78
4A225M4Y3	55,0	1480	92,5	0,90	1,3	2,5	0,56
4A250S4Y3	75,0	1480	93	0,90	1,2	2,3	4,08
4A250M4Y3	90,0	1480	93	0,91	1,2	2,3	4,67
<b>Синхронная частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup></b>							
4A63A6Y3	0,18	885	56	0,62	2,2	2,2	69,4·10 <sup>-4</sup>
4A63B6Y3	0,25	890	59	0,62	2,2	2,2	86·10 <sup>-4</sup>

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	КПД, %	cos φ	T <sub>n</sub> /T <sub>n</sub>	T <sub>max</sub> /T <sub>n</sub>	Маховой момент, кг · м <sup>2</sup>
4A71A6Y3	0,37	910	64,5	0,69	2,0	2,2	67·10 <sup>-4</sup>
4A71B6Y3	0,55	900	67,5	0,71	2,0	2,2	81·10 <sup>-4</sup>
4A80A6Y3	0,75	915	69	0,74	2,0	2,2	1,85·10 <sup>-2</sup>
4A80B6Y3	1,1	920	74	0,74	2,0	2,2	1,84·10 <sup>-2</sup>
4A90L6Y3	1,5	935	75	0,74	2,0	2,2	2,94·10 <sup>-2</sup>
4A100L6Y3	2,2	950	81	0,73	2,0	2,2	5,24·10 <sup>-2</sup>
4A112MA6Y3	3,0	955	81	0,76	2,0	2,5	7·10 <sup>-2</sup>
4A112MB6Y3	4,0	950	82	0,81	2,0	2,5	8·10 <sup>-2</sup>
4A132S6Y3	5,5	965	85	0,80	2,0	2,5	16·10 <sup>-2</sup>
4A132M6Y3	7,5	970	85,5	0,81	2,0	2,5	23·10 <sup>-2</sup>
4A160S6Y3	11,0	975	86	0,86	1,2	2,0	55·10 <sup>-2</sup>
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	0,87	1,2	2,0	73·10 <sup>-2</sup>
4A180M6Y3	18,5	975	88	0,87	1,2	2,0	88·10 <sup>-2</sup>
4A200M6Y3	22,0	975	90	0,90	1,3	2,4	1,6
4A200L6Y3	30,0	980	90,5	0,90	1,3	2,4	1,81
4A225M6Y3	37,0	980	91	0,89	1,2	2,3	2,95
4A250S6Y3	45,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	4,62
4A250M6Y3	55,0	985	91,5	0,89	1,2	2,1	5,04
4A280S6Y3	75,0	985	92	0,89	1,4	2,2	11,7
4A280M6Y3	90,0	985	92,5	0,89	1,4	2,2	13,5

Синхронная частота вращения 750 мин<sup>-1</sup>

4A71B8Y3	0,25	680	56	0,65	1,6	1,7	74·10 <sup>-4</sup>
4A80A8Y3	0,37	675	61,5	0,65	1,6	1,7	1,35·10 <sup>-2</sup>
4A80B8Y3	0,55	700	64	0,65	1,6	1,7	1,62·10 <sup>-2</sup>
4A90LA8Y3	0,75	700	68	0,62	1,6	1,9	2,7·10 <sup>-2</sup>
4A100L8Y3	1,1	700	70	0,68	1,6	1,9	3,45·10 <sup>-2</sup>
4A112MA8Y3	1,5	700	74	0,65	1,6	1,9	5,2·10 <sup>-2</sup>
4A112MB8Y3	2,2	700	76,5	0,71	1,9	2,2	7,0·10 <sup>-2</sup>
4A132S8Y3	3,0	700	79	0,74	1,9	2,2	10·10 <sup>-2</sup>
4A132M8Y3	4,0	720	83	0,70	1,9	2,6	17·10 <sup>-2</sup>
4A160S8Y3	5,5	720	83	0,74	1,9	2,6	23·10 <sup>-2</sup>
4A180M8Y3	7,5	730	86	0,75	1,4	2,2	55·10 <sup>-2</sup>
4A200M8Y3	11,0	730	87	0,75	1,4	2,2	72·10 <sup>-2</sup>
4A200L8Y3	15,0	730	87	0,82	1,2	2,0	1,0
4A225M8Y3	18,5	735	88,5	0,84	1,2	2,2	1,6
4A250S8Y3	22,0	730	88,5	0,84	1,2	2,0	1,81
4A250M8Y3	30,0	735	90	0,81	1,3	2,1	2,95
4A280S8Y3	37,0	735	90	0,83	1,2	2,0	4,62
4A280M8Y3	45,0	740	91	0,84	1,2	2,0	5,45
4A250S6Y3	55,0	735	92	0,84	1,2	2,0	12,7
4A250M6Y3	75,0	735	92,5	0,85	1,2	2,0	16,5
4A280S6Y3	90,0	740	93	0,85	1,2	2,3	19,7

Примечание. Стандарты предусматривают выпуск электродвигателей с синхронной частотой вращения 600 и 500 мин<sup>-1</sup>, а также защищенного типа.

26. Технические характеристики электродвигателей единой серии 4А с повышенным пусковым моментом

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	КПД, %	cos φ	Маховой момент, кг·м <sup>2</sup>

Синхронная частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup>

4AP160S4Y3	15,0	1465	87,5	0,87	0,41
4AP160M4Y3	18,5	1465	88,5	0,87	0,51
4AP180S4Y3	22,0	1460	90,0	0,87	0,76
4AP180M4Y3	30,0	1460	90,0	0,87	0,93
4AP200M4Y3	37,0	1470	91,0	0,88	1,17
4AP200L4Y3	45,0	1470	92,0	0,88	1,86
4AP225M4Y3	55,0	1475	92,5	0,88	2,56
4AP250S4Y3	75,0	1475	93,0	0,87	4,08
4AP250M4Y3	90,0	1475	93,0	0,88	4,67

Синхронная частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup>

4AP160S6Y3	11,0	975	85,5	0,83	0,55
4AP160M6Y3	15,0	975	87,5	0,83	0,73
4AP180M6Y3	18,5	970	87,0	0,80	0,88
4AP200M6Y3	22,0	975	90,5	0,85	1,60
4AP200L6Y3	30,0	975	90,5	0,86	1,81
4AP225M6Y3	37,0	980	90,5	0,84	2,95
4AP250S6Y3	45,0	980	91,5	0,82	4,62
4AP250M6Y3	55,0	980	91,5	0,83	5,04

Синхронная частота вращения 750 мин<sup>-1</sup>

4AP160S8Y3	7,5	730	86,0	0,75	0,55
4AP160M8Y3	11,0	730	87,0	0,75	0,72
4AP170M8Y3	15,0	730	86,5	0,77	1,00
4AP200M8Y3	18,5	730	88,0	0,78	1,60
4AP200L8Y3	22,0	730	88,5	0,80	1,81
4AP225M8Y3	30,0	730	90,0	0,80	2,95
4AP250S8Y3	37,0	735	90,0	0,72	4,62
4AP250M8Y3	45,0	735	90,5	0,75	5,45

Примечание. Отношения  $T_p/T_n$  и  $T_{max}/T_n$  для  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  равны соответственно 2 и 2,2, а для  $n = 750 \text{ мин}^{-1}$  — соответственно 1,8 и 2.

27. Технические характеристики электродвигателей единой серии 4А с повышенным скольжением

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность, кВт, при ПВ = 40 %	Скольжение, %	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	КПД, %	cos φ	T <sub>п</sub> /T <sub>н</sub>	T <sub>max</sub> /T <sub>н</sub>	Маховой момент, кг · м <sup>2</sup>

Синхронная частота вращения 3000 мин<sup>-1</sup>

4AC71A2Y3	1,0	10	2700	72	0,87	2	2,2	39,3·10 <sup>-4</sup>
4AC71B2Y3	1,2	10	2700	72	0,83	2	2,2	42,2·10 <sup>-4</sup>
4AC80A2Y3	1,9	8,5	2745	75	0,87	2	2,2	73·10 <sup>-4</sup>
4AC80B2Y3	2,5	8,5	2745	76	0,87	2	2,2	85·10 <sup>-4</sup>
4AC90L2Y3	3,5	7,5	2775	80	0,86	2	2,2	1,41·10 <sup>-2</sup>
4AC100S2Y3	4,8	6,5	2805	82	0,86	2	2,2	2,37·10 <sup>-2</sup>
4AC100L2Y3	6,3	6,5	2805	82	0,86	2	2,2	3·10 <sup>-2</sup>
4AC112M2Y3	8	5	2850	84	0,84	2	2,4	4·10 <sup>-2</sup>
4AC132M2Y3	11	5,5	2840	84	0,89	2	2,4	9·10 <sup>-2</sup>

Синхронная частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup>

4AC71A4Y3	0,6	10	1350	68	0,73	2	2,2	52,1·10 <sup>-4</sup>
4AC71B4Y3	0,8	10	1350	68,5	0,75	2	2,2	56,7·10 <sup>-4</sup>
4AC80A4Y3	1,3	9,5	1358	68,5	0,82	2	2,2	1,29·10 <sup>-2</sup>
4AC80B4Y3	1,7	11	1335	70	0,82	2	2,2	1,33·10 <sup>-2</sup>
4AC90L4Y3	2,4	9,5	1360	76	0,82	2	2,2	2,24·10 <sup>-2</sup>
4AC100S4Y3	3,2	7	1395	76,5	0,82	2	2,2	3,47·10 <sup>-2</sup>
4AC100L4Y3	4,25	7	1395	78	0,82	2	2,2	4,5·10 <sup>-2</sup>
4AC112M4Y3	5,6	7	1395	79	0,83	2	2,2	6,65·10 <sup>-2</sup>
4AC132S4Y3	8,5	7,5	1395	82,5	0,85	2	2,2	11,3·10 <sup>-2</sup>
4AC132M4Y3	11,8	6	1410	84	0,85	2	2,2	16·10 <sup>-2</sup>
4AC160S4Y3	17	5	1425	84,5	0,86	2	2,2	41·10 <sup>-2</sup>
4AC160M4Y3	20	4,5	1432	87	0,87	2	2,2	51·10 <sup>-2</sup>
4AC180S4Y3	21	5,5	1418	86	0,92	2	2,2	76·10 <sup>-2</sup>
4AC180M4Y3	26,5	4	1440	88,5	0,91	2	2,2	93·10 <sup>-2</sup>
4AC200M4Y3	31,5	6	1410	87,5	0,92	2	2,2	1,47
4AC200L4Y3	40	6	1410	89	0,93	2	2,2	1,78
4AC225M4Y3	50	7	1395	87,5	0,92	2	2,2	2,56
4AC250S4Y3	56	8	1380	87,5	0,92	2	2,2	4,08
4AC250M4Y3	63	9	1365	87	0,93	2	2,2	4,67

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность, кВт, при ПВ = 40 %	Скольжение, %	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	КПД, %	cos φ	T <sub>п</sub> /T <sub>н</sub>	T <sub>max</sub> /T <sub>н</sub>	Маховой момент, кг·м <sup>2</sup>

Синхронная частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup>

4AC71A6Y3	0,4	8	920	62,5	0,70	2	2,1	6,8·10 <sup>-4</sup>
4AC71B6Y3	0,63	8	920	65	0,70	2	2,1	81,3·10 <sup>-4</sup>
4AC80A6Y3	0,8	14	860	61	0,68	2	2,1	1,35·10 <sup>-2</sup>
4AC80B6Y3	1,2	14	860	66,5	0,73	2	2,1	1,38·10 <sup>-2</sup>
4AC90L6Y3	1,7	10	900	71	0,72	1,9	2,1	2,94·10 <sup>-2</sup>
4AC100L6Y3	2,6	8	920	75	0,76	1,9	2,1	5,24·10 <sup>-2</sup>
4AC112MA6Y3	3,2	9	910	72	0,74	1,9	2,1	6,9·10 <sup>-2</sup>
4AC112MB6Y3	4,2	9	910	75	0,79	1,9	2,1	8,46·10 <sup>-2</sup>
4AC132S6Y3	6,3	6	940	79	0,80	1,9	2,1	16·10 <sup>-2</sup>
4AC132M6Y3	8,5	6	940	80	0,80	1,9	2,1	23·10 <sup>-2</sup>
4AC160S6Y3	12	6	940	82,5	0,85	1,9	2,1	55·10 <sup>-2</sup>
4AC160M6Y3	16	6	940	84	0,85	1,9	2,1	73·10 <sup>-2</sup>
4AC180M6Y3	19	6	940	84,5	0,90	1,9	2,1	88·10 <sup>-2</sup>
4AC200M6Y3	22	9	910	83,5	0,92	1,9	2,1	1,6
4AC200L6Y3	28	8	920	85,5	0,91	1,9	2,1	1,81
4AC225M6Y3	33,5	12	880	81	0,91	1,9	2,1	2,95
4AC250S6Y3	40	5	950	89	0,90	1,9	2,1	4,62
4AC250M6Y3	45	5	950	86,5	0,88	1,9	2,1	5,04

Синхронная частота вращения 750 мин<sup>-1</sup>

4AC71B8Y3	0,3	11	670	50	0,61	1,9	2	74·10 <sup>-4</sup>
4AC80A8Y3	0,45	12	660	53,5	0,61	1,9	2	1,35·10 <sup>-2</sup>
4AC80B8Y3	0,6	12	660	58	0,63	1,9	2	1,62·10 <sup>-2</sup>
4AC90LA8Y3	0,9	12	660	61	0,65	1,8	2	2,7·10 <sup>-2</sup>
4AC90LB8Y3	1,2	12	660	65	0,64	1,8	2	3,45·10 <sup>-2</sup>
4AC100L8Y3	1,6	10	675	69	0,63	1,8	2	5,2·10 <sup>-2</sup>
4AC112MA8Y3	2,2	10,5	670	68	0,65	1,8	2	7,0·10 <sup>-2</sup>
4AC112MB8Y3	3,2	10,5	670	72	0,70	1,8	2	9,6·10 <sup>-2</sup>
4AC132S8Y3	4,5	8	690	76	0,70	1,8	2	17·10 <sup>-2</sup>
4AC132M8Y3	6	8	690	77	0,70	1,8	2	23,2·10 <sup>-2</sup>
4AC160S8Y3	9	8	690	81,5	0,80	1,8	2	55·10 <sup>-2</sup>
4AC160M8Y3	12,5	9	688	82,5	0,79	1,8	2	72·10 <sup>-2</sup>
4AC180M8Y3	15	7	700	83,5	0,83	1,8	2	1,0
4AC200M8Y3	20	8	690	83,5	0,85	1,8	2	1,6
4AC225M8Y3	26,5	10	675	83	0,85	1,8	2	2,95
4AC250S8Y3	36	7,5	694	85	0,85	1,8	2	4,62

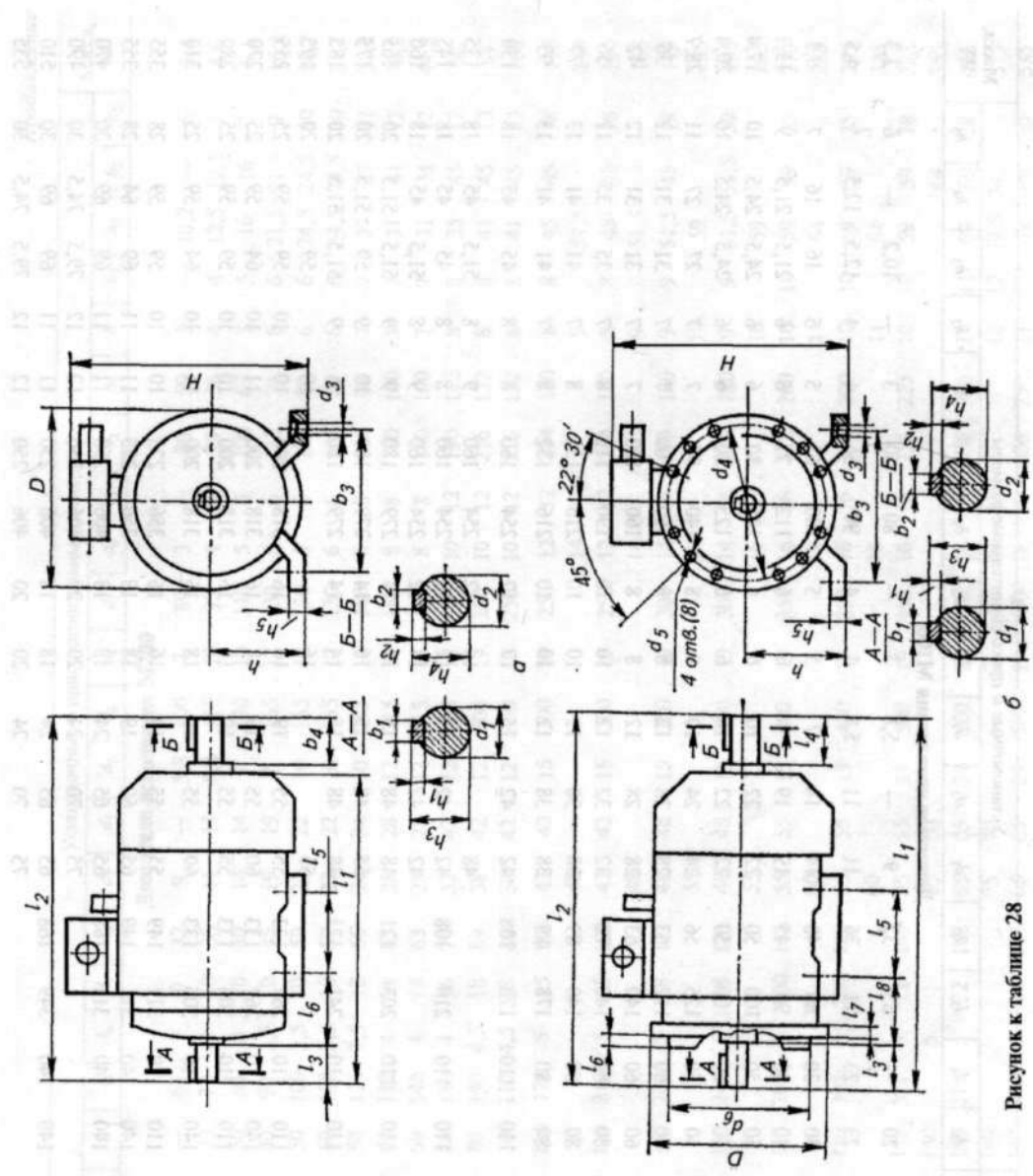


Рисунок к таблице 28

Типоразмер двигателя	Габаритные размеры				Установочные и присоединительные размеры																	Масса, кг
	$l_1$	$l_2$	$H$	$D$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$l_6$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$h$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$h_4$	$h_5$		
<b>Двигатели исполнения М100</b>																						
4A50	174	—	142	104	20	—	63	32	9	—	5,8	3	—	80	50	3	—	10,2	—	6	3,3	
4A56	194	221	152	120	23	23	71	36	11	11	5,8	4	4	90	56	4	4	12,5	12,5	7	4,5	
4A63	216	250	164	130	30	30	80	40	14	14	7	5	5	100	63	5	5	16	16	7	6,3	
4A71	285	330	201	170	40	40	90	45	19	19	7	6	6	112	71	6	6	21,5	21,5	9	15,1	
4A80A	300	355	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	17,4	
4A80B	320	375	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	20,4	
4A90L	350	402	243	208	50	50	125	56	24	24	10	8	8	140	90	7	7	27	27	11	28,7	
4A100S	365	427	263	235	60	60	112	63	28	28	12	8	8	160	100	7	7	31	31	12	36	
4A100L	395	457	263	235	60	60	140	63	28	28	12	8	8	160	100	7	7	31	31	12	42	
4A112M	452	534	310	260	80	80	140	70	32	32	12	10	10	190	112	8	7	35	35	12	56	
4A132S	480	560	350	302	80	80	140	89	38	38	12	10	10	216	132	8	7	41	41	13	77	
4A132M	580	610	350	302	80	80	178	89	38	38	12	10	10	216	132	8	7	41	41	13	93	
4A160S	624	737	430	358	110	110	178	108	42	42	15	12	12	254	160	8	8	45	45	18	130	
4A160M	667	780	358	110	110	210	108	108	48	14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	135			
									42	42	15	12	254	160	8	8	45	45	18	145		
4A180S	662	778	470	410	110	110	203	121	48	48	15	14	14	279	180	9	9	51,5	51,5	20	165	
									55	48	15	16	14	279	180	10	9	59	51,5	20	175	
4A180M	702	818	470	410	110	110	241	121	48	48	15	14	14	279	180	9	9	51,5	51,5	20	185	
									55	16	10	59	20	195								
4A200M	760	875	535	450	110	110	267	133	55	55	19	16	16	318	200	10	10	59	59	25	255	
									60	55	19	18	16	318	200	11	10	64	59	25	270	
4A200L	800	915	535	450	110	110	305	133	55	55	19	16	16	318	200	10	10	59	59	25	280	
									60	55	19	18	16	318	200	11	10	64	59	25	310	
4A225M	810	925	575	494	110	110	311	149	55	55	19	16	16	356	225	10	10	59	59	28	355	
									65	60	19	18	18	356	225	11	11	69	64	28	355	
4A250S	915	1060	640	554	140	140	311	168	65	65	24	18	18	406	250	11	11	69	69	30	470	
									75	70	24	20	20	406	250	12	12	79,5	74,5	30	490	
4A250M	955	1100	640	554	140	140	349	168	65	65	24	18	18	406	250	11	11	69	69	30	510	
									75	70	24	20	20	406	250	12	12	79,5	74,5	30	535	

Продолжение

Тип двигателя	Габаритные размеры				Установочные и присоединительные размеры																	Масса, кг				
	$l_1$	$l_2$	$H$	$D$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$l_6$	$l_7$	$l_8$	$d_1$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$h$		$h_1$	$h_2$	$h_3$	$h_5$
<b>Двигатели исполнения М200</b>																										
4A50	174	—	142	120	20	—	63	3	9	32	9	—	5,8	100	7	80	3	—	80	50	3	—	10,2	—	6	3,4
4A56	194	221	152	140	23	23	71	3	10	36	11	11	5,8	115	10	95	4	4	90	56	4	4	12,5	12,5	7	4,6
4A63	216	250	164	160	30	30	80	3	10	40	14	14	7	130	10	110	5	5	100	63	5	5	16	16	7	6,1
4A71	285	330	201	200	40	40	90	3,5	10	45	19	19	7	165	12	130	6	6	112	71	6	6	21,5	21,5	9	16,1
4A80A	300	355	218	200	50	50	100	3,5	10	50	22	22	10	165	12	130	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	18,7
4A80B	320	375	218	200	50	50	100	3,5	10	50	22	22	10	165	12	130	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	21,7
4A90L	350	402	243	250	50	50	125	3,5	12	56	24	24	10	215	15	180	8	8	140	90	7	7	27	27	11	31,2
4A100S	362	427	263	250	60	60	112	4	14	63	28	28	12	215	15	180	8	8	160	100	7	7	31	31	12	38,2
4A100L	392	457	263	250	60	60	140	4	14	63	28	28	12	215	15	180	8	8	160	100	7	7	31	31	12	44,2
4A112M	452	534	310	300	80	80	140	4	16	70	32	42	12	265	15	230	10	12	190	112	8	8	35	45	12	60
4A132S	480	560	350	350	80	80	140	4,5	18	89	38	42	12	300	19	250	10	12	216	132	8	8	41	45	13	84
4A132M	580	610	350	350	80	80	110	4,5	18	89	38	42	12	300	19	250	10	12	216	132	8	8	41	45	13	100
4A160S	624	737	430	350	110	110	178	5	15	108	42	42	15	300	19	250	12	12	254	160	8	8	45	45	18	135
											48	14	9	51,5	140											
4A160M	667	780	430	350	110	110	210	5	15	108	42	42	15	300	19	250	12	12	254	160	8	8	45	45	18	150
											48	14	9	51,5	165											
4A180S	662	778	470	400	110	110	203	5	18	121	48	48	15	350	19	300	14	14	279	180	9	9	51,5	45	18	175
											55	16	10	59	185											
4A180M	702	818	470	400	110	110	241	5	18	121	48	48	15	350	19	300	14	14	279	180	9	9	51,5	51,5	20	195
											55	16	10	59	205											
4A200M	760	875	535	450	110	110	267	5	200	133	55	55	19	400	19	350	16	16	318	200	10	10	59	59	25	270
											60	18	11	64	285											
4A200L	800	915	535	450	110	110	305	5	200	133	55	55	19	400	19	350	16	16	318	200	10	10	59	59	25	295
											60	18	11	64	325											
4A225M	810	925	575	550	110	110	311	5	22	149	55	55	19	500	19	450	16	16	356	225	10	10	59	59	28	375
											65	60	12	64	355											
4A250S	915	1060	640	550	140	140	311	5	22	168	65	65	24	500	19	450	18	18	406	250	11	11	69	69	28	495
											75	70	20	20	12	12	79,5	74,5	515							
4A250M	955	1100	640	550	140	140	349	5	22	168	65	65	24	500	19	450	18	18	406	250	11	11	69	69	30	535

### 29. Технические характеристики цилиндрических горизонтальных двухступенчатых редукторов типа Ц2

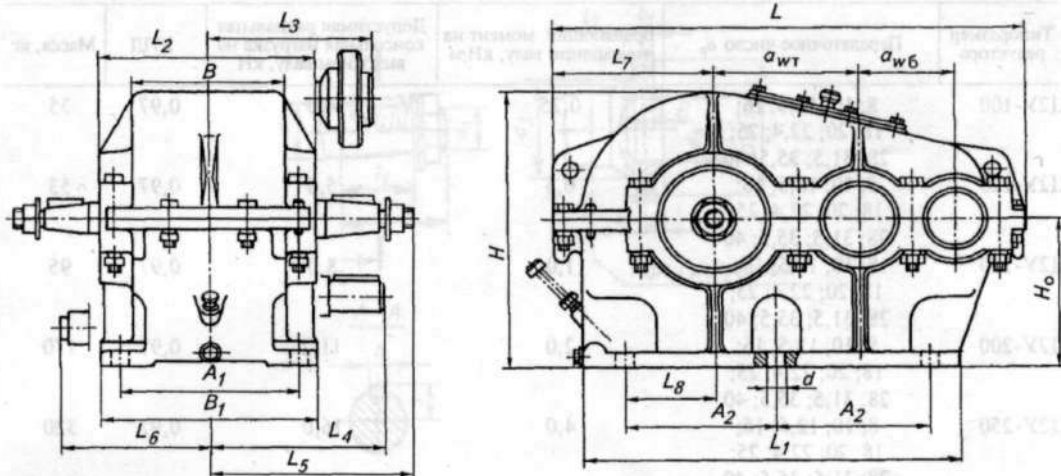
Типоразмер редуктора	Передаточное число	Вращающий момент на тихоходном валу, кН·м, при режиме работы							
		Л		С		Т		ВТ	
		и частоте вращения, мин <sup>-1</sup>							
		600	960	600	960	600	960	600	960
Ц2-250	10; 12,5;	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1	0,9
	16; 20;	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,0	0,9
	25; 31,5;	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,2	1
	40; 50	4	3,8	2,8	2,7	1,5	1,3	1,2	0,9
Ц2-300	10; 12,5;	5	4	4,4	3,5	2,3	2,0	1,4	1,4
	16; 20;	5,8	5,0	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5;	5,8	5,0	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40; 50	6	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6
Ц2-350	10; 12,5;	8	7,1	6	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20;	9	7,3	6,8	5,6	3,5	3	2,2	1,9
	25; 31,5;	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5;	14	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20;	18	14	11,5	8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5;	18,5	16,5	11,5	9	6	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17	11,5	9	6	4,6	5	4,4
Ц2-500	10; 12,5;	28	24	18	16	11,2	9	7,3	7,3
	16; 20;	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9	7,3	6,5
	25; 31,5;	31,5	30	21,2	20	13,2	9,7	7,3	6,5
	40; 50	31,5	30	21,2	20	13,2	10,6	7,3	6,5

### 30. Допустимые консольные нагрузки, кН, на тихоходные валы редукторов типа Ц2

Типоразмер редуктора	Режим работы по правилам Госгортехнадзора			
	Л	С	Т	ВТ
Ц2-250	12	18	12,5	6,3
Ц2-300	20	28,5	14	8
Ц2-350	32	25	18	10
Ц2-400	32	25	20	14
Ц2-500	50	40	25	20

Примечание. Нагрузки приведены относительно середины посадочной части выходного вала.

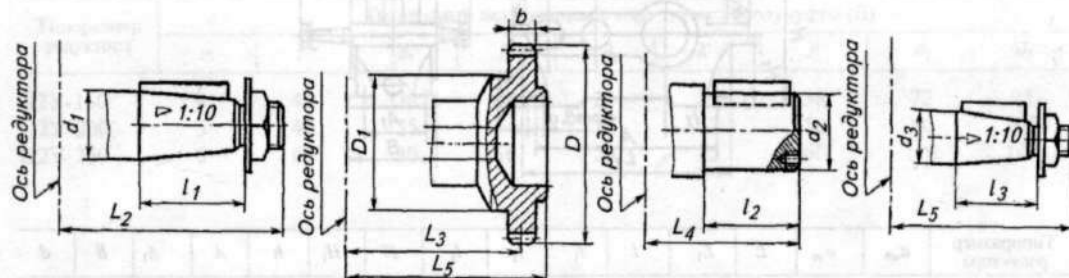
### 31. Основные размеры, мм, редукторов типа Ц2



Типоразмер редуктора	$a_{wб}$	$a_{wт}$	$A_1$	$A_2$	$B$	$B_1$	$L$	$L_1$	$L_5$	$L_7$	$L_8$	$H_0$	$H$	$d$	$z_1$	Масса, кг
Ц2-250	100	150	210	285	260	260	515	400	280	183	75	160	310	22	4	86
Ц2-300	125	175	250	350	300	300	620	475	300	215	90	190	362	26	4	138
Ц2-350	150	200	280	200	330	330	700	550	345	238	100	212	409	26	6	210
Ц2-400	150	250	320	250	380	380	805	640	375	286	150	265	505	33	6	315
Ц2-500	200	300	360	320	440	440	985	785	445	340	190	315	598	39	6	500

Обозначение.  $z_1$  — число болтов крепления редуктора.

### 32. Размеры концов валов редукторов типа Ц2, мм



Типоразмер редуктора	Быстроходный вал			Тихоходный вал, конец которого имеет форму												
				зубчатой муфты									цилиндрическую			
	$d_1$	$L_2$	$l_1$	$m$	$z$	$D$	$D_1$	$b$	$L_3$	$L_9$	$l_2$	$d_3$	$d_2$	$l_1$	$L_4$	
Ц2-250	30	220	60	3,5	40	147	95	20	198	180	38	72	65	105	225	
Ц2-300	35	255	60	5	40	210	105	25	227	205	50	80	75	105	280	
Ц2-350	40	300	85	6	40	252	140	30	255	230	60	110	85	130	320	
Ц2-400	50	325	85	6	40	252	140	30	280	255	65	110	95	130	350	
Ц2-500	60	390	108	8	40	336	215	40	330	295	70	150	110	165	415	

Обозначения:  $m$  — модуль, мм;  $z$  — число зубьев.

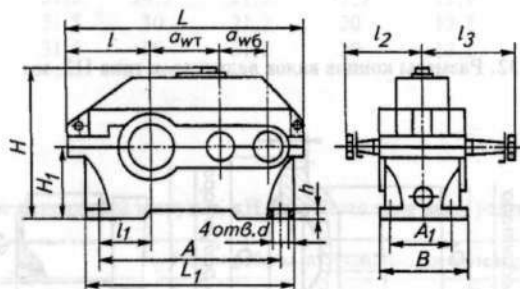
### 33. Технические характеристики цилиндрических редукторов типа Ц2У

Типоразмер редуктора	Передачное число $u_p$	Вращающий момент на тихоходном валу, кН·м	Допустимая радиальная консольная нагрузка на выходном валу, кН	КПД	Масса, кг
Ц2У-100	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	0,25	4,0	0,97	35
Ц2У-125	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	0,5	5,6	0,97	53
Ц2У-160	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	1,0	8,0	0,97	95
Ц2У-200	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	2,0	11,2	0,97	170
Ц2У-250	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	4,0	16,0	0,97	320

Примечания: 1. Редукторы допускают кратковременные нагрузки в 2,2 раза, если число циклов нагружения за срок службы не более  $10^6$ .

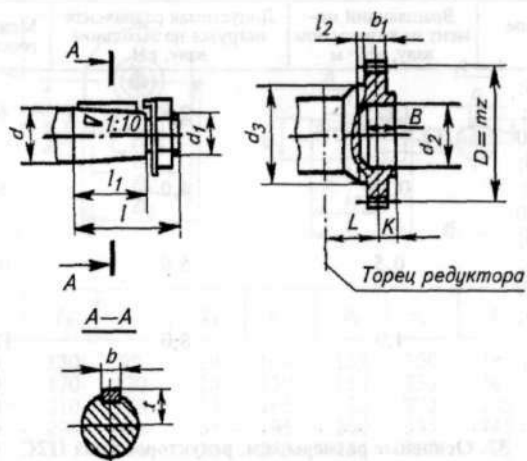
2. При повторно-кратковременном режиме работы редуктора вращающий момент может быть увеличен в 2 раза, если число циклов не более  $10^6$ .

### 34. Основные размеры, мм, редукторов типа Ц2У



Типоразмер редуктора	$a_{w6}$	$a_{wt}$	$L$	$L_1$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$H$	$H_1$	$h$	$A$	$A_1$	$B$	$d$
Ц2У1-00	80	100	387	325	136	85	136	165	230	112	22	290	109	160	15
Ц2У-125	80	125	450	375	160	106	145	206	272	132	25	335	125	180	19
Ц2У-160	100	160	560	475	200	136	170	224	345	170	28	425	140	212	24
Ц2У-200	125	200	690	580	243	165	212	280	425	212	36	515	165	250	24
Ц2У-250	160	250	825	730	290	212	265	335	530	265	40	670	218	300	28

35. Размеры концов валов редукторов типа Ц2У, мм



Типоразмер редуктора	Быстроходный конусный вал (I)						Тихоходный конусный вал (I)					
	$d$	$d_1$	$l$	$l_1$	$b$	$t$	$d$	$d_1$	$l$	$l_1$	$b$	$t$
Ц2У-100	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	35	M12×1,5	80	58	6	18,55
Ц2У-125	20	M12×1,25	50	36	4	10,6	45	M12×1,25	110	82	12	23,45
Ц2У-160	25	M16×1,5	60	42	5	13,45	55	M12×1,25	110	82	14	28,95
Ц2У-200	30	M20×1,5	80	58	6	16,05	70	M12×1,25	140	105	18	38,38
Ц2У-250	40	M24×2	110	82	10	20,95	90	M12×1,25	170	130	22	46,75

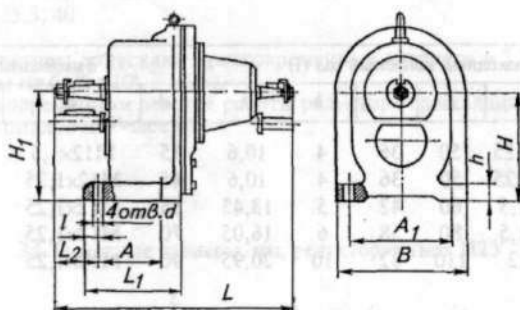
Продолжение

Типоразмер редуктора	Тихоходный вал с концом в виде зубчатой полумуфты (II)									
	$m$	$z$	$b_1$	$L$	$l_2$	$K$	$B$	$d_2$	$d_3$	
Ц2У-160	4	40	20	48	20	19	38	72	95	
Ц2У-200	5	40	25	—	20	22	50	80	105	
Ц2У-250	6	40	30	66	20	25	60	110	140	

### 36. Технические характеристики соосных редукторов типа 2Ц2С

Типоразмер редуктора	Передаточное число $i_p$	Вращающий момент на тихоходном валу, кН · м	Допустимая радиальная нагрузка на выходном валу, кН	Межосевое расстояние	КПД	Масса, кг
Ц2С-63	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	0,125	2,8	63	0,98	17,5
Ц2С-80	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	0,25	4,0	80	0,98	28
Ц2С-100	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	0,5	5,6	100	0,98	45
Ц2С-125	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	1,0	8,0	125	0,98	78

### 37. Основные размеры, мм, редукторов типа Ц2С

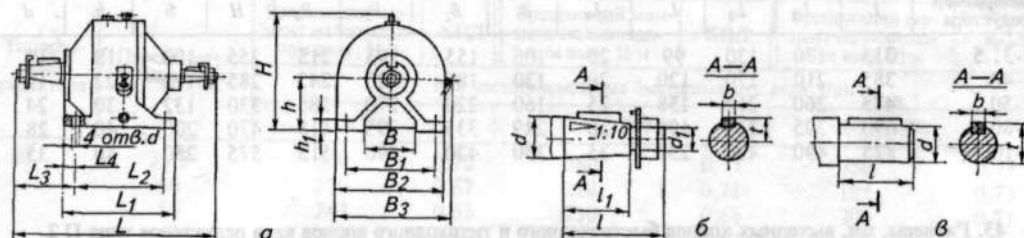


Типоразмер редуктора	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	A	A <sub>1</sub>	B	H	H <sub>1</sub>	l	h	d
Ц2С-63	360	160	48	110	150	185	270	140	15	16	12
Ц2С-80	405	175	75	115	180	225	315	170	22	18	15
Ц2С-100	485	195	102	130	210	255	370	212	20	22	15
Ц2С-125	530	235	105	160	280	235	465	265	25	28	19

### 38. Техническая характеристика одноступенчатых редукторов типа П<sub>3</sub>

Типоразмер редуктора	Радиус расположения сателлитов, мм	Передаточное число	Вращающий момент на тихоходном валу, кН · м	Допустимая консольная нагрузка, кН, на выходные концы тихоходного вала	КПД	Масса, кг
П <sub>3</sub> -31,5	32,35	8; 10	0,125	0,14	0,96	18
П <sub>3</sub> -40	40		0,25	2,0		50
П <sub>3</sub> -50	50		0,50	2,8		50
П <sub>3</sub> -63	63		1,0	4,0	0,97	75
П <sub>3</sub> -80	80	6,3; 8; 10; 12,5	2,0	5,6		118
П <sub>3</sub> -100	100		4,0	8,0		235
П <sub>3</sub> -125	125		8,0	11,3	0,96	450

### 39. Основные размеры, мм, планетарных редукторов типа П<sub>3</sub>



Типоразмер редуктора	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	H	h	h <sub>1</sub>	d
П <sub>3</sub> -31,5	330	180	130	99	20	106	155	200	215	255	100	18	19
П <sub>3</sub> -40	380	220	170	120	20	130	180	230	245	285	112	22	19
П <sub>3</sub> -50	455	270	210	158	25	160	220	275	285	330	132	30	24
П <sub>3</sub> -63	510	290	230	158	25	195	260	335	345	385	160	32	24
П <sub>3</sub> -80	610	395	335	136	30	249	335	395	415	470	200	40	28
П <sub>3</sub> -100	685	490	420	230	35	330	420	490	515	575	250	40	35
П <sub>3</sub> -125	825	540	450	265	40	420	530	610	630	715	315	48	42

Примечание. Цифры в обозначении типоразмера редуктора указывают радиус расположения сателлитов.

### 40. Размеры, мм, выходных концов быстроходного и тихоходного валов редукторов типа П<sub>3</sub> (см. рисунок к табл. 39)

Типоразмер редуктора	Быстроходный вал с конусным концом						Тихоходный вал с конусным концом, кроме П <sub>3</sub> -200					
	d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	b	t	d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	b	t
П <sub>3</sub> -31,5	20	M12×1,25	50	36	4	10,60	28	M16×1,5	60	48	5	14,95
П <sub>3</sub> -40	22	M12×1,25	50	36	4	11,60	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
П <sub>3</sub> -50	28	M16×1,5	60	42	5	14,95	45	M30×2	110	82	12	23,45
П <sub>3</sub> -63	36	M20×1,5	80	58	6	18,55	55	M36×3	110	82	14	28,95
П <sub>3</sub> -80	45	M30×2	110	82	12	23,45	70	M48×3	140	105	18	36,40
П <sub>3</sub> -100	55	M36×3	110	82	14	28,90	90	M60×4	170	130	22	46,75
П <sub>3</sub> -125	70	M48×3	140	105	18	36,40	110	M80×4	210	165	25	55,90

### 41. Основные характеристики планетарных двухступенчатых редукторов типа П<sub>2</sub>

Типоразмер редуктора	Радиус расположения сателлитов, мм	Передаточное число	Вращающий момент на тихоходном валу, кН·м	Допустимая консольная нагрузка, кН, на выходные концы тихоходного вала	КПД	Масса, кг
П <sub>2</sub> -31,5	31,5	31,5; 40;	0,125	2,8	0,94	19
П <sub>2</sub> -40	40	50; 63; 80; 100	0,25	4		30
П <sub>2</sub> -50	50		0,5	5,6		52
П <sub>2</sub> -63	63		1	8		88
П <sub>2</sub> -80	80	25; 31,5; 40; 50; 60	2	11,2		142
П <sub>2</sub> -100	100	100; 125	4	16	0,95	268

#### 42. Основные размеры, мм, планетарных двухступенчатых редукторов типа П<sub>2</sub>

Типоразмер редуктора	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	H	h	h <sub>1</sub>	d
П <sub>2</sub> -31,5	315	170	130	99	20	106	155	195	215	255	100	18	19
П <sub>2</sub> -40	385	210	170	120	20	130	180	220	245	285	112	22	19
П <sub>2</sub> -50	475	260	210	158	25	160	220	270	285	330	132	30	24
П <sub>2</sub> -80	690	395	335	196	30	249	335	395	415	470	200	40	28
П <sub>2</sub> -100	825	490	420	230	35	330	420	490	515	575	250	40	35

#### 43. Размеры, мм, выходных концов быстроходного и тихоходного концов вала редукторов типа П<sub>2</sub> (см. рисунок к табл. 39)

Типоразмер редуктора	Быстроходный вал с конусным концом						Тихоходный вал с конусным концом, кроме П <sub>2</sub> -200					
	d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	b	t	d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	b	t
П <sub>2</sub> -31,5	12	M8×1	30	18	3	7,75	28	M16×1,5	60	42	5	14,95
П <sub>2</sub> -40	16	M10×1,25	40	28	4	9,80	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
П <sub>2</sub> -50	20	M12×1,25	50	36	4	10,60	45	M30×2	110	82	12	23,45
П <sub>2</sub> -63	22	M12×1,25	50	36	4	11,60	55	M36×3	110	82	14	28,95
П <sub>2</sub> -80	28	M16×1,5	60	42	5	14,95	70	M48×3	140	105	18	36,40
П <sub>2</sub> -100	35	M20×1,5	80	58	6	18,55	90	M60×4	170	130	22	46,75

#### 44. Технические характеристики червячных редукторов типа Ч

Типоразмер редуктора	Передаточное число $u_p$	Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	КПД	Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	КПД	Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	КПД
		при частоте вращения быстроходного вала, мин <sup>-1</sup>					
		750		1000		1500	
Ч-50	8	71	0,86	66	0,87	56	0,88
	10	65	0,85	60	0,85	51	0,887
	12,5	66	0,83	61	0,84	52	0,86
	16	71	0,80	65	0,81	56	0,83
	20	65	0,77	60	0,78	52	0,81
	25	64	0,72	59	0,73	51	0,76
	31,5	71	0,68	67	0,69	58	0,73
	40	68	0,65	65	0,66	56	0,69
	50	65	0,61	60	0,61	54	0,62
	63	61	0,55	56	0,57	50	0,60
Ч-63	8	128	0,87	118	0,88	100	0,89
	10	128	0,86	118	0,87	100	0,88
	12,5	118	0,85	103	0,86	90	0,87
	16	125	0,81	115	0,82	100	0,84
	20	125	0,80	115	0,81	100	0,83
	25	109	0,77	100	0,78	90	0,81
	31,5	122	0,69	112	0,70	100	0,74
	40	118	0,68	112	0,69	100	0,73
	50	112	0,64	106	0,64	95	0,68
	63	95	0,60	90	0,61	80	0,62
Ч-80	8	280	0,89	250	0,90	212	0,91
	10	250	0,88	224	0,89	190	0,90
	12,5	270	0,86	230	0,87	195	0,89
	16	280	0,83	250	0,85	218	0,86
	20	243	0,79	224	0,81	195	0,84
	25	243	0,78	224	0,79	195	0,83

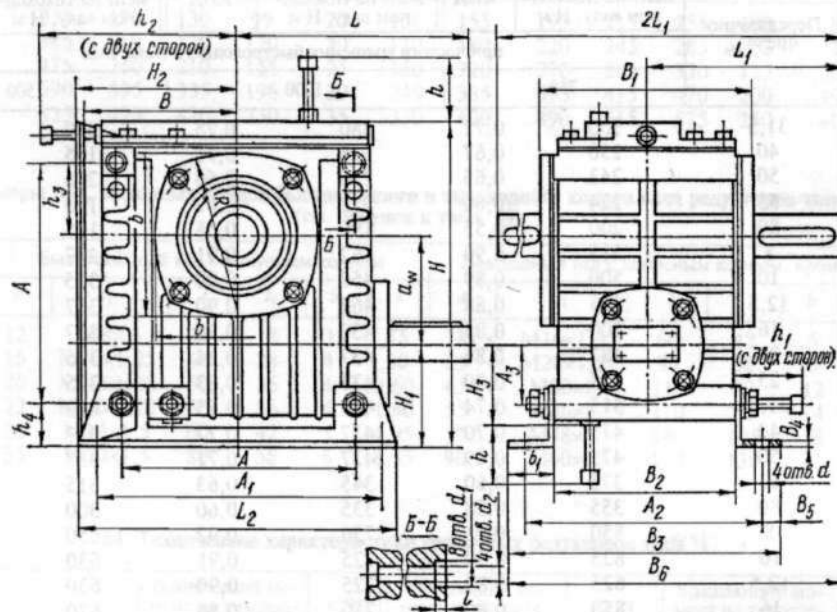
Типоразмер редуктора	Передаточное число $u_p$	Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	КПД	Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	КПД	Вращающий момент на тихоходном валу, Н·м	КПД
		при частоте вращения быстроходного вала, мин <sup>-1</sup>					
		750		1000		1500	
Ч-80	31,5	300	0,72	280	0,75	250	0,78
	40	230	0,67	218	0,71	195	0,73
	50	243	0,65	230	0,66	206	0,71
	63	224	0,60	212	0,62	190	0,64
Ч-100	80	200	0,55	190	0,58	175	0,61
	8	515	0,90	462	0,91	387	0,92
	10	500	0,89	450	0,90	375	0,91
	12,5	515	0,88	462	0,90	387	0,90
	16	500	0,85	450	0,86	387	0,88
	20	487	0,81	437	0,84	375	0,86
	25	475	0,80	437	0,83	375	0,85
	31,5	515	0,74	475	0,75	412	0,79
	40	475	0,70	437	0,72	387	0,75
	50	475	0,69	437	0,71	387	0,74
Ч-125	63	375	0,60	345	0,63	315	0,66
	80	355	0,58	335	0,60	300	0,93
	8	850	0,91	750	0,92	650	0,93
	10	825	0,90	725	0,91	630	0,92
	12,5	825	0,89	725	0,90	630	0,91
	16	850	0,86	750	0,86	670	0,88
	20	825	0,84	750	0,85	650	0,87
	25	775	0,82	700	0,83	615	0,85
	31,5	1000	0,75	900	0,77	800	0,80
	40	850	0,72	775	0,74	690	0,78
Ч-160	50	800	0,70	725	0,72	650	0,75
	63	750	0,66	700	0,69	615	0,72
	80	650	0,60	600	0,63	530	0,66
	8	1600	0,91	1450	0,93	1250	0,94
	10	1500	0,91	1320	0,92	1150	0,93
	12,5	1500	0,90	1320	0,91	1150	0,92
	16	1800	0,87	1600	0,88	1400	0,90
	20	1500	0,83	1320	0,85	1150	0,87
	25	1400	0,81	1320	0,84	1120	0,86
	31,5	2000	0,79	1800	0,80	1600	0,83
Ч-160	40	1600	0,73	1450	0,76	1250	0,79
	50	1450	0,71	1320	0,73	1180	0,75
	63	1320	0,69	1250	0,71	1090	0,74
	80	1320	0,64	1250	0,68	1090	0,71

Примечания: 1. Фактические значения передаточных чисел должны быть не более 4 % номинальных.

2. Редукторы с  $u_p \geq 50$  целесообразно применять для работы в переменных режимах.

3. Значения допустимых моментов  $T_T$  указаны для непрерывной работы редукторов при постоянной нагрузке в течение 24 ч и температуре окружающей среды  $t_a \leq 20$  °С.

45. Основные размеры, мм, червячных редукторов типа Ч

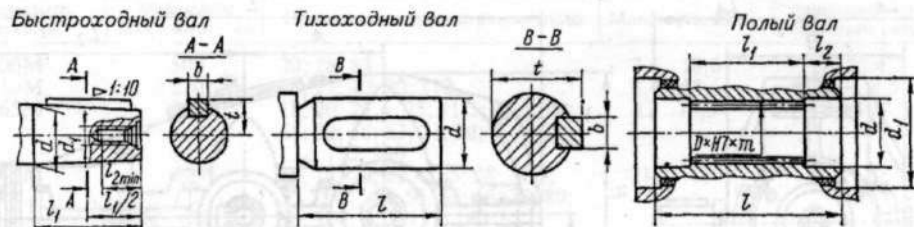


Типоразмер редуктора	$a_w$	$A$	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$B$	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$B_5$	$B_6$	$a$	$a_1$	$H$
Ч-63	63	150	180	165	42	102	145	125	197	5	16	217	105	36	223
Ч-80	80	180	225	185	50	118,5	165	140	212	5	13,5	250	120	36	265

Продолжение

Типоразмер редуктора	$H_1$	$H_2$	$H_3$	$h$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$h_4$	$d$	$d_1$	$d_2$	$L$	$L_1$	$L_2$	$l$
Ч-63	82	115	59	155	115	200	45	40	13	16	11,5	145	120	220	8
Ч-80	92	132	66	190	135	240	50	42	15	18	13	160	145	260	8

46. Размеры, мм, выходных концов быстроходных и полых валов редукторов типа Ч

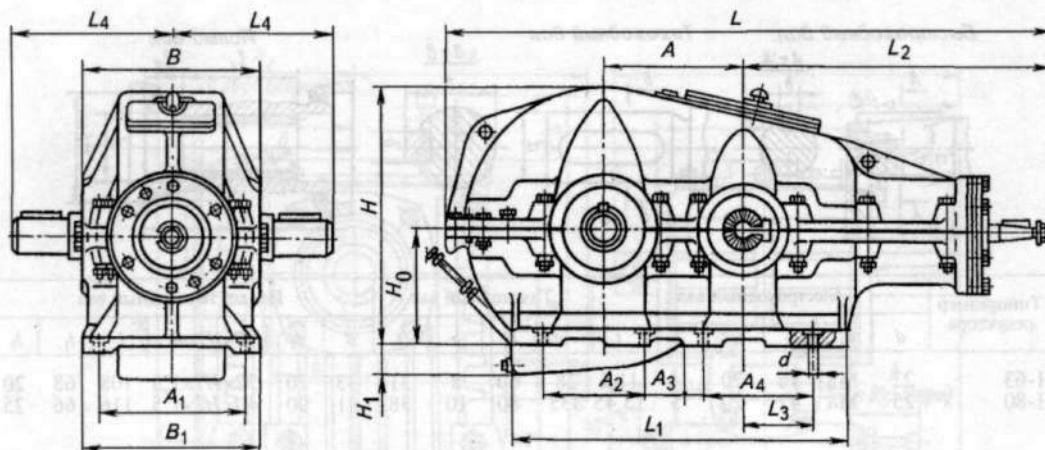


Типоразмер редуктора	Быстроходный вал						Тихоходный вал				Полый тихоходный вал					
	d	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	b	t	d	l	b	t	d	d <sub>1</sub>	D×H7×m	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>
Ч-63	22	M8	36	20	4	11,6	28	60	8	31	33	70	32×H7×1,3	108	68	20
Ч-80	25	M8	42	20	5	13,45	335	80	10	38	41	90	40×H7×1,5	116	66	25

47. Технические характеристики коническо-цилиндрических редукторов типа КЦ

Типоразмер редуктора	Передаточное число	Допустимый момент $T_T$ , Н·м, при частоте вращения $n_6$ , мин <sup>-1</sup>			Максимальный кратковременно допустимый момент $T_{Tmax}$ , Н·м	Допустимая радиальная консольная нагрузка на концах валов, Н	
		600	1000	1500		быстроходного	тихоходного
КЦ1-200	28	530	530	530	2300	1400	6500
	20	650	650	630	2900	1200	1650
	14	780	750	710	3500	900	5600
	10	800	750	710	3900	600	5600
КЦ1-250	6,3	520	490	460	3150	600	5150
	28	1000	1000	1000	4500	2500	8750
	20	1300	1250	1150	5600	2300	8250
	14	1550	1450	1400	6900	2000	7000
КЦ1-300	10	1650	1550	1400	7500	1500	7000
	6,3	1300	1200	1120	7750	1200	5600
	28	1750	1750	1650	7750	2300	12800
	20	2200	2100	2000	10000	1900	12800
КЦ1-400	14	2600	2400	2150	11500	1350	11500
	10	2000	1850	1700	12500	1200	13200
	6,3	1300	1200	1100	8000	1200	13200
	28	4200	4000	3800	18500	4000	21200
КЦ1-500	20	5220	4780	4500	23000	3300	20000
	14	5900	5360	5000	27200	2200	18000
	10	5800	5300	5000	30700	1000	18000
	6,3	3800	3400	3300	25000	1000	21000
КЦ1-500	28	8200	7560	7100	36500	15500	30000
	20	9750	9000	8250	45000	13200	28000
	14	11500	10000	9000	54500	10000	25000
	10	9500	9000	9000	60000	8000	25000
	6,3	6300	6000	5700	51500	8000	30000

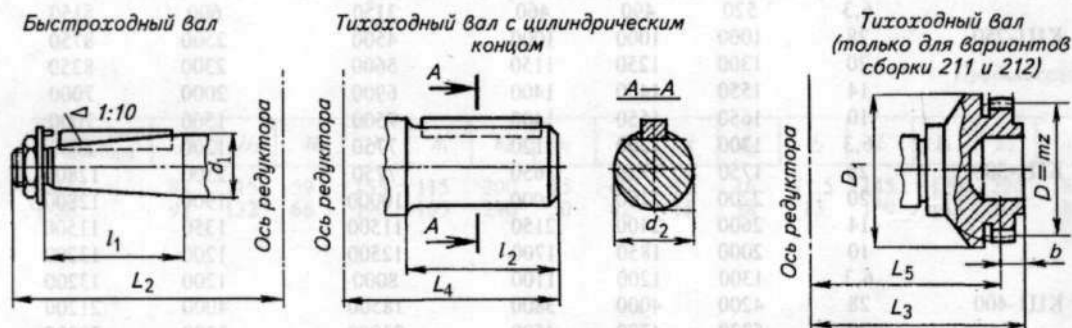
48. Основные размеры, мм, редукторов типа КЦ1



Типоразмер редуктора	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	B	B <sub>1</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>3</sub>	H <sub>0</sub>	H	H <sub>1</sub>	d	z <sub>1</sub>	Масса, кг
КЦ1-200	200	250	—	—	375	300	300	900	480	85	225	435	—	17	4	186
КЦ1-250	250	225	—	—	480	375	375	1170	600	120	265	515	—	22	4	391
КЦ1-300	300	250	—	215	280	450	450	1274	680	120	316	607	—	22	6	474
КЦ1-400	400	450	335	140	335	526	526	1703	930	212	320	705	95	26	8	1010
КЦ1-500	500	550	390	210	390	630	630	2085	1160	250	460	877	100	33	8	1470

Обозначения: d — диаметр отверстий для фундаментных болтов, мм; z<sub>1</sub> — число отверстий.

49. Размеры, мм, концов валов для редукторов КЦ1

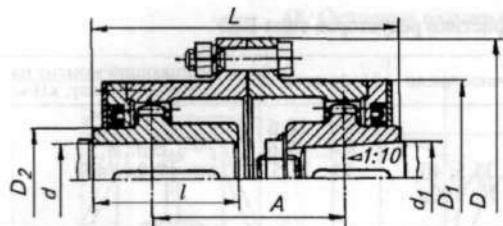


Типоразмер редуктора	Быстроходный вал			Тихоходный вал, конец которого имеет форму									
	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	зубчатой муфты					цилиндрическую				
				m	z	D	D <sub>1</sub>	b	L <sub>3</sub>	L <sub>5</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>	L <sub>4</sub>
КЦ1-200	40	85	460	3	40	126	130	20	219	194	45	80	247
КЦ1-250	50	85	625	3	48	150	150	25	257	240	55	110	319,5
КЦ1-300	50	85	625	3	56	174	180	25	325	295	70	140	385
КЦ1-400	60	108	848	4	56	212	241	35	370	338	98	170	452
КЦ1-500	90	135	1030	4	56	232	240	35	422	390	110	210	544

Обозначения: m — модуль, мм; z — число зубьев.

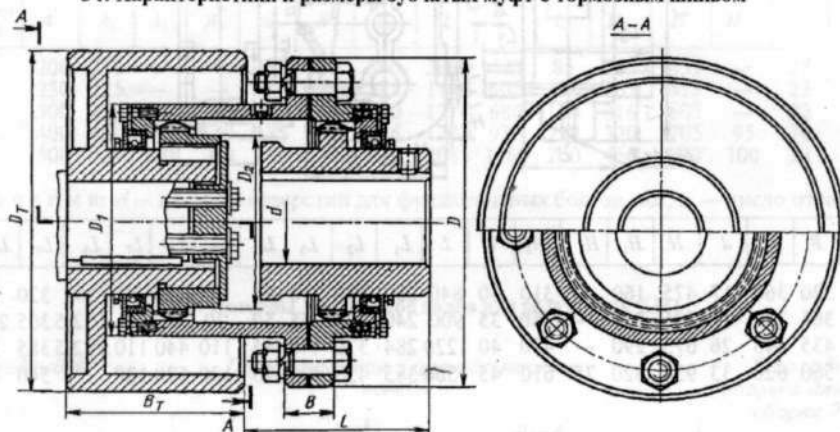


53. Основные размеры, мм, и параметры зубчатых муфт с разъемной обоймой типа I (по ГОСТ 5006-83\*Е)

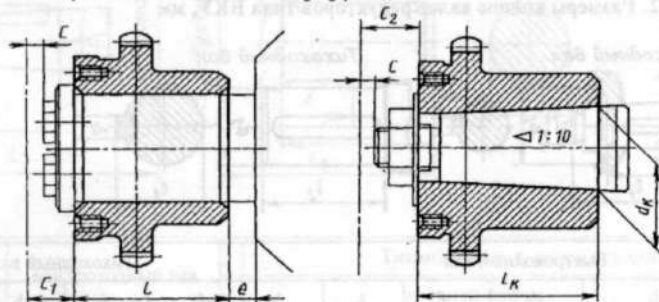


Номинальный вращающий момент $T$ , Н·м	$d; d_1$	$D$	$D_1$	$D_2$	$L$	$l$	$A$ , мм, не менее	Параметры зубчатого соединения			Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг, не более
								$m$ , мм	$z$	$b$ , мм		
1000	40	145	105	60	174	82	60	2,5	30	12	0,05	6,7
1600	55	170	125	80	174	82	75	2,5	38	15	0,06	9,2
2500	60	185	135	85	220	105	75	3	36	20	0,08	10,2
4000	65	200	150	95	220	105	85	3	40	20	0,15	15,2
6300	80	230	175	115	270	130	125	3	48	20	0,25	22,6
10000	100	270	200	145	340	165	145	3	56	25	0,5	36,9
16000	120	300	230	175	345	165	180	4	48	30	1,15	62,5
25000	140	330	260	200	415	200	180	4	56	30	2,25	100

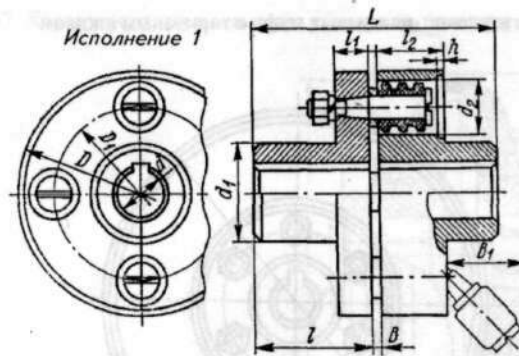
54. Характеристики и размеры зубчатых муфт с тормозным шкивом



Варианты исполнения полумуфты



Вращающий момент $T$ , Н·м	Частота вращения вала $n_{max}$ , мин <sup>-1</sup>	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup> (без тормозного шкива)	Размеры, мм													Масса, кг	
			$d$	$d_k$	$B_T$	$D$	$D_1$	$D_2$	$B$	$l$	$l_k$	$c$	$c_1$	$c_2$	$e$		$D_T$
710	6300	0,12	40	38	95	170	110	55	34	55	55	2,5	11	18	12	160...200	10,2
1400	5000	0,21	50	55	145	185	125	70	34	70	70	2,5	13	22	12	200...300	14,3
3150	4000	0,42	60	55	185	220	150	90	40	90	85	2,5	15	25	18	300...400	24,0
5600	3350	0,85	75	75	185	250	175	110	40	110	105	2,5	17	28	18	500	38,0

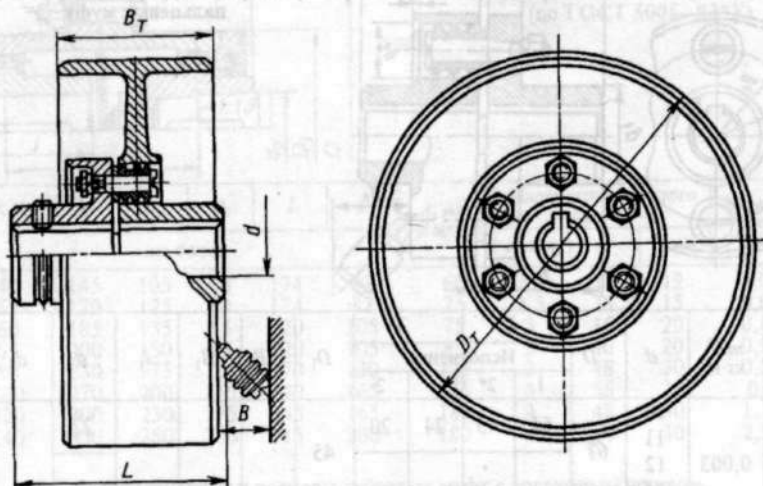


55. Характеристики и основные размеры, мм, упругих втулочно-пальцевых муфт

Вращающий момент $T$ , Н·м	$n_{\max}$ , мин <sup>-1</sup>	$mD^2$ , кг·м <sup>2</sup>	$d$	$D$	$L$				$D_1$	$B$	$B_1$	$l_1$	$d_1$	$d_2$	$l_2$	$n$
					Исполнение											
					1	2*	1	2								
6,3	8800	0,003	10	67	51	43	24	20	45	3	20	9	22	17	12	3
			11		63	51	30	24					25			
			12													
			14													
16,0	7600	0,004	14	71	83	59	40	28	50	4	28	16	30	20	20	4
			16													
			18													
			32													
31,5	6350	0,005	16	90	84	60	50	36	63	4	28	16	30	20	20	4
			18													
			20													
			22													
63,0	5700	0,008	20	100	104	76	50	36	71	5	42	18	36	28	32	6
			22													
			25													
			28													
125,0	4600	0,025	25	125	125	89	80	60	90	5	42	18	45	28	32	4
			28													
			32													
			36													
250	3800	0,054	32	140	165	125	110	85	105	5	42	18	56	28	32	6
			36													
			40													
			45													
500	3600	0,155	40	170	225	175	110	85	130	5	56	18	71	28	32	8
			45													
			50													
			56													
1000	2850	0,49	50	210	226	176	140	105	160	6	71	24	90	36	40	10
			56													
			63													
			110													
2000	2300	1,06	63	260	288	218	170	130	200	8	71	30	110	48	48	10
			71													
			80													
			150													
4000	1800	3,25	80	320	350	270	210	170	240	10	85	38	140	60	60	10
			90													
			100													
			180													

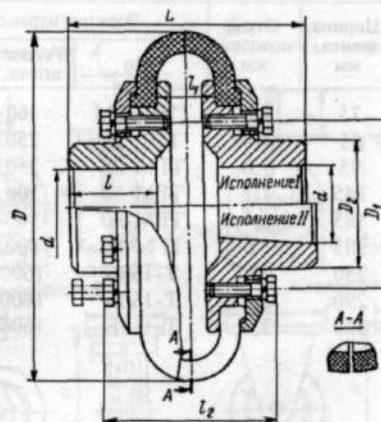
Обозначение:  $n$  — число пальцев.  
\* С коническим посадочным отверстием.

56. Характеристики и размеры упругих втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом



T, Н·м	T <sub>r</sub> , Н·м	n, мин <sup>-1</sup>	Расчетный момент инерции муфты, кг·м <sup>2</sup>	Размеры, мм						Масса, кг					
				D <sub>r</sub>	d		B <sub>r</sub>	B	L						
					тормозного шкива	полумуфты									
32	25	6300	0,009	100	18	18	75	42	85	3					
		5600	0,008		22				94						
		4750	0,01		28				104						
		4000	0,012		30				104						
130								104							
55	100	5600	0,053	160	22	22	75	42	104	5					
4750		0,062	28		25				115	7					
4000		0,057	30		28				123						
4750		0,135	28		25				125	9					
130								145	11						
240					30	32		165	12						
130		4000	0,152	200	32	25	95	42	145	10					
240			32		32	165			11						
450		3350	0,21		40	35			196	16					
700			0,256		42	42			226	17					
450	250	3000	0,707	300	50	45	55	55	21	20					
700										48	48	28			
700											55	50	29		
1100										0,939		55			
700	800	2650	0,952	300	60	60	145	55	39						
1100										1,105					
										1,132		65	65	286	38
4000	1500	1700	5,614	400	90	80	185	85	350	111					

57. Характеристики и основные размеры муфт с упругим торообразным резинокордным элементом



725,8

Максимально допустимый крутящий момент $T_{\max}$ , Н·м	Размеры, мм								Масса, кг
	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	L	d	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	
7,5	84	50	32	62	10...18	26	16	55	0,8
15	104	50	34	64	12...22	28	16	57	1,0
40	136	65	45	88	18...30	35	18	64	3,2
75	178	85	60	125	25...35	47	35	89	6,3
150	210	110	80	150	30...50	59	38	98	10,2
400	263	140	95	174	35...60	67	40	123	19
630	310	180	115	200	38...70	75	42	139	31,5
1100	370	235	150	215	38...80	85	46	151	80
2250	402	260	175	244	40...100	95	50	153	90
4000	450	260	180	280	55...110	110	70	190	96

58. Технические характеристики колодочных тормозов типа ТКТ

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Н·м			Диаметр тормозного шкива, мм	Ширина тормозного шкива, мм	Отход колодки, мм	
	ПВ = 25 %	ПВ = 40 %	ПВ = 100 %			номинальный	наибольший
TKT-100	20	20	10	100	75	0,4	0,6
TKT-200/100	40	40	22	200	95	0,4	0,6
TKT-200	160	160	80	200	95	0,5	0,8
TKT-300/200	240	240	120	300	145	0,5	0,8

Продолжение

Типоразмер тормоза	Электромагнит			Масса тормоза, кг
	Тип	Момент якоря номинальный, Н·м	Потребляемая мощность, Вт	
TKT-100	МО-100Б	5,5	140	12
TKT-200/100	МО-100Б	5,5	140	25
TKT-200	МО-200Б	40,0	450	37
TKT-300/200	МО-200Б	40,0	450	68

Примечание. Если требуемый расчетный момент меньше допустимого, то можно изменить натяжение основной пружины.

59. Основные размеры, мм, двух колодочных тормозов типа ТКТ (см. рис. 2.27)

Типоразмер тормоза	D	B	B <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	H	s	d	δ	h
TKT-100	100	130	70	110	40	421	150	250	120	292	6	13	4	100
TKT-200/100	200	130	90	175	60	566	265	430	180	432	8	17	6	170
TKT-200	200	177	90	175	60	681	265	430	212	480	8	17	6	170
TKT-300/200	300	177	140	250	80	808	390	540	270	620	12	21	8	240

**60. Технические характеристики колодных тормозов с электрогидравлическим толкателем**

Типоразмер тормоза	Тормозной момент наибольший, Н·м	Диаметр шкива D, мм	Ширина, шкива, мм	Отход колодки, мм	Электрогидравлический толкатель				Масса, кг
					Тип	Усилие на штоке, Н	Число штоков	Ход штока, мм	
ТГ-160	100	160	75	1,0	ТЭГ-16М	160	1	25	19
ТКТГ-200М	300	200	65	1,0	ТЭГ-25	250	1	32	34,2
ТКТГ-200	250	200	95	1,0	ТГМ-25	250	1	32	37,6
ТКТГ-300М	800	300	145	1,2	ТГМ-50	500	1	50	92
ТКТГ-400М	1500	400	185	1,4	ТГМ-80	800	1	50	145
ТКТГ-500М	2500	500	205	1,6	ТГМ-80	800	1	50	210
ТКТГ-600	5000	600	250	1,75	Т-160Б	1600	2	60	435
ТКТГ-700	8000	700	290	1,8	Т-160Б	1600	2	90	605
ТКТГ-800	12500	800	330	2,1	Т-160Б	1600	2	140	845

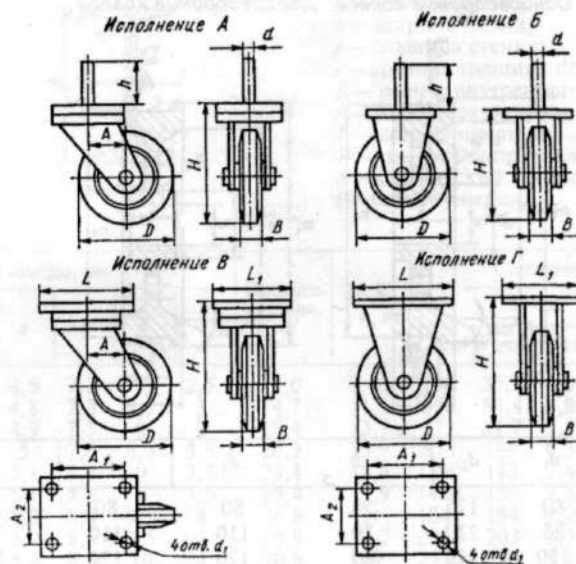
**61. Основные размеры, мм, колодных тормозов с электрогидравлическим толкателем (см. рис. 2.28)**

Типоразмер тормоза	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	H	H <sub>1</sub>	h	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	s	s <sub>1</sub>	d	δ
ТГ-160	60	70	178	105	36	36	355	52	125	456	150	—	25	16	13	6
ТКТГ-200М	90	90	196	121	60	120	400	7	170	585	205	320	32	22	18	6
ТКТГ-200	90	90	213	125	80	120	436	7	170	613	205	335	32	22	18	6
ТКТГ-300М	140	140	227	125	80	150	526	12	240	771	285	421	50	30	22	8
ТКТГ-400М	140	180	227	125	90	90	630	114	320	935	380	490	50	30	25	8
ТКТГ-500М	160	200	227	125	100	100	795	132	400	1184	448	662	50	30	25	8
ТКТГ-600	250	240	268	134	126	126	945	135	475	1428	560	740	60	35	38	8
ТКТГ-700	290	280	268	134	150	150	1081	172	550	1582	625	830	90	55	38	8
ТКТГ-800	330	320	268	134	180	180	1216	176	600	2020	895	990	140	90	38	8

**62. Значения установочной длины пружины тормозов типа ТКТ в зависимости от тормозного момента (для ПВ = 25 %)**

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Н·м	Длина главной пружины, мм, при токе		Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Н·м	Длина главной пружины, мм, при токе	
		переменном	постоянном			переменном	постоянном
ТКТ-100	10	49	51	ТКТ-200	140	93,5	97
	15	46,5	47,5		160	88,5	92,5
	20	43	44,5		ТКТ-300/200	180	203
ТКТ-200/100	25	124	125	200		201	203
	30	122,5	123,5	220		197,5	201
	35	121	122	240	196,5	199	
ТКТ-200	40	110	121	ТКТ-300	300	—	193,05
	60	112,5	116,5		350	—	187,5
	80	108	112		400	—	182
	100	103	107		450	—	176,5
	120	98	102				

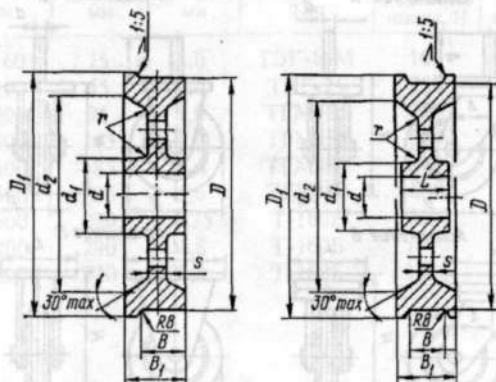
63. Основные размеры, мм, ходовых колес кранов (по ГОСТ 11112—70\*)



Допустимая статическая нагрузка, Н	$D$	$B$	$H$	$A$	$d$	$h$	$L$	$L_1$	$A_1$	$A_2$	$d_1$
250	40	20	60	20	16	50	—	—	—	—	—
250	60	20	80	30	16	50	—	—	—	—	—
630	80	32	110	40	16	50	90	60	75	45	7
1000	100	40	140	50	25	80	130	80	105	55	9
1600	125	50	170	63	25	80	190	130	160	100	11
1600	160	50	210	80	25	80	190	130	160	100	11
2500	160	60	210	80	—	—	190	130	160	100	11
1600	200	50	260	100	25	100	190	130	160	100	11
4000	200	80	260	100	—	—	190	130	160	100	11
6300	250	100	320	125	—	—	270	190	230	150	13
10000	320	125	400	160	—	—	270	190	230	150	13
10000	400	125	480	200	—	—	270	190	230	150	13
10000	500	100	600	250	—	—	270	190	230	150	—

## 64. Основные размеры крановых колес, мм

Одноребордные колеса    Двухребордные колеса



$D$	$D_1$	$d$	$d_1$	$d_2$	$B$	$B_1$	$L$	$s$	$r$	Масса, кг
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18	20
250	290	55	85	220	70	110	110	18	18	30
320	360	70	120	275	80	120	120	20	20	50
400	450	95	150	350	80...100	130...150	120; 130	25	25	90
500	550	110; 115	170; 175	440	90...100	150	135; 150	35	35	140
560	600	100; 150	230; 310	500	90	130	180	35	20	200
630	680	135	200	530	90...130	140...180	150	35...40	40	250
710	770	135; 145	200	640	100...150	150...200	150; 160	35...60	40	410
710	770	175	200	640	100...150	150...200	160; 190	35...60	40	410
710	770	180	200	640	100...150	150...200	200	35...60	40	410
710	770	200	290	640	100...150	150...200	200	35...60	40	410
800	880	155	240	720	100...170	150...250	150; 160; 170	35...70	40	640
800	880	165	240	720	100...170	150...250	160; 170	35...70	40	640
800	880	200; 220	360	720	100...170	150...250	200; 230	35...70	40	640
900	980	175; 190	280	820	120...150	190...210	170; 190	45	40	490
1000	1080	220	340	880	170	250	230	70	40	890
200	230	50	80	175	65	80	80	18	18	12
250	290	60	85	215	70	90	90	18	18	20
320	360	65	95	285	80	100	100	18	20	31
320	360	85	145	285	80	100	100	18	20	31
400	450	85	130	360	105	130	130	22	20	61
400	450	95	145	360	105	130	110	22	20	61
500	550	105	155	442	125	150	150	28	30	113

Примечания: 1. Размеры шпоночного паза — по ГОСТ 23360—78. Для неприводных колес допускается бесшпоночное соединение.

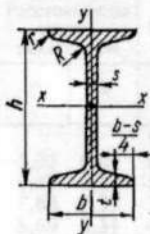
2. Колеса следует изготавливать из стали марки 75 или 65Г по ГОСТ 14959—79. Допускается выполнять колеса диаметром 710...1000 мм для кранов легкого, среднего и тяжелого режимов работы из сталей по ГОСТ 10791—89 (соответствие работы механизмов режимам по ГОСТ 25835—90).

3. Предельные отклонения диаметров  $D$  по  $h11$ .

4. Для обеспечения требуемой твердости поверхности качения и реборд  $HV = 300...350$  глубина термообработки должна быть, мм, не менее: 15 — при  $D = 200...250$  мм; 20 — при  $D = 320...500$  мм; 30 — при  $D = 560...710$  мм; 40 — при  $D = 800...1000$  мм.

5. Пример условного обозначения кранового двухребордного колеса диаметром  $D = 400$  мм и шириной поверхности качения  $B = 100$  мм: *Колесо К2Р-400×100*; кранового одноребордного колеса диаметром  $D = 400$  мм: *Колесо К1Р-400*.

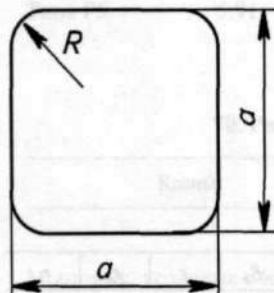
65. Размеры и справочные величины для осей двутавров (по ГОСТ 8239—89)



$h$  — высота балки,  
 $b$  — ширина полки;  
 $s$  — толщина стенки;  
 $t$  — средняя толщина полки;  
 $R$  — радиус внутреннего закругления;  
 $r$  — радиус закругления полки;  
 $I$  — момент инерции;  
 $W$  — момент сопротивления;  
 $S$  — статический момент полусечения;  
 $i$  — радиус инерции.

Номер балки	Размеры, мм						Площадь сечения, см <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей						
	$h$	$b$	$s$	$t$	$R$	$r$			$x-x$			$y-y$			
									$I_x$ , см <sup>4</sup>	$W_x$ , см <sup>3</sup>	$i_x$ , см	$S_x$ , см <sup>3</sup>	$I_y$ , см <sup>4</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$i_y$ , см
10	100	55	4,5	7,2	7	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3	14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8	3	17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5	7,8	8,5	3,5	20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,7
18	180	90	5,1	8,1	9	3,5	23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
18a	180	100	5,1	8,3	9	3,5	25,4	19,9	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4	26,8	21	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
20a	200	110	5,2	8,6	9,5	4	28,9	22,7	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32
22	220	110	5,4	8,7	10	4	30,6	24	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
22a	220	120	5,4	8,9	10	4	32,8	25,8	2790	254	9,22	143	206	34,3	2,5
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4	34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
24a	240	125	5,6	9,8	10,5	4	37,5	29,4	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63
27	270	125	6	9,8	11	4,5	40,2	31,5	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
27a	270	135	6	10,2	11	4,5	43,2	33,9	5500	407	11,3	229	337	50	2,8
30	300	135	6,5	10,2	12	5	46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
30a	300	145	6,5	10,7	12	5	49,9	39,2	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95
33	330	140	7	11,2	13	5	53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14	6	61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15	6	72,6	57	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9	14,2	16	7	84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10	15,2	17	7	100	78,5	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11	16,5	18	7	118	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12	17,8	20	8	138	108	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

66. Размеры, мм, стальной квадратной заготовки (по ГОСТ 4693—77)



$a$	$R$	Допустимое отклонение размера $a$	$a$	$R$	Допустимое отклонение размера $a$
40			130		
56			140	21	+ 2,4 - 4
60	9	+ 1,3 - 2	150		
63			160		
70			170	25	+ 3 - 5
75			180		
80	12	+ 1,6 - 2,5	190		
85			200	30	+ 4 - 6
90			210		
95	15	+ 1,8 - 3	220	35	+ 5 - 7
100			240		
105			250		
110					
120	18	+ 2 - 3,5			
125					

67. Основные размеры, мм, и расчетные параметры железнодорожных рельсов узкой и широкой колеи



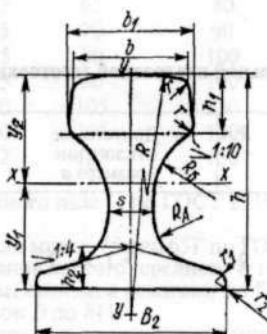
Тип рельсов	A	B	C	D	R	r	y <sub>1</sub>	y <sub>2</sub>	Площадь поперечного сечения, см <sup>2</sup>	Момент инерции, см <sup>4</sup>		Момент сопротивления, см <sup>3</sup>			Масса 1 м рельса, кг
										I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub> = I <sub>x</sub> /y <sub>1</sub>	W <sub>y</sub> = I <sub>y</sub> /y <sub>2</sub>	W <sub>3</sub> = I <sub>y</sub> /(0,5B)	
P8	65	54	25	7	—	5	2,89	3,61	10,76	60,21	9,88	20,86	16,66	3,66	8,42
P11	80,5	66	32	7	95	7	3,96	4,09	14,28	126,6	17,06	31,99	30,93	5,17	11,18
P18	90	80	40	10	90	9	4,31	4,69	22,88	238,44	40,68	55,36	50,81	10,17	17,91
P24	108	92	51	10,5	200	10	5,33	5,47	31,79	497,8	86,1	93,39	91,02	18,72	24,90
P43	140	114	70	14,5	300	13	6,85	7,15	57	1489	260	217,3	208,3	45	44,65
P50	152	132	72	16	500	15	7,05	8,15	65,99	2011	375	285	247	55	51,67
1P65	180	150	75	18	500	15	8,13	9,87	82,65	3540	564	435	358	75	64,72
2P65	180	150	75	18	300	13	8,17	9,87	82,79	3573	572	—	—	76	64,98

Примечания: 1. Мерную длину рельсов P8 и P11 принимают равной 5,6 и 7 м; P18 и P24 — 8 м; P43 — 12,5 и 25 м; P50 и P65 — 12,5 и 25 м.

2. Технические требования к рельсам P8 и P11 изготовитель согласовывает с потребителем; к рельсам P18 и P24 выполняется по ГОСТ 5876—82; к рельсам P43 — по ТУ 14-2-394—79; к незакаленным рельсам P50 и P65 — по ГОСТ 24182—80; к объемно-закаленным рельсам P50 и P65 — по ГОСТ 18267—82.

3. У головок рельсов P50 и P65 уклон превышает 1 : 20.

68. Основные размеры, мм, и расчетные параметры крановых рельсов (по ГОСТ 4121—76)

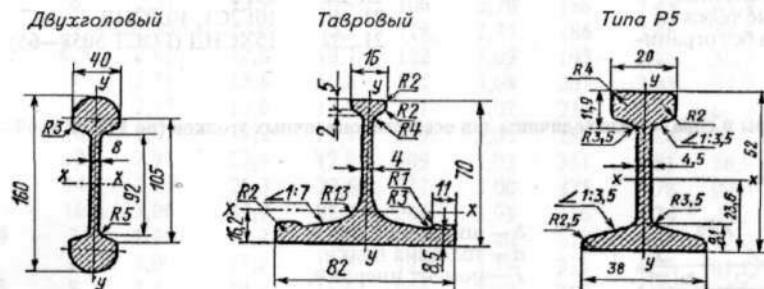


Тип рельсов	B	b	b <sub>1</sub>	s	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	R	R <sub>A</sub>	R <sub>B</sub>	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
KP70	120	70	76,5	28	120	32,5	24	400	23	38	6	6	1,5
KP80	130	80	87	32	130	35	26	400	26	44	8	6	1,5
KP100	150	100	108	38	150	40	30	450	30	50	8	8	2
KP120	170	120	129	44	170	45	35	500	34	56	8	8	2
KP140	170	140	150	60	170	50	40	700	40	60	10	10	3

Тип рельсов	Площадь поперечного сечения рельса, см <sup>2</sup>	Расстояние до центра тяжести, см		Момент инерции, см <sup>4</sup>			Момент сопротивления, см <sup>3</sup>				Масса 1 м рельса, кг
		y <sub>1</sub>	y <sub>2</sub>	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	I <sub>p</sub>	W <sub>1</sub> = I <sub>x</sub> /y <sub>1</sub>	W <sub>2</sub> = I <sub>x</sub> /y <sub>2</sub>	W <sub>3</sub> = I <sub>y</sub> /(0,5B)	W <sub>p</sub>	
KP70	67,2	5,93	6,07	1083	320	1403	178	178	53	168	52,8
KP80	81,8	6,47	6,53	1524	469	1992	233	233	72	219	64,2
KP100	113,4	7,63	7,37	2806	920	3725	368	381	123	351	89,1
KP120	150,7	8,69	8,31	4794	1672	6466	552	577	197	536	118,3
KP140	187,2	8,75	8,25	5528	2609	8137	632	670	307	674	147

- Примечания: 1. Длина рельсов: мерная — 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 12 м; немерная — от 4 до 12 м.  
 2. Материал рельсов — углеродистая мартеновская или кислородно-конвенторная сталь марки К63 следующего химического состава, %: С = 0,53...0,73; Мп = 0,6...1; Si = 0,15...0,35; S ≤ 0,05; P ≤ 0,05; As ≤ 0,08; Cr ≤ 0,3; Ni ≤ 0,3; Cu ≤ 0,3.  
 3. Механические свойства:  $\sigma_{\text{н}} \geq 731$  МПа;  $\sigma_{\text{т}} \geq 372$  МПа;  $\sigma \geq 6$  %; HB ≥ 212.

## 69. Расчетные параметры рельсов для наземных и подвесных путей (по ГОСТ 19240—73\*)



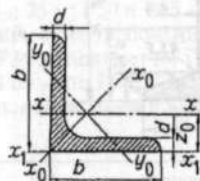
Тип рельса	Площадь поперечного сечения, см <sup>2</sup>	Расстояние от центра тяжести до подошвы, см	Момент инерции, см <sup>4</sup>		Момент сопротивления, см <sup>3</sup>				Масса 1 м рельса, кг
			I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>			W <sub>y</sub>	
					центр	верх	низ		
Двухголовые	29,10	—	913,86	23,03	114,23	—	—	11,52	22,84
Тавровый	11,92	1,63	50,38	44,95	—	9,37	30,98	10,96	9,36
Типа P5	5,91	2,34	22,16	2,87	—	7,76	9,45	1,51	4,64

## 70. Рекомендуемые стали для элементов крановых металлоконструкций

Краны	Минимальная температура среды, °С	Толщина проката, мм	Марка стали	Класс
<b>Сталь горячекатаная</b>				
Мостовые, козловые общего назначения (крюковые) и тележки	-30	До 9 10...25	ВКСт3пс (ГОСТ 380—88)	С38/23
			ВКСт3пс, ВМСт3пс, ВМСт3сп (ГОСТ 380—88)	
Грейферные, магнитные, порталные и специальные металлургические грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-30	10...30	18Гсп (ЧМТУ 1—47—67), М16С (ГОСТ 6713—91)	

Краны	Минимальная температура среды, °С	Толщина проката, мм	Марка стали	Класс
Мостовые, козловые общего назначения (крюковые)	-40	До 25	ВКСтЗпс, ВСтЗсп, ВМСтЗсп (ГОСТ 380—88)	C38/23
Грейферные и магнитные мостовые	-40	До 9	ВМСтЗпс (ГОСТ 380—88)	C38/23
Грейферные, магнитные и порталные, перегрузочные мосты, специальные металлургические грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-40	10...30	18Гсп (ЧМТУ 1—47—67), М16С (ГОСТ 6713—91)	C38/23 C38/23
Все краны без ограничения	-40	Свыше 30	10Г2С1 (ГОСТ 5058—65)	C52/40
Сжатые элементы кранов всех типов грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-50	До 20	09Г2, 09Г2С (ГОСТ 5058—65)	C44/29
Краны всех типов грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах и элементы грузовых тележек	-50	До 20 21...40 21...32	09Г2, 09Г2С 10Г2С1, 10ХСНД (ГОСТ 5058—65) 15ХСНД (ГОСТ 5058—65)	C44/29 C52/40 C60/45
<b>Сталь термолученная</b>				
Мосты кранов, пролетные строения, грузовые тележки кранов всех типов без ограничений	-65	До 20 21...40 21...32	09Г2 10Г2С1; 10ХСНД 15ХСНД (ГОСТ 5058—65)	C52/40 C60/45

71. Размеры и справочные величины для осей равнополочных уголков (по ГОСТ 8509—93)

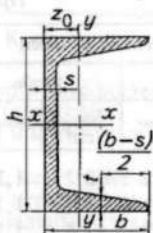


$b$  — ширина полки;  
 $d$  — толщина полки;  
 $I$  — момент инерции;  
 $i$  — радиус инерции;  
 $x_0$  — расстояние от центра тяжести до наружной грани полки.

Номер профиля	Размеры, мм		$z_0$ , см	Площадь профиля, см <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей						
	$b$	$d$				$x-x$		$x_0-x_0$		$y_0-y_0$		$x_1-x_1$
						$I_{xx}$ , см <sup>4</sup>	$i_{xx}$ , см	$I_{x_0max}$ , см <sup>4</sup>	$i_{x_0max}$ , см	$I_{y_0min}$ , см <sup>4</sup>	$i_{y_0min}$ , см	$I_{x_1}$ , см <sup>4</sup>
3,6	36	3	0,99	2,10	1,65	2,56	1,10	4,06	1,39	1,06	0,71	4,61
3,6	36	4	1,04	2,75	2,16	3,29	1,09	5,21	1,38	1,36	0,70	6,24
4	40	3	1,09	2,35	1,85	3,55	1,23	5,63	1,55	1,47	0,79	6,35
4	40	4	1,13	3,08	2,42	4,58	1,22	7,26	1,53	1,90	0,78	8,53
4	40	5	1,17	3,79	2,97	5,53	1,20	8,75	1,54	2,30	0,79	10,73
4,5	45	3	1,21	2,65	2,08	5,13	1,39	8,13	1,75	2,12	0,89	9,04
4,5	45	4	1,26	3,48	2,73	6,63	1,38	10,5	1,74	2,74	0,89	12,1
4,5	45	5	1,30	4,29	3,37	8,03	1,37	12,7	1,72	3,33	0,88	15,3
5	50	3	1,33	2,96	2,32	7,11	1,55	11,3	1,95	2,95	1,00	12,4
5	50	4	1,38	3,89	3,05	9,21	1,54	14,6	1,94	3,80	0,99	16,6
5	50	5	1,42	4,80	3,77	11,2	1,53	17,8	1,92	4,63	0,98	20,9
5,6	56	4	1,52	4,38	3,44	13,1	1,73	20,8	2,18	5,41	1,11	23,3
5,6	56	5	1,57	5,41	4,25	16,0	1,72	25,4	2,16	6,59	1,10	29,2
6,3	63	4	1,69	4,96	3,90	18,9	1,95	29,9	2,45	7,81	1,25	33,1
6,3	63	5	1,74	6,13	4,81	23,1	1,94	36,6	2,44	9,52	1,25	41,5
6,3	63	6	1,78	7,28	5,72	27,1	1,93	42,9	2,43	11,2	1,24	50,0
7	70	4	1,88	6,20	4,87	29,0	2,16	46,0	2,72	12,0	1,39	51,0

Номер профи- ля	Размеры, мм		$z_0$ , см	Площадь профиля, см <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей						
						$x-x$		$x_0-x_0$		$y_0-y_0$		$x_1-x_1$
	$b$	$d$				$I_x$ , см <sup>4</sup>	$i_x$ , см	$I_{x0max}$ , см <sup>4</sup>	$i_{x0max}$ , см	$I_{y0min}$ , см <sup>4</sup>	$i_{y0min}$ , см	$I_{x1}$ , см <sup>4</sup>
7	70	5	1,90	6,86	5,38	31,9	2,16	50,7	2,72	13,2	1,39	56,7
7	70	6	1,94	8,15	6,39	37,6	2,15	59,6	2,71	15,5	1,38	68,4
7	70	7	1,99	9,42	7,39	43,0	2,14	68,2	2,69	17,8	1,37	80,1
7	70	8	2,02	10,7	8,37	48,2	2,13	76,4	2,68	20,0	1,37	91,9
7,5	75	5	2,02	7,39	5,80	39,5	2,31	62,6	2,91	16,4	1,49	69,6
7,5	75	6	2,06	8,78	6,89	46,6	2,30	73,9	2,90	19,3	1,48	83,9
7,5	75	7	2,10	10,1	7,96	53,3	2,29	84,6	2,89	22,1	1,48	98,3
7,5	75	8	2,15	11,5	9,02	59,8	2,28	94,9	2,87	24,8	1,47	113
7,5	75	9	2,18	12,8	10,1	66,1	2,27	105	2,86	27,5	1,46	127
8	80	5,5	2,17	8,63	6,78	52,7	2,47	83,6	3,11	21,8	1,59	93,2
8	80	6	2,19	9,38	7,36	57,0	2,47	90,4	3,11	23,5	1,58	102
8	80	7	2,23	10,8	8,51	65,3	2,45	104	3,09	27,0	1,58	119
8	80	8	2,27	12,3	9,65	73,4	2,44	116	3,08	30,3	1,57	137
9	90	6	2,43	10,6	8,33	82,1	2,78	130	3,50	34,0	1,79	145
		7	2,47	12,3	9,64	94,3	2,77	150	3,49	38,9	1,78	169
		8	2,51	13,9	10,9	106	2,76	168	3,48	43,8	1,77	194
		9	2,55	15,6	12,2	118	2,75	186	3,46	48,6	1,77	219
10	100	6,5	2,68	12,8	10,1	122	3,09	193	3,88	50,7	1,99	214
		7	2,71	13,8	10,8	131	3,08	207	3,88	54,2	1,98	231
		8	2,75	15,6	12,2	147	3,07	233	3,87	60,9	1,98	265
		10	2,83	19,2	15,1	179	3,05	284	3,84	74,1	1,96	333
		12	2,91	22,8	17,9	209	3,03	331	3,81	86,9	1,95	402
		14	2,99	26,3	20,6	237	3,00	375	3,78	99,3	1,94	472
		16	3,06	29,7	23,3	264	2,98	416	3,74	112	1,94	542
11	110	7	2,96	15,2	11,9	176	3,40	279	4,29	72,7	2,19	308
		8	3,00	17,2	13,5	193	3,39	315	4,28	81,8	2,18	353
12,5	125	8	3,36	19,7	15,5	294	3,87	467	4,87	122	2,49	516
		9	3,40	22,0	17,3	327	3,86	520	4,86	135	2,48	582
		10	3,45	24,3	19,1	360	3,85	571	4,84	149	2,47	649
		12	3,53	28,9	22,7	422	3,82	670	4,82	174	2,46	782
		14	3,61	33,4	26,2	482	3,80	764	4,78	200	2,45	916
		16	3,68	37,8	29,6	539	3,78	853	4,75	224	2,44	1051
14	140	9	3,78	24,7	19,4	466	4,31	739	5,47	192	2,79	818
		10	3,82	27,3	21,5	512	4,33	814	5,46	211	2,78	911
		12	3,90	32,5	25,5	602	4,31	957	5,43	248	2,76	1097
16	160	10	4,30	31,4	24,7	774	4,96	1229	6,25	319	3,19	1356
		11	4,35	34,4	27,0	844	4,95	1341	6,24	348	3,18	1494
		12	4,39	37,4	29,4	913	4,94	1450	6,23	376	3,17	1633
		14	4,47	43,3	34,0	1046	4,92	1662	6,20	431	3,16	1911
		16	4,55	49,1	38,5	1175	4,89	1866	6,17	485	3,14	2191
		18	4,63	54,8	43,0	1299	4,87	2061	6,13	537	3,13	2472
		20	4,70	60,4	47,4	1419	4,85	2248	6,10	589	3,12	2756
18	180	11	4,85	38,8	30,5	1216	5,60	1933	7,06	500	3,59	2128
		12	4,89	42,2	33,1	1317	5,59	2093	7,04	540	3,58	2324
20	200	12	5,37	47,1	37,0	1823	6,22	2896	7,84	749	3,99	3182
		13	5,42	50,9	39,9	1961	6,21	3116	7,83	805	3,98	3452
		14	5,46	54,6	42,8	2097	6,20	3333	7,81	861	3,97	3722
		16	5,54	62,0	48,7	2363	6,17	3755	7,78	970	3,96	4264
		20	5,70	76,5	50,1	2871	6,12	4560	7,72	1182	3,93	5355
		25	5,89	94,3	74,0	3166	6,06	5494	7,63	1438	3,91	6733
		30	6,07	111,5	87,6	4020	6,00	6351	7,55	1688	3,89	8130

72. Размеры и справочные величины для осей швеллеров (по ГОСТ 8240—89)



$h$  — высота швеллера;  
 $b$  — ширина полки;  
 $s$  — толщина стенки швеллера;  
 $t$  — толщина полки;  
 $I$  — момент инерции;  
 $W$  — момент сопротивления;  
 $i$  — радиус инерции;  
 $S$  — статический момент полусечения швеллера;  
 $z_0$  — расстояние от оси  $y$ — $y$  до наружной грани полки.

Номер балки	Размеры, мм				$z_0$ , см	Площадь сечения, см <sup>2</sup>	Масса $l$ м, кг	Справочные величины для осей						
	$h$	$b$	$s$	$t$				$x$ — $x$			$y$ — $y$			
								$I_x$ , см <sup>4</sup>	$W_x$ , см <sup>3</sup>	$i_x$ , см	$S_x$ , см <sup>3</sup>	$I_y$ , см <sup>4</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$i_y$ , см
5	50	32	4,4	7,0	1,16	6,16	4,84	22,8	9,10	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95
6,5	65	36	4,4	7,2	1,24	7,51	5,90	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08
8	80	40	4,5	7,4	1,31	8,98	7,05	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19
10	100	46	4,5	7,6	1,44	10,9	8,59	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37
12	120	52	4,8	7,8	1,54	13,3	10,4	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53
14	140	58	4,9	8,1	1,67	15,6	12,3	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70
14a	140	62	4,9	8,7	1,87	17,0	13,3	545	77,8	5,66	45,1	57,5	13,3	1,84
16	160	64	5,0	8,4	1,80	13,1	14,2	747	93,4	6,42	54,1	63,3	13,8	1,87
16a	160	68	5,0	9,0	2,00	19,5	15,3	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01
18	180	70	5,1	8,7	1,94	20,7	16,3	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04
18a	180	74	5,1	9,3	2,13	22,2	17,4	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18
20	200	76	5,2	9,0	2,07	23,4	18,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20
20a	200	80	5,2	9,7	2,28	25,2	19,8	1670	167	8,15	95,9	139	24,2	2,35
22	220	82	5,4	9,5	2,21	26,7	21,0	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37
22a	220	87	5,4	10,2	2,46	28,8	22,6	2330	212	8,90	121	187	30,0	2,55
24	240	90	5,6	10,0	2,42	30,6	24,0	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60
24a	240	95	5,6	10,7	2,67	32,9	25,8	3180	265	9,84	151	254	37,2	2,78
27	270	95	6,0	10,5	2,47	35,2	27,7	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73
30	300	100	6,5	11,0	2,52	40,5	31,8	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84
33	330	105	7,0	11,7	2,59	46,5	36,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97
36	360	110	7,5	12,6	2,68	53,1	41,9	10200	601	14,2	350	513	61,7	3,10
40	400	115	8,0	13,5	2,75	61,5	48,3	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23

73. Размеры и предельные отклонения круглой калиброванной стали (по ГОСТ 7417—75\*)

Диаметр прутка, мм	Предельные отклонения, мм, при классе точности размера				
	2а	3	3а	4	5
3	-0,014	-0,02	-0,04	-0,06	-0,12
3,1; 3,2; 3,3; 3,4; 3,5; 3,6; 3,7; 3,8; 3,9; 4; 4,1; 4,2; 4,4; 4,5; 4,6; 4,8; 4,9; 5; 5,2; 5,3; 5,5; 5,6; 5,8; 6	-0,018	-0,025	-0,048	-0,08	-0,16
6,1; 6,3; 6,5; 6,7; 6,9; 7; 7,1; 7,3; 7,5; 7,8; 8; 8,2; 8,5; 8,8; 9; 9,2; 9,5; 9,8; 10	-0,022	-0,03	-0,058	-0,10	-0,20
10,2; 10,5; 10,8; 11; 11,2; 11,5; 11,8; 12; 12,2; 12,5; 12,8; 13; 13,5; 14; 14,5; 15; 15,5; 16; 16,5; 17; 17,5; 18	-0,027	-0,035	-0,07	-0,12	-0,24
18,5; 19; 19,5; 20; 20,5; 21; 21,5; 22; 23; 24; 25; 26; 27; 28; 29; 30	-0,033	-0,045	-0,084	-0,14	-0,28
31; 32; 33; 34; 35; 36; 37; 38; 39; 40; 41; 42; 44; 45; 46; 48; 49; 50	—	-0,05	-0,10	-0,17	-0,34

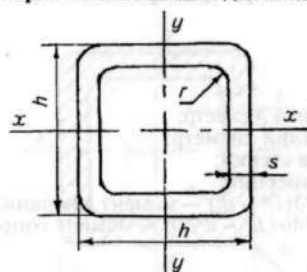
Примечания: 1. Большие размеры (до 100 мм) приведены в ГОСТ 7417—75\*.

2. Прутки изготовляют длиной 2,5...6 м.

3. Пример условного обозначения круглой калиброванной стали марки 40Х с качеством поверхности группы Б, диаметром 20 мм, класса точности 3а:

Круг калибр.  $\frac{20(3а) \text{ ГОСТ } 7417-75^*}{40Х-Б \text{ ГОСТ } 1051-73^*}$

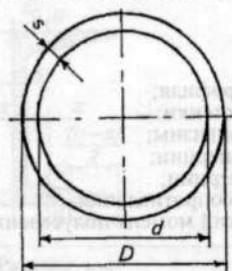
74. Размеры и справочные величины для осей профилей холодногнутого сварного квадратного сечения



$h$  — высота профиля;  
 $s$  — толщина стенки;  
 $r$  — радиус кривизны;  
 $I$  — момент инерции;  
 $i$  — радиус инерции;  
 $W$  — момент сопротивления;  
 $S$  — статический момент полусечения.

Размеры, мм			Площадь сечения, см <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей $x-x$ , $y-y$			
$h$	$s$	$r$			$I$ , см <sup>4</sup>	$W$ , см <sup>3</sup>	$i$ , см	$S$ , см <sup>3</sup>
63	3	6	6,81	5,35	39,5	12,55	2,41	7,5
63	4	8	8,75	6,87	48,3	15,34	2,35	9,38
63	5	10	10,5	8,26	55,1	17,5	2,29	11
70	3	6	7,65	6,01	55,6	15,9	2,70	9,43
70	4	8	9,87	7,73	68,7	19,6	2,64	11,9
70	5	10	11,9	9,36	79,2	22,6	2,58	14
80	3	6	8,85	6,95	85,3	21,3	3,10	12,6
80	4	8	11,5	9,01	100,7	26,6	3,05	16
80	5	10	13,9	10,9	124	31,1	2,99	19
80	6	12	16,2	12,7	139	34,8	2,93	21,6
90	3	6	10,1	7,89	124	27,6	3,51	16,2
90	4	8	13,1	10,3	156	34,7	3,46	20,7
90	5	10	15,9	12,5	184	40,9	3,40	24,7
90	6	12	18,6	14,6	208	46,1	3,34	28,4
100	3	6	11,3	8,83	173	34,6	3,92	20,2
100	4	8	14,7	11,5	219	43,9	3,87	26
100	5	10	17,9	14,1	260	52	3,81	31,2
100	6	12	21	16,5	296	59,1	3,75	36
100	7	14	23,9	18,8	326	65,2	3,69	40,3
110	3	6	12,5	9,78	234	42,5	4,33	24,7
110	4	8	16,3	12,8	297	54,1	4,28	31,8
110	5	10	19,9	15,6	355	64,5	4,22	38,4
110	6	12	23,4	18,4	405	73,7	4,16	44,5
110	7	14	26,7	21	450	81,8	4,10	50
125	3	6	14,3	11,2	348	55,7	4,94	32,3
125	4	8	18,7	14,7	446	71,4	4,89	41,8
125	5	10	22,9	18	536,7	85,7	4,83	50,7
125	6	12	27	21,2	616	98,6	4,78	59
125	7	14	30,9	24,3	689	110	4,72	66,6
125	8	16	34,7	27,2	753	120	4,66	73,7
140	3	6	16,1	12,6	496	70,8	5,56	40,9
140	4	8	21,1	16,5	638	91,1	5,50	53,1
140	5	10	25,9	20,4	769	110	5,45	64,6
140	6	12	30,6	24	890	127	5,39	75,5
140	7	14	35,1	27,6	999	143	5,33	85,6
140	8	16	39,6	31	1099	157	5,27	95,1
160	3	6	18,5	14,5	750	93,7	6,37	53,9
160	4	8	24,3	19,1	969	121	6,32	70,3
160	5	10	29,9	23,5	1174	147	6,26	85,8
160	6	12	35,4	27,8	1365	171	6,21	101
160	7	14	40,7	32	1542	193	6,15	115
160	8	16	45,9	36	1705	213	6,09	128
180	4	8	27,5	21,6	1399	155	7,14	89,9
180	5	10	33,9	26,6	1702	189	7,08	110
180	6	12	40,2	31,6	1986	221	7,03	129
180	7	14	46,3	36,4	2252	250	6,97	148
180	8	16	52,3	41,1	2500	278	6,91	165
200	4	8	30,7	24,1	1940	194	7,95	112
200	5	10	37,9	29,8	2367	237	7,90	137
200	6	12	45	35,3	2770	277	7,84	162
200	7	14	51,9	40,8	3150	315	7,79	185
200	8	16	58,7	46,1	3510	351	7,73	208

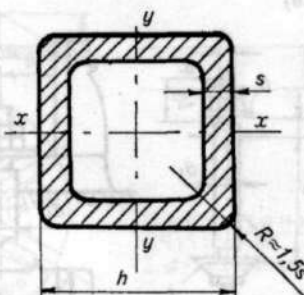
75. Размеры стальных электросварных прямошовных труб (выборка из ГОСТ 10704—91)



$D$  — наружный диаметр;  
 $d$  — внутренний диаметр;  
 $s$  — толщина стенки;  
 $i$  — радиус инерции;  
 $I = 0,0490873(D^4 - d^4)$  — момент инерции;  
 $W = 0,0981746(D^3 - d^3/D)$  — момент сопротивления.

$D$ , мм	$s$ , мм	Площадь сечения, см <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг	$i$ , см	$D$ , мм	$s$ , мм	Площадь сечения, см <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг	$i$ , см
45	3	3,96	3,11	1,49		4,5	17,3	13,6	4,34
50	3	4,43	3,48	1,66		5	19,2	15,04	4,32
	3,5	5,11	4,01	1,65		5,5	21,0	16,48	4,3
53	3	4,71	3,7	1,77	133	4	16,2	12,72	4,57
	3,5	5,44	4,27	1,75		4,5	18,6	14,62	4,55
57	3	5,09	4,0	1,91		5	20,1	15,78	4,53
	3,5	5,89	4,62	1,9		5,5	22,0	17,29	4,51
60	3	5,38	4,22	2,02	140	4	17,1	13,42	4,82
	3,5	6,22	4,88	2,01		4,5	19,2	15,04	4,8
	4	7,03	5,52	1,98		5	21,2	16,65	4,78
63,5	3	5,71	4,48	2,14		5,5	23,2	18,24	4,76
	3,5	6,60	5,18	2,12	152	4	18,6	14,6	5,24
	4	7,48	5,87	2,11		4,5	20,8	16,37	5,22
70	3	6,32	4,96	2,37		5	23,1	18,13	5,2
	3,5	7,31	5,74	2,36		5,5	25,3	19,87	5,19
	4	8,29	6,51	3,34	159	5	24,2	18,99	5,45
73	3	6,6	5,18	2,48		5,5	26,5	20,82	5,44
	3,5	7,64	6,0	2,46		6	28,8	22,64	5,42
	4	8,68	6,81	2,44		7	33,4	26,24	5,38
76	3,5	7,97	6,26	2,57		8	38,3	29,79	5,35
	4	9,04	7,1	2,55	168	5	25,8	20,1	5,77
	4,5	10,01	7,93	2,53		5,5	28,1	22,04	5,75
	5	11,1	8,76	2,51		6	30,5	23,97	5,74
	5,5	12,2	9,56	2,49		7	35,4	27,79	5,7
83	4	9,92	7,79	2,8		8	40,2	31,57	5,66
	4,5	11,1	8,71	2,78	180	5	27,5	21,58	6,2
	5	12,3	9,62	2,76		5,5	30,1	23,67	6,18
	5,5	13,4	10,51	2,74		6	32,8	25,75	6,16
89	4	10,7	8,39	3,01		7	38,1	29,87	6,13
	4,5	11,9	9,38	2,99	194	5	29,7	23,3	6,69
	5	13,2	10,36	2,97		5,5	32,6	25,57	6,67
	5,5	14,4	11,33	2,95		6	35,4	27,82	6,65
95	3,5	10,1	7,9	3,24		7	41,4	32,28	6,62
	4	11,4	8,98	3,22	203	5	31,1	24,42	7,01
	4,5	12,8	10,04	3,2		5,5	34,1	26,79	6,99
	5	14,1	11,1	3,19		6	37,1	29,15	6,97
	5,5	15,5	12,14	3,17		7	43,1	33,84	6,94
102	4	12,3	9,67	3,47	219	5	33,6	26,39	7,57
	4,5	13,8	10,82	3,46		6	40,2	31,52	7,54
	5	15,2	11,96	3,44		7	46,6	36,6	7,51
	5,5	16,7	13,09	3,42		8	53,0	41,6	7,47
108	4	13,1	10,26	3,68		9	59,4	46,61	7,43
	4,5	14,6	11,49	3,66	245	5	37,7	29,59	8,5
	5	16,2	12,7	3,65		6	45,0	35,37	8,45
	5,5	17,7	13,9	3,63		7	52,3	41,09	8,42
114	4	13,8	10,85	3,89		8	59,5	46,76	8,39
	4,5	15,5	12,15	3,88	273	5	42,1	33,05	9,48
	5	17,1	13,44	3,86		6	50,3	39,51	9,45
	5,5	18,8	14,72	3,84		7	58,5	45,92	9,42
121	4	14,7	11,54	4,14		8	66,6	52,28	9,38
	4,5	16,5	12,93	4,13	299	6	55,2	43,36	10,3
	5	18,2	14,3	4,11		7	64,2	50,41	10,4
	5,5	19,9	15,67	4,1		8	73,1	57,71	10,3
127	4	15,5	12,13	4,35		9	82,0	64,37	10,1

76. Размеры и справочные величины стальных квадратных труб (по ГОСТ 8639—82)



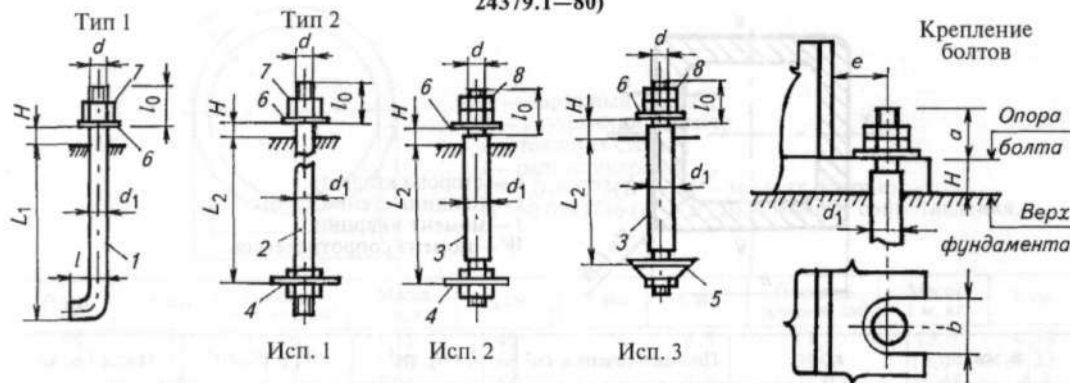
$h$  — сторона квадрата;  
 $s$  — толщина стенки трубы;  
 $I$  — момент инерции;  
 $W$  — момент сопротивления.

$h$ , мм	$s$ , мм	Площадь сечения, см <sup>2</sup>	$I_x = I_y$ , см <sup>4</sup>	$W_x = W_y$ , см <sup>3</sup>	Масса 1 м, кг
32	3	3,37	4,93	3,08	2,65
35	3	3,73	6,61	3,78	2,93
36	3,5	4,40	8,11	4,50	3,46
40	3,5	4,96	11,5	5,73	3,90
42	4	5,89	14,8	7,05	4,62
45	4	6,37	18,6	8,25	5,00
50	5	8,70	30,8	12,3	6,83
55	5	9,70	42,1	15,3	7,61
60	6	12,53	63,8	21,3	9,84
65	6	13,73	83,0	25,5	10,78
70	6	14,93	105,7	30,2	11,72
75	6	16,13	132,4	35,3	12,66
80	7	19,85	183,2	45,8	15,58
92	7	23,21	288,5	62,7	18,22
100	7	25,45	377,5	75,5	25,45

Примечание. Пример условного обозначения квадратной трубы высотой  $h = 40$  мм и толщиной  $s = 3,5$  мм:

Труба  $40 \times 3,5$  ГОСТ 8639—82  
 Ст3 ГОСТ 380—88

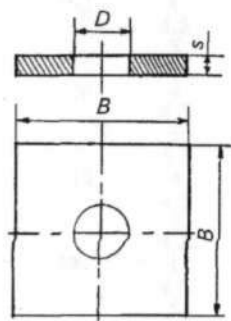
77. Основные размеры фундаментных болтов из стали ВСтЗкп2 (по ГОСТ 24379.0—80\* и ГОСТ 24379.1—80)



Характеристики болтов					Тип 1. Изогнутые болты $d = 12...48$ мм		Тип 2. Болты с анкерной плитой исполнения			Параметры крепления болтов		
Номинальный диаметр резьбы $d$ , мм	Справочный размер $d_1$ , мм	Длина нарезанной части $l_0$ , мм	Расчетная площадь поперечного сечения $A_n$ , мм <sup>2</sup>	Предельное расчетное усилие $N$ , кН	$L_1 = 35d_1$ , мм	$l$ , мм	1	2	3	Длина выступающей части $a$ , мм	Наименьшее расстояние от траверсы $e$ , мм	Размер отверстия или проушины $b$ для болта, мм
							$d = 16...48$ мм	$d = 56...90$ мм	$d = 100...140$ мм			
12	12	80	0,77	11,2	450	40	—	—	—	60	20	20
16	16	90	1,11	20,9	600	50	300	—	—	70	25	25
20	20	100	2,25	32,6	700	60	350	—	—	75	30	30
24	24	110	3,24	47,0	850	75	450	—	—	85	30	35
30	30	120	5,19	75,3	1050	90	500	—	—	95	40	50
36	36	130	7,59	110,1	1300	110	600	—	—	105	45	60
42	42	140	10,34	149,9	1500	125	700	—	—	115	50	70
48	48	150	13,80	200,1	1700	150	800	—	—	125	60	80
56	60	160	18,74	271,7	—	—	—	1000	—	130	70	90
64	70	170	25,12	364,2	—	—	—	1100	—	140	80	100
72	75	180	32,23	467,3	—	—	—	1300	—	150	90	110
80	85	190	40,87	592,6	—	—	—	1400	—	160	100	120
90	95	210	53,68	778,4	—	—	—	1600	—	180	130	140
100	105	230	67,32	976,1	—	—	—	—	1800	200	140	150
110	120	240	82,67	1198,7	—	—	—	—	2000	210	160	170
125	130	250	108,56	1574,1	—	—	—	—	2200	220	180	190
140	145	270	138,01	2001,1	—	—	—	—	2500	240	200	210

Примечание. Таблицу читать совместно с таблицами 78, 79.

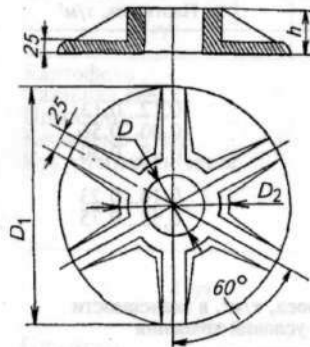
78. Размеры, мм, анкерных плит (поз. 4)



$d$	$D$	$B$	$s$
16	22	65	14
20	26	80	16
24	32	100	18
30	38	120	20
36	45	150	20
42	50	170	25
48	60	190	28
56	66	220	32
64	74	260	36
72	82	300	40
80	90	320	45
90	100	360	50

Обозначение:  $d$  — номинальный диаметр резьбы шпильки.

79. Размеры, мм, литых анкерных плит (поз. 5)



$d$	$D$	$D_1$	$D_2$	$h$
100	135	625	220	130
110	145	650	230	135
125	165	675	240	135
140	185	700	290	145

Примечания: 1. Литые анкерные плиты изготовляют из чугуна СЧ15 (по ГОСТ 1412—85).  
2.  $d$  — номинальный диаметр резьбы шпильки.

80. Плотность сельскохозяйственных грузов

Груз	Плотность, т/м <sup>3</sup>	Груз	Плотность, т/м <sup>3</sup>
<b>Зерновые, зернобобовые, масличные и крупяные культуры и продукты их переработки</b>			
Пшеница	0,70...0,83	Подсолнечник:	
Рожь	0,65...0,7	из комбайна	0,36...0,38
Ячмень	0,65...0,75	очищенный	0,4...0,42
Просо	0,8...0,85	Зерновая смесь	0,52
Гречиха	0,65...0,7	Пшено	0,63...0,67
Кукуруза:		Крупа:	
в зернах	0,70...0,75	овсяная	0,38...0,4
в початках	0,35...0,46	манная	0,59...0,63
Горох	0,78...0,83	перловая	0,48...0,62
Вика	0,75...0,83	Отруби	0,25...0,51
Фасоль	0,53...0,56	Мякина	0,2...0,4
Рис свежесобранный	0,67...0,75	Мука:	
Овес	0,42...0,55	пшеничная	0,65...0,75
Льняное семя	0,55...0,67	ржаная	0,64...0,73
<b>Овощи, фрукты, корнеклубнеплоды, бахчевые</b>			
Капуста	0,38...0,52	Груши	0,32...0,42
Огурцы	0,34...0,61	Картофель	0,65...0,73
Помидоры	0,44...0,5	Лук	0,44...0,48
Яблоки	0,26...0,4	Морковь	0,5...0,6
Свекла	0,57...0,7	Дыни	0,34...0,45
Брюква	0,6...0,7	Арбузы	0,6...0,64
Тыква	0,52...0,54		
<b>Корма</b>			
Сено:		Солома:	
прессованное	0,21...0,32	рисовая	0,3...0,32
непрессованное	0,15...0,17	злаковая	0,15...0,20
Силос из траншей	0,6...0,17	Комбикорм	0,65...0,69
Силосная зеленая масса	0,2...0,3	Зелень измельченная	0,28...0,31
Сенаж	0,4...0,6	Жмых	0,62...0,82
<b>Удобрения</b>			
Селитра аммиачная	0,8...0,9	Навоз крупного рогатого скота:	
Аммофос гранулированный	1...1,2	свежий	0,8...1
Концентрат апатитовый	1,83...1,95	уплотненный	0,6...0,9
Калийная соль (30...40 %)	1,83...1,95	полуперепревший	0,7...0,8
Сульфат аммония	0,8...0,9	Навоз свиней:	
Суперфосфат:		бесподстилочный	1,05...1,07
простой порошковидный	0,9...1,2	подстилочный	0,6...0,9
простой гранулированный	1,15...1,25	Навоз овец	0,85...1,25
Мука фосфоритная	1,7...1,8	Опилки древесные	0,2...0,3
Торф	0,5...0,6	Помет птичий	0,34
Зола растительная	0,4...0,7		

Груз	Плотность, т/м <sup>3</sup>	Груз	Плотность, т/м <sup>3</sup>
<b>Продукция сельскохозяйственного производства</b>			
Яйцо	0,29...0,51	Пакля:	
Мясо (разделанные туши)	0,36...0,40	непрессованная	0,12...0,13
Молоко	0,8...0,9	прессованная	0,40...0,56
Пряжа хлопчатобумажная	0,20...0,25	Кожа	0,45...0,50
Пух	0,04	Шерсть:	
Рогожа	0,12...0,14	непрессованная	0,14...0,23
		прессованная	0,58...0,75

81. Плотность кукурузного силоса в зависимости от глубины залегания

Глубина залегания, м	Плотность, т/м <sup>3</sup>	Глубина залегания, м	Плотность, т/м <sup>3</sup>
1	0,41	7,5	0,87
2	0,44	9	0,95
3	0,56	10,5	1,03
4	0,64	11,5	1,06
5	0,72	12	1,09
6	0,78		

82. Плотность силоса, т/м<sup>3</sup>, в зависимости от сроков и условий хранения

Силос	В башне		В траншее	
	в 1-й день	через 3 дня	в 1-й день	через 3 дня
Кукурузный (молочно-восковой спелости)	0,5	0,75	0,65	0,8
Кукурузные початки (молочно-восковой спелости)	0,8	0,9	—	—
Подсолнечный (начало цветения)	0,55	0,73	0,65	0,78

83. Углы естественного откоса различных грузов

Груз	Угол естественного откоса, град	Груз	Угол естественного откоса, град
<b>Грузы растительного происхождения</b>			
Пшеница:		Фасоль	30...35
яровая	29...36	Бобы	31
озимая	26...31	Подсолнечник (семена)	45
Рожь	32	Кукуруза (зерно)	35
Ячмень	35	Семя:	
Просо	29	льняное	35
Овес	35	конопляное	27
Гречиха	45	Початки кукурузы	30
Рис	34...38	Клевер	30...31
Вика	35	Люпин	30,5
Горох	25...27	Силос	55
Чечевица	27,5	Комбикорм	55
		Свекла	35...40
		Картофель	35
<b>Удобрения</b>			
Селитра аммиачная	33...42	Мука:	
Аммофос	34...38	фосфоритная	35...50
Суперфосфат:		доломитовая	35
порошковидный	44	известковая	35
гранулированный	35	Хлористый калий	35...50
Диаммофос	28	Мел	33
Мочевина	43	Торф:	
Нитроаммофоска		сухой	45
Перегной (влажность 42,8%)	45	влажный	50
		Навоз	42...50
		Опилки древесные	35

84. Углы качения, град, для некоторых грузов

Груз	Поверхность		
	Сталь	Дерево	Резина
Картофель	19...22	22	14...23
Сахарная свекла	20,1	20,6	19,4
Помидоры	9...14	9...14	14...29
Кормовые бобы	20	18	30
Кукурузный початок	13...19	—	—

85. Коэффициент трения покоя

Груз	Поверхность трения		
	Сталь	Дерево	Резина
Пшеница	0,36...0,58	0,53	0,47...0,6
Рожь	0,58	0,78	0,6
Просо	0,42...0,44	0,43	0,47...0,6
Овес	0,4...0,6	0,37...0,73	0,55
Ячмень	0,37...0,6	0,33...0,62	0,47...0,66
Рис	0,53	0,56	0,6
Гречиха	0,53	0,57	0,6
Семя льна	0,34	0,37	0,6
Подсолнечник:			
зерно	0,6...0,75	0,39	0,68...0,75
стебли	0,75	0,47	0,71
Кукуруза:			
зерно	0,36...0,58	0,3...0,62	0,6...0,8
стебли	0,28...0,4	0,26...0,3	0,8...1,04
Горох	0,42	0,35	0,47
Вика	0,36	0,42	0,45...0,6
Соя:			
зерно	0,58	0,40	0,84
бобы	0,58...0,65	0,49	1,04
стебли	0,48...0,7	0,49	1,04
Огурцы	0,33...0,36	—	0,40...0,56
Помидоры	0,35...0,4	—	0,40...0,56
Капуста	0,36...0,57	0,29	0,47
Сахарная свекла:			
корнеплоды	0,37...0,54	0,52...0,64	0,54...0,63
ботва	0,49...0,55	—	0,58...0,59
Брюква:			
корнеплоды	0,6...0,8	0,68	1,27
ботва	0,78...0,81	1,2	1,2
Картофель:			
клубни	0,51	0,56	0,58
ботва	0,57	0,8	0,8
Редис:			
корнеплоды	0,71...0,82	0,61...0,45	0,83...1,08
ботва	0,93...0,96	0,7...0,71	1,03...1,06
Лук	0,2...0,34	0,13...0,24	0,79...1,11
Арбузы	0,48...0,52	0,38...0,47	0,6...0,7
Хлопок (сырец)	0,45...0,55	—	0,82
Арахис:			
бобы	0,64	0,63	—
листья	0,76	0,58	—
Силос	0,7...0,9	0,78	0,70...0,83
Сено	0,25	0,30...0,37	0,4
Солома	0,24...0,35	0,37	0,4
Комбикорм	0,57	0,68	—
Отруби	0,31...0,44	0,32...0,33	0,5
Полова	0,38...0,47	0,39...0,42	—
Торф	0,6...0,7	0,75	0,8
Песок	0,7...0,8	0,65...0,78	0,72...0,91
Навоз:			
2-месячного хранения	0,69...1,58	0,83...1,36	0,96...1,24
8-месячного хранения	0,88...0,94	0,63...0,74	0,9...1,1

## 86. Коэффициент трения движения

Груз	Поверхность трения		
	Сталь	Дерево	Резина
Пшеница	0,38...0,43	—	—
Рожь, ячмень (зерно)	0,37	0,4	0,47
Просо	0,40	0,43	0,47
Рис, гречиха (зерно)	0,53	0,56	0,6
Овес	0,33...0,39	0,45	0,55
Подсолнечник	0,51	0,54	0,58
Кукуруза:			
зерно	0,25...0,41	0,21...0,24	0,54
стебли	0,27...0,39	0,25...0,28	0,80...0,86
Горех	0,37	0,32	—
Вика	0,36	0,42	0,45
Арахис:			
бобы	0,38...0,51	0,31...0,32	—
листья	0,47	0,38	—
Фасоль (бобы)	0,28...0,54	—	0,46...1,08
Капуста	0,3...0,55	0,24...0,33	0,42...0,51
Картофель	0,45...0,79	0,42...0,59	—
Морковь	0,4...0,5	—	—
Редис (корнеплоды)	0,54...0,59	—	0,80...0,88
Лен:			
стебли	0,36...0,45	0,29	0,63
семена	0,23...0,4	0,15	0,57
Смесь вико-овсяная	0,52...0,63	—	—
Донник белый	0,53	—	0,53
Комбикорм:			
гранулированный	0,41	0,39	0,44
рассыпной	0,41	0,38	0,58
Клевер	0,49	—	0,53
Мука:			
травяная	0,25...0,34	—	—
травяная из люцерны влажностью, %:			
46,3	0,8...0,9	—	—
26,6	0,6...0,7	—	—
Силос:			
кукурузный	0,34...0,74	0,55...0,66	0,56...0,66
комбинированный	0,52...0,55	0,56	—
Зелень измельченная	0,57...0,81	—	—
Свекла кормовая	1,12	0,8	1,1
Тимофеевка	0,47	—	0,51
Сенаж	—	—	0,44...0,57
Солома	0,36...0,58	0,4...0,71	0,48...0,57
Селитра аммиачная	0,6...0,66	0,73	0,69
Аммофос	0,45...0,48	0,63	0,62
Известняк дробленый	0,48...0,61	0,66...0,78	0,55...0,74
Мочевина	0,56...0,64	0,54	0,81
Нитроаммофоска	0,42	0,49	0,56
Суперфосфат:			
гранулированный	0,53...0,55	0,54	0,58
порошковидный	0,7...0,71	0,68	0,53
Хлористый калий	0,5...0,51	0,41	0,64
Диаммофос	0,54	0,65	0,6
Мука фосфоритная	0,13...0,25	0,2...0,3	0,31...0,45
Удобрение торфоаммиачное	0,58	0,58	—
Торф	0,66...0,88	—	—
Навоз:			
торфосоломистый	0,89...0,92	0,8...0,9	—
с измельченной соломой	0,81...0,84	0,83...0,87	—
с неизмельченной соломой	0,73...1,2	0,59...0,74	—
Навоз:			
2-месячного хранения	0,5...1,2	0,69...0,74	—
8-месячного хранения	0,7...0,79	0,74...0,9	0,9...1,2
	0,8...0,86	0,64...0,7	0,85...1

### 87. Коэффициент внутреннего трения

Груз	Значения коэффициента внутреннего трения	Груз	Значения коэффициента внутреннего трения
Пшеница	0,5...0,56	Овсяница луговая (семена)	0,68
Рожь	0,49	Мука травяная из люцерны	0,75...1,02
Ячмень	0,51	Комбикорм	1,1
Овес	0,51	Силос кукурузный	1,1...1,34
Просо	0,54	Селитра аммиачная	0,35...0,5
Кукуруза	0,53	Суперфосфат:	
Горох	0,44...0,55	гранулированный	0,4...0,76
Рис	0,75...0,78	порошковидный	0,6...0,7
Гречиха	0,52	Известняк молотый	0,39...0,58
Подсолнечник	0,6	Известковый мел	1,25...1,65
Лен	0,43	Навоз:	
Хлопчатник	0,87	свежий	0,95...1,4
Корма концентрированные	0,84	3-месячного хранения	0,81...0,9
Клевер (семена):		соломистый	0,86...1,02
красный	0,84	Компост:	
розовый	0,49	свежий	0,8...1,2
Тимофеевка луговая (семена)	0,49	зрелый	0,7...1,1
Донник белый (семена)	0,47		

### 88. Липкость некоторых сельскохозяйственных грузов, кПа

Материал	Влажность, %	Поверхность прилипания			
		Дерево	Сталь	Резина	Полиэтилен
Навоз:					
крупного рогатого скота	75	0,27	1,5	—	1,2
	85	0,3	3,7	—	3,3
	95	—	0,9	—	0,9
торфосоломистый при весовом отношении 1 : 1	70	0,25	0,18	—	—
	80	0,55	0,39	—	—
	90	0,4	0,3	—	—
Торфонавозный компост	55	0,17	0,2	0,27	0,08
	60	0,19	0,23	0,3	0,1
	70	0,23	0,28	0,35	0,12
Торфяная крошка	70	0,05	0,05	—	—
	80	0,19	0,13	—	—
	90	0,16	0,1	—	—
Известняк	—	3,2	5,2	4,2	5,4
Мел	—	5	5,3	2,5	5,3
Туф	—	5,7	3,9	2	3,7

### 89. Скорость витания некоторых сельскохозяйственных грузов

Груз	Скорость витания, м/с	Груз	Скорость витания, м/с
• Пшеница	9...11,5	Рис	10,1
• Рожь	8,5...10	• Мука	8,1
• Ячмень	6,5...11	Солома:	
• Овес	8,9...9	пшеничная	12...19
Просо	10...12	ржаная	6,4...8,4
Горох	15,5...16,5	овсяная	7...8,7
Фасоль	12,5...14	Мякина:	
Вика	13...17	гречишная	0,92...2,73
• Семя льна	5,2	ячменная	0,67...3,1
Чечевица	8...10	овсяная	0,67...3,1
Соя	17...20	• Солома измельченная	3,5...4,25
• Кукуруза	12,5...14	• Цемент	0,22...0,34
Конопля	8...11	• Опилки влажные	7,5
Подсолнечник	7...8,5	Соль калийная	4,9
Сорго	6,4...10,4	Уголь (кусковой)	11
Гречиха	8,6	• Селитра аммиачная	6,7
		Мука фосфоритная	1,2

90. Характеристика некоторых резиноканевых лент (по ГОСТ 20—85\*)

Прочность ткани одной прокладки по ширине основы, Н/мм	Тип ткани каркаса лент			Толщина прокладки, мм			Ширина ленты, мм	Число прокладок	Толщина обкладки
	с основой и утком из комбинированных нитей (полиэфирных и хлопковых)	с основой и утком из полиамидных нитей	с основой из полиэфирных, а утком из полиамидных нитей	с резиновой прослойкой		без резиновой прослойки			
				из синтетических волокон	из комбинированных нитей				
65	БКНЛ-65	—	—	1,1	1,4	1,15	100...2000	3...8	1...3
100	БКНЛ-100	ТА-100	—	1,2	1,6	1,3	100...3000	3...8	1...4,5
		ТК-100							
150	БКНЛ-150	ТА-150	—	1,3	1,9	1,6	650...3000	3...8	2...6,6
		ТК-150							
200	—	ТК-200-2	ТЛК-200	1,4	—	—	800...3000	3...8	2...6
		ТА-300	ТЛК-300						
300	—	ТА-400	ТЛК-300	1,9	—	—	800...3000	4...10	2...6
		ТК-300	МЛК-300						
400	—	ТК-400	МЛК-400/120	2	—	—	1000...3000	3...10	2...6

91. Прямые роликовые опоры

Обозначение опоры	Ширина ленты, мм	Диаметр ролика $d$ , мм	Размеры, мм					Масса вращающихся частей, кг
			$L$	$C$	$B$	$M$	$L_1$	

Верхние роликовые опоры (см. рис. 8.8, а)

PB-50	500	102	550	650	720	770	—	8,9
PB-65	650	102	700	800	870	920	—	11,3

Нижние роликовые опоры (см. рис. 8.8, б)

PH-40	400	83	450	550	620	640	145	7,7
PH-50	500	102	550	650	720	770	171	9,8
PH-65	650	102	700	800	870	920	171	10,5
PH-80	800	102	850	95	1030	1070	171	14

92. Желобчатые роликовые опоры

Обозначение	Ширина ленты, мм	Диаметр ролика $d$ , мм	Размеры, мм (см. рис. 8.8, в, г)							Угол наклона бокового ролика $\alpha$ , град	Масса вращающихся частей, кг
			$L$	$C$	$B$	$M$	$D$	$L_1$	$R$		
PЖ-40-30	400	63; 89;	150	—	—	—	535	210	230	30	10,5
PЖ-40-45	400	102; 108	150	—	—	—	520	236	230	45	10,7
PЖ-40-60	400	—	150	—	—	—	490	261	230	60	10,8
PЖ-50-30	500	63; 89;	180	—	—	—	614	235	270	30	12,0
PЖ-50-45	500	102; 108	180	—	—	—	598	275	270	45	12,1
PЖ-50-60	500	—	180	—	—	—	560	305	270	60	12,2
PЖ-65-30	650	63; 89;	230	—	—	—	756	260	320	30	12,5
PЖ-65-45	650	102; 108;	230	—	—	—	718	308	320	45	13,8
PЖ-65-60	650	133	230	—	—	—	668	344	320	60	13,9
PЖ-80-30	800	63; 89;	280	950	1030	1070	—	298	—	30	18,0
PЖ-80-45	800	102; 108;	280	950	1030	1070	—	354	—	45	18,4
PЖ-80-60	800	127; 133;	280	950	1030	1070	—	402	—	60	18,9
		152; 159									

### 93. Основные параметры и размеры скребковых конвейеров

Минимальные размеры рабочего сечения кожура, мм	Размеры скребка, мм		Расчетная производительность $Q_{расч}$ , кг/с	Скорость транспортера $v$ , м/с, не более	Шаг цепи $t$ , мм	Число зубьев звездочки, не менее
	ширина	высота				
130 × 80	120	71	До 6	1,8	31,75	7
150 × 80	140	71	До 6	1,8	38	7
160 × 85	150	75	6...8	1,8	38	7
170 × 100	160	90	8...12	2	38	7
210 × 140	200	100	12...20	2	38	7
220 × 115	200	100	12...20	2	38	10
300 × 125	260	100	20...32	2,2	38	10

Примечание. Шаг чередования скребков  $t_{ск} = (4; 6; 8)t$ .

### 94. Типоразмеры тяговых роликовых длиннозвенных цепей

Обозначение тяговых роликовых длиннозвенных цепей	Основные размеры цепи, мм			Шаг $T$ чередования звеньев с лапками в шагах $t$ цепи
	$b_{ш}$ , не менее	$B$ , не более	$a$ , более	
ТРД-38-3000-1-1-6	22	80	30	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 10 <i>t</i>
ТРД-38-4000-1-1-6	22	80	30	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 8 <i>t</i>
ТРД-38-3000-1-1-8	22	80	30	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-38-4000-1-1-8	22	80	30	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-38-3000-1-2-6	22	72	26	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 10 <i>t</i>
ТРД-38-4000-1-2-6	22	72	26	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 8 <i>t</i>
ТРД-38-3000-1-2-8	22	72	26	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-38-4000-1-2-8	22	72	26	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-38-3000-1-3-6	22	80	26	1 <i>t</i>
ТРД-38-3000-2-1-6	22	72	30	4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-38-3000-2-2-6	22	80	26	4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-38-3000-3-6	22	80	30	2 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 10 <i>t</i>
ТРД-38-3000-3-10	22	80	33	2 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 10 <i>t</i>
ТРД-38-4000-3-10	22	80	33	2 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 10 <i>t</i>
ТРД-38-3000-4-1-6	22	72	40	4 <i>t</i>
ТРД-38-3000-4-2-6	22	92	40	4 <i>t</i>
ТРД-38-4000-2-2-6	22	80	26	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 10 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-38-4000-2-2-8	22	80	26	2 <i>t</i> , 4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 10 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-31,75-2300-1-1-6	9,65	72	26	4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-31,75-2300-1-2-6	9,65	72	26	4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 10 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-31,75-2300-2-1-6	9,65	72	26	4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-31,75-2300-2-2-6	9,65	72	26	4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 10 <i>t</i>
ТРД-31,75-2300-3-1-6	9,65	72	26	4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-50,8-6000	15,88	92	40	4 <i>t</i> , 6 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-63,5-8900	19,05	92	40	4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>
ТРД-76,2-12700	25,4	100	40	4 <i>t</i> , 8 <i>t</i> , 12 <i>t</i>

Примечание. Масса 1 м цепи, кг, не более: ТРД-38-3000-1-1-6 — 1,87; ТРД-38-4000-1-1-6 — 2,1; ТРД-31,75-2300-1-1-6 — 0,6; ТРД-50,8-6000 — 1,9; ТРД-63,5-8900 — 2,6; ТРД-76,2-12700 — 3,8.

95. Масса 1 м тяговых пластинчатых цепей, кг

Номер цепи	Шаг $t_{ш}$ , мм							
	50	63	80	100	125	160	200	250
M20	1,14	1,05	0,96	0,93	0,88	0,85	—	—
	1,27	1,16	1,04	1,00	0,93	0,8	—	—
M28	1,58	1,45	1,34	1,26	1,20	1,15	1,10	—
	1,84	1,64	1,5	1,4	1,3	1,22	1,16	—
M40	—	2,1	2,05	1,9	1,76	1,7	1,65	1,58
	—	2,38	2,28	2,1	2,0	1,82	1,75	1,70
M56	—	3,34	3,06	2,82	2,62	2,46	2,38	2,3
	—	3,23	3,45	3,15	2,85	2,65	2,55	3,37
M80	—	—	4,8	4,4	3,95	3,8	3,66	3,47
	—	—	5,4	4,9	4,35	4,1	3,9	3,67
M112	—	—	7,26	6,0	5,8	5,3	5,05	4,8
	—	—	8,4	6,4	6,1	5,9	5,46	5,15
M160	—	—	—	9,15	8,2	7,75	7,05	6,64
	—	—	—	10,6	9,35	8,7	7,8	7,25
M224	—	—	—	—	12,7	11,4	10,7	9,8
	—	—	—	—	14,3	12,7	11,7	10,6

Примечания: 1. В числителе приведена масса цепей типа 1, в знаменателе — типа 2.  
2. В номере цепи число означает разрушающую нагрузку в кН.

96. Размеры тяговых пластинчатых цепей, мм

Номер цепи	Диаметр					Расстояние между внутренними пластинами, не менее	Ширина пластины, не более	Толщина пластины	Длина валика, не более	Ширина цепи, не более	Ширина реборды катка, не более
	валика	втулки	ролика	катка	реборды катка						
M20	6	9	12,5	25	35	15	18	2,5	35	49	3,5
M28	7	10	15	30	40	17	20	3	40	56	4
M40	8,5	12,5	18	36	45	19	25	3,5	45	63	4,5
M56	10	12	21	42	55	23	30	4	52	72	5
M80	12	18	25	50	65	27	35	5	62	86	6
M112	15	21	30	60	75	31	40	6	73	101	7
M160	18	25	36	70	90	36	45	7	85	117	8,5
M224	21	30	42	85	105	42	56	8	98	134	10

Примечание. В номере цепи число означает разрушающую нагрузку в кН.

97. Типоразмеры вильчатых цепей

Шаг цепи, мм	Ширина звена, мм	Диаметр пальца, мм	Разрушающая (в числителе) и рекомендуемая рабочая (в знаменателе) нагрузки, кН, для цепи категории		Масса 1 м цепи, кг
			Н	В	
100	38	16	160/5,7	220/10	4,9
125	42	20	240/10,5	330/18	7,6
160	50	25	400/19	550/33	9,5
200	64	32	640/28	880/50	15,6
250	80	40	1000/46,5	1400/81	25,5

98. Типоразмеры тяговых круглозвенных сварных цепей

Калибр цепи	Шаг цепи, мм		Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг	
	типа А	типа В		типа А	типа В
5	18,5	20	10,0	0,5	0,5
6	18,5	22	14,0	0,75	0,74
7	22	—	18,0	1,00	—
8	24	28	26,0	1,35	1,30
9	27	—	32,0	1,80	—
9,5	27	—	34,0	1,90	—
10	28	35	40,0	2,25	2,05
11	31	—	46,0	2,70	—
13	36	45	66,0	3,80	3,45
16	45	56	102,0	5,80	5,20
18	50	63	126,0	7,30	6,50
20	56	70	160,0	9,00	8,20

99. Типоразмеры тяговых разборных цепей

Шаг звена, мм	Шаг зацепления, мм	Предельное отклонение	Ширина звена, мм	Расстояние между наружными звеньями, мм	Длина валика, мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м цепи, кг
63	126	± 2	18	15; 21	35; 38	45; 106	1,4; 3,2
80	160	± 2,5	30; 42	32; 27	73; 56	290; 160	8,7; 3,8
100	200	± 2,5	32; 37	27; 34	60; 73	220; 290	5,2; 5,7
160	320	± 3	40; 59	42	92	400	9,1
250	500	± 3	59	42	92	400	8

100. Рекомендации по выбору типа ковшевых элеваторов

Вид насыпного груза	Примеры характерных грузов	Тип элеватора	Тип ковшей	Средний коэффициент заполнения ковшей	Скорость, м/с	
					ленты	цепи
Пылевидные сухие	Угольная пыль	Тихоходный со свободной самотечной разгрузкой	Г	0,85	—	0,6...0,8
	Цемент, мука фосфоритная	Быстроходный с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1,25...2	—
	Пищевые продукты помола зерна (мука, комбикорм)	Быстроходный с центробежно-самотечной разгрузкой	М	0,85	1...1,6	—
Пылевидные и зернистые, влажные плохосыпучие	Земля, песок, мел в порошке, химикаты	Быстроходный с центробежной разгрузкой	М	0,6	1...2	0,8...2
Зернистые и мелкокусковые, малоабразивные	Пищевое зерно	То же	Г	0,75	2...3,2	—
	Древесные опилки, щепа, сухая глина в комках, торф фрезерный, мелкий уголь	»	Г	0,8	1,25...2	1...1,6
Зернистые и мелкокусковые, сильно абразивные	Шламовая известь, сажа	Тихоходный с самотечной разгрузкой	Г	0,8	—	0,4...1
	Гравий, руда, шлаки	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	О С	0,8	0,4...0,8	0,4...0,63
Среднекусковые (a = 60 мм) малоабразивные	Песок, зола, земля, порода	Быстроходный с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1...2	—
	Каменный уголь	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	О С	0,7	—	0,4...0,63

Продолжение

Вид насыпного груза	Примеры характерных грузов	Тип элеватора	Тип ковшей	Средний коэффициент заполнения ковшей	Срок, м/с	
					ленты	цепи
	Кусковой торф	Быстроходный с центробежной разгрузкой	Г	0,65	—	0,8...1,6
Среднекусковые, сильно абразивные	Камень, руда, шлаки	Тихоходный с самоотечной направленной разгрузкой	О С	0,7	—	0,4...0,63
Кусковые хрупкие, не допускающие крошения	Древесный уголь	То же	О С	0,6	0,4...0,63	0,4...0,63

Обозначения: Г — глубокий; М — мелкий; О — остроугольный с бортовыми направляющими; С — со скругленным дном и бортовыми направляющими.

### 101. Технические характеристики циклонов-разгрузителей (см. рис. 9.15)

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Размеры, мм										Масса, кг
		D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	H <sub>6</sub>	H <sub>7</sub>	l	
ЦРК-200	0,05	250	150	1000	533	50	417	90	50	415	115	20
ЦРК-300	0,07	300	180	1000	533	50	417	110	60	415	200	23
ЦРК-350	0,09	350	210	1000	533	50	417	125	70	415	223	27
ЦРК-400	0,12	400	240	1000	533	50	417	145	80	415	250	30
ЦРК-450	0,15	450	260	1000	533	50	417	160	95	415	275	35
ЦРК-500	0,19	500	290	1000	533	50	417	180	105	415	300	39
ЦР-350	0,21	350	210	1515	—	290	525	200	70	765	275	20
ЦРК-550	0,22	550	320	1100	533	55	462	200	115	455	325	46
ЦРК-600	0,27	600	350	1200	633	60	487	215	125	495	350	52
ЦР-400	0,28	400	240	1725	—	330	595	230	80	875	300	23
ЦРК-650	0,31	650	380	1300	713	65	522	235	135	535	375	60
ЦР-450	0,35	450	270	1935	—	370	665	260	90	985	325	28
ЦРК-700	0,36	700	410	1400	713	70	557	250	145	575	400	62
ЦРК-750	0,42	750	440	1500	828	75	597	270	155	620	425	69
ЦР-500	0,44	500	300	2140	—	410	730	320	100	1090	350	32
ЦР-550	0,52	550	330	2350	—	450	800	320	110	1200	375	36

### 102. Технические характеристики фильтров типа СМЦ

Марка фильтра	Площадь фильтрующей поверхности, м <sup>2</sup>	Концентрация пыли в обеспыливаемом воздухе, кг/м <sup>3</sup>	Нагрузка на фильтрующую ткань, м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> · мин)	Давление сжатого воздуха, МПа	Сопротивление фильтра, Па	Масса, кг
СМЦ166Б-I	30	0,05	1,2	0,6	1100	1000
СМЦ166Б-II	60	0,05	1,2	0,6	1100	2000
СМЦ166Б-III	90	0,05	1,2	0,6	1100	3000
СМЦ166Б-IV	120	0,05	1,2	0,6	1100	4000
СМЦ166Б-РП-I	55	0,05	1,2	0,6	1900	2200
СМЦ166Б-РП-II	115	0,05	1,2	0,4	1900	3050
СМЦ166Б-РП-III	205	0,05	1,2	0,4	1900	4300
СМЦ166Б-РВ-I	50	0,05	1,2	0,4	1900	2750
СМЦ166Б-РВ-II	110	0,05	1,2	0,4	1900	3600

### 103. Технические характеристики фильтров типов Г4 и РЦИ

Марка фильтра	Площадь фильтрующей поверхности, м <sup>2</sup>	Нагрузка на фильтрующую ткань, м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> · мин)	Сопrotивление фильтра, Па	Разрезание, Па	Подсос воздуха, м <sup>3</sup> /ч, не более	Масса, кг
Г4-1БФМ-30	30	3	450	3000	400	935
Г4-1БФМ-45	45	3	750	3000	600	1186
Г4-1БФМ-60	60	3	750	3000	800	1450
Г4-1БФМ-90	90	3	750	3000	1200	1969
Г4-2БФМ-60	60	1,5	750	2000	600	2135
Г4-2БФМ-90	90	1,5	750	2000	800	2935
РЦИ-31,2-48	31,2	5...6	1150	Нет свед.	400	1376
РЦИ-40,8-48	40,8	5...6	1150	То же	600	1580
РЦИ-6,9-16	6,9	5...6	1150	»	90	605
РЦИ-23,4-36	23,4	5...6	1150	»	250	993

### 104. Технические характеристики фильтрующих тканей

Ткань	Нагрузка на фильтрующую ткань, м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> · мин)	Допустимая температура, °С	Ткань	Нагрузка на фильтрующую ткань, м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> · мин)	Допустимая температура, °С
Шерсть	10...50	100	Драпонт	12...24	140
Хлопчатобумажная ткань	6...40	100	Диоден	10...35	150
Перлон	12...45	80	Полихлорвинил	25	75
Нейлон	12...15	80	Тефлон	1...5	250
Редон	10...50	140	Бератекс	25	110
			Стеклоткань	8...40	300

### 105. Технические характеристики циклонов

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Длина, мм	Ширина В <sub>1</sub> , мм	Высота Н <sub>1</sub> , мм	Масса, кг
ЦОЛ-1	0,28	503	503	1497	48
ЦОЛ-1,5	0,42	610	610	1837	65
ЦОЛ-3	0,83	868	868	2652	127
ЦОЛ-4,5	1,25	1049	1049	3257	177
ЦОЛ-6	1,67	1205	1205	3732	282
ЦОЛ-9	2,5	1467	1467	4528	409
4БЦШ-200	0,38	940	610	2316	230
4БЦШ-225	0,45	940	610	2436	236
4БЦШ-250	0,55	1070	680	2703	258
4БЦШ-275	0,70	1070	680	2823	262
2УЦ-450	0,30	1252	570	2419	290
2УЦ-500	0,38	1432	632	2640	326
3УЦ-450	0,45	1762	570	2880	383
3УЦ-500	0,58	1957	632	3098	412
4УЦ-500	0,77	2507	632	3262	514
4УЦ-550	0,90	2762	695	3514	568
2 × 2УЦ-450	0,70	1257	1140	2419	462
2 × 2УЦ-500	0,77	1437	1265	2660	489
2 × 3УЦ-450	0,90	1762	1140	2880	716
2 × 3УЦ-500	1,15	1975	1265	3098	772
2 × 4УЦ-500	1,53	2507	1265	3268	975
2 × 4УЦ-550	1,82	2762	1390	3514	1082

### 106. Технические характеристики вентиляторов

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Номинальное давление, Па	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт
ВЦП-3	0,55	1020	2500	2,2
ВЦП-5	1,67	1550	1800	7,5
ВЦП-6	2,3	1820	1620	7,5
ВЦП-8	4,16	1620	1150	22
РЗ-БВ-Ц5-37-4,5	0,5	2360	2790	2,2
РЗ-БВ-Ц5-37-8,5	2,67	2340	1450	11

Продолжение

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Номинальное давление, Па	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт
РЗ-БВ-Ц5-37-9	4,67	2390	1450	18,5
РЗ-БВ-Ц4-60-10	6,67	2780	1450	30
ВВД-5	0,7	7000	3000	7,5
ВВД-8	2,78	6000	1900	28
ВПЗ-0,18	0,05	9555	2900	7,5
ВПЗ-0,3	0,083	7840	2875	3
ВПЗ-0,72	0,2	9810	2900	7,5
ВПЗ-3,6	1	7791	1940	17
ВПЗ-9,6	2,67	14896	2950	55

#### 107. Технические характеристики турбовоздуховных машин

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Номинальное давление, МПа	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
ТВ-42-1,4	0,7	0,14	55	4301
ТВ-50-1,6	0,83	0,16	100	5223
ТВ-50-1,9	1	0,2	60	6452
ТВ-80-1,2	1,39	0,12	55	3073
ТВ-80-1,4	1,39	0,14	100	4463
ТВ-80-1,6	1,67	0,16	160	5241
ТВ-80-1,8	1,67	0,18	200	6540
ТВ-175-1,6	2,78	0,16	320	6958
ТВ-200-1,25	3,33	0,13	160	4903
ТВ-200-1,4	3,33	0,14	200	5850
ТВ-300-1,6	5	0,16	400	11526
ТВ-25-1,1	0,42	0,11	22	1187
ТВ-100-1,12	1,67	0,112	40	1550
ТВ-150-1,12	2,5	0,112	55	1910
ТВ-250-1,12	4,17	0,112	100	2538
2ТВ-250-1,12	4,44	0,112	100	2638
ТВ-350-1,06	5,83	0,106	55	2068
ТВ-450-1,08	7,5	0,108	125	3302
ТВ-600-1,18	10	0,11	200	5077

#### 108. Технические характеристики водокольцевых воздуховных машин

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Номинальное давление нагнетания, МПа	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
ВВН-1,5М	0,025	—	1500	5,5	190
ВВН-3	0,05	—	1500	7,5	280
ВК-3	0,05	0,24	1500	13	372
ВВН-6	0,1	—	1500	18,5	645
ВВН-12М	0,2	—	1000	30	970
ВК-12	0,2	0,3	1000	40	1008
ВВН-1-25	0,42	—	750	75	2352
ВК-25	0,42	0,31	750	75	2162
ВВН-2-50	0,75	—	600	100	4000
ВВН-2-1	2,25	—	300	315	14500
ВВН-1-300	5	—	250	630	26000

Примечание. Номинальное давление всасывания во всех машинах 0,04 МПа.

#### 109. Технические характеристики воздуховных пластинчато-роторных машин

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Номинальное давление всасывания, МПа	Номинальное давление нагнетания, МПа	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
РВН-6	0,1	0,01...0,04	—	1500	13	540
РВН-6Н	0,1	0,01...0,04	—	1500	13	320
РВК-6(6Л)	0,1	0,04...0,05	0,25	1500	18,5	195
РКВН-6	0,1	0,04...0,05	0,22	1500	18,5	180
ВР-7/60%-2,2	0,13	0,04...0,05	0,22	1500	22	215
РВН-25	0,42	0,01...0,04	—	585	55	2250
РВН-50	0,83	0,01...0,04	—	485	75	4550

### 110. Технические характеристики воздуходушных двухроторных машин

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Номинальное давление, МПа	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
1ВДТ-7,5/2,5	0,125	0,25	2250	23	165
2ВД-12/2,5	0,2	0,25	1500	36	950
2ДВН-500-4	0,42	0,08	1500	5,5	560
2ДВН-500	0,83	0,08	3000	7,5	560
2ДВН-1500-4	1,25	0,08	1500	5,5	830
2ДВН-1500	2,5	0,08	3000	11	830

### 111. Технические характеристики воздуходушных поршневых машин

Марка	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Номинальное давление, МПа	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
В4-0,6/8	0,01	0,8	970	5,5	405
КУ-3	0,05	0,8	975	22	1121
КУ-3Б	0,05	0,8	975	22	1067
ВУ-63-3/8	0,05	0,8	975	22	1175
КСЭ-5М	0,083	0,8	735	40	1393
4ВУ1-5/9М	0,083	0,8	735	40	1420
ВУ-6/4	0,083	0,35	975	30	1160
302ВП-10/8	0,167	0,8	750	75	3030
202ВП-12/3	0,2	0,35	750	75	2280
202ВП-20/2	0,33	0,2	750	75	2640
305ВП-40/3	0,67	0,35	500	200	5730
305ВП-60/2	1	0,2	500	200	6135
4М10-200/2,2	3,33	0,22	500	630	19650

### 112. Характеристики фронтальных погрузчиков

Показатель	ПФ-0,5Б	ПКУ-0,8А	ПКС-1,6	ПФП-1,2
Грузоподъемность, кг	500...1000	800	1200...2000	1500...1800
Производительность, т/ч	17...55	60	Нет свед.	100...125
Вместимость ковша, м <sup>3</sup>	0,35; 0,5; 0,8	0,35; 0,5; 0,8	1,0...1,6	1,1
Высота погрузки, м:				
фронтальным способом	2,5; 7	2,5	6,5	2,5
перекидным способом	—	—	—	2,25
Марка трактора	МТЗ-80/82; МТЗ-100; ЮМЗ-6	МТЗ-80/82; ЮМЗ-6	МТЗ-80	ДТ-75

### 113. Характеристики навесных поворотных погрузчиков

Показатель	ПГ-0,2А	ПГХ-0,5	МГБ-Ф-0,5	ПЭ-Ф-1А
Грузоподъемность, кг	300	500	500	1000
Производительность, т/ч	40...53	8,5...36	26	60...100
Высота погрузки, м	3,52	4,1(7,2)	4,85	3,6
Глубина выемки груза, м	1,6	2,2	1,5	2,2
Вылет стрелы, м	1,72	Нет свед.	4,3	Нет свед.
Угол поворота стрелы, град	180	То же	Нет свед.	270
Продолжительность цикла, с	12...15	»	60...70	15...20
Марка трактора	Т-16; СШ-28	Т-28Х4М; МТЗ-80Х	МТЗ-80; ЮМЗ-6	ЮМЗ-6

### 114. Характеристики самоходных поворотных погрузчиков

Показатель	ПГА-Ф-06	ПЭА-1,0
Грузоподъемность, кг	600	1200
Производительность, т/ч	70	150...160
Высота погрузки, м	3,2	4,3
Глубина выемки груза, м	1,5	2,5
Вылет стрелы, м	3,6	Нет свед.
Угол поворота стрелы, град	Нет свед.	270
Продолжительность цикла, с	То же	18
Масса с основными рабочими органами, кг	3200	7860

### 115. Характеристики автопогрузчиков

Показатель	4022	4043M	4045P
Грузоподъемность, кг	2000	3200	5000
Высота подъема груза, м	2,8	4	4
Угол наклона грузоподъемника, град:			
вперед	3	3	3
назад	10	10	10
Внешний радиус поворота, м	2,1	3,7	3,9
Габаритные размеры, м:			
длина с вилами	3,32	4,65	5,1
ширина	1,4	2,1	2,39
высота	2,22	3,2	3,26
Скорость передвижения, м/с	1,8...5,5	8,3	4,16
Скорость подъема груза, м/с	0,27	0,18	0,16
Мощность двигателя, кВт	37	50	51
Масса, кг	3160	4780	6350

### 116. Характеристики электропогрузчиков

Показатель	ЭП-103К	ЭП-1000	ЭП-1631	ЭП-2013	ЭП-5002
Грузоподъемность, кг	1000	1000	1600	2000	5000
Высота подъема груза, м	2; 3; 3,3; 4,5	4,5	2; 2,8	2; 2,8; 3,3; 4,5	2,8; 3,3; 4,5
Ширина, м	0,95	1,4	1	1,12	1,39
Колесная база, м	1,05	Нет свед.	1,28	1,38	1,6
Внешний радиус поворота, м	163	2,1	1,85	1,96	2,65
Минимальная ширина проезда при штабелировании, м	2,94	1,6	1,95	3,79	4,5
Скорость передвижения, м/с	3,05; 3,33	3,33	3,33	3,33	2,22
Скорость подъема груза, м/с	0,2	0,22	0,2	0,2	0,15
Угол наклона грузоподъемника, град:					
вперед	3	3	3	3	3
назад	10	7	10	8	10
Масса, кг	2400; 2450; 2500; 2650	4650	2920; 2970	3570; 3600; 3645; 3800	7560; 7650; 7820

### 117. Технические характеристики самоходных зернопогрузчиков

Показатель	ЗПС-100А	ЗМ-60А
Производительность, кг/с	27,7	19,4
Высота погрузки, м	3	3
Угол поворота отгрузочного транспортера, град	180	180
Скорость передвижения, м/с:		
рабочая	0,014	0,016
транспортная	0,11	0,13
Мощность двигателя, кВт	9,6	9,1
Габаритные размеры в рабочем положении, м:		
без поворота транспортера (триммера)		
длина	6,845	6,65
ширина	4,17	4,17
высота	3,38	3,29
с поворотом транспортера (триммера) на угол 90°		
длина	3,8	3,8
ширина	5,515	5,845
высота	3,38	3,29
Масса, кг	1200	1200

### 118. Характеристики погрузчиков силоса и сенажа

Показатель	ПСС-5,5	ПСК-5,0А
Производительность, кг/с	11,1	4,44
Высота забора материала, м	3...5,5	Нет свед.
Высота погрузки, м	3,5	4
Транспортная скорость, м/с	1,67	2,22
Размеры в рабочем положении, м:		
длина	9,72	2,4
ширина	2,09	0,8
высота	6,73	3,7
Мощность, кВт	22	5
Масса, кг	2300	1450

### 119. Технические характеристики шестеренных насосов

Показатель	НШ-10-Е-2	НМШ-25	НШ-32-У	НШ-32-У-2	НШ-32-3	НШ-46-У	НШ-50-У-2	НШ-50-2	НШ-50-3
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	10	25	31,7	32	31,5	45,7	49,1	50	48,8
Давление нагнетания, МПа:									
номинальное	14	1,6	10	14	16	10	14	14	16
максимальное	17,5	2,5	14	17,5	20	14	16	17,5	20
Номинальная подача, дм <sup>3</sup> /с	0,29	0,53	0,79	0,93	0,93	1,05	1,44	1,45	1,45
Частота вращения вала при номинальном давлении, мин <sup>-1</sup> :									
минимальная	960	1200	1200	960	960	1200	960	960	960
номинальная	1920	1500	1500	1920	1920	1500	1920	1920	1920
максимальная	3000	1920	1920	2400	2400	1920	2400	2400	2400
Объемный КПД	0,92	0,85	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,83
Мощность, кВт	5,5	1,3	11	16	17,6	Нет свед.	25,8	23,8	27,2
Масса насоса, кг	2,5	5,3	5,3	5,3	6,8	5,8	6,3	7,4	7,47

Продолжение

Показатель	НШ-67-2	НШ-67-3	НМШ-80-1	НШ-100-2	НШ-100-3	НШ-160-2	НШ-160-3	НШ-250-2	НШ-250-3
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	69	69	80	98,8	98,8	162,5	162,5	244,8	244,8
Давление нагнетания, МПа:									
номинальное	14	16	1,0	14	16	14	16	14	16
максимальное	17,5	20	1,2	16	20	16	20	16	20
Номинальная подача, дм <sup>3</sup> /с	1,60	1,60	2,71	2,32	2,32	4,99	4,99	5,75	5,75
Частота вращения вала при номинальном давлении, мин <sup>-1</sup> :									
минимальная	960	960	750	960	960	960	960	960	960
номинальная	1500	1500	2400	1500	1500	1500	1500	1500	1500
максимальная	1998	1998	2520	1998	1998	1998	1998	1998	1998
Объемный КПД	0,92	0,85	0,85	0,94	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Мощность, кВт	24,9	28,4	4,7	37,5	42,8	63	72	92,7	106
Масса насоса, кг	17,4	17,5	8,7	17,5	17,6	44,3	44,3	45,3	45,3

### 120. Техническая характеристика шестеренных двухсекционных насосов, мотор-насоса и гидромоторов

Показатель	НШ-10-10-2	НШ-32-10-2	НШ-32-10-3	НШ-32-32-2	НШ-32-32-3	МНШ-46-У	ГМШ-32	ГМШ-50	ГМШ-100
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	10/10	31,5/10	31,5/10	31,5/10	31,5/31,5	45,7	32	50	100
Давление нагнетания, МПа:									
номинальное	14	14	16	14	14	10	14	14	14
максимальное	17,5	16	20	16	17,5	14	16	16	16

Показатель	НШ-10-10-2	НШ-32-10-2	НШ-32-10-3	НШ-32-32-2	НШ-32-32-3	МНШ-46-У	ГМШ-32	ГМШ-50	ГМШ-100
Максимальное давление на сливе, МПа	—	—	—	—	—	1	0,4	0,15	0,4
Номинальный перепад давления, МПа	—	—	—	—	—	10	14	14	14
Номинальная подача, $\text{дм}^3/\text{с}$	0,29/0,29	0,93/0,29	0,93/0,29	0,93/0,93	0,93/0,93	—	—	—	—
Номинальный расход, $\text{дм}^3/\text{с}$	—	—	—	—	—	1,12	0,86	1,33	2,68
Частота вращения вала при номинальном давлении, $\text{мин}^{-1}$ :									
минимальная	960	960	960	960	960	798	750	750	750
номинальная	1920	1920	1920	1920	1920	1200	1500	1500	1500
максимальная	3000	2400	2400	2400	2400	1650	1920	1920	1920
КПД:									
объемный	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	—	—	—	—
гидромеханический	—	—	—	—	—	0,8	0,85	0,85	0,82
полный	—	—	—	—	—	—	0,78	0,78	0,75
Мощность, кВт	11	20,2	23,1	30,8	35,2	5,2	9,2	14,2	27,7
Вращающий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$	—	—	—	—	—	43	59,6	92	—
Масса, кг	6,3	9,2	10	11,8	12	7	6,8	7,4	17,5

Примечание. В числителе приведены данные по одной секции, в знаменателе — по другой. Насосы и гидромоторы выпускают правого или левого вращения, нереверсивными. Мотор-насос МНШ-46-У — реверсивный.

### 121. Техническая характеристика аксиально-поршневых нерегулируемых насосов и гидромоторов

Показатель	Марки насосов и гидромоторов				
	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
Рабочий объем, $\text{см}^3$	11,6	28,1	54,8	107	225
Давление нагнетания, МПа:					
номинальное	16	16	20	20	20
максимальное	32	32	32	32	32
Номинальный перепад давления для гидромотора, МПа	16	16	20	20	20
Номинальная подача насоса, $\text{дм}^3/\text{с}$	0,45	0,87	1,30	2,03	4,92
Номинальный расход гидромоторов, $\text{дм}^3/\text{с}$	0,48	0,93	1,44	2,55	3,79
Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$ :					
номинальная	2400	1920	1500	1200	960
максимальная	4998	4002	3150	2520	1998
КПД:					
объемный для насосов	0,965	0,965	0,95	0,95	0,95
гидромеханический для гидромоторов	0,95	0,95	0,965	0,965	0,965
полный для насосов	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
полный для гидромоторов	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
Номинальная мощность насосов, кВт	8	15,5	29,5	46,1	77,5
Номинальная эффективная мощность гидромоторов, кВт	6,7	13	24,7	38,6	62,9
Вращающий момент гидромотора, $\text{Н} \cdot \text{м}$ :					
номинальный	28,1	68	168	328	690
страгивания	23,9	57,8	143	279	586
Момент инерции вращающихся масс гидромотора, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$	0,005	0,018	0,056	0,175	0,546
Масса без рабочей жидкости, кг, не более	5,5	12,5	25	52	100

### 122. Техническая характеристика аксиально-поршневых регулируемых насосов

Показатель	Марки насосов				
	207.20	207.25	207.32	223.20 (сдвоенный)	223.25 (сдвоенный)
Максимальный рабочий объем, см <sup>3</sup>	54,8	107	225	54,8 × 2	107 × 2
Давление нагнетания, МПа:					
номинальное	16	16	16	16	16
максимальное	25	25	25	25	25
Номинальная подача, дм <sup>3</sup> /с	1,72	2,065	3,47	1,72 × 2	2,065 × 2
Частота вращения, мин <sup>-1</sup> :					
номинальная при самовсасывании	1950	1200	960	1200	1200
максимальная при самовсасывании	2850	2202	1752	1950	1500
максимальная при работе с избыточным давлением у входа в насос	3150	2520	1998	2898	2250
Мощность при максимальном рабочем объеме и номинальном режиме работы, кВт	30,8	46,3	77,5	50,6	79
КПД:					
полный	0,91	0,91	0,91	0,85	0,85
объемный	0,965	0,965	0,965	0,965	0,965
Масса без рабочей жидкости, кг	39	75	140	165	320

### 123. Основные параметры гидромашин

Тип машины	Рабочее давление, МПа	Рабочий объем, см <sup>3</sup>	Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup>	Мощность, кВт	КПД	
					объемный	общий
Шестеренные:						
насосы	0,5...20	10...100	300...3000	2,2...36,8	0,6...0,94	0,5...0,8
гидромоторы	5...10	10...100	960...7500	2,2...36,8	0,8...0,9	0,4...0,75
Аксиально-поршневые:						
насосы	7,5...50	10...800	960...3780	7,4...294,4	0,95...0,98	0,92...0,95
гидромоторы	7,5...50	10...800	96...4800	7,5...294,4	0,96...0,99	0,92...0,95
Радиально-поршневые:						
насосы	5...50	50...1100	960...1500	До 368	0,75...0,90	0,6...0,85
гидромоторы	5...35	400...3000	9,6...300	22,1...110,4	0,9...0,92	0,8...0,9
Лопастные:						
насосы	1,5...17,5	5...150	600...4800	1,1...73,6	0,75...0,95	0,5...0,92
гидромоторы	1,5...17,5	50...25000	2,4...1920	4,4...147,2	0,75...0,95	0,65...0,85
Винтовые:						
насосы	2,5...17,5	20...7000	750...3000	14,7...176,6	0,70...0,85	0,6...0,8
гидромоторы	2,5...25	20...7000	До 9600	До 331,2	До 0,9	0,6...0,8

### 124. Техническая характеристика поршневых гидроцилиндров

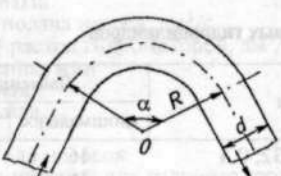
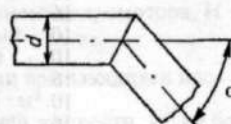
Диаметр цилиндра, м	Диаметр штока, м	Ход поршня, м	Давление, МПа	
			минимальное	максимальное
0,04	0,025	0,05; 0,1; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4	16	20
0,05	0,025	0,05; 0,1; 0,16; 0,2; 0,25;	16	20
0,063	0,025	0,05; 0,11; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4	16	20
0,063	0,032	0,11; 0,16; 0,20; 0,25; 0,32; 0,4	16	20
0,063	0,032	0,8	16	20
0,075	0,03	0,11; 0,2	10	14
0,08	0,04	0,25; 0,32; 0,4; 0,63	10	13,5
0,08	0,04	0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,45; 0,5	16	20
0,09	0,03	0,2	10	14
0,1	0,04	0,2	10	13,5
0,1	0,05	0,1; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,63	16	20
0,1	0,055	0,5; 0,8	10	14
0,1	0,06	0,8	16	20
0,1	0,063	1,12	16	20

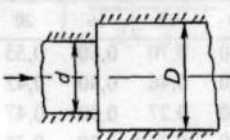
Диаметр цилиндра, м	Диаметр штока, м	Ход поршня, м	Давление, МПа	
			минимальное	максимальное
0,11	0,04	0,25; 0,4	10	14
0,12	0,055	0,63; 0,8; 1	10	14
0,125	0,05	0,4	10	14
0,125	0,063	0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8	16	20
0,14	0,07	0,71	16	20
0,14	0,08	0,63	16	20
0,16	0,08	0,14	16	20

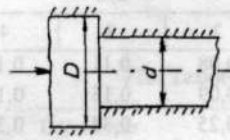
## 125. Технические характеристики рабочих жидкостей

Рабочая жидкость	Плотность при 50 °С, кг/м³	Кинематическая вязкость, 10 <sup>-6</sup> м²/с, при скорости движения жидкости 10 м/с и температуре		Температура, °С		Температурные пределы применения, °С
		50 °С	0 °С	застывания	вспышки	
М-8В	886	52	2500	-25	200	-20...+50
М-10В	890	82	7000	-15	190	-10...+90
АМГ-10	870	10	42	-70	92	-45...+100
ВМГЗ	860	10	66	-60	135	-40...+135
МГ-20	885	20	300	-40	180	-15...+50
МГ-30	980	30	760	-35	190	-10...+60
Масло:						
трансформаторное	886	9,6	100	-45	135	-30...+90
веретенное АУ	890	13	170	-45	163	-30...+60
индустриальное	880	13	170	-30	165	-15...+60

## 126. Значения коэффициентов местных сопротивлений

Наименование местного сопротивления	Схема местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления					
		$\alpha$ , град	$R/d$				
			1	2	4	6	10
Плавный поворот трубы		20	0,18	0,10	0,08	0,06	0,07
		30	0,26	0,14	0,12	0,09	0,10
		40	0,33	0,18	0,18	0,12	0,13
		50	0,40	0,21	0,18	0,14	0,15
		60	0,45	0,24	0,20	0,16	0,17
		70	0,49	0,26	0,22	0,17	0,19
		80	0,51	0,28	0,23	0,18	0,20
		90	0,52	0,28	0,23	0,18	0,20
		100	0,57	0,30	0,25	0,20	0,22
		120	0,61	0,33	0,27	0,21	0,23
Колено		140	0,65	0,35	0,29	0,22	0,25
		160	0,69	0,37	0,30	0,24	0,26
		180	0,73	0,39	0,32	0,25	0,28
		$\alpha$ , град	$\xi$				
		30	0,15				
		45	0,28				
		60	0,52				
		90	1,2				

Наименование местного сопротивления	Схема местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления										
		$d/D$	Re									
			10	30	50	$10^2$	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$3,5 \cdot 10^3$
Резкое расширение трубы		0,30	3,1	2,4	2,0	1,7	1,65	1,7	2,0	1,6	1,0	0,8
		0,45	3,1	2,2	1,7	1,4	1,3	1,6	1,6	1,25	0,7	0,64
		0,55	3,1	2,0	1,5	1,2	1,1	1,1	1,3	0,95	0,6	0,5
		0,65	3,1	1,8	1,3	1,1	1,0	0,85	1,0	0,8	0,4	0,36
		0,80	3,1	1,55	1,0	0,8	0,65	0,4	0,6	0,5	0,2	0,16

	$d/D$	Re										
		10	30	50	$10^2$	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$10^4$	
Резкое сужение трубы		0,30	5	2,4	1,8	1,3	1,0	0,80	0,64	0,50	0,80	0,50
		0,45	5	2,3	1,6	1,2	0,95	0,70	0,50	0,40	0,60	0,40
		0,55	5	2,15	1,5	1,1	0,85	0,60	0,45	0,30	0,55	0,35
		0,65	5	2,0	1,4	1,0	0,80	0,50	0,35	0,25	0,45	0,30
		0,80	5	1,7	1,2	0,8	0,56	0,35	0,24	0,15	0,35	0,20

$\delta/d$	$l/d$				
	0,01	0,05	0,1	0,3	0,5
0,01	0,57	0,65	0,72	0,82	0,85
0,02	0,55	0,56	0,60	0,69	0,72
0,03	0,51	0,52	0,54	0,58	0,62

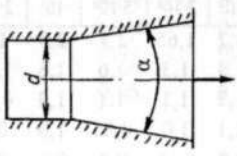
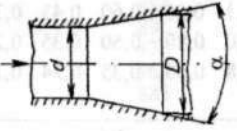
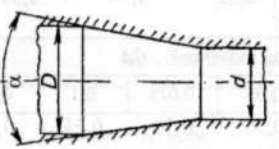
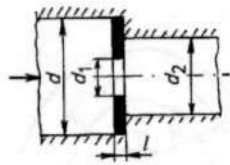
$\alpha$ , град	$l/d$					
	0,025	0,05	0,075	0,1	0,15	0,6
30	0,43	0,36	0,30	0,25	0,20	0,13
60	0,40	0,30	0,23	0,18	0,15	0,12
90	0,41	0,33	0,28	0,25	0,23	0,21
120	0,43	0,38	0,35	0,33	0,31	0,29

$r/d$	$\xi$
0	0,5
0,02	0,37
0,04	0,26
0,08	0,15
0,12	0,09
0,16	0,06
0,2	0,03

Выход из трубы в объем

При ламинарном потоке  $\xi = 2$

При турбулентном поток  $\xi = 1$

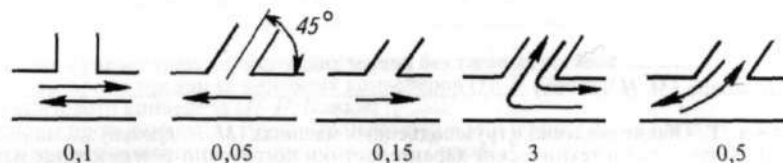
Наименование местного сопротивления	Схема местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления								
		$R/d$	$\alpha$ , град							
6	8		10	12	16	20	24	30		
Выход из трубы с коническим диффузором		1	1	0,90	0,80	0,70	0,60	0,55	0,55	0,60
		2	0,70	0,60	0,50	0,46	0,40	0,42	0,49	0,60
		4	0,40	0,34	0,30	0,27	0,30	0,47	0,59	0,66
		6	0,25	0,22	0,20	0,22	0,30	0,38	0,50	0,67
		10	0,15	0,14	0,16	0,18	0,26	0,36	0,45	0,60
Плавное расширение трубы		$\alpha$ , град	$D/d$							
			1,5	2	3	4	5			
		5	0,04	0,08	0,11	0,11	0,11			
		10	0,05	0,09	0,15	0,16	0,16			
		20	0,12	0,25	0,34	0,37	0,38			
		30	0,22	0,45	0,55	0,57	0,58			
		45	0,30	0,62	0,72	0,75	0,76			
		60	0,36	0,68	0,80	0,83	0,84			
		90	0,34	0,63	0,82	0,88	0,89			
120	0,32	0,60	0,82	0,88	0,89					
180	0,30	0,56	0,82	0,88	0,89					
Плавное сужение трубы		$\alpha$ , град	$d/D$							
			0,30	0,45	0,60	0,80				
		30	—	—	—	0,05				
		60	2	—	0,08	0,05				
		90	—	0,16	0,14	0,08				
120	0,26	0,24	0,20	0,12						
Диафрагма		$d_1/d$	$d_1/d_2$							
			0	0,45	0,65	0,80	0,90	0,95		
		0	2,01	1,64	1,30	1,00	0,79	0,69		
		0,45	1,83	1,46	1,16	0,88	0,67	0,58		
		0,65	1,66	1,20	0,92	0,67	0,47	0,39		
		0,80	1,20	0,94	0,67	0,45	0,27	0,20		
		0,90	1,00	0,74	0,50	0,30	0,16	0,10		
0,95	0,88	0,60	0,40	0,23	0,10	0,06				

### 127. Значения коэффициентов местных сопротивлений $\xi$ для арматуры

Схема тройника



Схема тройника



### 128. Технические характеристики теплообменников

Параметры	КМ6-СК-1	КМ6-СК-2
Отводимый тепловой поток, Вт	18600	3200
Расход рабочей жидкости, $\text{дм}^3/\text{с}$ :		
номинальный	5,3	7,5
максимальный	7,5	10,8
Площадь теплопередающей поверхности для воздуха живого сечения, $\text{м}^2$	23,7	52
Размеры, мм:		
длина	0,73	1,227
ширина	0,22	0,22
высота	0,575	0,699
Масса, кг (без рабочей жидкости)	77,3	177,6

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие (М. Н. Ерохин) .....	3
<b>Глава 1. Общие сведения о грузоподъемных машинах (М. Н. Ерохин) .....</b>	<b>4</b>
1.1. Устройство и технические характеристики погрузочно-разгрузочных машин сельскохозяйственного назначения .....	4
1.2. Основные характеристики грузоподъемных машин .....	7
1.3. Расчетные нагрузки .....	8
Контрольные вопросы .....	11
<b>Глава 2. Проектирование и расчет механизмов подъема (М. Н. Ерохин) .....</b>	<b>12</b>
2.1. Схемы механизмов подъема и основные статические и кинематические зависимости .....	12
2.2. Грузозахватные приспособления .....	14
2.3. Полиспасты .....	19
2.4. Гибкие подъемные и тяговые органы .....	20
2.5. Блоки, барабаны, звездочки .....	23
2.6. Привод механизма подъема .....	26
2.7. Подбор редукторов и муфт для механизмов подъема .....	30
2.8. Подбор и проверка тормозных устройств для механизмов подъема .....	32
2.9. Пример расчета механизма подъема (В. В. Жуков) .....	36
Контрольные вопросы .....	39
<b>Глава 3. Проектирование и расчет механизмов передвижения (Т. С. Чавтараева) .....</b>	<b>40</b>
3.1. Схемы механизмов передвижения. Статические и кинематические зависимости .....	40
3.2. Конструкция и расчет ходовых колес и катков .....	44
3.3. Расчет механизма передвижения с приводом на колеса .....	49
3.4. Расчет механизма передвижения с канатной тягой .....	51
3.5. Подбор и проверка редукторов, муфт и тормозных устройств для механизмов передвижения .....	53
3.6. Примеры расчета механизмов передвижения (Т. С. Чавтараева, В. В. Жуков) .....	57
Контрольные вопросы .....	65
<b>Глава 4. Проектирование и расчет механизма поворота (Н. А. Выхребенцев, Т. С. Чавтараева) .....</b>	<b>66</b>
4.1. Схемы и основные характеристики механизмов поворота .....	66
4.2. Проектирование и расчет механизма поворота крана с вращающейся колонной .....	68
4.3. Проектирование и расчет механизма поворота крана на неподвижной колонне .....	69
4.4. Привод механизмов поворота. Выбор электродвигателя, тормоза, муфт .....	71
4.5. Примеры расчета механизмов поворота .....	73
Контрольные вопросы .....	76
<b>Глава 5. Проектирование и расчет металлоконструкций грузоподъемных машин (В. А. Матвеев) .....</b>	<b>77</b>
5.1. Материалы металлоконструкций .....	77
5.2. Основы расчета и конструирования металлических конструкций .....	77
5.3. Проектирование металлоконструкций пролетного типа .....	78
5.4. Проектирование металлоконструкций консольного типа .....	81
5.5. Примеры расчета металлоконструкций .....	85
5.6. Виды проката .....	91
5.7. Соединения элементов металлоконструкций .....	93
Контрольные вопросы .....	97
<b>Глава 6. Устойчивость кранов (В. В. Бабков) .....</b>	<b>98</b>
6.1. Устойчивость стационарных полноповоротных кранов .....	98
6.2. Устойчивость передвижных кранов .....	101
Контрольные вопросы .....	102

<b>Глава 7. Общие сведения о транспортирующих машинах (В. Ф. Дубинин, П. И. Павлов)</b> .....	103
7.1. Виды и характеристики сельскохозяйственных грузов .....	103
7.2. Классификация транспортирующих машин. Обоснование их применения .....	107
<i>Контрольные вопросы</i> .....	108
<b>Глава 8. Проектирование и расчет транспортирующих машин с тяговым органом</b> .....	109
8.1. Устройство и основы проектирования ленточных конвейеров (А. В. Карп) .....	109
8.2. Пример расчета ленточного конвейера (А. В. Карп) .....	120
8.3. Устройство и основы проектирования скребковых конвейеров (С. А. Голубцов) .....	122
8.4. Пример расчета цепного скребкового конвейера (С. А. Голубцов, В. В. Жуков) .....	130
8.5. Устройство и основы проектирования ковшовых элеваторов (Е. И. Соболев) .....	132
8.6. Пример расчета ковшового элеватора (Е. И. Соболев) .....	141
<i>Контрольные вопросы</i> .....	142
<b>Глава 9. Проектирование и расчет транспортирующих машин без тяговых органов</b> .....	143
9.1. Устройство и основы проектирования винтовых конвейеров (П. И. Павлов) .....	143
9.2. Пример расчета винтового конвейера (П. И. Павлов) .....	147
9.3. Устройство и основы проектирования пневмотранспортных установок (В. А. Глухарев) .....	148
9.4. Примеры расчета пневмотранспортных установок (В. А. Глухарев) .....	157
<i>Контрольные вопросы</i> .....	159
<b>Глава 10. Проектирование и расчет сельскохозяйственных погрузчиков (В. Ф. Дубинин, Е. Е. Демин, В. А. Глухарев, П. И. Павлов)</b> .....	160
10.1. Схемы и основные характеристики погрузчиков .....	160
10.2. Проектирование и расчет основных элементов погрузчиков .....	168
10.3. Общие сведения о гидроприводах .....	176
10.4. Проектирование объемного гидропривода .....	182
10.5. Типовой расчет гидропривода подъема стрелы погрузчика .....	192
10.6. Примеры расчета погрузчиков .....	198
<i>Контрольные вопросы</i> .....	202
<b>Глава 11. Автоматизированное проектирование подъемно-транспортирующих машин (Ю. Г. Ревин)</b> .....	203
11.1. Общие сведения .....	203
11.2. Краткое описание пакета графических программ Автокад как инструмента автоматизации проектирования подъемно-транспортирующих машин .....	203
11.3. Использование пакета графических программ Автокад при изучении и проектировании конструкций подъемно-транспортирующих машин .....	208
<i>Контрольные вопросы</i> .....	211
<b>Приложение</b> .....	212

ISBN 5-10-00-818-1



9 780081 818181