

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра сопротивления материалов и деталей машин

А. И. Оскирко

**ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

*Учебно-методическое пособие
для студентов группы специальностей 74.06 Агроинженерия*

Минск
БГАТУ
2010

УДК 631/374:621.86(07)
ББК 39.9я7
О-74

*Рекомендовано научно-методическим советом факультета
«Технический сервис в АПК» БГАТУ.
Протокол № 3 от 19 марта 2009 г.*

Рецензенты:
заведующий кафедрой «Детали машин и ПТУ» БГТУ, кандидат
технических наук, доцент *С. Е. Бельский*;
доцент кафедры «Сельскохозяйственные машины» БГАТУ,
кандидат технических наук *Н. П. Гуринович*

Оскирко, А. И.
О-74

Примеры расчета подъемно-транспортных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения : учебно-методическое пособие / А. И. Оскирко. – Минск: БГАТУ, 2010. – 352 с.

ISBN 978-985-519-224-5.

В учебно-методическом пособии приведены примеры расчетов основных механизмов и металлоконструкций грузоподъемных машин, примеры расчетов транспортирующих машин и механизмов сельскохозяйственного назначения. Рассмотрены вопросы расчета и конструирования деталей и узлов, подбора и проверки стандартных изделий, применяемых в подъемно-транспортирующих машинах. Содержит справочные материалы, позволяющие использовать пособие студентами и учащимися агротехнических специальностей при изучении дисциплины «Подъемно-транспортные машины и механизмы», курсовом и дипломном проектировании.

УДК 631/374:621.86(07)
ББК 39.9я7

ISBN 978-985-519-224-5

БГАТУ, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
1. ПРИМЕР РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА.....	6
1.1. Выбор схемы полиспаста	7
1.2. Расчет и выбор каната.....	8
1.3. Расчет деталей крюковой подвески.....	10
1.4. Расчет барабана.....	19
1.5. Расчет крепления каната на барабане.....	21
1.6. Расчет привода механизма подъема груза.....	23
1.6.1. Выбор двигателя.....	23
1.6.2. Выбор редуктора.....	25
1.6.3. Выбор тормоза.....	26
2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ.....	29
2.1. Расчет механизма передвижения мостового крана.....	29
2.2. Расчет механизма передвижения тележки с ручным приводом.....	43
2.3. Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой.....	46
3. ПРИМЕР РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА.....	53
4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КРАНОВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ.....	61
4.1. Устойчивость стационарного полноповоротного крана.....	61
4.2. Устойчивость передвижных кранов и погрузчиков.....	64
5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ.....	69
5.1. Расчет металлоконструкций пролетного типа.....	69
5.2. Расчет металлоконструкции консольного типа.....	75
6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОГО СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА.....	84
7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ.....	88
7.1. Расчет ленточного транспортера.....	88
7.2. Расчет ковшового элеватора.....	97
8. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА	104
9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК.....	108
9.1. Расчет всасывающей установки	108
9.2. Расчет нагнетательной установки	111

10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОГРУЗЧИКОВ	114
10.1. Расчет погрузчиков	114
10.2. Типовой расчет гидропривода подъема стрелы погрузчика.....	126
ЛИТЕРАТУРА.....	144
ПРИЛОЖЕНИЕ	145

ПРЕДИСЛОВИЕ

Грузоподъемные и транспортирующие механизмы все чаще включаются в систему машин для комплексной механизации грузопотока. В связи с этим общеинженерная подготовка в сельскохозяйственных вузах по специальностям «Агроинженерия» заканчивается изучением курса «Подъемно-транспортирующие машины и механизмы». В процессе обучения студенты получают знания об особенностях процессов перегрузки сельскохозяйственных грузов, подъемно-транспортирующих средствах основных типов, их характеристиках, области применения и методах конструктивных и технологических расчетов. Изучение курса завершается выполнением курсовой работы, в которой студент впервые разрабатывает конструкцию подъемно-транспортирующей машины. При проектировании приходится выбирать схемы и основные параметры механизмов, разрабатывать конструкции нестандартных узлов и деталей с учетом условий работы машин и предъявляемых к ним требований, решать вопросы, связанные с применением стандартных изделий.

В предлагаемом пособии даны примеры расчета основных подъемно-транспортирующих машин сельскохозяйственного назначения, выдержки из каталогов и стандартов справочных материалов, содержащих требования к основным узлам и деталям, необходимые для выполнения курсовой работы и дипломного проекта.

Учебно-методическое пособие может быть использовано также инженерными работниками, занимающимися комплексной механизацией процессов сельскохозяйственного производства.

1. ПРИМЕР РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА

Выполнить расчет механизма подъема стационарного полноповоротного крана с переменным вылетом стрелы (рисунок 1.1) при исходных данных: грузоподъемность $Q = 1,6$ т, высота подъема груза $H = 3,5$ м, скорость подъема $v_n = 0,3$ м/с, режим работы тяжелый (5 М).

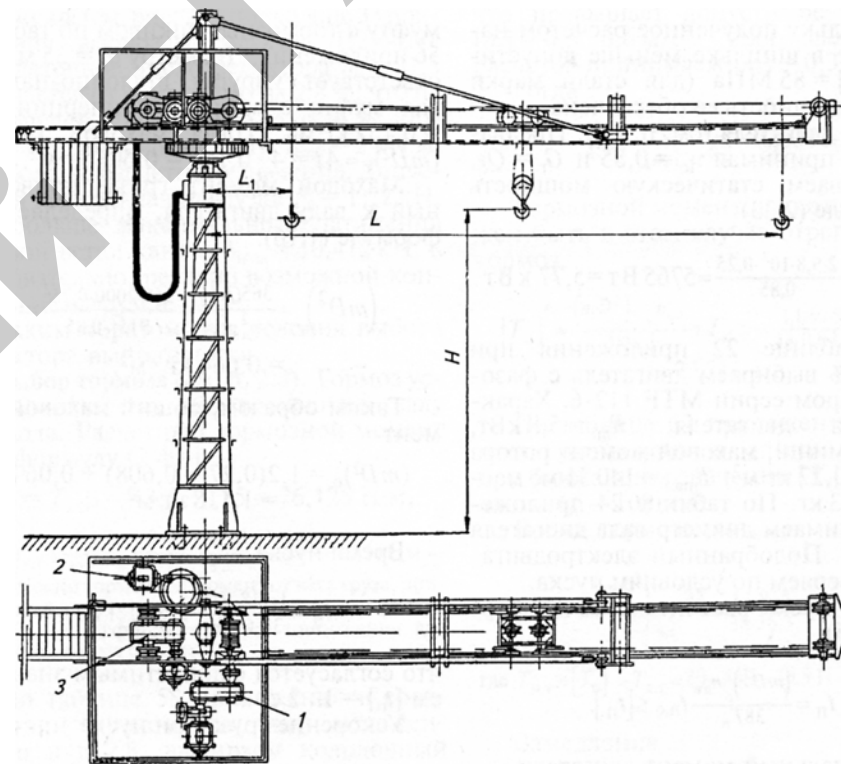


Рисунок 1.1. Поворотный кран на колонне с вылетом, изменяющимся за счет передвижения грузовой тележки по стреле: 1 – механизм подъема; 2 – механизм поворота; 3 – механизм передвижения

1.1. Выбор схемы полиспаста

Необходимо учитывать, что для крана, имеющего механизм передвижения тележки с канатной тягой, кратность полиспаста должна быть четной. Согласно рекомендациям, изложенным в таблице 1.1, принимаем $i_n = 2$.

Таблица 1.1 – Рекомендуемые кратности полиспастов

Характер наводки 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 (1)	2 (2)	2 -	2...3 -	3...4 -
Через направляющий блок (в стреловых и подобных им кранах)	Простой (сдвоенный)	1...2 -	2...3 (2)	3...4 (2)	4...6 -	- -

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

Исходя из конструкции проектируемого механизма подъема, наиболее рациональной является следующая схема полиспаста механизма подъема (рисунок 1.2).

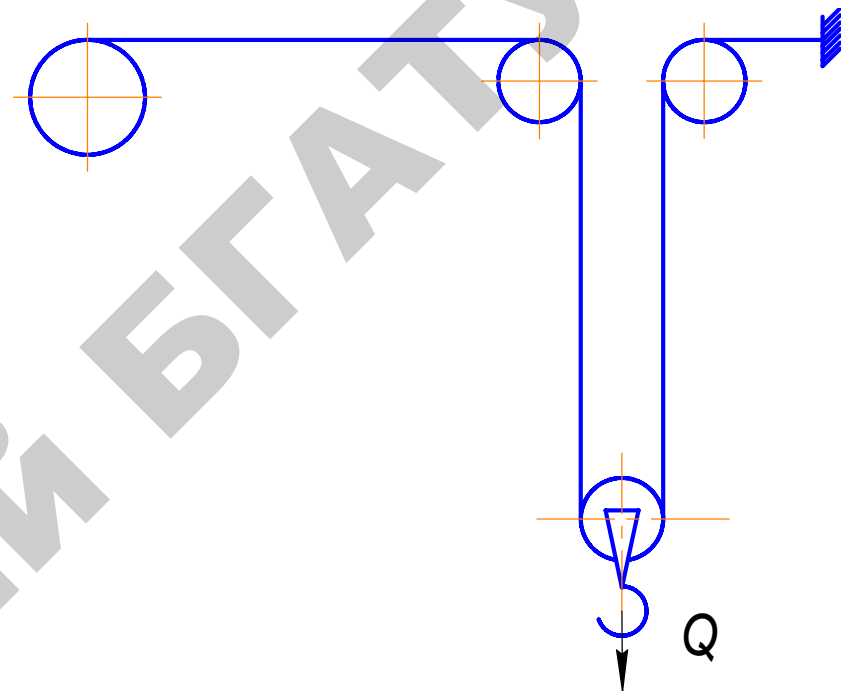


Рисунок 1.2. Схема полиспаста

1.2. Расчет и выбор каната

Выбор стальных проволочных канатов для подъема груза производится по разрывному усилию, для чего необходимо определить максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната, набегающей на барабан.

Т. к. блоки смонтированы на подшипниках качения, принимаем коэффициент полезного действия (КПД) подвижных блоков — $\eta_n = 0,98$, а неподвижных — $\eta_n = 0,96$.

Определим КПД одинарного полиспаста по формуле:

$$\eta_{\text{пол}} = \eta_n^{z_1} \cdot \eta_n^{z_2} = 0,98 \times 0,96 = 0,94,$$

где z_1 – число подвижных блоков;

z_2 – число неподвижных блоков.

Максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната, набегавшей на барабан, определим по формуле:

$$F_{\max} = \frac{F_{\text{гр}}}{m \cdot i_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{пол}} \cdot \eta_{\text{н.б.}}} = \frac{1,6 \times 10^4}{1 \times 2 \times 0,9408 \times 1} = 8503,4 \text{ Н,}$$

где: $F_{\text{гр}}$ – грузоподъемная сила в Н;

$m = 1$ – для одинарного полиспаста; $m = 2$ – для сдвоенного полиспаста;

$i_{\text{п}}$ – кратность полиспаста;

$\eta_{\text{пол}}$ – КПД полиспаста;

$\eta_{\text{н.б.}}$ – КПД направляющих блоков.

Определим разрывное усилие каната:

$$F_{\text{раз.}} = k \cdot F_{\max} = 6 \times 8503,4 = 51020,4 \text{ Н,}$$

где $k = 6$, k – коэффициент запаса прочности (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Наименьшие значения статистического коэффициента запаса прочности канатов

Назначение каната	Привод машины и группа режима работы	Значение k
1	2	3
Для механизмов подъема груза и стрелы крана	Ручной, 1М	4
	Машинный, 1М,	5
	2М, 3М	5,5
	То же, 4М, 5М, 6М	6
Для изготовления растяжек стрел кранов	-	3,5
Для изготовления расчалок, вант, несущих канатов кабельных кранов и их растяжек:	-	3,5
	- постоянные	3
	- со сроком работы до 1 года	4
	- тяговые, применяемые на кранах	

Окончание таблицы 1.2

1	2	3
Для монтажа кранов	-	4
Для грейферов: - двухмоторные (двухканатные) - одномоторные и одноканатные	Машинный, любая группа	6
	То же	5
Для подъема людей	Любые	9
Для стропов: - канаты стальные - канаты пеньковые и хлопчатобумажные	-	6
	-	8
Для монтажных лебедок и полиспастов при соотношении D/D_k : - 12...15 - свыше 15	-	3,5
	-	3

По таблице 10 приложения выбираем канат стальной типа ЛК-Р6×19 (по ГОСТ 2688–80) со следующими параметрами: $d_k = 9,9$ мм, $S_{\text{разр.}} = 52,85$ кН, $\sigma_B = 1666$ МПа.

Условное обозначение каната: Канат 9,9 – I – Л – О – Н – 1666 ГОСТ 2688–80.

1.3. Расчет деталей крюковой подвески

С учетом принятой схемы подвеса груза выбираем нормальную конструкцию крюковой подвески с верхним расположением блока. При грузоподъемности до 5 т применяют, как правило, однорогие крюки. Исходя из грузоподъемности, рода привода и режима работы механизма, по ГОСТ 6627–76 (таблица 8 приложения) выбираем крюк № 9. Для стандартных крюков проверочный расчет на прочность не производят.

Параметры крюка принимаем из таблицы 9 приложения:

$S = 36$ мм; $b = 30$ мм; $h = 45$ мм; $d_1 = 30$ мм; $M27$; $L = 145$ мм; $l = 70$ мм; $l_1 = 40$ мм.

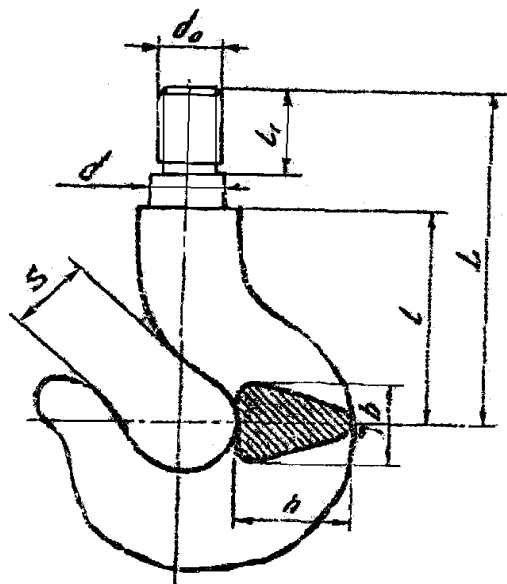


Рисунок 1.3. Эскиз крюка

Определяем диаметры блоков:

$$d_{\delta} > h_2 \cdot d_k = 25 \times 9,9 = 247,5 \text{ мм},$$

где d_k – диаметр каната;

h_2 – коэффициент выбора диаметра блока (таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Коэффициенты выбора диаметров барабана (h_1), блока (h_2) и уравнительного блока (h_3)

Группа по классификации механизма	Классификация выбора диаметров			
	по ГОСТ 25835	h_1	h_2	h_3
Ручной привод	1М	11,2	12,5	11,2
	1М	12,5	14,0	12,5
	1М	14,0	16,0	12,5
Легкий	2М	16,0	18,0	14,0
	3М	18,0	20,0	14,0
Средний	4М	20,0	22,4	16,0
Тяжелый	5М	22,4	25,0	16,0
В.тяжелый	6М	25,0	28,0	18,0

По таблице 1.4 принимаем по нормальному ряду размеров диаметр блока (барабана), измеренный по дну ручья (канавки): $d_{\text{бл}} = 250 \text{ мм}$, $l_{\text{ст}} = 50 \text{ мм}$. Размеры профиля канавок канатных блоков приведены в таблице 16 приложения.

Расчетная длина оси блока определяется по формуле:

$$L_{\text{ос}} = \delta + 2\delta_1 + Z_{\text{бл}} \cdot l_{\text{ст}} + \Delta = 8 + 2 \times 4 + 50 + 4 = 70 \text{ мм},$$

где δ и δ_1 – толщина серьги и щеки, определяются по таблице 1.5;

$Z_{\text{бл}}$ – количество подвижных блоков на оси крюковой подвески;

$l_{\text{ст}}$ – длина ступицы блока (по таблице 1.4);

Δ – зазор между торцами ступиц блоков (1...5 мм).

Таблица 1.4 – Длина ступицы блока, мм

Диаметр блока	150	200	250	300	350	400	450	500	600
Длина ступицы	40	50	50	50	60	70	100	120	150

Таблица 1.5 – Ориентировочное значение толщин серьги (δ) и щеки (δ_1) в зависимости от грузоподъемности, кН

	до 63	80...100	125	160	200...250	320...400	500...800	800...1000
δ	8	10	12	14	16	20	24	30
δ_1	4	5	5	6	6	6	8	10

Ось блоков рассчитывается на изгиб:

$$M_{\text{из}} = \frac{F_{\text{гр}} \cdot L_{\text{ос}}}{4} = \frac{16000 \times 70}{4} = 280000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Ось изготавливается из стали 45. Расчетная схема представлена на рисунке 1.4.

Расчетный диаметр оси блоков:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma]_{из}}} = \sqrt[3]{\frac{280000}{0,1 \times 144}} = 26,9 \text{ мм},$$

принимаем $d_0 = 30 \text{ мм}$,

где $[\sigma]_{из} = [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n_6} = \frac{360}{2,5} = 144 \text{ МПа}$.

Рекомендуемые значения допускаемых напряжений, механические характеристики некоторых материалов можно принять из таблиц 1.6–1.10. Значения коэффициентов запаса прочности в зависимости от условий изготовления, расчета и требований к надежности могут находиться в пределах $n_6 = 1 \div 5$.

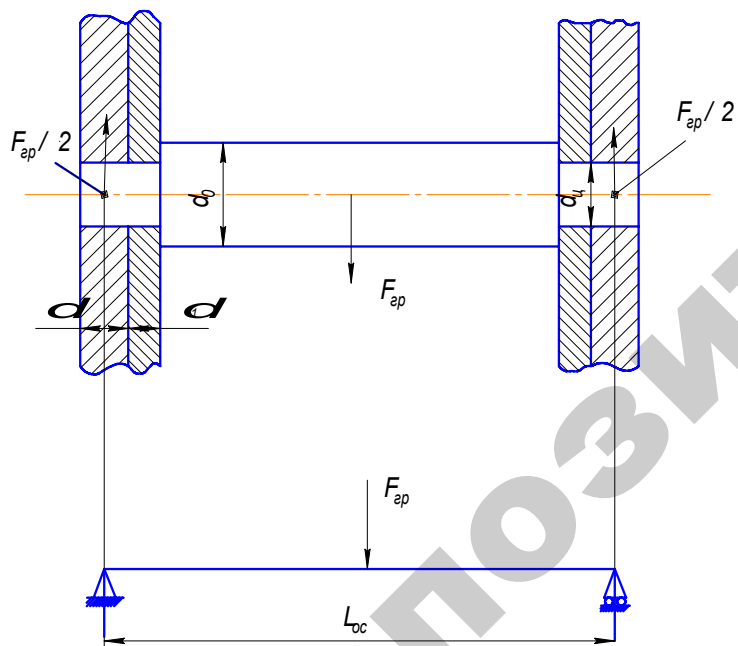


Рисунок 1.4. Эскиз и расчетная схема оси блоков

Таблица 1.6 – Рекомендуемые значения допускаемых напряжений при различных видах статического нагружения

Вид нагружения	Материал	
	Пластичный	Хрупкий
Растяжение	$[\sigma]_p = \sigma_T/n_6$	$[\sigma]_p = \sigma_{пч}/n_6$
Сжатие	$[\sigma]_{сж} = [\sigma]_p$	$[\sigma]_{сж} = 3[\sigma]_p$
Смятие	$[\sigma]_{см} = 1,5[\sigma]_p$	–
Изгиб	$[\sigma]_{и} = [\sigma]_p$	$[\sigma]_{и} = [\sigma]_p$
Срез	$[\tau]_{ср} = 0,75[\sigma]_p$	$[\tau]_{ср} = [\sigma]_p$
Кручение	$[\tau]_{кр} = 0,5[\sigma]_p$	$[\tau]_{кр} = 0,7[\sigma]_p$

Таблица 1.7 – Зависимости между усталостными и статическими характеристиками металлов

Вид нагружения	Цикл переменных напряжений	
	Симметричный	От нулевой
Изгиб	$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_{пч}$	$\sigma_0 = 0,6\sigma_{пч}$
Растяжение-сжатие	$\sigma_{-1} = 0,36\sigma_{пч}$	$\sigma_0 = 0,5\sigma_{пч}$
Кручение	$\sigma_{-1} = 0,22\sigma_{пч}$	$\sigma_0 = 0,3\sigma_{пч}$

Таблица 1.8 – Предел прочности $[\sigma]_{пч}$ и допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ при статическом нагружении чугунов

Марка чугуна	Предел прочности $[\sigma]_{пч}$, МПа	Твердость НВ	$[\sigma]_к$, МПа
СЧ 21	206	170-241	800-900
СЧ 35	343	197-269	1200-1300
СЧ 40	392	207-285	1300-1400

Таблица 1.9 – Механические характеристики некоторых углеродистых сталей

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{1F}	τ_{1F}
	Н/мм ²			
Ст 1	340...420	210	-	-
Ст 2	350...450	220	-	-
Ст 3	400...490	240	170...220	100...130
Ст 4	440...540	260	-	-
Ст 5	520...620	300	220...300	130...180
12А	450...600	240	180	-
35	560...660	320	230...320	140...190
40	600...720	340	250...310	150...200
45	640...760	360	270...350	160...220
50	680...800	380	290...360	170...220
20Г	480...580	280	-	-
40Г	640...760	360	-	-
50Г	730...850	400	290...360	-
40Г2	750...870	460	310...400	180...220

Таблица 1.10 – Механические характеристики некоторых легированных сталей

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{1F}	τ_{1F}
	Н/мм ²			
15Х	750	600	-	-
20Х	800	650	310...380	120...230
40Х	1000	850	350...420	210...260
40ХС	1250	1100	-	-
35ХГСА	1650	1400	480...700	280...400
40ХФА	900	750	380...490	-
30ХЮ	950	800	-	-
38ХМЮА	1000	850	-	-
30ХН	900...1000	700	420	-
40ХН	1000	850	460...600	-
12ХН3А	1000	850	420...640	220...300
20ХН3А	1400	1200	-	-
40ХНВА	1100	950	500	-
40ХНМА	1000	850	500...700	270...380
15ХР	800	600	-	-

Траверса изготавливается из стали 45 и рассчитывается на изгиб от веса груза и грузозахватных устройств (рисунок 1.5).

Для расчета конструкции траверсы принимаем:

$$L_{тр} = L_{oc} = 70 \text{ мм}; \quad d_1' = d_1 + (2 \dots 5) = 30 + 5 = 35 \text{ мм};$$

$$h = L - l_1 - l_2 = 145 - 70 - 40 = 35 \text{ мм},$$

где d_1, L, l_1, l_2 – параметры крюка (рисунок 1.3).

Ширину траверсы определяем по формуле:

$$B = \frac{3 \cdot F_{гр} \cdot L_{oc}}{2 \cdot h^2 [\sigma]_{из}} + d_1' = \frac{3 \cdot 16000 \cdot 70}{2 \cdot 35^2 \cdot 144} + 35 = 44,5 \text{ мм}.$$

Для установки крюка в поперечине (траверсе), по внутреннему диаметру d_1 и грузоподъемности $F_{гр}$, выбираем подшипник упорный № 8106 с внутренним диаметром $d_b = 30$ мм, наружным – $D_n = 47$ мм (по таблице 1.11).

Таблица 1.11 – Упорные подшипники для установки крюка в поперечнике (траверса)

Номер подшипника	Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр, мм	Статическая нагрузка подшипника, кН
8104	20	35	20
8105	25	42	24
8106	30	47	27
8206	30	53	44
8207	35	62	64
8208	40	68	75
8209	45	73	85
8210	50	78	99
8211	55	90	120
8212	60	95	140
8314	70	125	285
8315	75	135	325
8217	85	150	225
8220	100	170	325
8222	110	190	350

Должно выполняться условие: $B \geq 1,2D_{ц}$,
т. е. $B \geq 1,2 \times 47 = 56,4$. Принимаем $B = 60$ мм.

Диаметр цапф траверсы определяем расчетом их на прочность по изгибу и смятию на контактной поверхности между цапфой и отверстием в серьге:

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{F_{гр}(\delta + 2\delta_1)}{0,4[\sigma]_{см}}} = \sqrt[3]{\frac{16000(8 + 2 \times 4)}{0,4 \times 144}} = 16,44 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{ц} = 20$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{F_{гр}}{2d_{ц}\delta} = \frac{16000}{2 \times 20 \times 8} = 50 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см},$$

где $[\sigma]_{см} = 1,5 \cdot [\sigma]_p = 1,5 \times 144 = 216$ МПа.

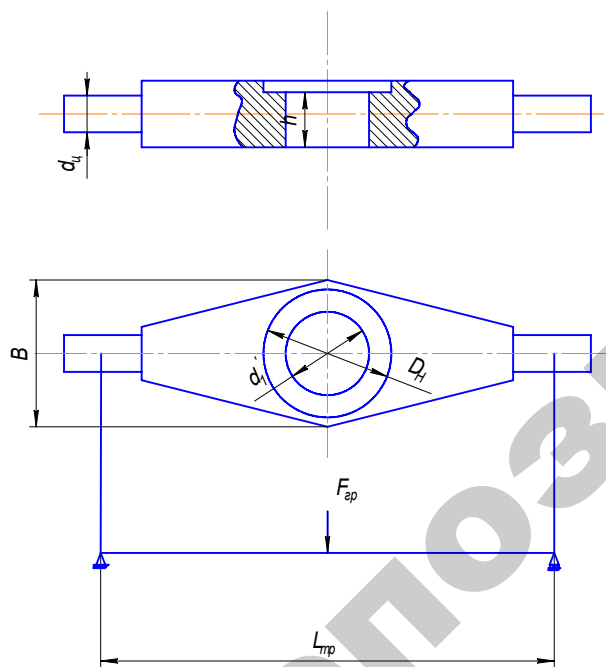


Рисунок 1.5. Эскиз и расчетная схема траверсы

Серьга изготавливается из стали ст.4 и рассчитывается по напряжениям растяжения и среза.

Ширину серьги принимаем равной: $B_c = (1,8 \dots 2,0) d_{ц} = 1,8 \times 20 = 36$ мм.

Условие прочности серьги на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F_{гр}}{2 \cdot (B_c - d_{ц}) \cdot \delta} = \frac{16000}{2 \times (36 - 20) \times 8} = 62,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_p,$$

где $[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{n_\sigma} = \frac{260}{2,5} = 104$ МПа.

Условие прочности опасного сечения серьги на срез:

$$\delta_2 = \frac{F_{сп}}{2 \cdot 2 \cdot \delta \cdot [\tau]} = \frac{16000}{4 \times 8 \times 78} = 6,4 \text{ мм,}$$

где $[\tau] = 0,75[\sigma]_p = 0,75 \times 104 = 78$ МПа.

Конструктивно принимаем $\delta_2 = 18$ мм.

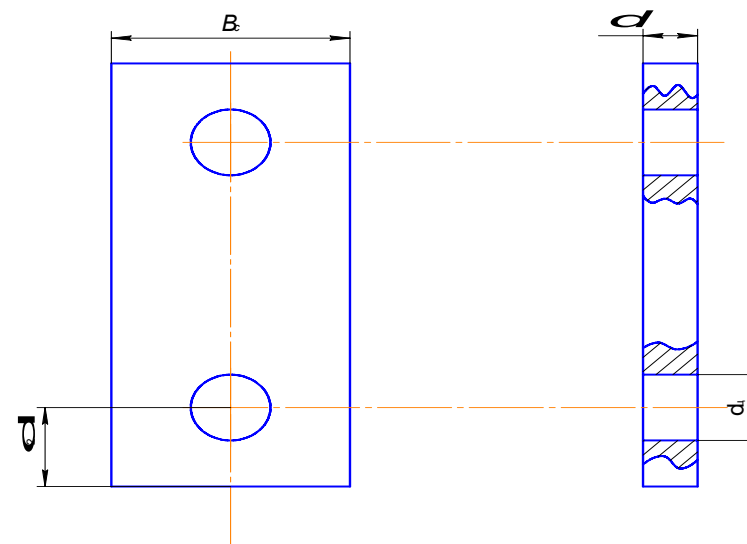


Рисунок 1.6. Эскиз серьги

1.4. Расчет барабана

Учитывая режим работы крана, предусматриваем изготовление барабана литьем из стали 35Л. Выбираем барабан с нарезными винтовыми канавками.

Диаметр барабана определяем так, как и диаметр блоков, округляя до большего значения из нормального ряда размеров (таблица 1.4):

$$D_{\delta} \geq h_1 \cdot d_k = 22,4 \times 9,9 = 222 \text{ мм},$$

где h_1 – коэффициент выбора диаметра барабана (таблица 1.3).

Принимаем: $D_{\delta} = 320$ мм.

Диаметр барабана, измеренный по средней линии навитого каната:

$$D = D_{\delta} + d_k = 320 + 9,9 \approx 330 \text{ мм}.$$

Рабочая длина барабана однослойной навивки каната для одностороннего полиспаста (рисунок 1.7):

$$L_{\delta} = l_H + 2 \cdot l_k = 156 + 2 \times 45 = 246 \text{ мм},$$

где $l_k = (4 \dots 5) d_k = 45$ мм – длина гладкого концевого участка;

$l_H = (z_p + z_H + z_{kp}) \cdot t = (8 + 2 + 2) \times 13 = 156$ мм – длина нарезного участка, где рабочее число витков:

$$z_p = \frac{H \cdot i_n \cdot 10^3}{\pi \cdot D} = \frac{3,5 \times 2 \times 10^3}{3,14 \times 330} = 7,76 \approx 8,$$

H – высота подъема груза, м;

i_n – кратность полиспаста;

$z_{kp} = 2$ – число витков для крепления каната к барабану;

$z_n = 2$ – число неприкосновенных витков, рекомендуемое Промнадзором для разгрузки крепления каната;

$t = d_k + 3 = 9,9 + 3 = 12,9 \approx 13$ мм – шаг навивки каната на барабан.

Толщина стенки стального литого барабана:

$$\delta = 0,01D_{\delta} + (3 \dots 5) = 0,01 \times 320 + 4,8 = 8 \text{ мм}.$$

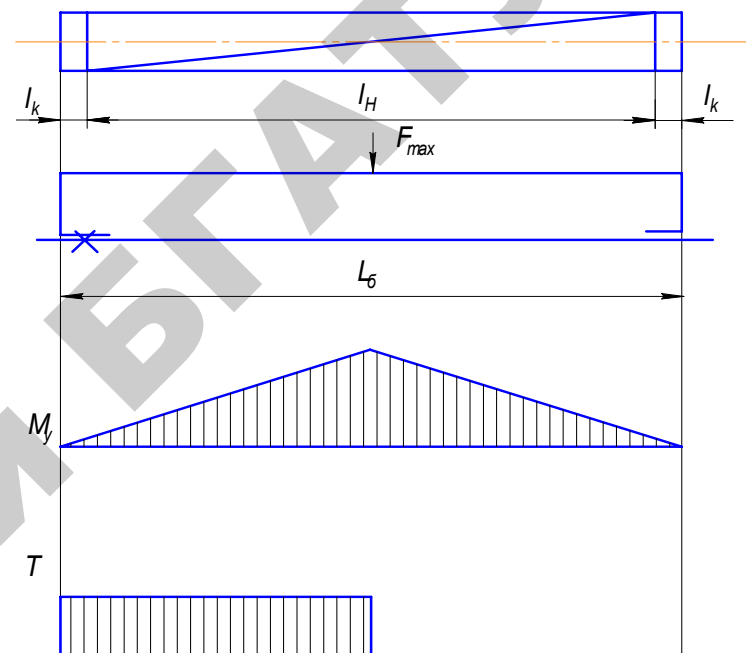


Рисунок 1.7. Расчетная схема барабана

Стенка барабана испытывает сложное напряжение от сжатия, изгиба, кручения.

Напряжения сжатия в стенке барабана определяется по формуле:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{\max}}{t \cdot \delta} = \frac{8503,4}{13 \times 8} = 81,8 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{сж},$$

Допускаемые напряжения сжатия:

$$[\sigma]_{сж} = [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n_{\delta}} = \frac{320}{2,5} = 128 \text{ МПа}.$$

Так как длина барабана имеет длину меньшую, чем три его диаметра ($L_{\delta} < 3D_{\delta}$), то проверка по напряжениям изгиба и кручения не выполняется.

1.5. Расчет крепления каната на барабане

Окончание таблицы 1.12

Предусматриваем крепление каната к барабану двумя прижимными планками. Натяжение каната в месте крепления:

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} = \frac{8503,4}{2,71^{0,15 \times 4 \times 3,14}} = 1291,12 \text{ Н,}$$

где $\alpha = (3...4)\pi$ – угол обхвата барабана неприкосновенными витками каната, рад.

$f = 0,1...0,16$ – коэффициент трения между канатом и барабаном.

Усилие, растягивающее болт (шпильку):

$$F_{заг} = \frac{F_{кр}}{n \cdot f \cdot Z} = \frac{1291,12}{2 \times 0,15 \times 1} = 4303,72 \text{ Н,}$$

где n – число поверхностей трения;

Z – число болтов.

При креплении каната на барабане с помощью прижимной планки (рисунок 1.8) напряжение в болте (шпильке):

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{заг}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \times 1,3 \times 4303,72}{3,14 \times 10,106^2} = 69,79 \text{ МПа,}$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке;

d_1 – внутренний диаметр резьбы выбранного болта (шпильки)

M12.

Размеры прижимной планки принимаем по таблице 18 приложения, а параметры метрической резьбы – из таблицы 1.12.

Таблица 1.12 – Резьба метрическая основная, мм

Наружный диаметр резьбы	Внутренний диаметр резьбы	Шаг резьбы	Наружный диаметр резьбы	Внутренний диаметр резьбы	Шаг резьбы
1	2	3	4	5	6
M6	4,912	1	M24	20,752	3
M7	5,918	1	M27	23,752	3

1	2	3	4	5	6
M8	6,647	1,25	M30	26,211	3,5
M9	7,647	1,25	M33	29,211	3,5
M10	8,376	1,5	M36	31,67	4
M11	9,376	1,5	M39	34,67	4
M12	10,106	1,75	M42	37,129	4,5
M14	11,835	2	M48	42,587	5
M16	13,835	2	M52	48,587	5
M18	15,294	2,5	M56	50,046	5,5
M20	17,294	2,5	M64	57,505	6

Поскольку полученное расчетом напряжение в шпильке меньше допустимого $[\sigma]_p = 96$ МПа (для стали марки Ст3), то прочность ее обеспечена.

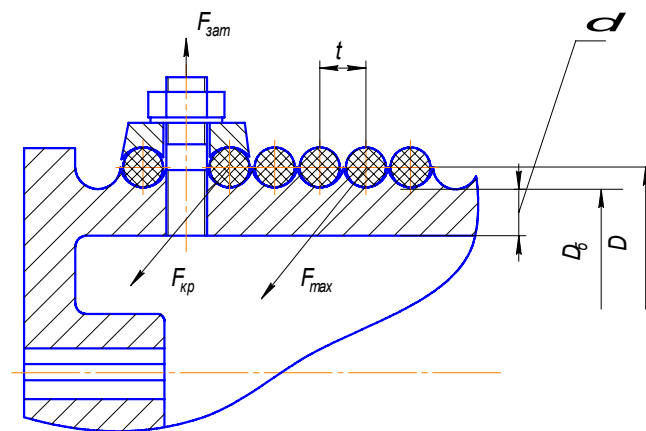


Рисунок 1.8. Крепление каната к барабану

1.6. Расчет привода механизма подъема груза

1.6.1. Выбор двигателя

Статическую мощность двигателя механизма подъема груза определяем из условия подъема номинального груза:

$$P_c = \frac{F_{гр} \cdot v}{\eta_0} = \frac{16 \times 0,3}{0,8} = 6,0 \text{ кВт},$$

где $F_{гр}$ – вес груза, кН;

v – скорость подъема груза, м/с;

η_0 – общий КПД механизма подъема (предварительно принимаем $\eta_0 = 0,8$).

Определим необходимую частоту вращения барабана:

$$n_б = \frac{60 \cdot v \cdot i_n}{\pi \cdot D} = \frac{60 \times 0,3 \times 2}{3,14 \times 0,330} = 34,7 \text{ мин}^{-1},$$

Исходя из полученного значения $P = 6,0$ кВт, режима работы 5М, по таблице 22 приложения выбираем электродвигатель с фазным ротором МТФ 112-6 с номинальной мощностью $P_{дв} = 5$ кВт, номинальной частотой вращения $n_{дв} = 930 \text{ мин}^{-1}$, моментом инерции ротора $(mD^2)_р = 0,27 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $T_{max} = 140$ Нм; масса $m_{дв} = 83$ кг; $d_в = 35$ мм.

Номинальную мощность выбираемого двигателя можно принимать до 20 % меньше статической (с последующей проверкой его по условиям пуска).

Время пуска рассчитываем по формуле:

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

Номинальный момент двигателя

$$T_H = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{5 \times 10^3}{97,4} = 51,33 \text{ Нм},$$

где угловая скорость вала двигателя:

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \times 930}{30} = 97,4 \text{ с}^{-1}.$$

Статический момент на валу электродвигателя

$$T_c = \frac{P_c}{\omega_{дв}} = \frac{6000}{97,4} = 61,6 \text{ Нм}.$$

Величину относительного времени пуска $t_{п.о.}$ определяем по графику (рисунок 1.9) при

$$\Psi_{max} = \frac{T_{max}}{T_H} = \frac{140}{51,33} = 2,73 \text{ и } \alpha = \frac{T_c}{T_H} = \frac{61,6}{51,33} = 1,2; \quad t_{п.о.} \approx 3.$$

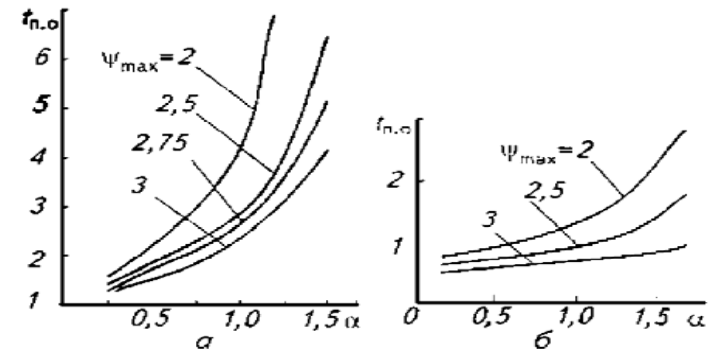


Рисунок 1.9. Зависимости относительного времени пуска $t_{п.о.}$ от величины α : а – для двигателей с фазовым ротором; б – для двигателей с короткозамкнутым ротором

Общий маховый момент движущихся масс, приведенный к валу двигателя, вычисляем по формуле:

$$(mD^2)_о \approx 1,2 \cdot [(mD^2)_р + (mD^2)_Г] + (mD^2)_Г.$$

Для определения махового момента тормозного шкива (муфты) выбираем муфту с тормозным шкивом по таблице 56 приложения.

Диаметру $d_b = 35$ мм соответствует упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП) с моментом инерции

$$J_T = 0,152 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тогда маховой момент $(mD^2)_r \approx 4J_T = 4 \times 0,152 = 0,608 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

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

$$(mD^2)_r = \frac{365 \cdot Q \cdot v_{\text{п}}^2}{n_{\text{дв}}^2 \cdot \eta_0} = \frac{365 \times 1600 \times 0,3^2}{930^2 \times 0,8} = 0,076 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Таким образом, общий маховой момент

$$(mD^2)_o = 1,2(0,27 + 0,608) + 0,076 = 1,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Время пуска } t_{\text{п}} = \frac{1,13 \times 930}{38 \times 51,33} \times 3 = 1,61 \text{ с},$$

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

Ускорение груза при пуске

$$a_{\text{п}} = \frac{v_{\text{п}}}{t_{\text{п}}} = \frac{0,3}{1,61} = 0,18 \text{ м/с}^2,$$

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

1.6.2. Выбор редуктора

Редуктор выбираем по передаточному числу и вращающему моменту на тихоходном валу:

$$u_p' = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6} = \frac{930}{34,7} = 24,8.$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора равен моменту на барабане:

$$T_{\text{вр}} = \frac{F_{\text{max}} \cdot D_6}{2} = \frac{8503,4 \times 0,330}{2} = 1403 \text{ Нм}.$$

В соответствии с принятой схемой механизма по таблице 33 приложения выбираем редуктор Ц2У–200. Передаточное число редуктора $U_p = 25$, отличается от расчетного на 0,8 %, 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 $F_{\text{max}} = 8,503 \text{ кН}$, следовательно, реально возможной консольной нагрузки. Таким образом, все условия выбора редуктора выполняются.

1.6.3. Выбор тормоза

Тормоз устанавливают на быстроходном валу привода.

Расчетный тормозной момент:

$$T_T = T_{\text{СТ}} \cdot \beta = 39,4 \times 2 = 78,9 \text{ Нм},$$

$$\text{где } T_{\text{СТ}} = \frac{F_{\text{гр}} \cdot v_{\text{п}} \cdot \eta_0}{\omega_T} = \frac{16 \times 10^3 \times 0,3 \times 0,8}{97,4} = 39,4 \text{ Нм},$$

$\beta = 2$ – коэффициент запаса торможения ($\beta = 1,5; 1,75; 2,0$) соответственно для легкого, среднего и тяжелого режимов работы.

По таблице 58 приложения в соответствии с рекомендациями выбираем колодочный тормоз ТКТ-200 с тормозным шкивом диаметром 200 мм, развивающим тормозной момент $[T_{\text{max}}] = 160 \text{ Нм}$.

Подобранный тормоз проверяем по условиям торможения. Время торможения:

$$t_T = \frac{(mD^2)_{\text{от}} \cdot n_{\text{дв}}}{38T_{\text{и.т}}} = \frac{1,13 \times 930}{38 \times 120,6} = 0,23 \text{ с},$$

где общий маховой момент вращающихся и поступательно движущихся масс при торможении приведенных к валу тормозного шкива (двигателя):

$$(mD^2)_{\text{от}} = (mD^2)_o = 1,13 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Инерционный тормозной момент:

$$T_{\text{и.т}} = [T_T] - T_{\text{СТ}} = 160 - 39,4 = 120,6 \text{ Нм}.$$

$$\text{Замедление: } a_T = \frac{v_{\text{п}}}{t_T} = \frac{0,3}{0,23} = 1,3 \text{ м/с}^2,$$

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

Для дальнейших расчетов принимаем $[a_T] = 0,3 \text{ м/с}^2$.

$$\text{Тогда: } [t_T] \frac{v_{\text{п}}}{[a_T]} = \frac{0,3}{0,3} = 1 \text{ с.}$$

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

$$[T_T]' = \frac{(mD^2)_{\text{ОГ}} \cdot n_{\text{дв}}}{38[t_T]} + T_{\text{СТ}} = \frac{1,13 \times 930}{38 \times 1} + 39,4 = 67,1 \text{ Нм.}$$

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

$$\text{Время торможения: } t_T = \frac{(mD^2)_{\text{ОГ}} \eta_{\text{дв}}}{38 T_{\text{ИТ}}'} = \frac{1,13 \times 930}{38 \times 40,6} = 0,68 \text{ с,}$$

$$\text{где } T_{\text{ИТ}}' = [T_T]' - T_{\text{СТ}} = 80 - 39,4 = 40,6 \text{ Нм.}$$

$$\text{Замедление: } a_T = \frac{v_{\text{п}}}{t_T} = \frac{0,3}{0,68} = 0,44 \text{ м/с}^2.$$

Таким образом, все условия торможения соблюдены.

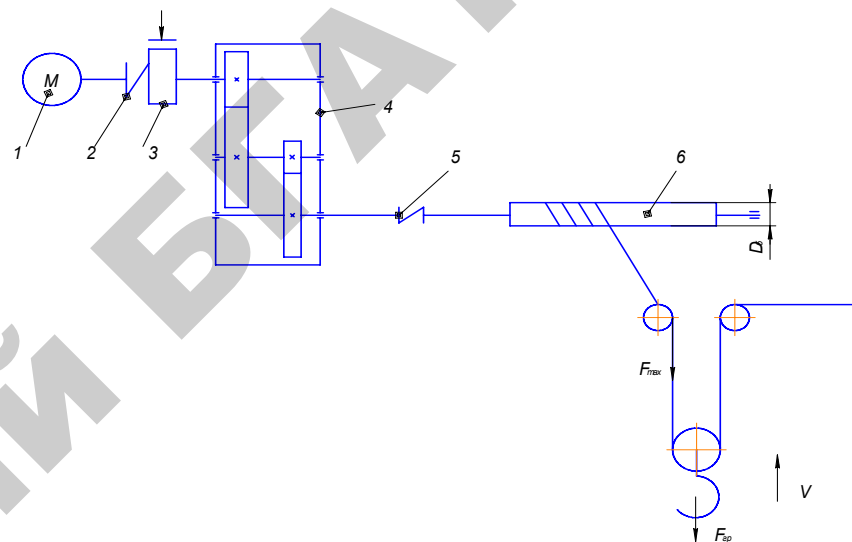


Рисунок 1.10. Кинематическая схема привода механизма подъема груза:
1 – электродвигатель МТФ 112-6; 2 – муфта МУВП; 3 – тормоз ТКТ-200;
4 – редуктор Ц2У-200; 5 – муфта зубчатая; 6 – барабан

2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

2.1. Расчет механизма передвижения мостового крана

Рассчитать механизм передвижения мостового однобалочного крана (кран-балки) грузоподъемностью $Q = 1$ т. Пролет крана $L_k = 10,5$ м, скорость передвижения $v_k = 0,6$ 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 (таблица 3 приложения).

В соответствии с прототипом выбираем кинематическую схему однобалочного мостового крана (кран-балки) с центральным приводом и передвижной электрической талью (рисунок 2.1).

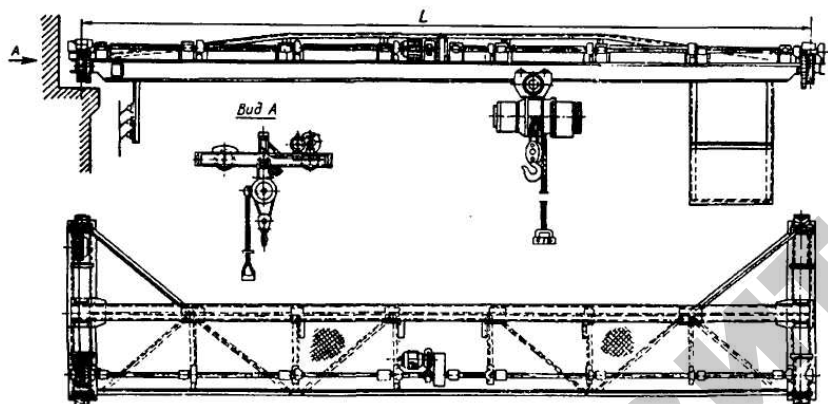


Рисунок 2.1. Мостовой однобалочный кран

Согласно ГОСТ 22584–96 по грузоподъемности 1 т выбираем электроталь ТЭ100-511 (таблица 7 приложения).

Расчет механизма передвижения крана проводим в следующем порядке.

1. Определяем размеры ходовых колес по формуле:

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

29

Максимальную нагрузку на колесо вычисляем при одном из крайних положений электротали.

По ГОСТ 22584–96 принимаем массу тали $m_T = 185$ кг (ее вес $F_T = m_T g \approx 2$ кН) и длину $L \approx 700$ мм. Массу крана с электроталью выбираем приближенно по прототипу: $m_k \approx 2$ т. Тогда вес крана $F_k = m_k g \approx 20$ кН. Ориентировочно принимаем $l \approx L \approx 0,7$ м.

Для определения нагрузки R_{\max} пользуемся уравнением статики (рисунок 2.2).

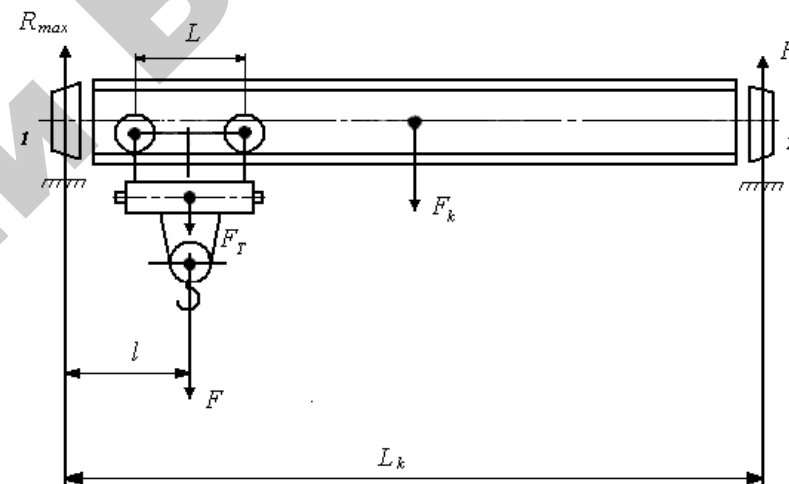


Рисунок 2.2. Схема для нагрузки на колеса крана

$$\sum M_2 = 0 \text{ или}$$

$$-R_{\max} \cdot L_k + (F + F_k) \cdot (L_k - l) + (F_k - F_T) \cdot 0,5 \cdot L_k = 0, \text{ откуда}$$

$$R_{\max} = \frac{(F + F_T)(L_k - l) + (F_k - F_T) \cdot 0,5 \cdot L_k}{L_k} =$$

$$= \frac{(10 + 2)(10,5 - 0,7) + (20 - 2)0,5 \times 10,5}{10,5} \approx 20 \text{ кН.}$$

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

30

$$F_{\max} = \frac{R_{\max}}{2} = \frac{20}{2} = 10 \text{ кН} = 10000 \text{ Н.}$$

Следовательно,

$$D_k \approx 1,7 \cdot \sqrt{F_{\max}} \approx 1,7 \cdot \sqrt{10000} \approx 170 \text{ мм.}$$

Согласно ГОСТ 3569–74 выбираем крановое двухребордное колесо диаметром $D_k = 200$ мм.

$$\text{Диаметр цапфы } d_{ц} \approx \frac{D_k}{(4...6)} \approx (50...30) \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{ц} = 50$ мм (таблица 6.4 приложения).

Ходовые колеса (с предварительно выбранными размерами) проверяем по напряжениям в зоне контакта колеса и рельса: при линейном контакте

$$\sigma_{к.л} = a_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot F_{\max}}{b \cdot D_k}} \leq [\sigma_{к.л}];$$

при точечном контакте

$$\sigma_{к.т} = a_2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot K_v \cdot F_{\max}}{\left(\frac{D_k}{2} + r\right)^2}} \leq [\sigma_{к.т}],$$

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: $K_v = 1 + av$;

v – скорость передвижения крана (тележки), м/с;

$a = 0,10; 0,15; 0,20; 0,25$ соответственно при укладке рельса на шпалы, балласт, металлические или железобетонные балки и массивный фундамент;

b – ширина рельса, мм;

r – радиус закругления головки рельса или обода колеса, мм;

$[\sigma_{к.л}]$ – допускаемые напряжения при линейном контакте, МПа (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – 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	≥ 200	500	450	-	-
Сталь 75, 65Г и 40ХН	≥ 300	850	800	750	700
Сталь 55Л11	≥ 200	450	450	350	300
Чугун СЧ35	≥ 200	350	350	-	-

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

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, выбирая размер B по условию $a < B$. При $D_k \leq 200$ мм ширина поверхности качения $B = 50$ мм. Принимаем $a = 40$ мм. Рабочая поверхность контакта

$$b = a - 2R = 40 - 2 \times 9 = 22 \text{ мм.}$$

Коэффициент влияния скорости

$$K_v = 1 + 0,2 \cdot v_k = 1 + 0,2 \times 0,6 = 1,12.$$

Для стальных колес коэффициент пропорциональности $a = 190$.

Выбранные ходовые колеса проверяем по линейным контактными напряжениям:

$$\sigma_{к.л} = a_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot F_{\max}}{D_k \cdot b}} = 190 \times \sqrt{\frac{2 \times 1,12 \times 10000}{200 \times 22}} = 429 \text{ МПа.}$$

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

2. Определяем статическое сопротивление передвижению крана. Поскольку кран работает в помещении, то сопротивление от ветровой нагрузки W_B не учитывается, т.е.

$$W_y = W_{тр} + W_{ук}.$$

Соппротивление от сил трения в ходовых частях равна:

$$W_{\text{тр}} = \frac{(F + F_k)}{D_k} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ц}}) \cdot K_p.$$

По таблице 2.2 принимаем $\mu = 0,3$ мм, а по таблице 2.3 для колес на подшипниках качения $f = 0,015$, $K_p = 1,5$.

Таблица 2.2 – Значение коэффициента трения качения колеса по рельсу μ , мм

Тип рельса	Диаметр 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

Таблица 2.3 – Значения коэффициентов трения в цапфах оси колеса f и реборд о головку рельсов K_p

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

Тогда

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

Соппротивление движению от возможного уклона пути:

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

Расчетный уклон α 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.

Таким образом, получаем:

$$W_y = 304 + 45 = 349 \text{ Н}.$$

Сила инерции при поступательном движении крана:

$$F_u = \frac{(m_k + Q) \cdot v_k}{t_n} = \frac{(1000 + 2000) \times 0,6}{5} = 360 \text{ Н},$$

где $t_n = 5$ с – время пуска, т.к. максимально допускаемое время пуска $[t_n]$ для кранов принимают равным 6...8 с, для крановых тележек – 2...4 с;

Q и m – массы соответственно груза и крана, кг.

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

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

3. Подбираем электродвигатель по среднему значению пусковой мощности.

$$P_{\text{п.ср.}} = \frac{P_{\text{п}}}{\psi_{\text{п.ср}}} = \frac{W_{\text{п}} \cdot v_k}{\eta \cdot \psi_{\text{п.ср}}} = \frac{0,78 \times 0,6}{0,85 \times 1,65} = 0,334 \text{ кВт},$$

где $P_{\text{п}}$ – расчетная пусковая мощность, кВт;

$\eta = 0,8 \dots 0,9$ – КПД механизма передвижения;

$\psi_{\text{п.ср}}$ – кратность среднего пускового момента по отношению

к номинальному, принимаемая из следующих значений для асинхронных крановых двигателей 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.

По таблице 27 приложения выбираем асинхронный электродвигатель переменного тока с повышенным скольжением 4АС71А6У3 с параметрами: номинальная мощность $P_{\text{дв}} = 0,4$ кВт; номинальная частота вращения $n_{\text{дв}} = 920$ мин⁻¹; маховой момент ротора $(mD^2)_p = 0,00068$ кг·м²; $T_{\text{п}}/T_{\text{н}} = 2$; $T_{\text{макс}}/T_{\text{н}} = 2,1$. Диаметр вала $d = 19$ мм.

Номинальный момент на валу двигателя:

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

Статический момент:

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

4. Подбираем муфту с тормозным шкивом для установки тормоза.

В выбранной схеме механизма передвижения (рисунок 2.3) муфты с тормозным шкивом установлена между редуктором и электродвигателем. По таблице 56 приложения подбираем упругую втулочно-пальцевую муфту с диаметром расточки под вал 22 мм, наибольшим передаваемым моментом $[T_M] = 32 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Проверяем условие подбора $[T_M] \geq T_M$.

Для муфты $T_M = 2,1 \cdot T_H = 2,1 \cdot 4,16 = 8,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент инерции тормозного шкива муфты $J_T = 0,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Маховой момент:

$$(mD^2)_T = 4 \cdot J_T = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

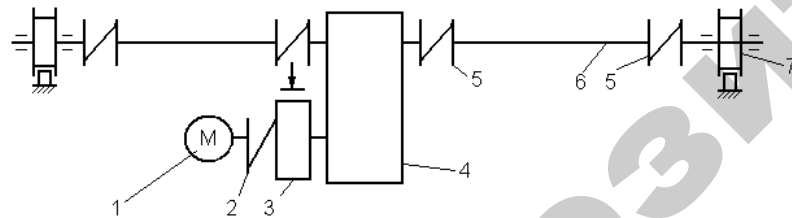


Рисунок 2.3. Кинематическая схема привода механизма передвижения мостового крана: 1 – электродвигатель 4АС71А693; 2 – муфта МУВП; 3 – тормоз ТКТ-100; 4 – редуктор Ц2У-100; 5 – муфты соединительные типа МЗ; 6 – вал торсионный; 7 – колесо ходовое

5. Подобранный двигатель проверяем по условиям пуска.

Время пуска:

$$t_{п} = \frac{(mD^2)_o \cdot n_{дв}}{38 \cdot T_H} \cdot t_{п.о} = \frac{0,58 \times 920}{38 \times 4,16} = 3,42 \text{ с}.$$

Общий маховой момент:

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

Относительное время пуска принимаем по графику (рисунок 1.9) в зависимости от коэффициента $a = T_C/T_H$. Поскольку $a = 2,17/4,16 = 0,52$, то $t_{п.о} = 1$.

Ускорение в период пуска определяем по формуле:

$$a_{п} = \frac{v_k}{t_{п}} = \frac{0,6}{3,42} = 0,175 \text{ м/с}^2,$$

что удовлетворяет условию, т.к. для механизмов общего назначения $[a] = 0,6 \text{ м/с}^2$.

6. Проверяем запас сцепления приводных колес с рельсами по условию пуска при максимальном моменте двигателя без груза.

$$K_{сц} = \frac{R_{пр} \cdot \varphi_{сц}}{W_y + F_k \cdot [a_{п}/g + z_{пр} \cdot f \cdot d_{ц}/(z_k \cdot D_k)]} \geq 1,2.$$

Статическое сопротивление передвижению крана в установившемся режиме без груза:

$$W'_y = W'_{тр} + W'_{ук} = \frac{F_k \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц}) \cdot K_p}{D_k} + F_k \cdot \alpha =$$

$$= \frac{20 \times (2 \times 0,3 + 0,015 \times 50) \times 1,5}{200} + 20 \times 0,015 = 0,2325 \text{ кН} = 232,5 \text{ Н.}$$

Ускорение при пуске без груза:

$$a'_n = \frac{v_k}{t'_{\Pi}}$$

Время пуска без груза:

$$t'_{\Pi} = \frac{(mD^2)'_o \cdot n_{дв}}{38 \cdot T_H} \cdot t'_{\Pi.o}$$

Общий маховой момент крана, приведенный к валу двигателя без учета груза:

$$\begin{aligned} (mD^2)'_o &= 1,2 \cdot [(mD^2)_p + (mD^2)_T] + \frac{365 \cdot m_k \cdot v_k^2}{n_{дв}^2 \cdot \eta} \\ &= 1,2 \times (0,00068 + 0,032) + \frac{365 \times 2000 \times 0,6^2}{920^2 \times 0,85} = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя при установившемся движении крана без груза:

$$T'_c = \frac{W'_y}{2 \cdot u \cdot \eta} = \frac{232,5 \times 0,2}{2 \times 16 \times 0,85} = 171 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Передаточное число механизма $u = n_{дв} / n_k$. Поскольку частота вращения приводных колес:

$$n_k = \frac{v_k}{\pi \cdot D_k} = \frac{60 \times 0,6}{3,14 \times 0,2} = 57,3 \text{ мин}^{-1},$$

то

$$u = \frac{920}{57,3} \approx 16.$$

37

По графику (на рисунке 1.9) при $a = T_c / T_H = 1,71 / 4,16 = 0,41$, получаем $t_{\Pi.o} = 1$.

Тогда время пуска:

$$t'_{\Pi.o} = \frac{(mD^2)'_o}{38 \cdot T_H} \cdot t'_{\Pi.o} = \frac{0,4 \times 920}{38 \times 4,16} \times 1 = 2,3 \text{ с.}$$

Ускорение при пуске:

$$a'_n = \frac{0,6}{2,3} = 0,26 \text{ м/с}^2.$$

Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза:

$$R'_{\text{пр}} = K \cdot \frac{F_k}{z_k} \cdot z_{\text{пр}} = 1,1 \times \frac{20000}{4} \times 2 = 11000 \text{ Н,}$$

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

Коэффициент сцепления ходового колеса с рельсом для кранов, работающих в помещении $\varphi_{\text{сц}} = 0,15$, на воздухе – $\varphi_{\text{сц}} = 0,12$.

Запас сцепления:

$$\begin{aligned} K_{\text{сц}} &= \frac{R'_{\text{пр}} \cdot \varphi_{\text{сц}}}{W'_c + F_k \cdot \left[a'_n / g - z_{\text{пр}} \cdot f \cdot d_{\text{ц}} / (z_k \cdot D_k) \right]} = \\ &= \frac{11000 \times 0,15}{232,5 + 2000 \times \left[0,26 / 9,81 + 2 \times 0,015 \times 50 / (4 \times 200) \right]} = 2,27, \end{aligned}$$

что больше минимально допустимого значения 1,2.

Следовательно, запас сцепления обеспечен.

7. Подбираем редуктор по передаточному числу и максимальному вращающему моменту на тихоходном валу $T_{p,\text{max}}$, определяемому по максимальному моменту на валу двигателя:

$$T_{\text{дв. max}} = T_H \cdot \psi_{\text{п. max}} = 4,16 \times 2,1 = 8,7 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

38

$$T_{p.\max} = T_{дв.\max} \cdot u \cdot \eta = 8,7 \times 16 \times 0,85 = 119 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В соответствии со схемой механизма передвижения крана по таблице 33 приложения выбираем горизонтальный цилиндрический редуктор типа Ц2У-100.

При частоте вращения $n_{дв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и среднем режиме работы ближайшее значение вращающего момента на тихоходном валу $T_{тих} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что больше расчетного $T_{p.\max}$. Передаточное число $u_p = 16$.

8. Выбираем тормоз по условию $[T_T] \geq T_T$ и устанавливаем его на валу электродвигателя.

Расчетный тормозной момент при передвижении крана без груза:

$$T_T = (W'_y - W'_{тр.\min}) \cdot \frac{D_k \cdot \eta}{2 \cdot u} + \frac{n_{дв} \cdot (mD^2)'_{о.т.}}{38 \cdot t_T}.$$

Сопротивление движению от уклона:

$$W'_{ук} = F_k \cdot \alpha = 20 \times 0,0015 = 0,03 \text{ кН} = 30 \text{ Н}.$$

Сопротивление от сил трения в ходовых частях крана:

$$W'_{тр} = \frac{F_k \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц})}{D_k} = 20 \times \frac{(2 \times 0,3 + 0,15 \times 50)}{200} = 0,135 \text{ кН} = 135 \text{ Н}.$$

Общий маховой момент:

$$(mD^2)'_{о.т.} = 1,2 \cdot \left[(mD^2)_p + (mD^2)_T \right] + \frac{365 \cdot m_k \cdot v_k^2}{n_{дв}^2} \cdot \eta =$$

$$= 1,2 \times (0,00068 + 0,032) + \frac{365 \times 2000 \times 0,6^2}{920^2} \times 0,85 = 0,35 \text{ кг/м}^2.$$

Время торможения:

$$t_T = \frac{v_k}{a_{T.\min}} = \frac{0,6}{0,697} = 0,86 \text{ с}.$$

Максимально допустимое замедление при $[K_{цн}] = 1,2$:

$$a_{T.\min} = \left[\frac{z_{пр}}{z_k} \cdot \left(\frac{\varphi_{цн}}{K_{цн}} + f \cdot \frac{d_{ц}}{D_k} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц}) \cdot \frac{1}{D_k} \right] \cdot g =$$

$$= \left[\frac{2}{4} \times \left(\frac{0,15}{1,2} + 0,015 \times \frac{50}{200} \right) + (2 \times 0,3 + 0,015 \times 50) \times \frac{1}{200} \right] \times 9,81 =$$

$$= 0,697 \text{ м/с}^2.$$

Число приводных колес $z_{пр} = 2$. Коэффициент сцепления $\varphi_{цн} = 0,15$.

Время торможения для кранов должно быть не более 6...8 с, для тележек – 3...4 с.

Для кранов, перемещающихся по рельсам в помещениях, максимально допустимые значения замедлений 1...1,2 м/с², при наличии кабины – до 0,4 м/с².

Фактическая скорость передвижения крана:

$$v_k = \pi \cdot D_k \cdot \frac{n_{дв}}{u} = 3,14 \times 0,2 \times \frac{920}{16 \times 60} = 0,6 \text{ м/с},$$

т.е. совпадает с заданным (исходным) значением.

Расчетный тормозной момент:

$$T_T = (30 - 135) \times \frac{0,2 \times 0,85}{2 \times 16} + \frac{920 \times 0,035}{38 \times 0,86} = 9,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По таблице 58 приложений выбираем тормоз ТКТ-100 с номинальным тормозным моментом $T_T = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$, максимально приближенным к расчетному значению T_T (таблица 62).

Подобранный тормоз проверяем по условиям торможения при работе крана с грузом.

Проверка по времени торможения:

$$t_T = \frac{(mD^2)'_{о.т.} \cdot n_{дв}}{38 \cdot (T_T + T_{с.т.})} \leq [t_T].$$

Маховый момент масс:

$$(mD^2)_{o.t} = 1,2 \cdot \left[(mD^2)_p + (mD^2)_T \right] + \frac{365 \cdot (Q + m_k) \cdot v_k^2}{n_{дв}^2} \cdot \eta =$$

$$= 1,2 \times (0,00068 + 0,032) + \frac{365 \times (1000 + 2000) \times 0,6^2}{920^2} \times 0,85 = 0,435 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Статический момент сопротивления движению при торможении:

$$T_{C.T} = \frac{W_{y.T} \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot u}$$

Сопротивление движению при торможении:

$$W_{y.T} = W_{тр.min} - W_{ук}$$

Сопротивление от сил трения:

$$W_{тр.min} = \frac{F + F_k}{D_k} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц}) = \frac{10 + 20}{200} \cdot (2 \times 0,3 + 0,015 \times 50) =$$

$$= 0,2025 \text{ кН} = 202,5 \text{ Н}.$$

Сопротивление от уклона:

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

Следовательно,

$$W_{y.T} = 202,5 - 45 = 157,5 \text{ Н}.$$

Тогда статический момент сопротивления:

$$T_{C.T} = \frac{157,5 \times 0,2}{2 \times 16} \times 0,85 = 0,84 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

а время торможения:

$$t_T = \frac{0,43 \times 920}{38 \times (10 + 0,84)} = 0,97 \text{ с},$$

что меньше допустимого $t_T = 6 \dots 8 \text{ с}$.

Проверка по замедлению при торможении:

$$a_T = \frac{v_k}{t_T} = \frac{0,6}{0,97} = 0,62 \text{ м/с}^2.$$

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:

$$S_T = \frac{v_k \cdot t_T}{2} = \frac{0,6 \times 0,97}{2} = 0,28 \text{ м}.$$

Максимально допустимый тормозной путь принимаем из таблицы 2.4.

Таблица 2.4 – Тормозной путь, м, в зависимости от $\varphi_{цц}$ и $z_{пр}/z_k$

Коэффициент сцепления $\varphi_{цц}$	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	$v^2/14000$	$v^2/7200$	$v^2/3700$

По нормам Проматомнадзора при числе приводных колес, равном половине общего числа ходовых колес, и при $\varphi_{цц} = 0,15$:

$$S_T = \frac{v^2}{(3250 \dots 5400)} = \frac{(60 \times 0,6)^2}{(3250 \dots 5400)} = 0,4 \dots 0,24 \approx 0,3 \text{ м}.$$

2.2. Расчет механизма передвижения тележки с ручным приводом

Рассчитать механизм передвижения тележки с ручным приводом и ручной шестеренной подвесной талью грузоподъемностью 3,2 т. Масса тали $m_T = 70$ кг, высота подъема груза $H = 3$ м.

Тележка перемещается по однопорельсовому пути (таблица 5 приложения).

В качестве прототипа принимаем тележку ручной передвижной тали (рисунок 2.4).

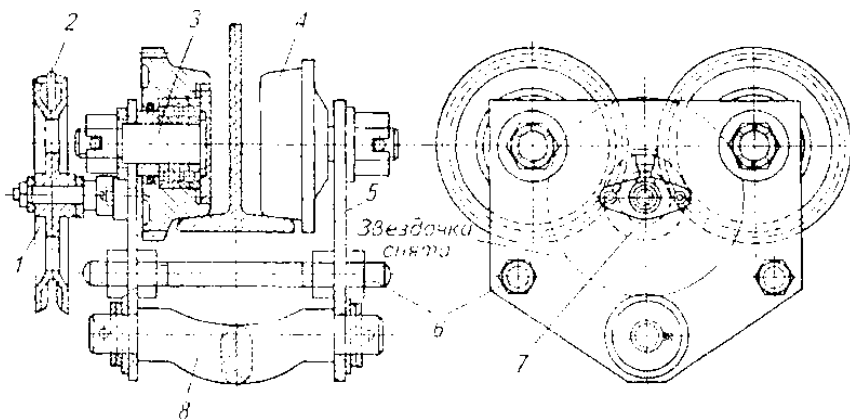


Рисунок 2.4. Тележка с ручным механизмом передвижения: 1 – тяговое колесо; 2 – тяговая цепь; 3 – ось ходового колеса; 4 – ходовое колесо; 5 – рама; 6 – стяжка; 7 – передаточный механизм; 8 – траверса

Тележка состоит из четырех однопорельсовых ходовых колес 4 с коническим ободом, рамы 5 с траверсой 8 для подвешивания тали, передаточного механизма 7 и тягового колеса 1.

1. Вычисляем вес (силу тяжести) груза, тали и тележки:

$$F = Q \cdot g = 3,2 \times 10 = 32 \text{ кН} = 32000 \text{ Н};$$

$$F_T = m_T \cdot g \cong 70 \times 10 = 700 \text{ Н};$$

$$F_{\text{тел}} = 0,5 \cdot F_T \cong 0,5 \times 700 = 350 \text{ Н}.$$

2. Определяем размеры ходового колеса тележки.

Средний диаметр обода колеса:

$$D_k \geq 1,7 \cdot \sqrt{R_{\text{max}}} = 1,7 \times \sqrt{8262,5} = 154,53 \text{ мм}.$$

Нагрузка на ходовое колесо:

$$R_{\text{max}} = \left(\frac{F + F_T + F_{\text{тел}}}{z_k} \right) = \left(\frac{32000 + 700 + 350}{4} \right) = 8262,5 \text{ Н}.$$

Ходовое колесо устанавливаем на неподвижных осях. Подшипники качения размещаем внутри колеса. С учетом размещения подшипников принимаем из нормального ряда размеров $D_k = 175$ мм.

Диаметр цапфы (оси):

$$d_{\text{ц}} = \frac{D_k}{(4 \dots 6)} = \frac{175}{(4 \dots 6)} = 35 \text{ мм}.$$

Колеса изготавливаем из чугуна СЧ35 по ГОСТ 1412–85.

3. Выполняем проверочный расчет ходовых колес по контактным напряжениям:

$$\sigma_{\text{к.л}} = a_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot R_{\text{max}}}{b \cdot D_k}}.$$

При ручном приводе коэффициент влияния скорости $K_v = 1$. В качестве рельса при D_k по нормативам принимаем двутавр № 24.

Ширина поверхностей контакта:

$$b < 0,5 \cdot b - 0,5 \cdot s - R - r = 0,5 \times 115 - 0,5 \times 5,6 - 10,5 - 4 = 40,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 36$ мм (таблица 65 приложения).

Напряжение при линейном контакте:

$$\sigma_{\text{к.л}} = 126 \cdot \sqrt{\frac{2 \times 1 \times 8262,5}{36 \times 175}} = 205 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого значения $[\sigma_{\text{к.л.}}] = 350$ МПа (таблица 2.1).

4. Рассчитываем сопротивление передвижению от сил трения в ходовых частях по формуле:

$$W_{\text{тр}} = \frac{(F + F_T + F_{\text{тел}}) \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ш}}) \cdot K_p}{D_k} =$$

$$= \frac{(32000 + 700 + 350) \times (2 \times 0,3 + 0,015 \times 35) \times 1,5}{175} = 319 \text{ Н.}$$

Коэффициенты $\mu = 0,3$ мм, $f = 0,015$, $K_p = 1,5$ выбираем по таблицам 2.2 и 2.3.

Момент от сил трения:

$$T_c = \frac{W_{\text{тр}} \cdot D_k}{2} = \frac{319 \times 0,175}{2} \approx 28 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент на приводном валу тележки, создаваемый рабочим:

$$T_p = \frac{W_p \cdot D_{\text{т.к}}}{2} = \frac{120 \times 0,3}{2} \approx 18 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Усилие рабочего, прилагаемое к тяговой цепи, $F_p = 120$ Н.

Диаметр тягового колеса $D_{\text{т.к}}$ принимаем равным 0,3 м (по рекомендациям $D_{\text{т.к}} = 0,3 \dots 0,7$ м).

5. Передаточное отношение механизма передвижения:

$$u \geq \frac{T_c}{T_p \cdot \eta} = \frac{28}{18 \times 0,9} = 1,73.$$

Принимаем $u = 2$.

6. Определяем основные геометрические параметры открытой прямозубой цилиндрической передачи. Делительный диаметр венца зубчатого колеса d_k , расположенного на ободе ходового колеса, должен быть больше диаметра D_k . Принимаем $d_k = 200$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 20$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 2 = 40$.

Модуль зацепления определяем из соотношения:

$$\frac{d_k}{z_k} \approx \frac{200}{40} = 5.$$

45

Принимаем $m = 5$ мм.

Делительный диаметр шестерни $d_1 = m \cdot z_1 = 20 \times 5 = 100$ мм.

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{200 + 100}{2} = 150 \text{ мм.}$$

Расстояние между осями ходовых колес с зубчатыми венцами:

$$l = d_k + 30 \dots 40 = 200 + 30 \dots 40 = 230 \text{ мм.}$$

Положение шестерни определяют при геометрическом построении. Далее конструкцию тележки разрабатывают в соответствии с принятым прототипом. Проверочные расчеты зубчатой передачи выполняют по общепринятой методике.

2.3. Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой

Расчитать механизм передвижения тележки с канатной тягой стационарного полноповоротного крана грузоподъемностью $Q = 2$ т (рисунок 1.1). Исходные данные: вылет стрелы крана $L = 3,5$ м; высота подъема $H = 4$ м; скорость подъема груза $v_r = 0,2$ м/с; скорость передвижения тележки $v_t = 0,3$ м/с; режим работы – средний (4М).

1. Вычисляем вес груза и тележки:

$$F = Q \cdot g = 2 \cdot 10 = 20 \text{ кН} = 20000 \text{ Н;}$$

$$F_T = (0,1 \dots 0,2) \cdot F = 0,1 \times 20 = 2 \text{ кН} = 2000 \text{ Н.}$$

2. Определяем размеры ходовых колес. Принимаем число ходовых колес $z_k = 4$. Выбираем кованные стальные колеса (Сталь 45) с цилиндрической рабочей поверхностью, вид термообработки – нормализация ($HB < 200$).

Нагрузка на одно колесо:

$$R_{\text{max}} = \frac{F + F_T}{z_k} = \frac{20 + 2}{4} = 5,5 \text{ кН} = 5500 \text{ Н.}$$

46

Диаметр ходового колеса:

$$D_k \geq 1,7 \cdot \sqrt{R_{\max}} = 1,7 \times \sqrt{5500} = 126 \text{ мм.}$$

Из нормального ряда значений принимаем $D_k = 160$ мм. Диаметр цапфы колеса определяем по условию $D_k/d_{ц.} = 4 \dots 6$, откуда $d_{ц.} = 160/4 \dots 6 = 35$ мм.

3. Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактному напряжению. При линейном контакте, когда колесо катится по плоскому рельсу, контактные напряжения:

$$\sigma_{к.л} = a_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot R_{\max}}{b \cdot D_k}} = 190 \times \sqrt{\frac{2 \times 1,06 \times 5500}{20 \times 160}} = 363 \text{ МПа} \leq [\sigma_{к.л}].$$

Для стальных колес $a_1 = 190$.

Скоростной коэффициент: $K_v = 1 + 0,2 \cdot v_m = 1 + 0,2 \times 0,3 = 1,06$.

Ширину рельса b (длина линии контакта колеса и направляющей) определяем в зависимости от диаметра колеса и типа рельса. При диаметре колеса $D_k \leq 200$ мм для плоского рельса типа Р5 имеем $b = 20$ мм (таблица 69 приложения).

Допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса $[\sigma_{к.л}] = 500$ МПа.

4. Определяем полное сопротивление передвижению тележки в установившемся режиме по формуле:

$$W_y = W_{тр} + W_k = 310 + 606 = 916 \text{ Н.}$$

Сопротивление от сил трения:

$$W_{тр} = \frac{(F + F_T) \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_{ц.}) \cdot K_p}{D_k} = \frac{(20000 + 2000) \times (2 \times 0,3 + 0,015 \times 35) \times 2}{160} = 310 \text{ Н.}$$

Коэффициенты μ , f и K_p определяем по таблицам 2.2 и 2.3. Для одноробордных колес, устанавливаемых на подшипниках качения, $\mu = 0,3$ мм, $f = 0,015$, $K_p = 2$.

Сопротивление от разности усилий в ветвях грузового каната:

$$W_k = F \cdot \frac{1 - \eta_{бл}^3}{(1 + \eta_{бл}) \cdot \eta_{бл}} = 20000 \times \frac{1 - 0,98^3}{(1 + 0,98) \times 0,98} = 606 \text{ Н,}$$

где $\eta_{бл} = 0,98$, так как блок установлен на подшипниках качения.

5. Мощность двигателя в установившемся режиме:

$$P_C = \frac{W_y \cdot v_T}{\eta_{бл} \cdot \eta} = \frac{916 \times 0,3}{0,98 \times 0,85} = 330 \text{ Вт} = 0,33 \text{ кВт.}$$

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⁻¹; диаметр вала двигателя $d = 19$ мм; масса $m_{дв} = 15,1$ кг; маховой момент ротора $(mD^2)_p = 0,00068$ кг · м²; $T_H/T_H = 2$; $T_{\max}/T_H = 2,1$.

Номинальный момент на валу двигателя:

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

Максимальный момент:

$$T_{\max} = T_H \cdot \psi_{\max} = 4,16 \times 2,1 = 8,73 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Статический момент на валу электродвигателя:

$$T_c = \frac{30 \cdot P_o}{\pi \cdot n_{дв}} = \frac{30 \times 330}{3,14 \times 920} = 3,5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

6. Подобранный двигатель проверяем по условиям пуска.

Время пуска:

$$t_{п} = \frac{(mD^2)_o \cdot n_{дв}}{38 \cdot T_H} \cdot t_{п.о} = \frac{0,14 \times 920}{38 \times 4,16} \times 1,15 = 0,94 \text{ с.}$$

Общий маховой момент:

$$\begin{aligned}(mD^2)_o &= 1,2 \cdot \left[(mD^2)_p + (mD^2)_T \right] + (mD^2)_r = \\ &= 1,2 \times (0,00068 + 0,032) + 0,1 = 0,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.\end{aligned}$$

Маховой момент вращающихся масс муфты определяем при ее выборе по условиям $d \approx d_M$ 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·м².

Маховой момент муфты:

$$(mD^2)_T \approx 4 \cdot I_T = 4 \cdot 0,008 = 0,032 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведенный маховой момент масс тележки с грузом:

$$(mD^2)_r = \frac{365 \cdot (Q + m_T) \cdot v_T^2}{n_{дв}^2 \cdot \eta} = \frac{365 \times (2000 + 200) \times 0,3^2}{920^2 \times 0,85} = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Относительное время пуска $t_{п.о}$ определяем по графику (рисунок 1.9) в зависимости от величин a и ψ .

При $a = T/T_H = 3,5/4,16 = 0,84$ и $\psi_{\max} = T_{\max}/T = 2,1$, имеем $t_{п.о} = 1,15$.

Ускорение:

$$a_{п} = \frac{v_T}{t_{п}} = \frac{0,3}{0,94} = 0,32 \text{ м/с}^2,$$

что меньше допустимого значения 0,6 м/с².

7. Определяем размеры каната и барабана.

Максимальное натяжение каната:

$$S_{\max} = \frac{W_y}{n_{бл}} = \frac{954}{0,98} = 974 \text{ Н.}$$

Принимаем число витков трения $z_T = 3,5$, коэффициент трения каната по барабану $f = 0,1$.

Угол обхвата барабана канатом:

$$\alpha = 2 \cdot \pi \cdot z_T = 2 \times 3,14 \times 3,5 = 22 \text{ рад.}$$

Разрывное усилие каната:

$$S_{\text{разр}} \geq S_{\max} \cdot K = 974 \times 5,5 = 5357 \text{ Н} \approx 5,4 \text{ кН.}$$

Принимаем по таблице 1.2 коэффициент запаса прочности $K = 5,5$. По таблице 10 приложения выбираем канат ЛК-Р 6×19+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:

$$D_б = d_K \cdot h_1 = 5,1 \times 20 = 102 \text{ мм.}$$

Здесь коэффициент $h_1 = 20$ (таблица 1.3).

Принимаем из нормального ряда размеров $D_б = 160$ мм, а диаметр блоков равным диаметру барабана, т.е. $D_{бл} = D_б = 160$ мм.

Рабочая длина барабана для одной ветви каната:

$$L_б = \left(\frac{L_k}{\pi \cdot D_б} + z_T \right) \cdot p = \left(\frac{2,5 \times 10^3}{3,14 \times 60} + 3,5 \right) \times 7 = 59,33 \text{ мм.}$$

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:

$$u_p = \frac{n_{дв}}{n_б}.$$

Частота вращения барабана:

$$n_6 = \frac{60 \times 10^3 \cdot v_T}{\pi \cdot D_6} = \frac{0,3 \times 60 \times 10^3}{3,14 \times 160} = 35,83 \text{ мин}^{-1}.$$

Поэтому

$$u_p = \frac{920}{35,83} = 25,6.$$

Максимальный момент на тихоходном валу редуктора:

$$T_{P.\max} = T_{\text{дв.}\max} \cdot u_p \cdot \eta_p = 8,73 \times 25,6 \times 0,97 = 0,217 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

В соответствии с предварительной компоновкой привода и полученными значениями u_p и $T_{P.\max}$ выбираем цилиндрический двухступенчатый редуктор Ц2У-100 по ГОСТ 20758–75 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 $F_{\text{К}} = S_{\max} \cong 1 \text{ кН}$.

9. Уточняем скорость передвижения тележки:

$$v_T = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \times 160 \times 36,8}{60 \times 10^3} = 0,308 \text{ м/с},$$

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 (рисунок 2.5).

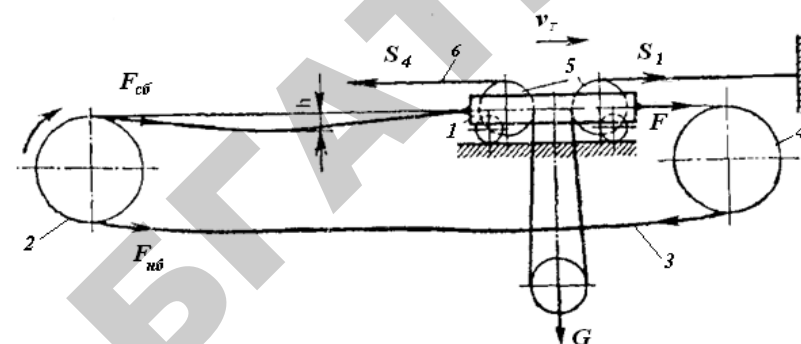


Рисунок 2.5. Схема механизма передвижения с гибким тяговым органом

Чтобы обеспечить сцепление тягового каната с барабаном (согласно уравнению Эйлера), необходимо соблюдать условие:

$$\frac{F_{\text{нб}}}{F_{\text{сб}}} \leq e^{f \cdot \alpha},$$

где $F_{\text{нб}} = S_{\max} = 974 \text{ Н}$ – усилие в набегающей ветви каната.

Усилие пружины, необходимое для натяжения сбегающей ветви каната:

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{сб}} \geq \frac{F_{\text{нб}}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{974}{2,71^{0,122}} = 108 \text{ Н}.$$

Принимаем $F_{\text{сб}} = 150 \text{ Н}$.

Проверим сбегающую ветвь каната на провисание:

$$F_{\text{сб}} \geq \frac{q \cdot l^2}{8 \cdot [y]} = \frac{0,96 \times 2,5^2}{8 \times 0,05} = 15 \text{ Н},$$

где $q = 0,96 \text{ Н/м}$;

$l = L_k = 2,5 \text{ м}$ – длина сбегающей ветви каната;

$[y] = \left(\frac{1}{30} \dots \frac{1}{50} \right) \cdot l = 0,08 \dots 0,05 \text{ м}$ – допустимое провисание.

Условие выполняется.

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

Рассчитываем механизм поворота крана на неподвижной колонне (рисунок 3.1) по принятым исходным данным:

грузоподъемность крана $Q = 2$ т, высота подъема $H_{п.г} = 4$ м, максимальный вылет стрелы $L = 3,5$ м, частота вращения крана $n_k = 2$ мин⁻¹, расстояние между опорами $h = 3,25$ м, расстояние от колонны до центра тяжести поворотной части крана $l_k = 1,4$ м, расстояние до центра тяжести противовеса $l_{пр} = 0,7$ м, вес (сила тяжести) поворотной части крана $F_k = 14$ кН, вес противовеса $F_{пр} = 88$ кН, вес тележки $F_T = 2$ кН, диаметр колонны в нижней опоре $D_k = 300$ мм.

Режим работы – средний (4М).

1. Определяем реакции опор (рисунок 3.1). Горизонтальные реакции верхней и нижней опор с учетом противовеса:

$$F_{nh} = F_{eh} [(Qg + F_T)L + F_k l_k - F_{пр} l_{пр}] / h = \\ = [(2 \times 9,8 + 2) \times 3,5 + 14 \times 1,4 - 88 \times 0,7] / 3,25 = 11 \text{ кН.}$$

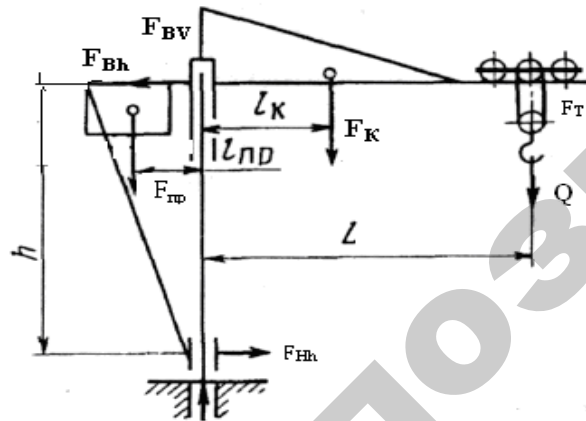


Рисунок 3.1. Расчетная схема крана на неподвижной колонне с переменным вылетом стрелы

Вертикальная реакция:

$$F_v = Qg + F_T + F_k + F_{пр} = 2 \times 9,8 + 2 + 14 + 88 = 124 \text{ кН.}$$

2. Подбираем подшипники для опорно-поворотного устройства. В соответствии с расчетной схемой и конструкцией верхней опоры (рисунок 3.2), для восприятия вертикальной нагрузки по статической грузоподъемности выбираем упорный подшипник (таблица 1.11). По условию подходит подшипник 8212, для которого $C_0 = 150$ кН. Основные размеры подшипника: $d = 60$ мм; $D = 95$ мм; $H = 26$ мм.

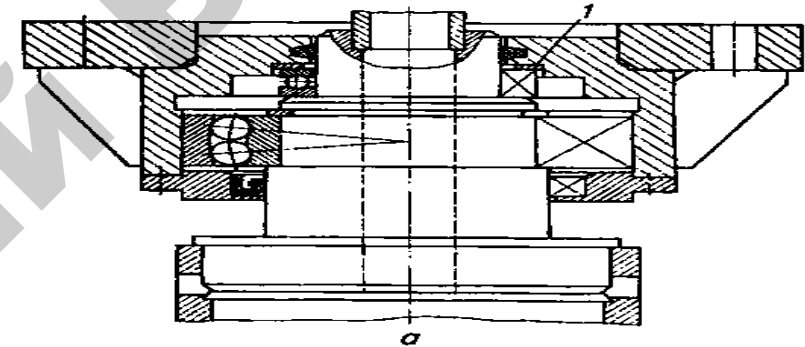


Рисунок 3.2. Конструкция верхней опоры крана на неподвижной колонне и упорном подшипнике на свинцовом кольце: 1 – кольцо

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 подшипник 1220, у которого $C_0 = 37$ кН, что больше $F_h = 11$ кН. Основные размеры подшипника: $d_b = 100$ мм, $D = 180$ мм, $B = 34$ мм.

Для нижней опоры экономически не выгодно использовать подшипники качения, диаметр посадочного отверстия которых $d = D_k = 300$ мм. Поэтому в нижней опоре устанавливаем подшипник скольжения. Предварительно назначаем размеры вкладыша: диаметр цапфы $d_{ц} = D_k = 300$ мм, длина $l_{ц} = 0,7 \cdot d_{ц} = 210$ мм. Принятые размеры проверяем по условию износостойкости вкладыша.

Среднее давление на рабочей поверхности вкладыша должно удовлетворять условию:

$$p = \frac{F_h}{d_{\text{ц}} l_{\text{ц}}} \leq [p];$$

$$p = \frac{11 \times 10^3}{300 \times 210} \approx 0,18 \text{ МПа.}$$

С учетом полученного значения среднего давления вкладыш можно изготовить из чугуна СЧ15, для которого $[p] = 1 \dots 4 \text{ МПа}$.

3. Определяем статический момент сопротивления повороту крана:

$$T_c = T_{Hh} + T_{Bh} + T_{Bv} = F_{nh} f_c d_{\text{ц}} / 2 + F_{bh} f d_B / 2 + F_{bv} f d / 2 =$$

$$= 11 \times 0,1 \times 0,3 / 2 + 11 \times 0,015 \times 0,1 / 2 + 124 \times$$

$$\times 0,015 \times 0,06 / 2 = 0,229 \text{ кН} \cdot \text{м} = 229 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

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:

$$P_{\text{п.ср}} = \frac{T_{\text{п}} \omega_{\text{к}}}{\Psi_{\text{п.ср}} \eta},$$

где угловая скорость крана:

$$\omega_{\text{к}} = \pi n_{\text{к}} / 30 = 3,14 \times 2 / 30 = 0,21 \text{ с}^{-1}.$$

Примем 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:

$$T_{\text{и}} = \frac{(mD^2)_k n_k}{38 t_{\text{п}}} = \frac{136800 \times 2}{38 \times 2,45} \approx 2939 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный к оси вращения крана суммарный маховой момент вращающихся масс крана с грузом:

$$(mD^2)_k = 4[(Q + m_T)L^2 + m_k l_k^2 + m_{\text{пр}} l_{\text{пр}}^2] =$$

$$= 4[(Q + F_T / g)L^2 + F_k l_k^2 / g + F_{\text{пр}} l_{\text{пр}}^2 / g] =$$

$$= 4[(2 \times 10^3 + 2 \times 10^3 / 9,8) \times 3,5^2 + 14 \times 10^3 \times 1,4^2 / 9,8 +$$

$$+ 88 \times 10^3 \times 0,7^2 / 9,8] = 136800 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Допускаемое значение ускорения для монтажных кранов $[a] = 0,1 \dots 0,2 \text{ м/с}^2$, для перегрузочных кранов – $[a] = 0,6 \text{ м/с}^2$.

Время пуска должно быть не более допустимого значения $[t_{\text{п}}] = 4 \dots 10 \text{ с}$.

Задаем ускорение при пуске $a = 0,3 \text{ м/с}^2$. Время пуска:

$$t_{\text{п}} = \omega_{\text{к}} L / a = 0,21 \times 3,5 / 0,3 = 2,45 \text{ с}.$$

Момент сопротивления при пуске:

$$T_{\text{п}} = T_c + (1,1 \dots 1,3) T_{\text{и}} = 229 + 1,2 \times 2939 = 3756 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчетная мощность двигателя:

$$P_{\text{п.ср}} = \frac{T_{\text{п}} \omega_{\text{к}}}{\Psi_{\text{п.ср}} \eta} = \frac{3756 \times 0,21}{1,5 \times 0,75} = 698 \text{ Вт} \approx 0,7 \text{ кВт}.$$

По таблице 27 приложения выбираем ближайший по мощности электродвигатель 4АС90ЛА8У3 с параметрами: мощность $P_{\text{дв}} = 0,9 \text{ кВт}$; частота вращения вала $n_{\text{дв}} = 660 \text{ мин}^{-1}$; маховой момент ротора $(mD^2)_o = 0,027 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $T_{\text{max}} / T_{\text{н}} = 2$, диаметр вала $d = 24 \text{ мм}$.

Номинальный момент на валу двигателя:

$$T_{\text{н}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{0,9 \times 10^3 \times 30}{3,14 \times 660} \approx 13 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Проверяем двигатель по условиям пуска. Время пуска:

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

Маховый момент тормозной муфты определяем при ее выборе. По таблице 56 приложения принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом, у которого диаметр посадочного отверстия $d_m = 22 \dots 28$ мм. Предельный момент муфты $[T_T] = 100$ Н·м, что намного больше величины $1,2T_H = 15,6$ Н·м. Момент инерции муфты $J_M = 0,053$ кг·м²; $(mD^2)_T = 4J_M = 4 \times 0,053 = 0,212$ кг·м². Общее передаточное число привода:

$$u = n_{дв}/n_k;$$

$$u = 660/2 = 330.$$

Следовательно, общий маховой момент:

$$\begin{aligned} (mD^2)_o &= 1,2 \left[(mD^2)_p + (mD^2)_T \right] + \frac{(mD^2)_к}{u^2 \cdot \eta} \\ &= 1,2 \times (0,027 + 0,212) + \frac{136800}{330^2 \times 0,75} = 1,96 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Приведенный к валу двигателя момент сил инерции поворотной части крана:

$$T_H' = [T_H] - T_c' = 19,5 - 0,93 = 18,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный к валу двигателя статический момент сопротивления повороту:

$$T_c' = \frac{T_c \omega_k}{\omega_{дв} \eta} = \frac{229 \times 0,21}{69 \times 0,75} = 0,93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для рассматриваемого случая

$$\omega_{дв} = \pi n_{дв} / 30 = 3,14 \times 660 / 30 = 69 \text{ с}^{-1};$$

$$[T_H] = T_H \Psi_{п.ср} = 13 \times 1,5 = 19,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тогда

$$t_{II} = \frac{(mD^2)_o n_{дв}}{38T} = \frac{1,96 \times 660}{38 \times 18,6} = 1,83 \text{ с}.$$

Ускорение рассчитываем по формуле:

$$a = \omega_k L / t_{II} = 0,21 \times 3,5 / 1,83 = 0,4 \text{ м/с}^2.$$

Поскольку расчетные значения времени пуска и ускорения существенно меньше допустимых, то двигатель выбран верно.

6. Выбираем редуктор. Общее передаточное число привода, установленного на поворотной платформе:

$$u = n_{дв}/n_k = u_p \cdot u_{оп},$$

откуда передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{u}{u_{оп}}.$$

Предварительно назначаем передаточное число открытой зубчатой передачи $z_2/z_1 = 8$, тогда: $u_p = 330/8 = 41,25$.

По таблице 44 приложения в соответствии с кинематической схемой (рисунок 3.3) привода выбираем червячный редуктор Ч-125 с передаточным числом $u_p = 40$ и моментом на тихоходном валу $[T_{тих}] = 850$ Н·м. Это значение момента больше расчетного:

$$T_{тих}' = T_{дв \max} u_p \eta_p = 2T_H u_p \eta_p = 2 \times 13 \times 40 \times 0,72 = 749 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Передаточное число открытой зубчатой передачи:

$$z_2/z_1 = u/u_p = 330/40 = 8,25.$$

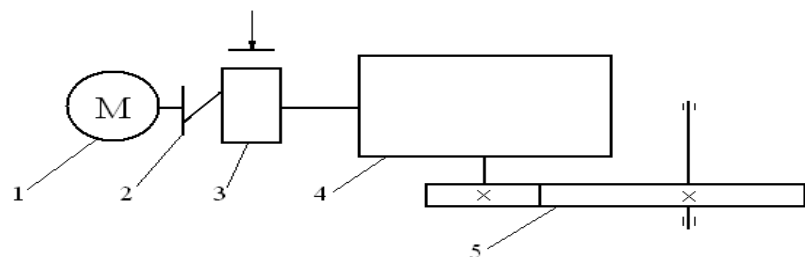


Рисунок 3.3. Кинематическая схема привода механизма поворота крана на неподвижной опоре: 1 – электродвигатель 4АС90ЛА8У3; 2 – муфта МУВП; 3 – тормоз ТКТ-100; 4 – редуктор 4-125; 5 – открытая зубчатая передача

7. Выбираем тормоз. Согласно правилам Проматомнадзора в приводах механизмов поворота обязательно устанавливают тормоз нормально замкнутого типа, подобранный по тормозному моменту:

$$T_{\Gamma} = T_{н.т} - T_{с.т} = 6,4 - 0,52 = 5,88 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где общий момент сил инерции вращающихся масс при торможении, приведенный к валу тормозного шкива, равен:

$$T_{н.т} = \frac{(mD^2)_{о.т} n_{дв}}{38t_{\Gamma}} = \frac{1,23 \times 660}{38 \times 3,33} = 6,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Общий маховый момент всех вращающихся масс крана, приведенный к валу тормозного шкива:

$$\begin{aligned} (mD^2)_{о.т} &= 1,2 \left[(mD^2)_p + (mD^2)_{\Gamma} \right] + (mD^2)_{\kappa} \eta / u^2 = \\ &= 1,2(0,027 + 0,212) + 136800 \times 0,75 / 330^2 = 1,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \end{aligned}$$

время торможения:

$$t_{\Gamma} = \frac{60\beta}{\pi n_{\kappa}} = \frac{60\pi}{9\pi \cdot 2} = 3,33 \text{ с},$$

где β – угол поворота крана за время торможения, равный $\pi/12$ – для легкого режима работы, $\pi/9$ – для среднего и $\pi/6$ – для тяжелого режимов.

Статический момент сопротивления повороту крана при торможении, приведенный к валу тормозного шкива:

$$T_{с.т} = \frac{T_c}{u} \eta = \frac{229}{330} \times 0,75 = 0,52 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По таблицам 58 и 62 приложения выбираем колодочный тормоз ТКТ-100 с тормозным моментом $[T_{\Gamma}] = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Проверку по условиям торможения проводим по общепринятой методике (см. п.1.6.3).

4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА КРАНОВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ

4.1. Устойчивость стационарного полноповоротного крана

Устойчивость стационарных полноповоротных кранов обеспечивается противовесом, а также установкой их на массивном фундаменте. Поэтому при решении задачи следует определить вес противовеса, размеры и вес фундамента для полноповоротного крана (см. рисунок 4.1, а) при следующих исходных данных: грузоподъемность крана $Q = 1$ тонна (вес груза $F = Qg = 1000 \times 9,8 = 9800 \text{ Н} = 9,8 \text{ кН}$); вылет стрелы крана $L = 4 \text{ м}$; вес поворотной части крана $F_k = 20 \text{ кН}$; расстояние от центра тяжести крана (без учета противовеса) до оси вращения $l_k = 1,2 \text{ м}$; расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения крана $l_{пр} = 1,6 \text{ м}$; допустимое напряжение смятия грунта (песок, глина, суглинок) $[\sigma_{см}] = 0,25 \text{ МПа}$; глубина промерзания грунта $h_{п} = 1,2 \text{ м}$.

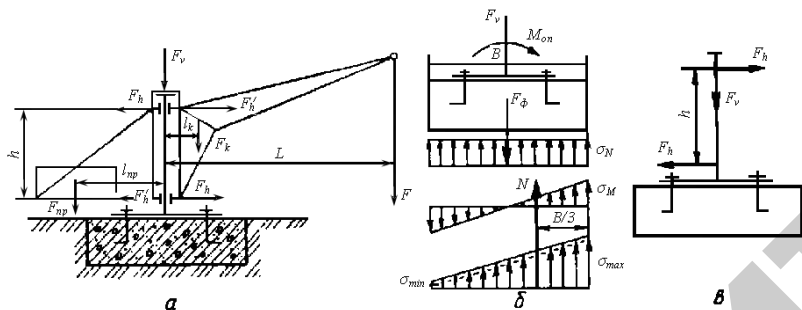


Рисунок 4.1. Схема полноповоротного стационарного крана на неподвижной колонне: а – для расчета противовеса; б, в – для расчета фундамента

Сила тяжести противовеса, исходя из равенства горизонтальных реакций в опорах крана как нагруженного, так и не нагруженного:

$$F_{пр} = \frac{(0,5FL + F_k l_k)}{l_{пр}} = \frac{(0,5 \times 9,8 \times 4 + 20 \times 1,2)}{1,6} \approx 27,25 \text{ кН}.$$

Вертикальная реакция опоры:

$$F_v = F + F_k + F_{пр} = 9,8 + 20 + 27,25 = 57 \text{ кН}.$$

Опрокидывающий момент:

$$M_{оп} = F_h h = 0,5FL = 0,5 \times 9,8 \times 4 = 19,6 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Минимальное значение стороны квадратного основания фундамента (рисунок 4.1, б):

$$B \geq 2,93 \sqrt{\frac{M_{оп}}{[\sigma_{см}]}} = 2,93 \sqrt{\frac{19,6 \times 10^6}{0,25}} = 1241 \text{ мм}.$$

Принимаем $B = 1,5 \text{ м}$.

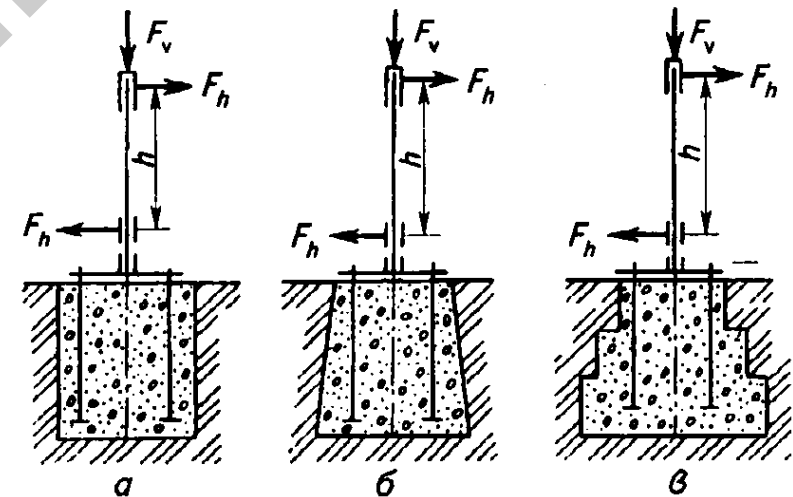


Рисунок 4.2. Возможные профили фундамента: а – прямоугольный; б – четырехгранная усеченная пирамида; в – ступенчатая форма

Таблица 4.1 – Значения допускаемых напряжений смятия грунтов

Грунт	$[\sigma_{см}]$, МПа
Гранит, базальт, диабаз	3
Известняк, песчаник	1...1,5
Щебенчатый (галечниковый) грунт	0,6
Плотно слежавшийся 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

Вес фундамента, обеспечивающий его устойчивость:

$$F_{\phi} = \frac{6K_y M_{оп}}{B} - F_v = \frac{6 \times 1,5 \times 19,6}{1,5} - 57 = 117,6 - 57 = 60,6 \approx 61 \text{ кН},$$

где K_y – коэффициент запаса устойчивости (обычно принимают $K_y \geq 1,5$).

Вес фундамента, выполненного в форме параллелепипеда:

$$F'_{\phi} = B^2 h_{\phi} \rho g = 1,5^2 \times 1,5 \times 2000 \times 9,8 = 66150 \text{ Н} \approx 66 \text{ кН},$$

где h_{ϕ} – высота фундамента, принятая на 0,3 м больше заданной глубины промерзания (1,2 м), $\rho = 1800...2200 \text{ кг/м}^3$ – плотность бетона.

Так как разница величин F'_{ϕ} и F_{ϕ} небольшая, то форму параллелепипеда можно сохранить.

Далее проверяем фундамент на нераскрытие стыка при нагруженном кране:

$$\sigma_{\min} = \sigma'_N - \sigma_M = \frac{F_v + F'_{\phi}}{B^2} - \frac{M_{оп}}{W_{\min}} = \frac{57 + 66}{1,5^2} - \frac{19,6}{0,12 \times 1,5^3} \approx 54,7 - 48,4 \approx 6,3 \text{ МПа}.$$

При ненагруженном кране ($Q = 0$):

$$\sigma_{\min} = \sigma'_N - \sigma_M = \frac{F'_v + F'_{\phi}}{B^2} - \frac{M_{оп}}{W_{\min}} = \frac{47 + 66}{1,5^2} - \frac{19,6}{0,12 \times 1,5^3} \approx 50 - 48,4 \approx 1,6 \text{ МПа},$$

где σ'_N – напряжение смятия от вертикально действующих сил при $Q = 0$, когда $F'_v = F_k + F_{пр}$.

В обоих случаях $\sigma_{\min} > 0$. Следовательно, стык не раскроется. Проверяем фундамент на отсутствие смятия грунта под ним:

$$\sigma_{\max} = \sigma_N + \sigma_{M\max} = \frac{F_v + F_{\phi}}{B^2} + \frac{M_{оп}}{W_{\min}} = \frac{57 + 66}{1,5^2} + \frac{19,6}{0,12 \times 1,5^3} = 54,66 + 48,4 = 103,06 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2} \approx 0,1 \text{ МПа}.$$

Расчетное значение σ_{\max} меньше допустимого $[\sigma_{см}] = 0,25 \text{ МПа}$, следовательно, устойчивость крана обеспечена.

4.2. Устойчивость передвижных кранов и погрузчиков

Правилами Праматомнадзора предусматривается норма устойчивости машины, определяемая коэффициентами грузовой устойчивости ($k_{y1} \geq 1,15$) и собственную устойчивость ($k_{y2} \geq 1,15$).

Пример 1

В рассматриваемом примере следует проверить устойчивость грейферного погрузчика при действии максимальных нагрузок (см. рисунок 4.3).

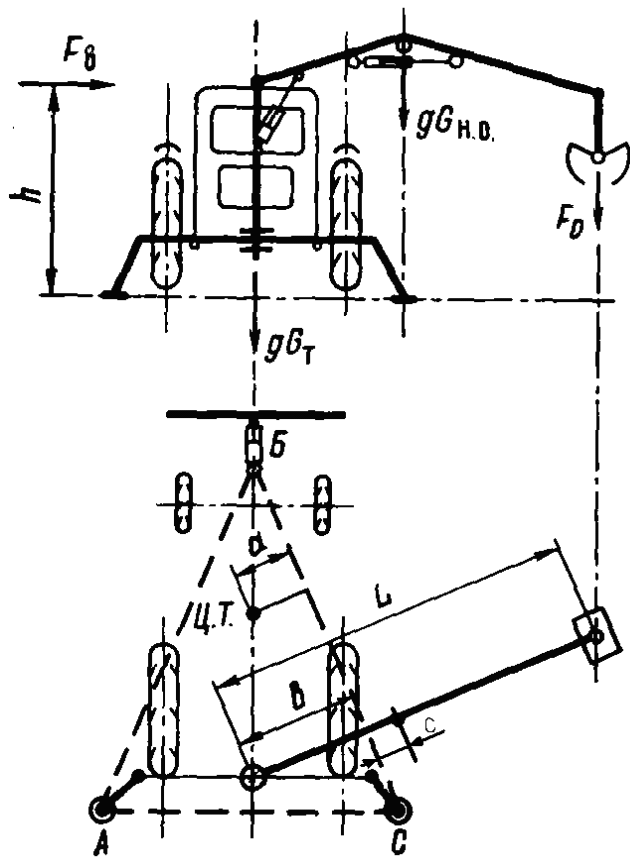


Рисунок 4.3. Схема к проверке устойчивости погрузчика

Дано: масса трактора $G_T = 3000$ кг, масса навесного оборудования $G_{н.о.} = 1600$ кг, отрывное усилие $[F_0] = 14$ кН.

Наименьшая устойчивость у погрузчика будет при расположении стрелы перпендикулярно линии возможного опрокидывания. Размеры плеч моментов равны: вылет стрелы $L = 3,2$ м, расстояние от центра тяжести трактора до линии опрокидывания $a = 1,2$ м, расстояние от оси поворота стрелы до линии опрокидывания $b = 1,5$ м, расстояние от центра тяжести навесного оборудования до линии опрокидывания $c = 0,2$ м, плечо действия ветровой нагрузки $h = 1,5$ м.

Коэффициент грузовой устойчивости определяем по формуле:

$$K_{yl} = \frac{M_T - M_{H.O.} - M_B}{M_{F_0}},$$

где момент от силы тяжести трактора

$$M_T = g \cdot G_T \cdot a = 9,81 \times 3000 \times 1,2 = 35300 \text{ Нм};$$

момент от силы тяжести навесного оборудования

$$M_{H.O.} = g \cdot G_{H.O.} \cdot c = 9,81 \times 1600 \times 0,2 = 3140 \text{ Нм};$$

момент от действия ветровой нагрузки

$$M_B = \rho \cdot A \cdot h = 150 \times 2 \times 1,5 = 450 \text{ Нм},$$

где $\rho = 150$ Па – давление ветра;

$A = 2 \text{ м}^2$ – принятая площадь подветренной стороны погрузчика;

момент от отрывного усилия

$$M_{F_0} = [F_0] \cdot (L - b) = 14000(3,2 - 1,5) = 23800 \text{ Нм}.$$

Подставив цифровые значения, получим:

$$K_{yl} = \frac{35300 - 20400 - 450}{23800} = 1,33 > [1,15].$$

Следовательно, устойчивость обеспечена даже в наихудшем положении стрелы, которое не рекомендуется при работе с отрывом груза. Устойчивость может снизиться при установке погрузчика на косогоре. Действие инерционных сил учтено в суммарной силе отрыва. Если при расчете грузовой устойчивости дополнительные нагрузки не учитываются, то принимается $[k_{yl}] \geq 1,4$.

Пример 2

Проверить собственную устойчивость крана (рисунок 4.4).

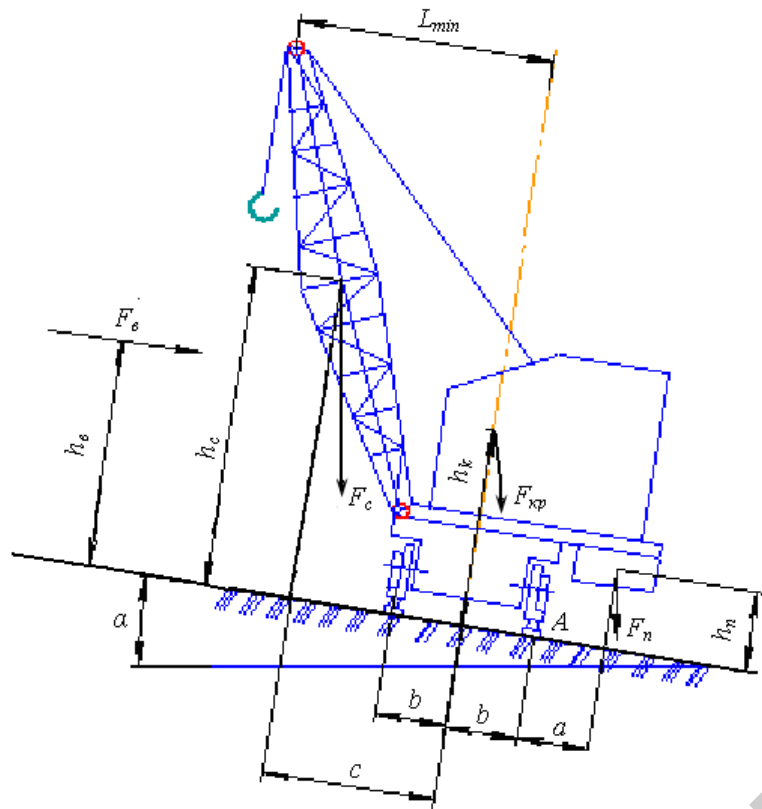


Рис. 4.4. Схема для определения устойчивости крана

Дано: уклон $\alpha = 20^\circ$; вес крана $F_{кр} = 60$ кН; вес стрелы $F_c = 10$ кН; вес противовеса $F_n = 20$ кН; $c = 3,5$ м и $h_c = 4$ м – расстояние центра тяжести стрелы крана; $v = 1,2$ м и $h_k = 2$ м – расстояние центра тяжести крана; $a = 1,0$ м и $h_n = 1,5$ м – расстояние центра тяжести противовеса крана; $h_b = 3,2$ м – плечо действия ветровой нагрузки.

Собственную устойчивость крана проверяют при минимальном вылете стрелы, повернутой в сторону уклона противовеса и действующей ветровой нагрузке в том же направлении (см. рисунок 4.4).

Коэффициент собственной устойчивости определяют как отношение суммы моментов, восстанавливающих устойчивость крана,

к сумме моментов, опрокидывающих его относительно ребра опрокидывания (через точку A).

$$K_{y2} = \frac{M_c + M_{кр}}{M_n + M_b} \geq [K_{y2}],$$

где M_c – восстанавливающий момент от действия веса стрелы:

$$M_c = F_c [(v + c) \cos \alpha - h_c \sin \alpha] = 10000 [(1,2 + 3,5) \cos 20^\circ - 4 \times \sin 20^\circ] = 27490 \text{ Нм};$$

$M_{кр}$ – восстанавливающий момент от веса крана:

$$M_{кр} = F_{кр} (v \cos \alpha - h_k \sin \alpha) = 60000 (1,2 \cos 20^\circ - 2 \sin 20^\circ) = 26820 \text{ Нм};$$

M_n – опрокидывающий момент от веса противовеса:

$$M_n = F_n (a / \cos \alpha + h_n \sin \alpha) = 20000 (1,0 / \cos 20^\circ + 1,5 \times \sin 20^\circ) = 31484 \text{ Нм};$$

M_b – опрокидывающий момент от действия ветровой нагрузки:

$$M_b = \rho \cdot A \cdot h_b = 150 \times 6 \times 3,2 = 2880 \text{ Нм},$$

где $\rho = 150$ Па – давление ветра;

$A = 6 \text{ м}^2$ – принятая площадь подветренной стороны крана.

Подставив цифровые значения, получим:

$$K_{y2} = \frac{27490 + 26820}{31484 + 2880} = 1,58 > [1,15],$$

т. е. собственная устойчивость крана при заданных условиях будет обеспечена.

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

5.1. Расчет металлоконструкций пролетного типа

Расчитать металлоконструкцию пролетного типа — кран-балки (рисунок 5.1) при следующих исходных данных: грузоподъемность $Q = 2$ т; вес тележки $F_T = 8$ кН; 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 действуют статическая нагрузка от сил тяжести груза, тележки-тельфера, балки, а также динамические нагрузки в вертикальной плоскости при подъеме груза «с подхватом» и в горизонтальной — при разгоне и торможении кран-балки.

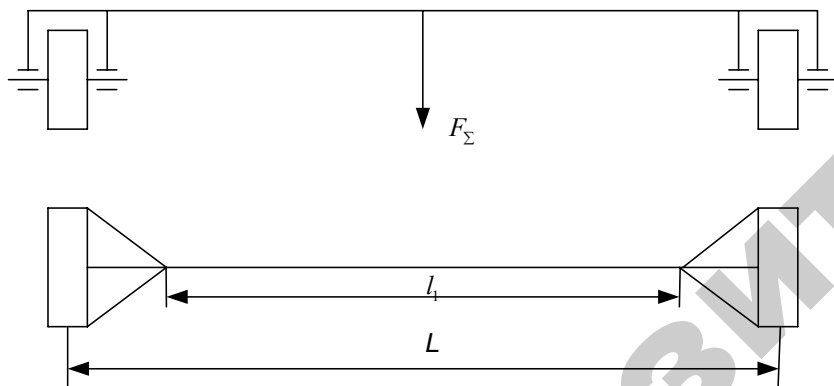


Рисунок 5.1. Схема кран-балки

Несущий двутавр испытывает деформации изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Допустимые напряжения при легком и среднем режимах работы, рекомендуемые для стали Ст3, $[\sigma] = 160 \dots 170$ МПа, для тяжелого и весьма тяжелого режимов — $[\sigma] = 140$ МПа.

Изгибающий момент при нахождении тележки посередине пролета балки

$$M = \frac{(\psi_d F_{гр} + F_T) \cdot L}{4} = \frac{(1,3 \times 20000 + 8000) \times 12,5}{4} = 106\,250 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где ψ_d — коэффициент динамичности принимаемый в зависимости от режима работы механизма подъема:

Режим работы	легкий	средний	тяжелый
ψ_d	1,2	1,3	1,4

Момент сопротивления сечения балки при подъеме груза «с подхватом»:

$$W_x = \frac{M}{\psi_\sigma [\sigma]} = \frac{106250 \times 10^3}{0,71 \times 165} = 885 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Из таблицы 65 приложения по моменту сопротивления выбираем двутавр № 40, у которого $W_x = 953 \times 10^3 \text{ мм}^3$, $W_y = 86,1 \times 10^3 \text{ мм}^3$, масса 1 м длины — 57 кг.

Изгибающий момент с учетом коэффициента динамичности и веса несущей балки

$$M = \frac{(\psi_d F_{гр} + F_T) \cdot L}{4} + \frac{F_M L}{8} = \frac{(1,3 \times 20000 + 8000) \times 12,5}{4} + \frac{7000 \times 12,5}{8} = 117\,383 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где F_M — сила тяжести моста:

$$F_M = q \cdot g \cdot L = 57 \times 9,8 \times 12,5 \approx 7000 \text{ Н}.$$

С учетом веса двутавра определяем действительные напряжения:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{117\,383 \times 10^3}{953 \times 10^3} = 123 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого $[\sigma] = 160$ МПа.

Проверка балки на прочность в режиме неустановившегося движения. При торможении кран-балки с грузом основная балка испытывает деформации изгиба в вертикальной плоскости от веса груза, тельфера, самой балки и от сил инерции $F_{и}$ в горизонтальной

плоскости. Суммарное напряжение изгиба определяем по формуле как сумму напряжений от изгибающих моментов по плоскостям.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости при нахождении тельфера в среднем положении балки:

$$M_X = \frac{(F_{гр} + F_T) \cdot L}{4} + \frac{F_M L}{8} = \frac{(20000 + 8000) \times 12,5}{4} + \frac{7000 \times 12,5}{8} = 98663 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Примем ускорение при разгоне-торможении $a_T = 0,4 \text{ м/с}^2$. Тогда сила инерции в горизонтальной плоскости

$$F_{и} = (Q + m_T + q_l) \cdot a_T = (2000 + 800 + 57 \times 6) \times 0,4 = 1257 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент от силы инерции

$$M_Y = \frac{F_{и} \cdot l_1}{4} = \frac{1257 \times 6}{4} = 1885 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарное напряжение изгиба

$$\begin{aligned} \sigma_{и} &= \sigma_{иx} + \sigma_{иy} = \frac{M_X}{\psi_{\sigma} \cdot W_X} + \frac{M_Y}{W_Y} \\ &= \frac{98\,633 \times 10^3}{0,75 \times 953 \times 10^3} + \frac{1885 \times 10^3}{86,1 \times 10^3} = 160 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где ψ_{σ} – коэффициент снижения допускаемых напряжений для балок, не имеющих вспомогательных элементов, обеспечивающих устойчивость в горизонтальной плоскости, принимаемый в зависимости от длины свободного участка l :

$l, \text{ м}$	3	4	5	6	7	8	9	≥ 10
ψ_{σ}	0,91	0,89	0,82	0,75	0,64	0,54	0,48	0,44

Расчет горизонтальных раскосов моста. Половина горизонтальной силы инерции $F_{и}$ воспринимается раскосами балки 1 и 3 (рисунок 5.2), т.е.

$$F = 0,5 \cdot F_{и} = 0,5 \times 1257 = 628,5 \text{ Н}.$$

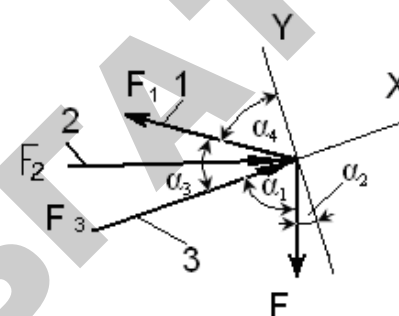


Рисунок 5.2. Схема нагружения раскосов балки

В данном примере угол между раскосами и балкой равен 20° .

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. $\sum P_x = 0$ и $\sum P_y = 0$.

Сумма проекций сил на ось $Y - F \cos \alpha_2 + F_1 \cos \alpha_4 = 0$, откуда

$$F_1 = \frac{F \cos \alpha_2}{\cos \alpha_4} = \frac{628,5 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 50^\circ} = 919 \text{ Н}.$$

Сумма проекций на ось $X - F_3 - F_1 \cos \alpha_3 - F \cos \alpha_1 = 0$, откуда

$$F_3 = F_1 \cos \alpha_3 + F \cos \alpha_1 = 919 \cdot \cos 40^\circ + 628,5 \cdot \cos 70^\circ = 919 \text{ Н}.$$

Наиболее опасен раскос 3, работающий на сжатие. Для него должны выполняться условия по предельно допустимым значениям гибкости и прочности. Принимая значение допустимой гибкости $[\lambda] = 120$, определим минимальный радиус инерции уголка. В этом случае коэффициент, учитывающий способ заделки стержня, $\mu = 1$

(рисунок 5.6). Длину раскоса определяем из геометрических соотношений стержней металлоконструкции:

$$l = \frac{L - l_1}{2 \cdot \cos 20^\circ} = \frac{12,5 - 6}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 3,46 \text{ м.}$$

Радиус инерции

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l}{[\lambda]} = \frac{1 \times 3,46 \times 10^3}{120} = 28,8 \text{ мм.}$$

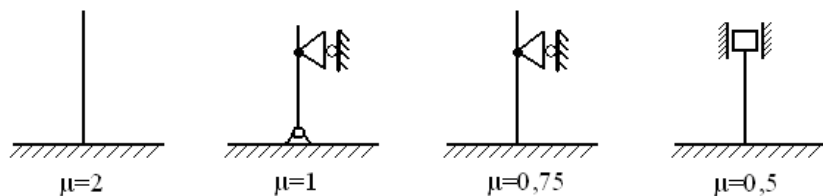


Рисунок 5.6. Способы заделки стержней

Этому требованию удовлетворяет уголок № 16 (по ГОСТ 8509–93), у которого $r_{\min} = 31,2$ мм (таблица 71 приложения).

С целью повышения устойчивости раскосов металлоконструкцию следует дополнить стержнями 4 (рисунок 5.3), тем самым вдвое уменьшив расчетную длину сжатого стержня – $l = \frac{3,46}{2} = 1,73$ м.

Необходимый минимальный радиус инерции также уменьшается:

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l}{[\lambda]} = \frac{1 \times 1,73 \times 10^3}{120} = 14,4 \text{ мм.}$$

Подбираем уголок № 7,5. Размеры полок 75×75 мм; толщина полок $d = 8$ мм; площадь сечения $A = 1150$ мм²; $r_{\min} = 14,7$ мм; масса 1 м длины $q = 9,02$ кг. Проверяем сжатый раскос на прочность. С этой целью определяем расчетную гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{r_{\min}} = \frac{1 \times 1,73 \times 10^3}{14,7} = 117,6 \text{ и уточняем значение коэффициента}$$

ϕ (таблица 5.1). При $[\sigma_T] = 240$ МПа $\phi = 0,45$. Приняв для стали Ст3 допустимое значение напряжения $[\sigma] = 160$ МПа, находим $[\sigma_{сж}] = \phi \cdot [\sigma] = 0,45 \times 160 = 72$ МПа.

Таблица 5.1 – Значение коэффициента ϕ при сжатии стержней различной гибкости

Гибкость стержня λ	Предел текучести стали $[\sigma_T]$, 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

Расчетные напряжения сжатия:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_3}{A} = \frac{919}{1150} = 0,8 \text{ МПа,}$$

что меньше допустимого значения. Следовательно, прочность стержня обеспечена.

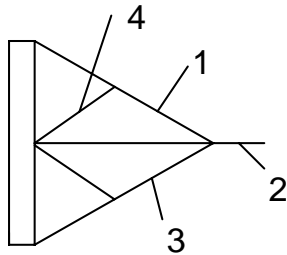


Рисунок 5.3. Схема усиления металлоконструкции дополнительными раскосами

5.2. Расчет металлоконструкции консольного типа

Рассчитать металлоконструкцию консольного типа (рисунок 5.4) при следующих исходных данных: грузоподъемность $Q = 2$ т; сила натяжения каната $S_k = 10,4$ кН; высота подъема $H = 4$ м; вылет стрелы $L = 3,5$ м; вес тележки $F_T = 2$ кН; вес крана $F_{кр} = 18,75$ кН; вес противовеса $F_{пр} = 47$ кН; расстояние до центра тяжести от оси вращения стрелы $l_{стр} = 0,9$ м, противовеса – $l_{пр} = 1,4$ м; расстояние между опорами крана $h = 1,4$ м; частота вращения крана $n_{кр} = 2$ мин⁻¹; режим работы – средний.

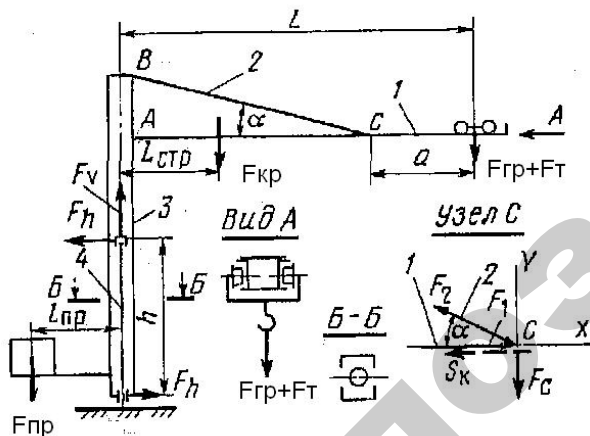


Рисунок 5.4. Схема поворотного крана на колонне

Металлоконструкция крана состоит из поворотной колонны со стрелой и неподвижной колонны. Стрела 1 сварена из сдвоенных швеллеров, по нижним полкам которых перекачивается тележка. Расстояние между швеллерами определяется 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 (рисунок 5.4). Нижний конус служит для установки колонны в опорную плиту. Конец верхнего конуса колонны используют для монтажа подшипников верхней опоры.

Определение реакций в опорах крана и усилий в элементах металлоконструкции. Вертикальную реакцию определяем как сумму сил тяжести всех составляющих частей крана:

$$F_V = F_{гр} + F_T + F_{кр} + F_{пр} = 20 + 2 + 18,75 + 47 = 87,75 \text{ кН},$$

где $F_{гр} = Q \cdot g$ – вес груза.

Горизонтальные реакции F_h зависят от опрокидывающего момента и расстояния между опорами h . Опрокидывающий момент

$$\begin{aligned} M_{оп} &= (F_{гр} + F_T) \cdot L + F_{кр} \cdot l_{стр} - F_{пр} \cdot l_{пр} = \\ &= (20 + 2) \times 3,5 + 18,75 \times 0,9 - 47 \times 1,4 = 28,1 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Горизонтальная реакция

$$F_h = \frac{M_{оп}}{h} = \frac{28,1}{1,4} = 20,07 \text{ кН}.$$

Поскольку элементы металлоконструкции крана представляют собой спаренные профили, то усилия можно определить для одного профиля.

На элементы металлоконструкции действуют наибольшие нагрузки при максимальном вылете стрелы. Определим эквивалентную силу F_C , приложенную в точке С, которая находится от конца стрелы на расстоянии:

$$a = \frac{L}{5} = \frac{3,5}{5} = 0,7 \text{ м};$$

$$F_C = \frac{(\Psi_D \cdot F_{гр} + F_T) \cdot L}{L - a} = \frac{(1,3 \times 20 + 2) \times 3,5}{3,5 - 0,7} = 35 \text{ кН}.$$

Используя метод вырезания узлов, находим усилия в стержнях. 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.

$$F_C - F_2 \sin \alpha = 0.$$

Примем $\alpha = 25^\circ$.

Следовательно, растягивающая стержень 2 сила

$$F_2 = \frac{F_C}{\sin \alpha} = \frac{35}{\sin 25^\circ} = 82,82 \text{ кН}.$$

Из суммы проекций на ось X находим

$$F_1 = F_2 \cdot \cos \alpha + S_K = 82,82 \cdot \cos 25^\circ + 10,4 = 85,5 \text{ кН}.$$

Расчет основного стержня стрелы 1. При креплении растяжки к стреле на расстоянии $a_2 = \frac{L}{5}$ (рисунок 5.5), основной стержень

при подъеме груза испытывает напряжения изгиба в консольной части и изгиба со сжатием на участке от точки крепления растяжки до вращения колонны.

При проектировочном расчете, пренебрегая напряжением сжатия, определяем для стержня 1 момент сопротивления изгибу W_x . При этом наибольший изгибающий момент в точке C консольной части стрелы:

$$M = (\Psi_D \cdot F_{гр} + F_T) \cdot a_2 = (1,3 \times 20 + 2) \times 0,7 = 19,6 \times 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления одного швеллера стержня

$$W_x = \frac{M}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{19600 \times 10^3}{2 \times 160} = 61,25 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Выбираем швеллер № 14 (таблица 72 приложения), для которого $J_x = 491 \times 10^4 \text{ мм}^4$, $W_x = 70,2 \times 10^3 \text{ мм}^3$, $A = 1560 \text{ мм}^2$, $r_{\max} = i_x = 56 \text{ мм}$, $r_{\min} = i_y = 17 \text{ мм}$.

Стрела на участке от узла C до колонны нагружена изгибающим моментом M и сжимающей силой F_1 . На конце стрелы суммарная нагрузка $F_\Sigma = \Psi_D \cdot F_{гр} + F_T = 1,3 \times 20 + 2 = 28 \text{ кН}$. Стрелу можно представить как двухопорную балку с вынесенной правой консолью (рисунок 5.5). Функцию растяжки выполняет опора C . В курсе «Сопротивление материалов» такую задачу рассматривают как продольно-поперечный изгиб. В этом случае суммарное напряжение, возникающее в двоянных швеллерах,

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_1}{A} + \frac{F_1 \cdot y}{W_x \cdot \left(1 - \frac{F_1}{F_3}\right)},$$

где y – прогиб балки, мм.

Эйлерова сила сжатия при потере устойчивости стержня из двух швеллеров

$$F_3 = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_x}{a_1^2} = \frac{3,14^2 \times 2,1 \times 10^5 \times 982 \times 10^4}{2,8^2 \times 10^6} = 2593,4 \times 10^3 \text{ Н}.$$

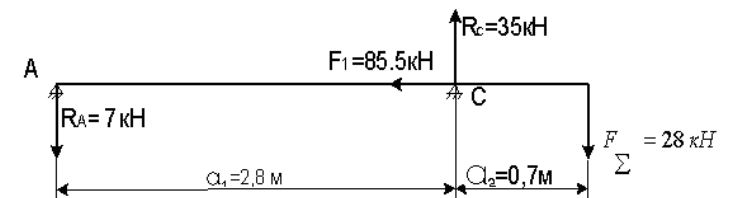


Рисунок 5.5. Схема нагружения участка стрелы

Для определения суммарного напряжения необходимо знать максимальный прогиб y между опорами. Воспользуемся универсальными уравнениями изогнутой балки:

$$E \cdot J_x \cdot \theta = E \cdot J_x \cdot \theta_0 + \frac{R_1 \cdot z^2}{2};$$

$$E \cdot J_x \cdot y = E \cdot J_x \cdot y_0 + E \cdot J_x \cdot \theta_0 \cdot z_0 + \frac{R_1 \cdot z^3}{6},$$

где z – координата рассматриваемого сечения.

За начало координат принята левая опора A .

Реакции в опорах балки:

$$R_A = \frac{F_{\Sigma} \cdot a_2}{a_1} = \frac{28 \times 0,7}{2,8} = 7 \text{ кН};$$

$$R_C = F_C = 35 \text{ кН}.$$

Прогиб балки в опорах $y = 0$ при $z = 0$ и $z = 2,8$ м. Тогда второе универсальное уравнение примет вид:

$$E \cdot J_x \cdot \theta_0 \cdot z = -\frac{R_1 \cdot z^3}{6},$$

откуда угол поворота сечения в начале координат (здесь $R_1 = R_A$):

$$\theta_0 = -\frac{R_A \cdot z^2}{6 \cdot E \cdot J_x} = -\frac{7 \times 2,8^2 \times 10^9}{6 \times 2,1 \times 10^5 \times 982 \times 10^4} = -0,0044.$$

Учитывая, что при максимальном прогибе балки угол поворота сечения равен нулю, определим его координату $z_{y_{\max}}$. Из первого универсального уравнения следует:

$$E \cdot J_x \cdot \theta_0 + \frac{R_A \cdot z_{y_{\max}}^2}{2} = 0,$$

откуда

$$z_{y_{\max}} = \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot J_x \cdot \theta_0}{R_A}} = \sqrt{\frac{2 \times 2,1 \times 10^5 \times 982 \times 10^4 \times 0,0044}{7 \cdot 10^3}} = 1610 \text{ мм}.$$

Для этого сечения найдем значение суммарного напряжения. Максимальный прогиб вычислим из уравнения

$$E \cdot J_x \cdot y_{\max} = E \cdot J_x \cdot \theta_0 \cdot z_{y_{\max}} + \frac{R_A \cdot z_{y_{\max}}^3}{6},$$

откуда

$$y_{\max} = \frac{\theta_0 \cdot z_{y_{\max}} + R_A \cdot z_{y_{\max}}^3}{6 \cdot E \cdot J_x} = \frac{0,0044 \times 1610 + 7 \times 10^3 \times 1610^3}{6 \times 2,1 \times 10^5 \times 982 \times 10^4} = 2,4 \text{ мм}.$$

Изгибающий момент в рассматриваемом сечении

$$M = R_A \cdot z_{y_{\max}} = 7 \times 10^3 \times 1610 = 11,33 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Тогда суммарное напряжение

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_1}{A} + \frac{F_1 \cdot y}{W_x \cdot \left(1 - \frac{F_1}{F_3}\right)} = \frac{11,33 \times 10^6}{140,4 \times 10^3} + \frac{85500}{3120} + \frac{85500 \times 2,4}{140,4 \times 10^3 \times \left(1 - \frac{85500}{2593,4 \times 10^3}\right)} = 110 \text{ МПа},$$

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 имеет вид:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_1}{A} = \frac{19,6 \times 10^6}{140,4 \times 10^3} + \frac{85500}{3120} = 167 \text{ МПа}.$$

Перегрузка стержня

$$\Delta = \frac{\sigma - [\sigma]}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{167 - 160}{160} \times 100\% = 4,4\%,$$

что допустимо.

Расчет растяжки 2. Условие прочности для одного уголка растяжки имеет вид:

$$\sigma = \frac{F_2}{2 \cdot A_2} \leq [\sigma],$$

откуда площадь профиля уголка

$$A_2 = \frac{F_2}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{82,82 \times 10^3}{2 \times 160} = 258,8 \text{ мм}^2.$$

По каталогу сортамента (таблица 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 $h = 0,4 \cdot L = 0,4 \times 3,5 = 1,4 \text{ м}$. 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 напряжения сжатия, то при проектировочном расчете определяем размеры опасного сечения колонны только из условия прочности на изгиб по пониженному допустимому напряжению.

Изгибающий момент в опасном сечении

$$\begin{aligned} M &= (F \cdot \psi_D + F_T) \cdot L + F_{кр} \cdot l_{стр} - F_{пр} \cdot l_{пр} = \\ &= (20 \times 1,3 + 2) \times 3,5 + 18,75 \times 0,9 - 47 \times 1,4 = 49,1 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Момент сопротивления

$$W = \frac{M}{[\sigma]} = \frac{49,1 \times 10^6}{160} = 307 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Диаметр опасного сплошного сечения

$$D = \sqrt[3]{\frac{W}{0,1}} = \sqrt[3]{\frac{307000}{0,1}} = 145,3 \text{ мм}.$$

81

Принимаем $D = 150 \text{ мм}$, для которого

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{3,14 \times 150^3}{32} = 331\,172 \text{ мм}^3.$$

$$\text{Площадь сечения } A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \times 150^2}{4} = 17662,5 \text{ мм}^2.$$

Подбор подшипников верхней опоры. Подшипники крана подбирают по статической грузоподъемности C_0 , которая должна быть не менее реакции соответствующей опоры. По вертикальной реакции $F_v = 87,85 \text{ кН}$ 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 $F_h = 20,07 \text{ кН}$ подбираем шариковый двухрядный сферический подшипник № 1215 ($C_0 = 21,8 \text{ кН}$). Размер 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 λ , полагая, что она равна гибкости цилиндрической колонны, диаметр которой равен диаметру среднего сечения колонны конусной формы: $D_{ср} = 0,5 \times (150 + 90) = 120 \text{ мм}$.

Радиус инерции среднего сечения колонны

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{D_{ср}}{4} = \frac{120}{4} = 30 \text{ мм}.$$

Гибкость колонны

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{r} = \frac{2 \times 1400}{30} = 93,3.$$

По таблице 5.1 принимаем $\varphi = 0,6$.

82

Определим суммарное напряжение:

$$\sigma = \frac{M}{W_x} + \frac{F_v}{\varphi \cdot A} = \frac{49,1 \times 10^6}{331172} + \frac{87,75 \times 10^3}{0,6 \times 17662,5} = 156,5 \text{ МПа.}$$

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 $M_{\text{ОП}}$ и вертикальная сила, равная реакции F_V . Для этого случая нагружения условие прочности имеет вид:

$$\sigma = \frac{M_{\text{ОП}}}{W_x} + \frac{F_V}{\varphi \cdot A} \leq [\sigma].$$

Предположим, что швеллеры колонны стоят один от другого на некотором расстоянии и сварены между собой накладными планками, образуя единое сечение.

По прочности на изгиб момент сопротивления колонны:

$$W_x = \frac{M_{\text{ОП}}}{[\sigma]} = \frac{49,1 \times 10^6}{160} = 306,875 \times 10^3 \text{ мм}^3.$$

Для одного профиля $W_{\text{ш1}} = 153\,437 \text{ мм}^3$. Этому условию удовлетворяет швеллер № 20а (см. таблицу 72 приложения), у которого $W_{\text{ш1}} = 167\,000 \text{ мм}^3$, $A = 2520 \text{ мм}^2$, $r_x = 81,5 \text{ мм}$.

Уточняем действительную гибкость стержня:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{r_{\text{min}}} = \frac{1 \times 3000}{81,5} = 36,8.$$

Проверяем сечение колонны на прочность с учетом сдвоенности при $\varphi = 0,914$.

$$\sigma = \frac{M_{\text{ОП}}}{W_x} + \frac{F_V}{2 \cdot \varphi \cdot A} = \frac{49,1 \times 10^6}{2 \times 167000} + \frac{87,75 \times 10^3}{2 \times 0,914 \times 2520} = 166,05 \text{ МПа.}$$

При $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ перегрузка составит 3,8 %, что допустимо. Следовательно, колонна имеет достаточную прочность.

6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОГО СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА

Рассчитать цепной скребковый конвейер (рисунок 6.1) 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 $L_{\text{Г}} = 2 \text{ м}$. Угол наклона наклонной части $\beta = \text{arctg} [H/(L - L_{\text{Г}})] = \text{arctg} [5/(15 - 2)] = 21^\circ$, длина наклонного участка $L_{\text{Н}} = (L - L_{\text{Г}})/\cos \beta = (15 - 2)/\cos 21^\circ = 14 \text{ м}$.

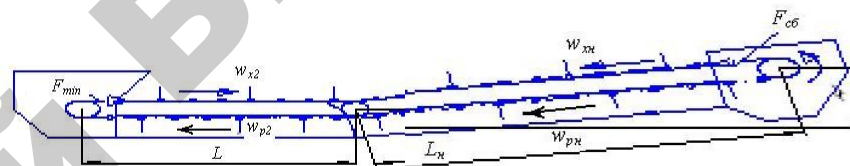


Рисунок 6.1. Схема скребкового конвейера

1. **Размеры скребков.** Задавая скорость тягового элемента $v = 0,7 \text{ м/с}$, находим ширину скребка:

$$b_{\text{ск}} = \sqrt{\frac{\kappa Q}{3600 v \rho \psi C_{\beta}}} = \sqrt{\frac{2 \times 15}{3600 \times 0,7 \times 0,8 \times 0,65 \times 0,6}} = 0,195 \text{ м,}$$

где $\kappa = b_{\text{ск}}/h_{\text{ск}} = 2$ – принимаем из диапазона $\kappa = 1,7 \dots 6$ (меньшее значение для сыпучих материалов); $C_{\beta} = 0,65$ – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера на производительность (таблица 6.1); $\psi = 0,6$ – коэффициент заполнения желоба для легкосыпучих грузов (для легкосыпучих мелких грузов – 0,5...0,6; для плохосыпучих – 0,7...0,8).

Таблица 6.1 – Значение коэффициента C_{β}

β , град	0	10	20	30	35	40
C_{β} для груза: легкосыпучего	1	0,85	0,65	0,5	-	-
плохосыпучего, кускового	1	1	1	0,75	0,6	0,5

В качестве рабочего органа принимаем высокий скребок прямоугольной формы для порционного волочения. Расчетная высота скребка $h_{СК} = b_{СК}/k = 0,195/2 = 0,098 = 98$ мм.

Из ряда 120×71 ; 150×75 ; 160×90 ; 200×100 ; 260×100 мм принимаем размеры скребков: $h_{СК} = 100$ мм, $b_{СК} = 200$ мм. Желоб конвейера в поперечном сечении выполняем по форме скребка, изготавливаем его из листовой стали. Зазор между скребком и боковыми стенками желоба принимаем 5 мм.

Уточняем скорость тягового элемента по формуле:

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot b_{СК} \cdot \psi \cdot C_{\beta} \cdot h_{СК\rho}} = \frac{15}{3600 \times 0,8 \times 0,65 \times 0,6 \times 0,1 \times 0,2} = 0,67 \text{ м/с.}$$

Из условия обеспечения наибольшего заполнения желоба грузом принимаем $t_{СК} = 6t$ (t – шаг цепи).

2. Сопротивления движению тягового органа. Общее сопротивление движению тягового органа можно определить как сумму сопротивлений на отдельных прямолинейных участках (рисунок 6.1).

Сопротивление движению груза и тягового органа (цепи) на рабочем наклонном участке длиной $L_{Р.Н.} = 14$ м

$$W_{Р.Н.} = L_{Р.Н.} g (q + q_{ц}) (\xi \cos \beta + \sin \beta) = 14 \times 9,81 (6,22 + 5) (0,6 \times 0,93 + 0,36) = 1415 \text{ Н,}$$

где q – линейная плотность груза: $q = Q/(3,6v) = 15/(3,6 \times 0,67) = 6,22$ кг/м; $q_{ц}$ – линейная плотность тягового органа со скребком: для одноцепочного тягового органа $q_{ц} = (0,5 \dots 0,8)$; $q = 0,8 \times 6,22 = 5$ кг/м; $\xi = 0,6$ – коэффициент сопротивления движению груза по желобу: для скребокных конвейеров $\xi = 0,3 \dots 1$, для катковых цепей – $0,1 \dots 0,13$, для цепей без катков – $0,24 \dots 0,4$.

Сопротивление движению груза и тягового органа на рабочем горизонтальном участке длиной $L_{Р.Г.} = 2$ м.

$$W_{Р.Г.} = g \cdot L_{Р.Г.} (q + q_{ц}) \xi = 9,81 \times 2 (6,22 + 5) 0,6 = 132 \text{ Н.}$$

Сопротивление движению холостой ветви тягового органа на горизонтальном участке длиной $L_{Х.Г.} = 2$ м:

$$W_{Х.Г.} = L_{Х.Г.} g q_{ц} \xi_{ц} = 2 \times 9,81 \times 5 \times 0,3 = 29,4 \text{ Н,}$$

где $\xi_{ц} = 0,3$ – коэффициент трения цепи без катков.

Сопротивление движению холостой ветви тягового органа на наклонном участке длиной $L_{Х.Н.} = 14$ м:

$$W_{Х.Н.} = q_{ц} L_{Х.Н.} g (\xi_{ц} \cos \beta - \sin \beta) = 5 \times 14 \times 9,81 (0,3 \times 0,93 - 0,36) = -55,6 \text{ Н.}$$

Знак « \rightarrow » показывает, что сила $W_{Х.Н.}$ способствует движению тягового органа, т.е. является движущей силой.

3. Окружная сила на ведущей звездочке

$$F_t = \xi_0^m \sum_{i=1}^n W_i = \xi_0^m [W_{Р.Н.} + W_{Р.Г.} + W_{Х.Г.} + (-W_{Х.Н.})] = 1,1^2 (1415 + 132 + 29,4 - 55,6) = 1840 \text{ Н,}$$

где $\xi_0 = 1,05 \dots 1,1$ – коэффициент сопротивления на натяжной и отклоняющей звездочках, учитывающий потери в шарнирах цепи при их огибании и потери в подшипниках;

m – число звездочек, кроме ведущей.

4. Расчетная мощность двигателя при $\eta_m = 0,9$:

$$P = \frac{F_t v}{1000 \eta_m \eta_{зв}} = \frac{1840 \times 0,67}{1000 \times 0,9 \times 0,98} = 1,4 \text{ кВт,}$$

где $\eta_m = 0,9$ – КПД передаточного механизма;

$\eta_{зв} = 0,98$ – КПД ведущей звездочки.

5. Усилия в тяговом органе. Минимальное натяжение цепи определяем из условия устойчивости скребка при $\theta = 3^\circ$ и $t_{СК} = 6t$:

$$F_{\min} = (q + q_{ц}) g \cdot t_{СК} (\xi \cos \beta + \sin \beta) h_{СК} / (t \cdot \text{tg} \theta) = (6,22 + 5) \times 9,81 \times 6 \times (0,6 \times 0,93 + 0,36) 0,1 / 0,052 = 1166 \text{ Н,}$$

где $[\theta] = 2 \dots 3^\circ$ – допустимый угол отклонения скребка; $t_{СК}$ и t – соответственно шаг чередования скребков и шаг цепи. Можно принять $t_{СК} = (1 \dots 2)_{\text{вск}}$ или $t_{СК} = (4, 6, 8 \text{ или } 10) t$ в зависимости от вида тяговой цепи.

Усилие в сбегающей ветви тягового органа для рассматриваемого случая

$$F_{сб} = F_{\min} - W_{Х.Г.} + W_{Х.Н.} = 1166 - 29,4 + 55,6 = 1192 \text{ Н.}$$

Усилие в набегающей ветви тягового органа

$$F_{нб} = F_t + F_{сб} = 1840 + 1192 = 3032 \text{ Н.}$$

6. **Выбор цепи.** Принимаем коэффициент запаса прочности $[n] = 6$; для горизонтальных конвейеров неответственного назначения – 5...6; для конвейеров ответственного назначения и с наклонными участками – 7...10.

Определяем расчетное разрушающее усилие в цепи:

$$F_p = F_{\max} [n].$$

Максимальное усилие в цепи:

$$F_{\max} = F_{\text{нб}} + F_d,$$

где F_d – динамическое усилие в цепи.

Поскольку шаг цепи t неизвестен, то ориентировочно принимаем

$$F_d = F_{\text{нб}}.$$

Тогда

$$F_p = 2F_{\text{нб}} [n] = 2 \times 3032 \times 6 = 36384 \text{ Н.}$$

По значению F_p выбираем приводную роликую длиннозвенную цепь ТРД-38-4000-2-2-6 (таблица 94 приложения) с параметрами: $t = 38,1$ мм; $[F_p] = 4000$ Н = 40 кН; $q_{\text{ц}} = 2,1$ кг.

Далее определяем действующую в цепи динамическую нагрузку:

$$F_d = 1,5 m t \omega_{\text{зв}}^2 = 1,5 \times 167 \times 0,038(5,5)^2 = 288 \text{ Н,}$$

где $m = (q - 2q_{\text{ц}})L_{\Sigma} = (6,22 + 2 \times 2,1) \times 16 = 167$ кг;

$$L_{\Sigma} = L_H + L_T = 14 + 2 = 16 \text{ м;}$$

$$\omega_{\text{зв}} = 2v / D_{\text{зв}} = 2 \times 0,67 / 0,24 = 5,5 \text{ с}^{-1};$$

$$D_{\text{зв}} = t / \sin(180^\circ / z) = 38,1 / \sin(180 / 20) = 243,6 \text{ мм.}$$

Определяем расчетное разрушающее усилие:

$$F_p = F_{\text{нб}} + F_d = 3032 + 288 = 3320 \text{ Н.}$$

Расчетный коэффициент запаса прочности:

$$n = [F_p] / F_p = 40000 / 3320 = 12,$$

что больше минимального допустимого значения. Следовательно, статическая прочность цепи обеспечивается.

7. Электродвигатель, редуктор, муфты и тормоза выбираем по той же методике, что и для ленточного конвейера.

7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

7.1. Расчет ленточного транспортера

Рассчитать ленточный конвейер для транспортирования пшеницы ($\rho = 800$ кг/м³) на расстояние $L = 50$ м и высоту $H = 5$ м согласно схеме (рисунок 7.1), производительностью $Q = 120$ т/ч. Загрузка конвейера через загрузочную воронку с лотком; разгрузка – через концевой барабан, который является приводным; натяжное устройство винтовое.

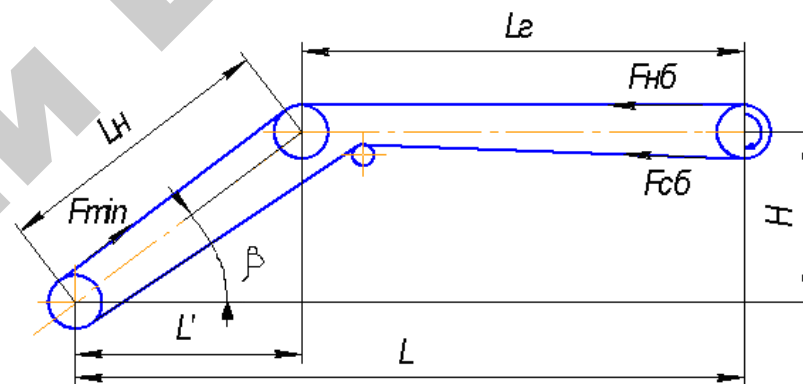


Рисунок 7.1. Схема ленточного конвейера

Принимаем согласно таблице 7.1 скорость транспортирования $v = 2,5$ м/с.

Таблица 7.1 – 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	0,85...1,25
Кукуруза в початках	1,25...2,5	Удобрения, песок, гравий	1,5...3

Коэффициент трения пшеницы по ленте в состоянии покоя $f_{\text{п}} = 0,5$ выбираем по таблице 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:

$$f_{\text{д}} = 0,8 \cdot f_{\text{п}} = 0,8 \times 0,5 = 0,4.$$

Угол трения ψ пшеницы по ленте находим из равенства $\text{tg } \psi = f_{\text{д}} = 0,4$, откуда $\psi = 22^\circ$.

Исходя из условия отсутствия соскальзывания пшеницы по ленте, $\beta \leq \psi$ определяем угол наклона конвейера. Обычно $\beta = \psi - 4 \dots 5^\circ$. Для рассматриваемой схемы $\beta = \psi - 5^\circ = 22^\circ - 5^\circ = 17^\circ$.

Определяем длину наклонной части конвейера:

$$L_{\text{Н}} = \frac{H}{\sin \beta} = \frac{5}{\sin 17^\circ} = 17 \text{ м.}$$

Длина проекции наклонной части транспортера на горизонтальную плоскость:

$$L' = L_{\text{Н}} \cdot \cos \beta = 17 \times 0,956 = 16,3 \text{ м.}$$

Длина горизонтальной части транспортера:

$$L_{\text{Г}} - L - L' = 50 - 16,3 = 33,7 \text{ м.}$$

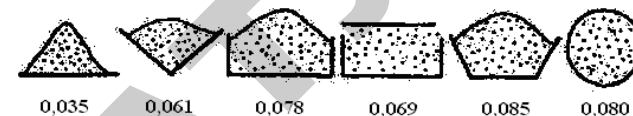
По формуле определяем ширину ленты для придания рабочей ветви желобчатой формы посредством трехроликовой опоры при секундной производительности:

$$Q_{\text{с}} = \frac{Q}{3,6} = \frac{120}{3,6} = 33,3 \text{ кг/с;}$$

$$B = \sqrt{\frac{Q_{\text{с}}}{K_{\text{п}} \cdot K_{\beta} \cdot \rho \cdot v}} = \sqrt{\frac{33,3}{0,085 \times 0,9 \times 800 \times 2,5}} = 0,467 \text{ м,}$$

где $K_{\text{п}} = 0,085$ – коэффициент производительности, зависящий от формы поперечного сечения потока;

Форма сечения потока груза $K_{\text{п}}$



$K_{\beta} = 0,9$ – коэффициент, учитывающий осыпание груза при угле наклона конвейера $\beta = 17^\circ$ (таблица 7.2).

Таблица 7.2 – Значения коэффициента K_{β}

Угол наклона конвейера	10°	12°	14°	16°	18°	20°
Коэффициент K_{β}	1,0	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85

Из ряда стандартных значений: 300; 400; 500; 650; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2250; 2750; 3000 выбираем $B = 500$ мм.

В случае значительного расхождения расчетного и стандартного значений ширины ленты следует уточнить показатель производительности конвейера.

По таблице 90 приложения выбираем резинотканевую ленту с прокладками из ткани БКНЛ-65 (с основной и утком из комбинированных нитей): предел прочности ткани $K_{\text{р}} = 65$ Н/мм; число (предварительное) прокладок $Z = 3$; толщина прокладки $\delta_0 = 1,15$ мм; толщина обрешеченного слоя с рабочей стороны $\delta_1 = 2$ мм (ввиду малой абразивности пшеницы), с опорной стороны $\delta_2 = 1$ мм.

Общая толщина ленты:

$$\delta = \delta_0 \cdot Z + \delta_1 + \delta_2 = 1,15 \times 3 + 2 + 1 = 6,45 \text{ мм.}$$

Линейная плотность ленты:

$$q_{\text{л}} = 1,12 \cdot B \cdot \delta = 1,12 \times 0,5 \times 6,45 = 3,6 \text{ кг/м;}$$

$$\text{груза: } q_{\text{Г}} = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{120}{3,6 \times 2,5} = 13,3 \text{ кг/м.}$$

Таблица 7.3 – Диаметр ролика в зависимости от параметров ленты и плотности груза

Плотность перемещаемого груза, т/м ³ , 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

Согласно таблице 7.3 при $B = 500$ мм и $V = 2,5$ м/с для рабочей ветви диаметр роликов $d_p = 108$ 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 $m_p = 12$ кг (смотри таблицу 92 приложения).

Масса ролика для холостой ветви $m_{p,x} = 9,8$ кг при $d_{p,x} = 102$ мм (таблица 91 приложения).

С учетом ширины ленты и желобчатой формы рабочей ветви принимаем расстояния между роликами: рабочей ветви $l_p = 1,5$ м, холостой ветви $l_x = 3$ м.

Линейная плотность рабочей роликовой опоры:

$$q_{p,p} = \frac{m_p}{l_p} = \frac{12}{1,5} = 8 \text{ кг/м};$$

холостой ветви:

$$q_{p,x} = \frac{m_{p,x}}{l_x} = \frac{9,8}{3} = 3,3 \text{ кг/м}.$$

Определяем сопротивление передвижению ленты на прямолинейных участках, для чего по таблице 7.4 принимаем значения коэффициентов сопротивления движению ленты при работе на открытом воздухе для рабочей (желобчатой) ветви $\xi = 0,04$, холостой (плоской) – $\xi = 0,035$.

Таблица 7.4 – Значения коэффициента ξ

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

Тогда для наклонного участка рабочей ветви:

$$\begin{aligned} W_{p,n} &= g \cdot L_n \cdot [(q_\Gamma + q_\Delta + q_{p,p}) \cdot \xi \cdot \cos \beta + (q_\Gamma + q_\Delta) \cdot \sin \beta] = \\ &= 9,8 \times 17 \times [(13,3 + 3,6 + 8) \times 0,04 \times \cos 17^\circ + (13,3 + 3,6) \times \sin 17^\circ] = \\ &= 975 \text{ Н}; \end{aligned}$$

для горизонтального участка рабочей ветви:

$$W_{p,\Gamma} = g \cdot L_\Gamma \cdot (q_\Gamma + q_\Delta + q_{p,p}) \cdot \xi = 9,8 \times 33,7 \times (13,3 + 3,6 + 8) \times 0,04 = 329 \text{ Н};$$

для горизонтального участка холостой ветви:

$$W_{x,\Gamma} = g \cdot L_\Gamma \cdot (q_\Delta + q_{p,x}) \cdot \xi = 9,8 \times 33,7 \times (3,6 + 3,3) \times 0,035 = 80 \text{ Н};$$

для наклонного участка холостой ветви:

$$W_{X.H} = g \cdot L_H \cdot [(q_L + q_{P.X}) \cdot \xi \cdot \cos \beta - q_L \cdot \sin \beta] = \\ = 9,8 \times 17 \times [(3,6 + 3,3) \times 0,035 \times \cos 17^\circ - 3,6 \sin 17^\circ] = -131 \text{ Н.}$$

Сопротивление передвижению ленты, возникающее при загрузке, определяем по формуле с учетом начальной скорости груза $V_0 = 0$:

$$W_{заг} = Q_C \cdot v = 33,3 \times 2,5 = 83 \text{ Н.}$$

Принимаем коэффициент сопротивления передвижению ленты на криволинейных участках в среднем $\xi_0 = 1,05$. По формуле определяем окружную силу на приводном барабане:

$$F_t = \xi_0^m \cdot \sum W = \xi_0^m \cdot (W_{P.H} + W_{P.Г} + W_{заг} + W_{X.Г} + W_{X.H}) = \\ = 1,05^3 (975 + 329 + 83 + 80 - 131) = 1547 \text{ Н,}$$

где m – число барабанов (и отклоняющих роликов), кроме приводного.

При коэффициенте трения ленты по стальному барабану $f = 0,2$ ($f = 0,1 \dots 0,3$ для стального барабана) и угле обхвата приводного барабана $\alpha = \pi$ натяжение сбегающей ветви:

$$F_{сб} = \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{1547}{2,71^{0,2 \times 3,14} - 1} = 1778 \text{ Н.}$$

Натяжение набегающей ветви :

$$F_{нб} = F_t + F_{сб} = 1547 + 1778 = 3325 \text{ Н.}$$

Поскольку оно же является максимальным натяжением, то $F_{max} = F_{нб} = 3325 \text{ Н.}$

Проверяем выбранную резинотканевую ленту БКНП-65 на прочность:

$$S = \frac{Z \cdot B \cdot K_P}{F_{max}} = \frac{3 \times 500 \times 65}{3325} = 29,3,$$

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 сбегающей с натяжного барабана) определяем по формуле, приняв коэффициент сопротивления передвижению ленты на отклоняющем барабане $\xi_0 = 1,04$ и натяжном $\xi_0 = 1,06$:

$$F_{min} = [(F_{сб} + W_{X.Г}) \cdot \xi_0 \pm W_{X.H}] \cdot \xi_0' = [(1778 + 80) \times 1,04 - 131] \times \\ \times 1,06 = 1909 \text{ Н.}$$

Тогда при $l_p = 1,5$ м стрела провисания ленты :

$$y = \frac{g \cdot (q_{Г} + q_{Л}) \cdot l_p^2}{8 \cdot F_{min}} = \frac{9,8 \times (13,3 + 3,6) \times 1,5^2}{8 \times 1909} = 0,024 \text{ м,}$$

что не превышает допустимого значения $[y] = 0,025 \cdot l_p = 0,025 \times 1,5 = 0,038$ м.

По формуле определяем диаметры барабанов, округляя их значение с учетом ГОСТ 22644-77* до значения, соответствующего ряду чисел: 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000.

Диаметр приводного барабана :

$$D_{Б.П} \geq K_1 \cdot K_2 \cdot Z = 130 \times 1 \times 3 = 390 \text{ мм,}$$

где $K_1 = 130$ – коэффициент, зависящий от прочности прокладок:

K_P Н/мм	65	100	150	200	300	400
K_1	125...140	141...160	161...1700	171...1800	181...190	191...200;

K_2 – коэффициент, зависящий от типа барабана: для приводного – $1 \dots 1,1$; для натяжного – $0,8 \dots 0,9$; для отклоняющего – $0,5$.

Принимаем $D_{Б.П} = 400$ мм. Поскольку для натяжного барабана коэффициент $K_2 = 0,9$, т.е. мало отличается от его значения для приводного барабана, то принимаем $D_{Б.Н} = D_{Б.П} = 400$ мм. Диаметр отклоняющего барабана (при $K_2 = 0,5$) $D_{Б.О} = 130 \cdot 0,5 \cdot 1 = 195$ мм. Принимаем $D_{Б.О} = 200$ мм.

Длина всех барабанов:

$$L_B = B + 100 = 500 + 100 = 600 \text{ мм.}$$

Частота вращения приводного барабана:

$$n_B = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_B} = \frac{60 \times 2,5}{3,14 \times 0,4} = 119 \text{ мин}^{-1}.$$

Для выбора электродвигателя по формуле определяем расчетную мощность:

$$P_{дв} = \frac{F_t \cdot v}{\eta_B \cdot \eta_M} = \frac{1547 \times 2,5}{0,95 \times 0,9} = 4523 \text{ Вт},$$

где $\eta_M = 0,9$ – КПД механизма привода транспортера;

$\eta_B = 0,92 \dots 0,96$ – КПД барабана, зависящий от типа подшипников, жесткости ленты.

Согласно таблице 25 приложения для рассматриваемого конвейера можно применить электродвигатель 4А112М4У3 с номинальной мощностью

$P_{ном} = 5,5 \text{ кВт}$ и номинальной (асинхронной) частотой вращения вала $n_{дв} = n_{ном} = 1445 \text{ мин}^{-1}$.

Для выбора редуктора определяем расчетное передаточное число:

$$u' = \frac{n_{ном}}{n_B} = \frac{1445}{119} = 12,14.$$

У редукторов Ц2, Ц2У, Ц2С, ПЗ и КУ–1 ближайшее передаточное число $u_p = 12,5$. В этом случае отклонение от расчетного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{u_p - u'}{u'} \cdot 100\% = \frac{12,5 - 12,14}{12,14} \times 100\% = 3\%,$$

что допустимо.

Вращающий момент на валу приводного барабана, соединяемого муфтой с тихоходным валом редуктора, вычисляем по формуле:

$$T_B = F_t \cdot \frac{D_B}{2 \cdot \eta_B} = 1547 \times \frac{0,4}{2 \times 0,95} = 326 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По таблице 33 приложения выбираем двухступенчатый цилиндрический редуктор Ц2У-125, рассчитанный на вращающий момент тихоходного вала $T_H = 500 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Составляем кинематическую схему привода ленточного конвейера (рисунок 7.2).

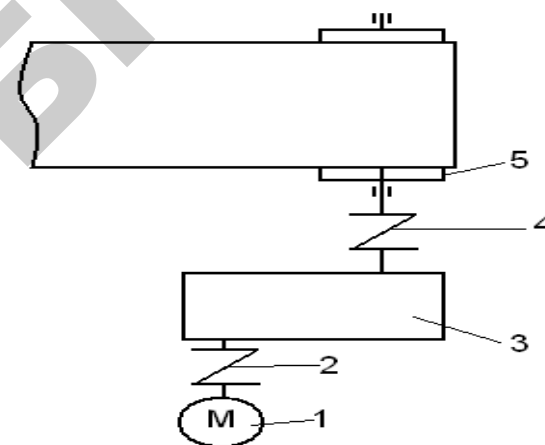


Рисунок 7.2. Кинематическая схема привода ленточного конвейера:
1 – электродвигатель 4А112М4У3; 2, 4 – соединительные муфты;
3 – редуктор Ц2У-125; 5 – барабан приводной

Натяжение ленты конвейера осуществляем перемещением концевого барабана при помощи винтового устройства. Для уменьшения длины конвейера винты натяжного устройства будут работать на устойчивость.

Сила, действующая на натяжное устройство:

$$F_{нат} = F'_{нб} + F'_{сб} + F_{доп} = 2F_{мин} + F_{доп} = 2 \times 1909 + 200 = 4018 \text{ Н},$$

где $F'_{нб}$, $F'_{сб}$ – набегающая и сбегающая силы на натяжном барабане (приблизительно можем принять $F'_{нб} = F'_{сб} = F_{мин}$); $F_{доп} = 150 \dots 200 \text{ Н}$ – дополнительное усилие, необходимое для преодоления сил трения в ползунах.

Расчетное усилие одного винта

$$F_B = (1,5 \dots 1,8) \frac{F_{\text{нат}}}{2} = 1,6 \frac{4018}{2} = 3215 \text{ Н.}$$

Рабочая длина винта

$$L_{\text{нат}} = 0,01 \times 50 = 0,5 \text{ м} = 500 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр резьбы винта

$$d_1 \geq 0,12 \sqrt[4]{F_B \cdot l_{\text{нат}}^2} = 0,12 \sqrt[4]{3215 \times 500^2} = 20,2 \text{ мм.}$$

По таблице 1.12 принимаем метрическую резьбу М24.

7.2. Расчет ковшового элеватора

Рассчитать 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/м³; загрузка – зачерпыванием (рисунок 7.3).

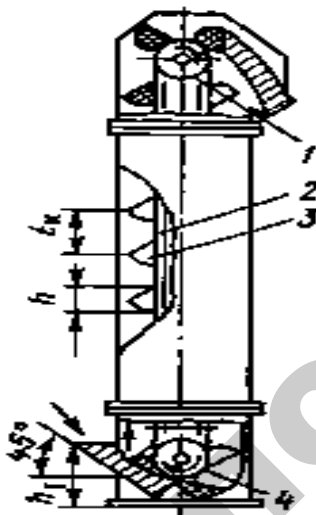


Рисунок 7.3. Схема ковшового ленточного элеватора:
1 – приводной барабан; 2 – лента; 3 – ковши; 4 – натяжной барабан

Для заданных условий целесообразно выбрать ленточный элеватор с глубокими расставленными ковшами. Скорость движения ленты $2 \dots 3,2$ м/с. Для расчетов принимаем коэффициент заполнения ковшей $\psi = 0,75$ и центробежный способ разгрузки (таблица 100 приложения).

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

$$D_6 = \frac{2v^2}{g} = \frac{2 \times 2^2}{9,81} = 0,815 \text{ м.}$$

По стандартному ряду значений принимаем $D_6 = 800$ мм.

Чтобы выбрать способ разгрузки для принятого диаметра барабана $D_6 = 800$ мм, вычислим полное расстояние

$$h_{\text{п}} = \frac{gD_6^2}{4v^2} = \frac{9,81 \times 0,8^2}{4 \times 2^2} = 0,39 \text{ м.}$$

Поскольку $h_{\text{п}} < 0,5D_6$, то разгрузка центробежная (таблица 7.5).

Таблица 7.5 – Соотношение основных параметров элеватора

Способ разгрузки	Полное расстояние	Шаг ковшей	Диаметр барабана
Центробежная	$h_{\text{п}} \leq r_6$	$t_k = 1,1h$	$D_6 \leq 0,2v^2$
Смешанная	$r_6 < h_{\text{п}} \leq r_a$	$t_k = 2h$	$D_6 \leq 0,3v^2$
Самотечная	$h_{\text{п}} > r_a$	$t_k = 4h$	$D_6 > 0,3v^2$

Длину барабана определяем после выбора ленты.

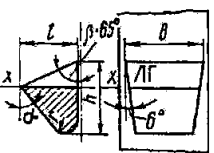
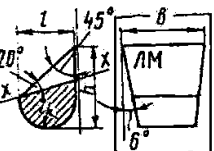
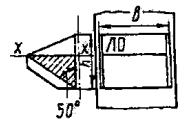
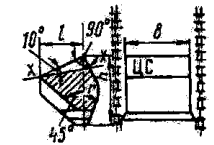
2. Выбор ковшей. Исходя из условия, определяем вместимость ковша:

$$V_K Z_K = \frac{Q}{3,6\rho\psi v} = \frac{50}{3,6 \times 0,8 \times 0,75 \times 2} = 11,57 \text{ дм}^3 / \text{м,}$$

где Z_K – количество ковшей на 1 м ленты.

Из таблицы 7.6 выбираем глубокий ковш вместимостью $V_K = 4,05$ дм³, массой 6,4 кг и шириной $B_K = 320$ мм. Шаг установки ковшей на ленте принимаем $t_k = 400$ мм, ширина ленты – $B_{\text{л}} = 400$ мм = 0,4 м.

Таблица 7.6 – Основные параметры ковшей

Тип ковша и эскиз	Внутренние размеры ковша, мм				Вместимость ковша по оси x-x, л	Масса ковша, m_k , кг
	Ширина B	Вылет l	Высота h	Радиус закругления r		
Скругленный глубокий Г						
	100	75	80	25	0,20	0,5
	125	90	95	30	0,44	0,7
	160	105	110	35	0,60	0,9
	200	125	135	40	1,25	2,5
	250	140	150	45	2,05	3
	320	175	190	55	4,05	6,4
	400	195	210	60	6,30	11
500	235	255	75	12,10	15	
Скругленный мелкий М						
	100	50	65	25	0,10	0,3
	125	65	85	30	0,20	0,5
	160	75	100	35	0,35	0,7
	200	95	130	40	0,75	1,8
	250	120	160	55	1,40	2
	320	145	190	70	2,70	6,0
	400	170	220	85	4,20	11
	500	195	250	100	6,80	15
Остроугольный с бортовыми направляющими О						
	160	105	155	-	0,65	1,2
	200	125	195	-	1,30	2,5
	250	140	195	-	2,00	3
	320	165	245	-	4,00	6,4
	400	225	310	-	7,80	11
Скругленный с бортовыми направляющими С						
	320	165	235	60	6,40	25
	400	215	305	80	14,00	29
	500	270	385	100	28,00	36

При этих параметрах ковша и скорости движения ленты 2 м/с заданная производительность обеспечивается, если коэффициент заполнения ковшей

$$\psi = \frac{tQ}{3,6v\rho V_K} = \frac{0,4 \times 50}{3,6 \times 2 \times 0,8 \times 4} = 0,87.$$

Поскольку полученное значение ψ 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:

$$v = \frac{tQ}{3,6\rho V_K \psi} = \frac{0,4 \times 50}{3,6 \times 0,8 \times 4 \times 0,75} = 2,31 \text{ м/с.}$$

3. Выбор ленты по ГОСТ 20–85 (таблица 90 приложения). Число прокладок выбираем из условия $D_6 \geq (160 \dots 190)z$.

$$z = \frac{D_6}{160 \dots 190} = \frac{800}{160 \dots 190} \approx 5 \dots 4,2.$$

Принимаем число прокладок $z = 5$.

Линейную плотность ленты определяем из условия:

$$q_L = 1,12(\delta_0 z + \delta_1 + \delta_2)B.$$

При толщине одной прокладки $\delta_0 = 1,25$ мм и толщинах обрезиненных слоев $\delta_1 = 1$ мм, $\delta_2 = 3$ мм имеем:

$$q_L = 1,12 \times (1,25 \times 5 + 1 + 3) \times 0,4 = 4,6 \text{ кг/м.}$$

Линейная плотность ленты с ковшами

$$q_T = q_L + m_K / t_K = 4,6 + 6,4 / 0,4 = 20,6 \text{ кг/м.}$$

4. Определяем сопротивление движению тягового органа. Сопротивление при загрузке

$$W_0 = gqv^2 K_{зар} = 6 \times 9,81 \times 2,31^2 \times 2 = 628 \text{ Н,}$$

поскольку $q = \frac{Q}{3,6v} = \frac{50}{3,6 \times 2,31} = 6$ кг/м и $K_{\text{заг}} = 2$ – коэффициент,

учитывающий способ загрузки ($K_{\text{заг}} = 1,25 \dots 4$ – меньшее для пылевидных грузов, большее – для среднекусовых).

Сопротивление движению рабочей ветви элеватора

$$W_p = g(q + q_T)H = 9,81 \times (6 + 20,6) \times 15 = 3914 \text{ Н.}$$

Сопротивление движению холостой ветви

$$W_x = -gq_T H = -9,81 \times 20,6 \times 15 = -3031 \text{ Н.}$$

Окружное усилие на приводном барабане

$$F_t = \zeta_0(W_0 + W_p - W_x) = 1,05 \times (628 + 3914 - 3031) = 1586,6 \text{ Н,}$$

где $\zeta_0 = 1,05 \dots 1,1$ – коэффициент, учитывающий потери в опорах барабана.

5. Выбор электродвигателя. Для предварительного расчета можно принять $\eta_m = 0,8$. Тогда мощность электродвигателя, необходимая для привода элеватора

$$P'_{\text{ДВ}} = F_t v / \eta = 1586,6 \times 2,31 / 0,8 = 4581,3 \text{ Вт.}$$

Для привода элеватора целесообразно выбрать двигатель с повышенным скольжением (для обеспечения возможности пуска загруженного элеватора). Из таблицы 27 приложения выбираем электродвигатель 4АС132S6УЗ, у которого $P_{\text{ДВ}} = 6,3$ кВт, $n_{\text{ДВ}} = 940$ мин⁻¹.

6. Выбор редуктора. Определяем максимальный момент

$$T_{\text{max}} = F_t D_6 / 2 = 1586,6 \times 0,8 / 2 = 635 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Расчетное передаточное число

$$u'_p = n_{\text{ДВ}} / n_6 = 940 / 55,18 = 17,$$

поскольку частота вращения приводного барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \times 1000 \times 2,31}{\pi \times 800} = 55,18 \text{ мин}^{-1}.$$

Из таблицы 33 приложения выбираем редуктор Ц2У-160, у которого передаточное число $u_p = 16$, максимальный момент на тихоходном валу 1 кН·м, отклонение от расчетного

$$\Delta U = \frac{U_p - U'_p}{U'_p} = \frac{17 - 16}{17} \times 100\% = 5,9\% \text{ , что } > [5\%].$$

В привод введем открытую цепную передачу. При этом выбираем редуктор Ц2У-160, у которого передаточное число $U_p = 8$. Передаточное число цепной передачи

$$U_{\text{цп}} = \frac{U'_p}{U_p} = \frac{17}{8} = 2,13.$$

7. Выбор тормоза. Расчетный тормозной момент на валу приводного барабана

$$T_{\text{max}} = (W_p - W_x) D_6 / 2 = (3914 - 3031) \times 0,8 / 2 = 353,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Если тормоз установить на быстроходном валу редуктора, то расчетный тормозной момент

$$T'_p = \frac{T_p}{u_p \eta} = \frac{353,2}{17 \times 0,8} = 25,9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Следовательно, целесообразно установить тормоз на быстроходном валу с учетом правил Промагомнадзора и условия $T'_T \leq [T]$:

$$T'_T = T'_p K_T = 25,9 \times 1,5 = 38,85 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Из таблицы 58 приложения выбираем колодочный тормоз постоянно замкнутого типа с электромагнитным управлением ТКТ 200/100 (тормозной момент $[T] = 40$ Нм).

Кинематическая схема привода элеватора приведена на рисунке 7.4.

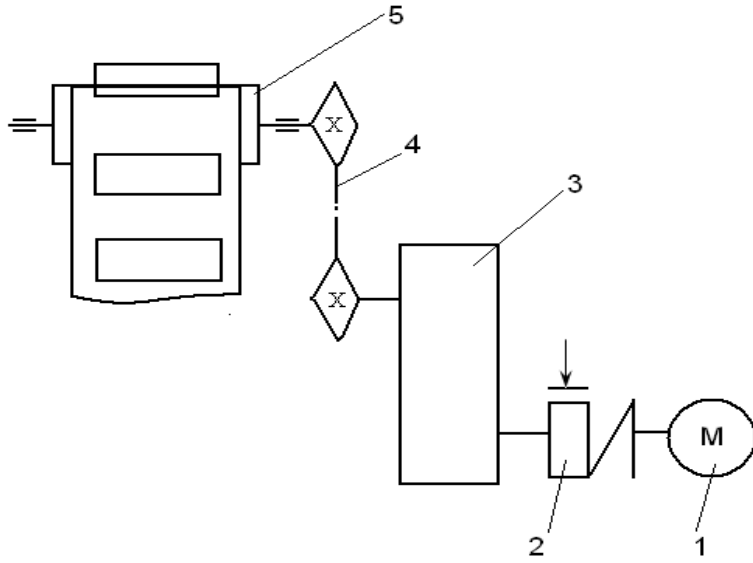


Рисунок 7.4. Кинематическая схема привода элеватора:
 1 – электродвигатель 4АС132S6У3; 2 – тормоз ТКТ 200/100;
 3 – редуктор Ц2У-160; 4 – цепная передача; 5 – барабан приводной

8. 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 (рисунок 8.1). Длина горизонтального перемещения груза $L = 1,5$ м.

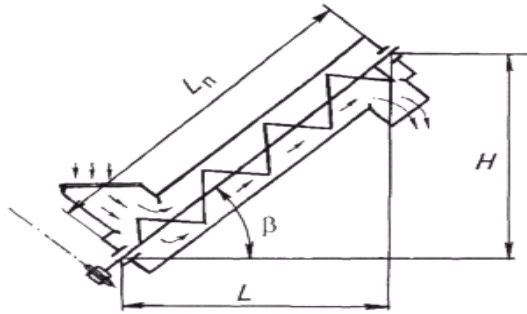


Рисунок 8.1. Схема к расчету винтового транспортера

Для зерна по условию сохранности груза рекомендуемая частота вращения винта (по таблице 8.1) составляет $50 \dots 500$ мин⁻¹.

Таблица 8.1 – Основные расчетные параметры винтовых конвейеров

Вид груза	D , м	$\Psi = p/D$	n , мин ⁻¹	K
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	2...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

Принимаем $n = 260$ мин⁻¹.

Тогда $\omega = \pi n/30 = 3,14 \cdot 260/30 = 27,2$ с⁻¹.

Расчетный диаметр винта

$$D = \sqrt[3]{\frac{8Q}{K\rho\psi\omega}} = \sqrt[3]{\frac{8 \times 2,78}{0,3 \times 800 \times 27,2}} \approx 0,15 \text{ м,}$$

где $K = 0,3$ – коэффициент производительности, определяемый по таблице 8.1; $\rho = 800$ кг/м³ – 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

$$t = \psi D = 1 \times 150 = 150 \text{ мм.}$$

Угол наклона винтовой линии

$$\gamma = \arctg(t/D) = \arctg 1 = 45^\circ.$$

Полная длина транспортера

$$L_{\pi} = H/\cos 45^\circ = 1,5/0,707 = 2,12 \text{ м.}$$

Мощность, необходимая для привода

$$P = gQ(L+H)K_c K_d = 9,81 \times 2,78(1,5+1,5)1,5 \times 2,5 = 306,8 \text{ Вт,}$$

где Q – производительность, кг/с; L и H – соответственно длина горизонтального перемещения и высота подъема груза, м; K_c – коэффициент сопротивления движению груза, зависящий от вида груза: для сыпучих и легких грузов – 1,2...2,5, для плотных, связных и тяжелых – 2,5...5; $K_d = 1,5 \dots 4,5$ – коэффициент, учитывающий сопротивление движению от сил инерции, перемещения груза и др. (большие значения для вертикальных и крутонаклонных конвейеров).

Длина горизонтального перемещения груза

$$L = \sqrt{L_{\pi}^2 - H^2} = \sqrt{2,12^2 - 1,5^2} = 1,5 \text{ м.}$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_3 = \frac{P K_{дв}}{\eta} = \frac{306,8 \times 1,4}{0,85} = 505,3 \text{ Вт,}$$

где $K_{дв} = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент запаса мощности электродвигателя для преодоления перегрузок; η – КПД механизма привода.

Вращающий момент на валу винта

$$T = \frac{30 P_3 \eta}{\pi n} = \frac{30 \times 505,3 \times 0,85}{3,14 \times 260} = 15,78 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Диаметр выходного конца цапфы вала

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \times 15,78 \times 10^3}{15}} = 17,4 \text{ мм,}$$

где $[\tau_{кр}] = 15 \dots 20$ МПа – допустимое напряжение материала цапфы винта.

Принимаем $d_{ц} = 18$ мм, диаметр вала винта $d_v = 18 + 0,15 \times 150 \approx 40$ мм.

Диаметр посадочного места подшипника

$$d_n = d_{ц} + 0 \dots 5 \text{ мм} = 18 + 2 = 20 \text{ мм.}$$

Для верхней фиксирующей опоры A (рисунок 8.2) по нормативам выбираем роликовый радиально-упорный подшипник № 7204 легкой серии, для нижней свободной опоры B – шариковый радиальный подшипник № 204 легкой серии.

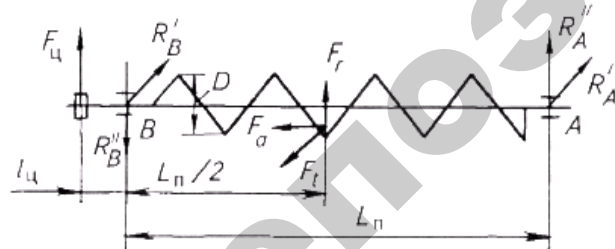


Рисунок 8.2. Расчетная схема сил и реакций в подшипниках

Определяем силы, действующие на винт при $\gamma_c = \arctg(0,4/D) = \arctg 0,4 \approx 22^\circ$ и $\varphi = \arctg f_d = \arctg 0,4 \approx 22^\circ$ (таблица 86 приложения):

$$F_t = \frac{2T}{K'D} = \frac{2 \times 15,78}{0,75 \times 0,15} = 280,5 \text{ Н;}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \gamma_c = 280,5 \operatorname{tg} 22^\circ = 112,2 \text{ Н;}$$

$$F_a = \frac{2T}{K'D \operatorname{tg}(\gamma_c + \varphi)} = \frac{2 \times 15,78}{0,75 \times 0,15 \operatorname{tg} 44^\circ} = 290,5 \text{ Н,}$$

где $D' = K'D$ – условный диаметр винта, м; $K' = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент, учитывающий положение равнодействующих сил сопротивления вращению винта; γ_c – средний угол подъема винтовой линии; φ – угол трения между винтом и грузом, град.

Реакции в подшипниках вычисляем по формулам:

$$R'_A = R'_B = 280,5/2 = 140,25 \text{ Н;}$$

$$R''_A = \frac{F_{ц} l_{ц} + F_a K'D/2 - F_r L_n/2}{L_n} = \frac{542 \times 0,1 + 295,2 \times 0,75 \times 0,15/2 - 112,2 \times 2,12/2}{2,12} = -22,7 \text{ Н,}$$

где $F_{ц}$ – нагрузка на вал от цепной передачи (из расчета цепной передачи);

$$R''_B = \frac{F_{ц}(L_n + l_{ц}) + F_r L_n/2 + F_a K'D/2}{L_n} = \frac{542 \times 2,22 + 112,2 \times 2,12/2 + 295,2 \times 0,15 \times 0,75/2}{2,12} = 631,14 \text{ Н.}$$

Суммарные реакции:

$$R_A = \sqrt{R'^2_A + R''^2_A} = \sqrt{(-22,7)^2 + 140,25^2} = 142,12 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R'^2_B + R''^2_B} = \sqrt{631,14^2 + 140,25^2} = 646,54 \text{ Н.}$$

Проверяем подшипники на долговечность по методике, изложенной в курсе «Детали машин».

9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

9.1. Расчет всасывающей установки

Расчитать параметры всасывающей пневмотранспортной установки для выгрузки пшеницы производительностью $Q = 34$ т/ч при дальности подачи 24 м.

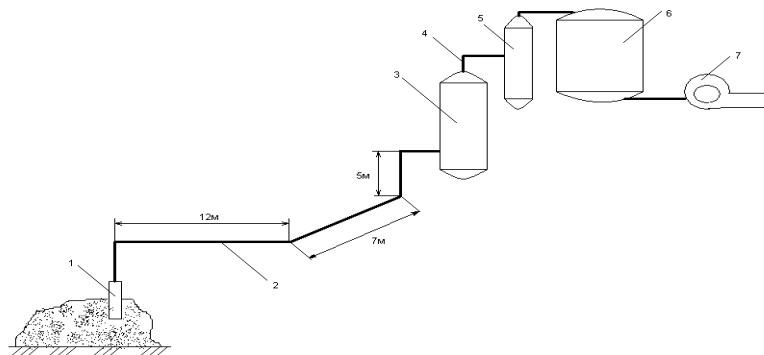


Рисунок 9.1. Схема всасывающей пневмотранспортной установки:
1 – заборное устройство; 2 – материалопровод; 3 – разгрузочное устройство;
4 – воздухопровод; 5 – циклон; 6 – фильтр; 7 – воздуходувная машина

Расчетный расход воздуха определяем по формуле:

$$Q_B = \frac{Q}{3,6\mu\rho_v} = \frac{34}{3,6 \times 25 \times 0,9} = 0,42 \text{ м}^3/\text{с},$$

где μ – коэффициент массовой концентрации смеси: для пылевидных материалов – 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; ρ_v – плотность воздуха, кг/м³: в нормальных условиях – 1,25; для всасывающих установок – 0,8...0,95; для нагнетательных – 1,6...2.

Находим скорость движения аэросмеси в материалопроводе:

$$v_p = 15,75 + 0,85v_{\text{вит}} = 15,75 + 0,85 \times 10 = 24,25 \text{ м/с},$$

где $v_{\text{вит}}$ – скорость витания однородного сыпучего груза, м/с, т.е. наименьшая скорость выходящего воздушного потока, в котором частицы груза находятся во взвешенном состоянии (таблица 89 приложения). В нашем случае для пшеницы $v_{\text{вит}} = 10$ м/с.

Внутренний диаметр трубопровода:

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi v_p}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,42}{3,14 \times 24,25}} = 0,148 \text{ м}.$$

В соответствии с ГОСТ принимаем для гибкого участка трубопровода резиноканевый рукав $d_T = 0,15$ м, для стационарного – стальную трубу $d_T = 0,148$ м, $d_H = 0,168$ м (таблица 75 приложения).

В качестве разгрузочного устройства (разгрузителя) выбираем центробежный циклон-разгрузитель ЦР-550 с $Q = 0,52$ м³/с (таблица 101 приложения).

Очистку воздуха принимаем двухступенчатую: первая ступень – циклон ЦОЛ-1,5 с $Q_{\text{ц}} = 0,42$ м³/с (таблица 105 приложения); вторая ступень – матерчатый фильтр. Площадь фильтра

$$F_{\phi} = 60Q_B / W_B = 60 \times 0,42 / 5 = 5,04 \text{ м}^2,$$

где $W_B = 5$ м³/(м²·мин) – нагрузка на фильтрующую ткань.

Выбираем фильтр РЦИ-6,9-16 (таблица 103 приложения) с $F_{\phi} = 6,9$ м².

Полное давление

$$p_0 = 1,25(p_v + p_m + p_{\text{п}} + p_k + p_p + p_{\phi}) = 1,25(8111 + 8008 + 1586 + 190,5 + 2000 + 1150) = 26307 \text{ Па},$$

где 1,25 – коэффициент запаса давления для компенсации возможных неучтенных потерь.

Потери давления в сопле

$$p_B = 0,613v_p^2(10 + 0,5\mu) = 0,613 \times 24,25^2(10 + 0,5 \times 25) = 8111 \text{ Па}.$$

Потери давления на перемещение аэросмеси по материалопроводу:

$$p_m = 0,613 v_p^2 \frac{l+h}{d_T} (1 + K_a \mu) \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_T} \right) =$$

$$= 0,613 \times 24,25^2 \frac{19+5}{0,15} (1 + 0,24 \times 25) \times \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,15} \right) = 8008 \text{ Па},$$

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 м/с; l и h – перемещение аэросмеси по материалопроводу соответственно на расстояние и высоту.

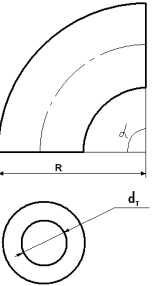
Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси,

$$p_{\pi} = 12,2h(1 + \mu) = 12,2 \times 5(1 + 25) = 1586 \text{ Па}.$$

В соответствии со схемой установки принимаем 6 колен с поворотом на угол 90° , $R/d_T = 3$ и $\xi = 0,12$ (таблица 9.1). Потери давления в коленах трубопровода рассчитываем по формуле:

$$p_k = \sum \xi \frac{\rho_B v_p^2}{2} = 6 \times 0,12 \frac{0,9 \times 24,25^2}{2} = 190,5 \text{ Па}.$$

Таблица 9.2 – Значение коэффициентов местных сопротивлений для круглых отводов

Схема	А, град	R/d_T						
		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 разгрузителе ЦР-550 равны $p_p = 2000$ Па (для всех). Потери давления в фильтре РЦИ-6,9-16 (из его технической характеристики) равны: $p_f = 1150$ Па.

Необходимая мощность привода воздушной машины:

$$P = \frac{p_0 Q_B}{\eta_{в.м} \eta_{пр}} = \frac{26307,5 \times 0,42}{0,8 \times 0,9} = 15346 \text{ Вт},$$

где $\eta_{в.м} = 0,8$, $\eta_{пр} = 0,9$ – соответственно КПД воздуходувной машины и ее привода.

В качестве воздуходувной машины принимаем пластинчатороторную машину РВН-25 (таблица 109 приложения) с $Q_B = 0,42 \text{ м}^3/\text{с}$ и номинальным давлением всасывания 40 кПа.

9.2. Расчет нагнетательной установки

Рассчитать параметры нагнетательной установки для муки производительностью 20 т/ч при дальности подачи 45 м (рисунок 9.2).

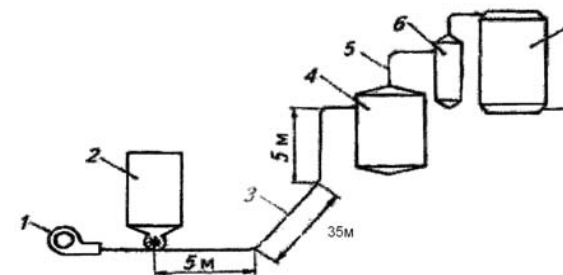


Рисунок 9.2. Схема нагнетательной пневмотранспортной установки для муки: 1 – воздуходувная машина; 2 – бункер с питателем; 3 – материалопровод; 4 – разгрузитель; 5 – воздухопровод; 6 – циклон; 7 – фильтр

Расчетный расход воздуха определяем по формуле:

$$Q_B = \frac{Q}{3,6 \mu \rho_B} = \frac{20}{3,6 \times 62 \times 1,8} = 0,05 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\mu = 62$; $\rho_B = 1,8 \text{ кг/м}^3$ (см. пример 9.1).

Скорость движения смеси воздуха с грузом определяем по формуле: $v_p = 15,75 + 0,85 v_{\text{вит}} = 15,75 + 0,85 \times 8,1 = 22,6 \text{ м/с}$,

где $v_{\text{вит}}$ – скорость витания однородного сыпучего груза, м/с, т.е. наименьшая скорость выходящего воздушного потока, в котором частицы груза находятся во взвешенном состоянии (таблица 89 приложения). В нашем случае для муки $v_{\text{вит}} = 8,1$ м/с.

Внутренний диаметр трубопровода определим по формуле:

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi V_p}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,05}{3,14 \times 22,6}} = 0,053 \text{ м.}$$

Для трубопровода принимаем стальную трубу, внутренний и наружный диаметры которой $d_T = 0,054$ м и $d_H = 0,06$ м согласно ГОСТ 10704–91 (таблица 75 приложения).

В качестве разгрузочного устройства выбираем центробежный циклон-разгрузитель ЦРК-200 (таблица 101 приложения), у которого расход воздуха $Q_p = 0,05$ м³/с.

Очистку воздуха от остатков груза принимаем двухступенчатую: первая ступень – циклон ЦОЛ-1 (таблица 105 приложения) с $Q_{\text{ц}} = 0,28$ м³/с; вторая ступень – матерчатый фильтр.

Площадь фильтра определяем по формуле:

$$F_{\Phi} = 60Q_B / W_B = 60 \times 0,05 / 1,2 = 2,5 \text{ м}^2,$$

где $W_B = 1,2$ м³/(м²·мин) – нагрузка на фильтрующую ткань.

Выбираем фильтр СМЦ-166Б-I (таблица 102 приложения) с $F_{\Phi} = 30$ м².

Общие потери давления определим по формуле:

$$p_o = 1,25(p_B + p_M + p_{\Pi} + p_K + p_P + p_{\Phi}) =$$

$$= 1,25(12836,9 + 184048 + 3843 + 275,8 + 2000 + 1100) = 255380 \text{ Па,}$$

где 1,25 – коэффициент запаса давления для компенсации возможных неучтенных потерь.

Потери давления в зоне загрузки определяем по формуле:

$$p_B = 0,613v_p^2(10 + 0,5\mu) = 0,613 \times 22,6^2(10 + 0,5 \times 62) = 12836,9 \text{ Па.}$$

Потери давления на перемещение аэросмеси по материалопроводу определим по формуле:

$$p_M = 0,613v_p^2 \frac{l+h}{d_T} (1 + K_a \mu) \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_T}\right) =$$

$$= 0,613 \times 22,6^2 \frac{40+5}{0,054} (1 + 0,33 \times 62) \left(0,0125 + \frac{0,0011}{0,054}\right) = 184048 \text{ Па,}$$

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 м/с; l и h – перемещение аэросмеси по материалопроводу соответственно на расстояние и высоту (рисунок 9.2).

Потери давления, обусловленные вертикальным подъемом аэросмеси определим по формуле:

$$p_{\Pi} = 12,2h(1 + \mu) = 12,2 \times 5(1 + 62) = 3843 \text{ Па.}$$

В соответствии со схемой установки принимаем 5 колен с поворотом на угол 90°, $R/d_T = 3$ и $\xi = 0,12$ (таблица 9.1).

Потери давления в коленах трубопровода определим по формуле:

$$p_K = \sum \xi \frac{\rho_B v_p^2}{2} = 5 \times 0,12 \times \frac{1,8 \times 22,6^2}{2} = 275,8 \text{ Па.}$$

Потери давления в разгрузителе ЦРК-200 равны: $p_P = 2000$ Па (для всех), в фильтре СМЦ-166Б – $p_{\Phi} = 1100$ Па (таблица 102 приложения).

Необходимую мощность привода воздуходувной машины определим по формуле:

$$P = \frac{p_o Q_B}{\eta_{в.м.} \eta_{пр}} = \frac{255380 \times 0,05}{0,8 \times 0,9} = 17735 \text{ Вт,}$$

где $\eta_{в.м.} = 0,8$, $\eta_{пр} = 0,9$ – КПД соответственно воздуходувной машины и ее привода.

В качестве воздуходувной машины принимаем водокольцевую машину ВК-12 (таблица 108 приложения) с $Q_B = 0,2$ м³/с и максимальным давлением нагнетания $p_{\text{ном}} = 300$ кПа.

10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

10.1. Расчет погрузчиков

Пример 1. Определить эксплуатационную производительность погрузчика ПЭ-Ф-1.0А при погрузке рулонов грубых кормов из штабеля в транспортное средство. Масса рулона $m_p = 500$ кг.

Техническая производительность погрузчика при работе со штучными грузами определяется по формуле:

$$Q_z = \frac{m_{шт}}{t_{ц}}; \quad Q_V = \frac{k_H V}{t_{ц}}; \quad Q_M = \frac{k_{Г} m}{t_{ц}},$$

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, t_n – время отдельных операций (таблица 10.1); n – число операций; K_H и $K_{Г}$ – коэффициенты соответственно наполнения ковша и использования грузоподъемности.

$$Q = \frac{m_p}{t_{ц}} = \frac{500}{22} = 22,7 \text{ кг/с} = 81,7 \text{ т/ч.}$$

Время цикла

$$t_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 = 4 + 2 + 4 + 3 + 7 + 2 = 22 \text{ с.}$$

Время операций принимаем по таблице 10.1: $t_1 = 4$ с – холостой перенос стрелы с рабочим органом к рулону; $t_2 = 2$ с – опускание рабочего органа; $t_3 = 4$ с – захват рулона; $t_4 = 3$ с – подъем груза; $t_5 = 7$ с – перенос рулона к месту разгрузки; $t_6 = 2$ с – разгрузка.

Таблица 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

Эксплуатационная производительность погрузчика:

$$Q_3 = K_t Q = 0,49 \times 81,7 = 40 \text{ т/ч,}$$

где K_t – коэффициент использования рабочего времени.

$K_t = 0,2...0,5$ и более в зависимости от уровня организации и условий работ.

При определении коэффициента 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.

$$K_t = \frac{z t_{ц}}{z t_{ц} + t_c} = \frac{4 \times 22}{4 \times 22 + 90} = 0,49,$$

где $z = 4$ – число рулонов, погружаемых с одной позиции (определяем по кинематической схеме работы погрузчика); $t_c = 90$ с – время смены позиции погрузчиком.

Пример 2. Определить эксплуатационную производительность электропогрузчика ЭП-103К при загрузке автомобилей контейнерами на ремонтном предприятии. Масса одного контейнера $m_k = 1000$ кг, средняя дальность передвижения $L_n = 20$ м, средняя высота подъема $H_n = 1,6$ м.

Техническая производительность электропогрузчика

$$Q = \frac{m_k}{t_{ц}} = \frac{1000}{49,7} = 20,12 \text{ кг/с} = 72,4 \text{ т/ч.}$$

Время цикла работы электропогрузчика

$$t_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 15 + 14,7 + 16 + 4 = 49,7 \text{ с.}$$

Время отдельных операций:

1) время захвата груза с учетом подъема на высоту 200 мм и отклонения рамы погрузчика назад $t_1 = 15$ с (принимается по таблице 10.1);

2) время передвижения погрузчика с грузом и без него:

$$t_2 = \frac{L_n}{v_{гр}} + \frac{L_n}{v_n} = \frac{20}{2,5} + \frac{20}{3} = 14,7 \text{ с}$$

(здесь $v_{гр} = 2,5$ м/с – скорость передвижения электропогрузчика с грузом, принимаемое меньше v_n ; $v_n = 3$ м/с – скорость передвижения электропогрузчика без груза, принимаемое по таблице 116 приложения);

3) время подъема груза и опускания каретки $t_3 = \frac{2H_p}{v} = \frac{2 \times 1,6}{0,2} = 16$ с (здесь $v = 0,2$ м/с – скорость подъема груза, принимаемая по таблице 116 приложения);

4) время укладки груза (в соответствии с данными таблицы 10.1) $t_4 = 4$ с. Эксплуатационная производительность при принятом $K = 0,7$:

$$Q_3 = K_t Q = 0,7 \times 72,4 = 50,7 \text{ т/ч.}$$

Пример 3. Определить отрывное усилие и объем грейфера для погрузчика грузоподъемностью $m = 500$ кг при погрузке навоза плотностью $\rho = 800$ кг/м³.

При подъеме связных и сыпучих грузов, материалов повышенной влажности, корнеклубнеплодов помимо сил тяжести груза и грузозахватного органа F_d необходимо преодолеть сопротивление отрыву груза F_c и сил инерции F_i масс груза и грузозахватного органа. Тогда суммарное усилие

$$F_0 = F_d + F_c + F_i. \quad (10.3).$$

Выразим составляющие суммарного усилия отрыва через грузоподъемность m и безразмерные коэффициенты:

$$F_d = gm; \quad F_c = k_c k_r gm; \quad F_i = am,$$

где k_c – коэффициент сопротивления отрыву, зависящий от объема грейфера и физико-механических свойств груза;

$k_r = 0,9 \dots 1$ – коэффициент использования грузоподъемности;

$a = \frac{v}{t_p}$ м/с² – ускорение при отрыве, зависящее от скорости подъема груза и времени разгона.

Расчетное отрывное усилие:

$$F_0 = (1 + k_c \cdot k_r + \frac{a}{g}) mg = (1 + 0,9 \times 4,59 + \frac{0,2}{9,81}) \times 9,81 \times 500 = 25266 \text{ Н.}$$

$k_c = \frac{\sigma}{\rho g} k_A = \frac{6000}{800 \times 9,81} \times 6 = 4,59$ – коэффициент сопротивления

отрыву, где σ – удельное сопротивление отрыву, Па, 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.

$\sigma = 6$ кПа – удельное сопротивление отрыву для навоза; ρ – плотность груза; g – ускорение свободного падения; $k_A = \frac{A}{V}$ – коэффициент, характеризующий отношение площади поверхности

отрыва к объему порции груза, m^{-1} ($k_A = 6 m^{-1}$, рисунок 10.1); $k_r = 0,9$ – коэффициент использования грузоподъемности; $a = 0,2 m/c^2$ – ускорение при подъеме груза: $a = 0,1 \dots 0,2$ – для связных грузов, $0,9 \dots 3$ – для штучных грузов; $K_0 = 1 + K_c K_r + a/g$ – коэффициент отрыва, зависящий от условий захвата и отрыва груза, конструкции рабочего органа (вилы, грейфер, лопата). При предварительных расчетах рекомендуется принимать следующие значения K_0 : для корнеклубнеплодов – $1,3 \dots 1,4$; навоза – $1,7 \dots 2,5$; кукурузного силоса – $1,9 \dots 2,8$; для соломы и сена – $2 \dots 3$.

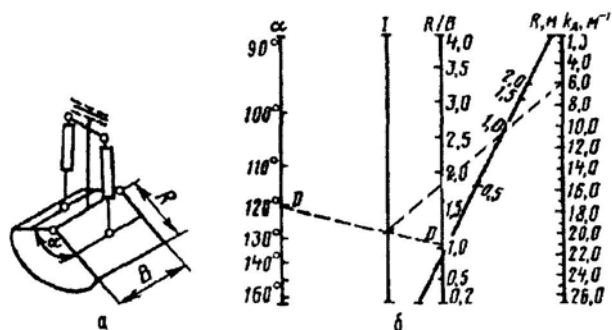


Рисунок 10.1. Схема грейфера и монограмма для определения коэффициента k_A

Объем грейфера

$$V = \frac{m(k_r - k_1)}{\rho k_2} = \frac{500(0,9 - 0,4)}{800 \times 0,95} = 0,33 \text{ м}^3,$$

где $k_1 = 0,35 \dots 0,6$ – коэффициент пропорциональности. Принимаем $k_1 = 0,4$; $k_2 = 0,95 \dots 1$ – коэффициент уплотнения материала при зачерпывании. Принимаем $k_2 = 0,95$.

Пример 4. Определить усилие на штоке гидроцилиндра $F_{ц}$ (рисунок 10.2) для замыкания челюсти грейфера при захвате груза. Исходные данные: удельное сопротивление внедрению $[\tau] = 4 \text{ МПа}$; площадь поперечного сечения режущей кромки челюсти $A = 3500 \text{ мм}^2$; радиус кривизны челюсти $R = 600 \text{ мм}$; расстояние между осью поворота челюсти и осью крепления гидроцилиндра $r = 200 \text{ мм}$; грузоподъемность $m = 500 \text{ кг}$.

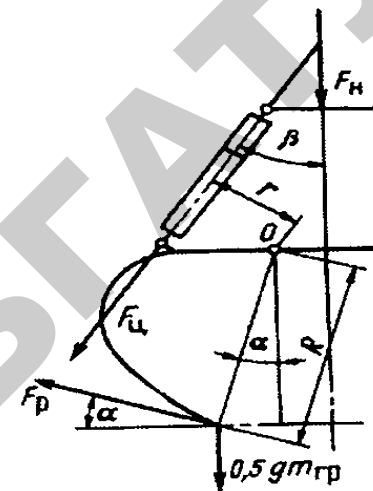


Рисунок 10.2. Схема к расчету гидравлического грейфера

Усиление внедрения челюсти грейфера в груз F_p складывается из сопротивлений резания, сдвига, смятия, разрыва элементов груза и его начального подъема, т.е.

$$F_p = A[\tau] = 3500 \times 4 = 14000 \text{ Н},$$

где A – площадь поперечного сечения режущей кромки ковша, мм^2 ; $[\tau] = 1 \dots 8 \text{ МПа}$ – расчетное удельное сопротивление внедрению, зависящее от свойств груза.

Усиление на штоке гидроцилиндра при полном раскрытии челюсти и $\alpha = 90^\circ$:

$$F_{ц} = \frac{R(F_p - 0,5k_q g m_{гр})}{r} = \frac{600(14000 - 0,5 \times 0,7 \times 9,81 \times 250)}{200} = 39425 \text{ Н},$$

где $k_q = 0,7$ – коэффициент соотношения масс челюстей и всего грейфера: $k_q = \frac{m_q}{m_{гр}} = (0,6 \dots 0,8)$;

$$m_{гр} = m k_2 = 500 \times 0,5 = 250 \text{ кг} \text{ – масса грейфера;}$$

$k_2 = 0,5$ – коэффициент пропорциональности при определении массы грейфера.

Пример 5. Выбрать гидроцилиндр для механизма подъема стрелы и установить место крепления его опор (рисунок 10.3). 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/м³.

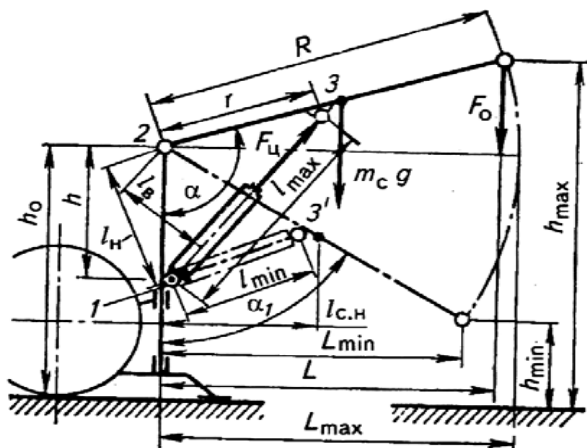


Рисунок 10.3. Схема механизма подъема стрелы

Расчетное отрывное усилие определяем по формуле:

$$F_0 = (1 + k_c k_r + a/g) gm = (1 + 0,6 \times 2,5 + 0,2/9,81) 9,81 \times 800 = 19780 \text{ Н},$$

$$\text{где } k_c = \frac{\sigma}{\rho g} k_A = \frac{4000}{650 \times 9,81} \times 4 = 2,5;$$

$\sigma = 4$ кПа – удельное сопротивление отрыву для кукурузного силоса;

$k_A = 4$ – коэффициент отношения площади поверхности отрыва к объему порции груза (рисунок 10.1);

$k_r = 0,6$ – коэффициент использования грузоподъемности;

$a = 0,2$ м/с² – ускорение при подъеме груза (пример 3).

Предварительно примем расстояние между опорами гидроцилиндра и осью стрелы $h = r = 1$ м и $h_0 = 0,5h_{\max} = 1,5$ м.

При вертикально установленной колонне угол

$$\alpha_1 = \arccos \frac{h_0}{R} = \arccos \frac{1,5}{4} = 68^\circ.$$

Расстояние между опорами гидроцилиндра при втянутом штоке определяем по формуле:

$$l_{\min} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha_1} = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 \times 1 \times 1 \times \cos 68^\circ} = 1,118 \text{ м}.$$

Угол поворота стрелы на заданную высоту

$$\alpha = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{h_{\max} - h_0}{R} \right) = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{3 - 1,5}{4} \right) = 112^\circ.$$

Расстояние между опорами гидроцилиндра при вытянутом штоке определяем по формуле:

$$l_{\max} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha} = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 \times 1 \times 1 \cdot \cos 112^\circ} = 1,658 \text{ м}.$$

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 определяем по формуле:

$$F_{\Pi}^H = \frac{F_0 R \cos(90^\circ - \alpha_1) + gm_c l_{c.H}}{l_H} = \frac{19780 \times 4 \cos(90^\circ - 68^\circ) + 9,81 \times 160 \times 1,854}{1,244} = 61310 \text{ Н},$$

где

$$l_{c.H} = 0,5R \cos(90^\circ - \alpha_1) = 0,5 \times 4 \cos(90^\circ - 68^\circ) = 1,854 \text{ м};$$

$$l_H = h \sin(90^\circ - \alpha_1 / 2) = 1,5 \sin(90^\circ - 34^\circ) = 1,244 \text{ м};$$

при верхнем положении стрелы

$$F_{ц}^B = \frac{F_0 R \cos(\alpha - 90^\circ) + g m_c l_{c.B}}{l_B} =$$

$$= \frac{19780 \times 4 \times \cos(112^\circ - 90^\circ) + 9,81 \times 160 \times 1,854}{0,839} = 90904 \text{ Н,}$$

где

$$l_{c.B} = 0,5R \cos(\alpha - 90^\circ) = 0,5 \times 4 \cos(112^\circ - 90^\circ) = 1,854 \text{ м;}$$

$$l_B = h \sin(90^\circ - \alpha / 2) = 1,5 \sin(90^\circ - 56^\circ) = 0,839 \text{ м.}$$

При максимальном вылете стрелы, когда $\alpha = 90^\circ$,

$$F_{ц}^M = \frac{F_0 R + g m_c 0,5R}{l_{ц}} = \frac{19780 \times 4 + 9,81 \times 160 \times 0,5 \times 4}{1,061} =$$

$$= 77530 \text{ Н,}$$

где $l_{ц} = h \sin(90^\circ - \alpha / 2) = 1,5 \sin 45^\circ = 1,061 \text{ м.}$

По максимальному усилию на штоке определяем диаметр гидроцилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4K_F F_{ц}^B}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,15 \times 90904}{3,14 \times 10}} = 115,4 \text{ мм,}$$

где $K_F = 1,15$ – коэффициент запаса по усилию; $p = 10 \text{ МПа}$ – номинальное давление в гидросистеме.

По таблице 124 приложения выбираем гидроцилиндр, у которого $D = 120 \text{ мм}$ и $l_{ц} = 0,63 \text{ м}$. Ход штока у этого цилиндра больше ранее рассчитанного.

Определим расстояние $l_{\min} = K_{ц} l_{ц} = 1,7 \times 0,63 = 1,071 \text{ м,}$

где $K_{ц} = 1,7$ — 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. 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 $\rho = 720 \text{ кг/м}^3$ (рисунок 10.4).

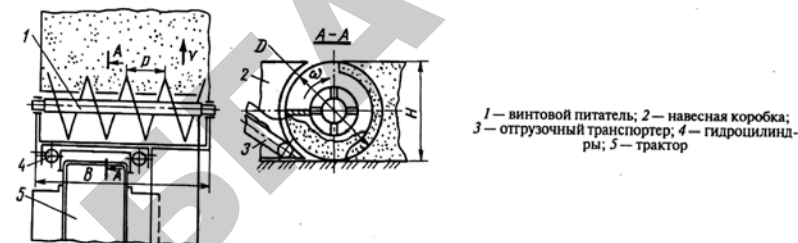


Рисунок 10.4. Винтовой питатель погрузчика

Производительность питателя ограничивается интенсивностью поступающего потока груза:

$$Q = \rho A v,$$

где A — площадь поперечного сечения потока: $A = BH = 2,2 \times 1 = 2,2 \text{ м}^2$.

Требуемая поступательная скорость погрузчика

$$v = Q / (\rho A) = 33,3 / (720 \times 2,2) = 0,021 \text{ м/с.}$$

Минимальный диаметр винта ограничивается условиями сводообразования навоза:

$$D_{\min} > (0,7 \dots 0,8) H, \text{ где } H \text{ — высота слоя выработки.}$$

Примем $D = 1 \text{ м.}$

Частота вращения рабочего органа

$$n = 240Q / (K \psi \rho D^3) = 240 \times 33,3 / (0,5 \times 0,6 \times 720 \times 1^3) = 37 \text{ мин}^{-1},$$

где K – коэффициент производительности, принимаемый по таблице 8.1;

$$\psi = t/D = 0,6; t = \psi D = 0,6 \times 1 = 0,6 \text{ м.}$$

Приводная мощность $P_{п} = P_{фр} + P_{тр}$.

Мощность транспортирования отдельных частей

$$P_{тр} = gQLK_c K_d = 9,81 \times 33,3 \times 2,2 \times 4 \times 2,5 = 7187 \text{ Вт,}$$

где $L = B = 2,2 \text{ м}$ – длина горизонтального перемещения; $K_c = 4$ – коэффициент сопротивления; $K_d = 2,5$ — коэффициент дополнительных сопротивлений (смотри расчет винтового конвейера).

Мощность, необходимая для отделения (фрезерования) слоя от основного бурта,

$$P_{\text{фр}} = A\sigma_{\rho}v,$$

где $A = \Sigma l\delta$ – площадь воздействия (фрезерования) режущей кромкой винта на бурт навоза, м^2 ; Σl – суммарная длина режущей кромки, воздействующей на бурт в каждый момент времени (рисунок 10.5), м ; $\delta = 0,05$ м – толщина одновременно отделяемого слоя; $\sigma_{\rho} = 0,05$ $\text{МПа} = 50\,000$ Па – сопротивление отделению (фрезерованию) слоя навоза; v – окружная скорость режущей кромки винта, м/с .

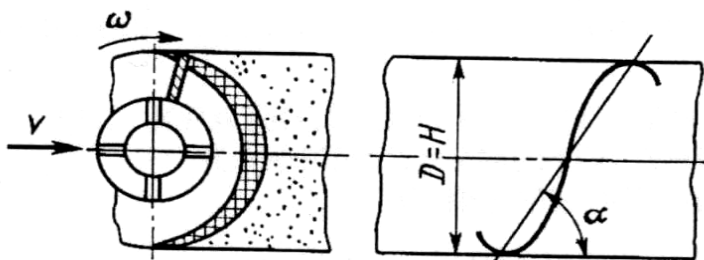


Рисунок 10.5. Схема к определению длины режущей кромки, воздействующей на бурт

Суммарную длину режущей кромки рассчитываем по формуле:

$$\Sigma l \approx ZD \frac{\pi}{2} \cos \alpha = ZH \frac{\pi}{2} \cos \alpha.$$

Поскольку число витков винта $Z = B/t = 2,2/0,6 = 3,7 \approx 4$, а угол наклона винтовой линии $\alpha = \arctg \psi = \arctg 0,6 = 31^\circ$, то

$$\Sigma l = 4 \times 1(3,14/2) \cos 31^\circ = 5,38 \text{ м.}$$

Тогда площадь $A = 5,38 \times 0,05 = 0,27 \text{ м}^2$.

Окружная скорость режущей кромки винта

$$v = \frac{D}{2} \omega = \frac{D\pi n}{2 \times 30} = \frac{1 \times 3,14 \times 37}{2 \times 30} = 2 \text{ м/с.}$$

Окончательно получаем $P_{\text{фр}} = 0,27 \times 50\,000 \times 2 = 27\,000$ Вт .

Следовательно, приводная мощность $P_{\text{п}} = 7187 + 27\,000 = 34187$ Вт .

Пример 7. Определить производительность цепочно-планчатого питателя веерного движения при циклическом действии (рисунок 10.6). Исходные данные: высота штабеля навоза $H = 2$ м ; диаметры звездочек $d_1 = 0,5$ м и $d_2 = 0,18$ м ; плотность навоза $\rho = 700$ кг/м^3 ; время одного цикла работы питателя $t = 120$ с ; ширина питателя $B = 1$ м .

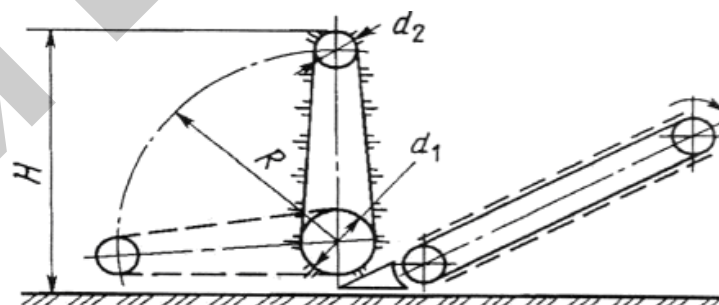


Рисунок 10.6. Схема к расчету производительности веерного питателя

Расстояние между звездочками

$$R = H - 0,5(d_2 + d_1) = 2 - 0,5(0,18 + 0,5) = 1,66 \text{ м.}$$

Приблизленно торцовая площадь выработки

$$A = 0,25\pi(R + 0,5d_2)^2.$$

Тогда при коэффициенте производительности $K_{\text{п}} = 0,6$

$$Q = K_{\text{п}} \rho \frac{\pi(R + 0,5d_2)^2 B}{4t} = 0,6 \times 700 \frac{3,14(1,66 + 0,5 \times 0,18)^2 \times 1}{4 \times 120} = 8,41 \text{ кг/с} \approx 30 \text{ т/ч.}$$

Полученное значение производительности следует скорректировать с учетом коэффициента использования рабочего времени $K_{\text{т}}$.

10.2. 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 определяем скорость перемещения штока поршня:

$$v_{ш} = \frac{l}{t} = \frac{0,8}{4} = 0,2 \text{ м/с.}$$

Выходная мощность гидропривода погрузчика:

$$P_{г} = F_{ш} \cdot v_{ш} = 110 \times 0,2 = 22 \text{ кВт.}$$

Определяем расчетную мощность:

$$P_{г.р} = K_{з.у} \cdot K_{з.с} \cdot P_{г} = 1,2 \times 1,3 \times 22 = 34,32 \text{ кВт.}$$

Коэффициенты запаса по усилию и запаса по скорости принимаем из диапазона соответственно $K_{з.у} = 1,15 \dots 1,25$ и $K_{з.с} = 1,2 \dots 1,4$, в зависимости от полученного значения $P_{г.р}$. Ориентировочно выбираем номинальное давление из следующих соотношений:

Мощность, кВт	до 0,1	0,1...1	1...5	5...20	более 20
Номинальное давление, МПа	1	1...6,3	6,3...10	10...16	16...25

Номинальное давление согласуем с рядом, МПа: 0,63; 1; 1,6; (2,5); 4; (6,3); (10); 12,5; (16); 20; 25; (32); 40; 50; 63 (в скобках указаны рекомендуемые значения).

Принимаем $p_{ном} = 16$ МПа.

Полезная площадь гидроцилиндра :

$$A_{ц} = \frac{K_{з.у} \cdot F_{ш}}{p_{ном}} = \frac{1,2 \times 110}{16} = 0,008 \text{ м}^2.$$

Диаметр поршня гидроцилиндра:

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{A_{ц}} = 1,13 \times \sqrt{0,008} = 0,1 \text{ м.}$$

Диаметр штока выбираем 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, м	0,02...0,03	0,03...0,04	0,05	0,06...0,07	0,07

Приводим значения диаметров поршня и штока в соответствие с рядом геометрических размеров силовых гидроцилиндров (таблица 124 приложения) и окончательно принимаем $D = 0,1$ м $d_{ш} = 0,06$ м.

Расход рабочей жидкости, потребляемой гидродвигателем, определяем по выражению:

$$Q_c = K_{з.у} \cdot A_{ц} \cdot v_{ш} = 1,2 \times 0,008 \times 0,2 = 1,92 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Примем насосную станцию с двумя насосами. Тогда производительность одного насоса:

$$Q = \frac{Q_c}{z} = \frac{1,92 \times 10^{-3}}{2} = 0,96 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

По таблице 119 приложения выбираем насос НШ-32-3 с параметрами: рабочий объем $q_H = 0,0315 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; 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 $\eta_{о.н} = 0,92$.

Мощность, необходимая для привода насосной станции,

$$P_{пс} = Q_c \cdot p_{ном} = 1,92 \times 10^{-3} \times 16 \times 10^6 = 30720 \text{ Вт.}$$

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода:

$$d_{вн} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{ном}}{v_{ж}}} = 1,13 \times \sqrt{\frac{1,86 \times 10^{-3}}{8}} = 0,017 \text{ м,}$$

где $v_{ж} = 8$ м/с – скорость потока жидкости (таблица 10.2).

Полученное значение диаметра округляем 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.

Принимаем $d_{вн} = 0,02$ м.

Таблица 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	6
Переливные и предохранительные клапаны	30

Для нагнетательного трубопровода выбираем стальную бесшовную холоднодеформированную трубу из стали 20. Определяем максимальное рабочее давление:

$$p_{\max} = (1,1 \dots 1,5) \cdot p_{\text{ном}} = (1,1 \dots 1,5) \times 16 = 17,6 \dots 18,4 \text{ МПа.}$$

Принимаем $p_{\max} = 18 \text{ МПа}$, а допускаемое напряжение на разрыв $[\sigma]_p = 80 \text{ МПа}$.

Толщина стенки трубы:

$$\delta_T = \frac{p_{\max} \cdot d_{\text{вн}}}{2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{18 \times 10^6 \times 0,02}{2 \times 80 \times 10^6} = 0,00225 \text{ м} = 2,3 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем 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.

Принимаем $\delta_T = 2,5 \text{ мм}$.

Наружный диаметр нагнетательного трубопровода:

$$d_H = d_{\text{вн}} + 2 \cdot \delta_T = 0,02 + 2 \times 0,0025 = 0,025 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр сливного трубопровода:

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{ном}}}{v_{\text{ж}}}} = 1,13 \times \sqrt{\frac{1,86 \times 10^{-3}}{2}} = 0,034 \text{ м,}$$

где $v_{\text{ж}} = 2 \text{ м/с}$ (таблица 10.2).

Принимаем $d_{\text{вн}} = 0,032 \text{ м}$.

Для сливного трубопровода выбираем стальную бесшовную холоднодеформируемую трубу из стали 20. Толщина стенки трубы:

$$\delta_T = \frac{p_c \cdot d_{\text{вн}}}{2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{0,8 \times 10^6 \times 0,032}{2 \times 80 \times 10^6} = 0,00016 \text{ м,}$$

где $p_c = 0,8 \text{ МПа}$.

Учитывая внешние нагрузки на трубопровод, принимаем

$$\delta_T = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м.}$$

Наружный диаметр сливного трубопровода:

$$d_H = d_{\text{вн}} + 2 \cdot \delta_T = 0,032 + 2 \times 0,002 = 0,036 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр всасывающего трубопровода:

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{ном}}}{v_{\text{ж}}}} = 1,13 \times \sqrt{\frac{0,93 \times 10^{-3}}{1,2}} = 0,032 \text{ м,}$$

где $v_{\text{ж}} = 1,2 \text{ м/с}$ (таблица 10.2).

Выбираем резиновый рукав с $d_{\text{вн}} = 32 \text{ мм} = 0,032 \text{ м}$.

Внутренний диаметр резиновых неармированных рукавов высокого давления с металлическими оплетками выбирают из ряда диаметров, мм: 10; 12; 16; 20; 25; 32; 38; 50.

Внутренний диаметр резиновых технических трубок, применяемых в качестве рукавов низкого давления, выбирают из ряда диаметров, мм: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40.

По номинальному давлению и расходу принимаем трехзолотниковый, трехпозиционный моноблочный распределитель типа ГР с параметрами: $p_{\text{ном}} = 16 \text{ МПа}$; $Q_{\text{ном}} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $Q_{\max} = 3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $D_y = 0,02 \text{ м}$.

Для фильтра выбираем металлическую сетку № 0045, у которой $k = 2,27 \text{ дм}^3/\text{см}^2$ (таблица 10.3). Принимаем перепад давлений на фильтре $\Delta p_\phi = 0,1 \text{ МПа}$.

Динамическая вязкость масла :

$$\mu = \nu \rho = 82 \times 10^{-6} \times 890 = 0,073 \text{ Па} \cdot \text{с},$$

где $\nu_{M-10B_2} = 82 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость;

$\rho_{M-10B_2} = 890 \text{ кг/м}^3$ – плотность масла (таблица 125 приложения).

Таблица 10.3 – Удельная пропускная способность фильтрующих материалов

Фильтрующий материал	Коэффициент k , $\text{дм}^3/\text{см}^2$
Металлическая сетка: 0,1	11,24
0,09	9,91
0,071	6,83
0,06	6,06
0,045	2,27
Проволочная сетка с размером щели 0,08 мм	0,105
Фетр авиационный	0,037
Бумага:	
АФБ-1	0,015
АФБ-1к	0,030
АФБ-2	0,035
Ткань лабораторная быстрофильтрующая	0,00065
Нейлон	0,014
Капрон	0,013
Картон	0,012

Площадь фильтрующей сетки при вязкости масла, соответствующей средней температуре окружающей среды $20 \text{ }^\circ\text{C}$, рассчитываем по формуле:

$$S_\phi = \frac{60 \cdot Q_{\text{НОМ}} \cdot \mu}{k \cdot \Delta p_\phi} = \frac{60 \times 1,86 \times 0,073}{2,27 \times 0,1} = 35,9 \text{ см}^2.$$

Принимаем $S_\phi = 36 \text{ см}^2$.

Вместимость масляного бака определяем по выражению:

$$V = 120 \cdot z \cdot Q_{\text{НОМ}} = 120 \times 2 \times 0,93 \times 10^{-3} = 0,223 \text{ м}^3.$$

Полученное значение необходимо согласовать с рядом номинальных вместимостей, дм^3 : 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250.

Принимаем $V = 200 \text{ дм}^3 = 0,2 \text{ м}^3$. Путевые потери давления на прямолинейных участках нагнетательного трубопровода 2.1...2.7 (рисунок 10.7) вычисляем при оптимальной температуре гидросистемы $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

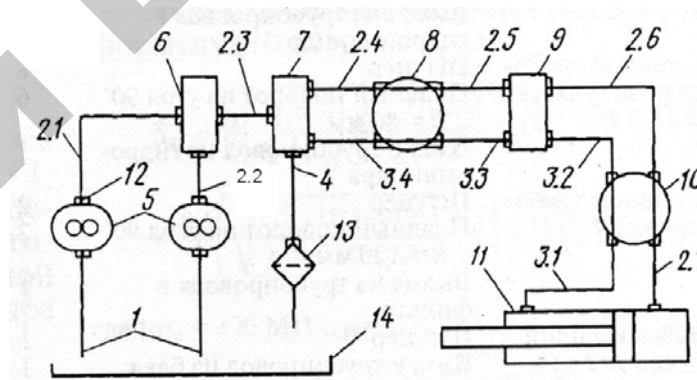


Рисунок 10.7. Гидравлическая схема механизма подъема стрелы

Число Рейнольдса:

$$Re = v_{\text{ж}} \cdot d_{\text{вн}} / \nu = \frac{6 \times 0,02}{82 \times 10^{-6}} = 1463,4,$$

где $v_{\text{ж}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{НОМ}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \times 1,86 \times 10^{-3}}{3,14 \times 0,02^2} = 6 \text{ м/с}$ – средняя скорость течения жидкости.

Полученное значение Re меньше критического, следовательно, режим ламинарный и коэффициент гидравлического сопротивления

$$\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75}{1463,4} = 0,05.$$

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:

$$\Delta p_{\text{п.н}} = \frac{\lambda \cdot L_{\text{н}} \cdot v_{\text{ж}}^2 \cdot \rho}{2 \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{0,05 \times 2,7 \times 6^2 \times 890}{2 \times 0,02} = 0,108 \text{ МПа,}$$

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:

$$\Delta p_{\text{м.н}} = \frac{v_{\text{ж}}^2 \cdot \rho \cdot \sum \xi_{\text{н}}}{2} = \frac{6^2 \times 890 \times 5,56}{2} = 0,089 \text{ МПа.}$$

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:

$$\sum \xi = (0,1 + 0,23 + 0,1) \times 2 + 0,1 + 0,32 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,23 + 0,1 + 2 = 5,56.$$

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:

$$\sum \Delta p_{\text{га}} = \frac{v_{\text{ж}}^2 \cdot \rho \cdot (\xi_{\text{р.п}} + \xi_{\text{з.р}} + \xi_{\text{р.м}} + \xi_{\text{р.с}} + \xi_{\text{с.м}})}{2} = \frac{6^2 \times 890 \times (5 + 4 + 4 + 5 + 2,5)}{2} = 0,328 \text{ МПа.}$$

Аналогично находим потери давления на остальных участках гидропривода. Результаты расчетов приведены в таблицах 10.4–10.6.

Суммарные потери давления в гидросистеме:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{п}} + \sum \Delta p_{\text{м}} + \sum \Delta p_{\text{га}} = 0,198 + 0,14 + 0,583 = 0,921 \text{ МПа,}$$

что составляет 5,8 % и находится в допустимых пределах.

Поскольку объемный КПД насоса $\eta_{\text{о.н}} = 0,94$, регулятора потока $\eta_{\text{о.р.п}} \approx 1$, распределителя $\eta_{\text{о.з.р}} = 0,98$, распределительной муфты $\eta_{\text{о.р.м}} = 0,96$, регулятора скорости $\eta_{\text{о.р.с}} = 1$, соединительной муфты $\eta_{\text{о.с.м}} = 0,98$, гидроцилиндра $\eta_{\text{о.г.ц}} = 0,99$, то объемный КПД гидропривода:

$$\eta_{\text{о}} = \eta_{\text{о.н}}^2 \cdot \eta_{\text{о.р.п}} \cdot \eta_{\text{о.з.р}} \cdot \eta_{\text{о.р.м}} \cdot \eta_{\text{о.р.с}} \cdot \eta_{\text{о.с.м}} \cdot \eta_{\text{о.г.ц}} = 0,94^2 \times 1 \times 0,98 \times 0,96 \times 1 \times 0,98 \times 0,99 = 0,81.$$

Таблица 10.4 – Расчетные значения потерь давления по длине гидролинии (см. рисунок 10.7)

Наименование гидролинии	$d_{\text{вн}}, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$v_{\text{ж}}, \text{ м/с}$	$Q_{\text{ном}} \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	Re	Формула для расчета λ	λ	$\Delta p_{\text{п}}, \text{ МПа}$
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	$2 \cdot 12 \cdot 10^{-4}$

Примечание. На всех участках гидролинии ламинарный режим движения жидкости.

Таблица 10.5 – Расчетные значения потерь давления в гидроагрегатах (см. рисунок 10.7)

Наименование гидролинии	Наименование местного сопротивления	ξ	$Q_{ном} \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	$v_{ж}, \text{ м/с}$	$\Delta p_{м}, \text{ МПа}$
Нагнетательный трубопровод 2.1...2.7	Регулятор потока	5			
	Распределитель золотниковый	4			
	Муфта распределительная	4	1,86	6	0,328
	Регулятор скорости	5			
	Муфта соединительная	2,5			
Сливной трубопровод (участки 3.1...3.4)	Муфта соединительная	2,5			
	Регулятор скорости	5	1,86	6	0,248
	Муфта распределительная	4			
	Распределитель золотниковый	3			
Сливной трубопровод 4	Фильтр	3	1,86	2,2	0,007

Примечание. Во всех трубопроводах установлено по одному местному сопротивлению.

Таблица 10.6 – Расчетные значения потерь давления в местных сопротивлениях (см. рисунок 10.7)

Наименование гидролинии	Наименование местного сопротивления	Количество	ξ	$Q_{ном} \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	$v_{ж}, \text{ м/с}$	$d_{вн}, \text{ м}$	$\Delta p_{м}, \text{ МПа}$
1	2	3	4	5	6	7	8
Нагнетательный трубопровод (участки 2.1...2.7)	Штуцер	14	0,1				
	Плавный поворот на угол 90°	8	0,23	1,86	6	0,02	0,089
	Плавный поворот на угол 180° с R = 80 мм	1	0,32				

Окончание таблицы 10.6

1	2	3	4	5	6	7	8
	Выход из трубопровода в гидроцилиндр	1	2				
Сливной трубопровод (участки 3.1...3.4)	Штуцер	8	0,1				
	Плавный поворот на угол 90° с R = 80 мм	6	0,23	1,86	6	0,02	0,044
	Вход в трубопровод из гидроцилиндра	1	0,54				
	Штуцер	2	0,1				
Сливной трубопровод 4	Плавный поворот на угол 90° с R = 120 мм	2	0,23	1,86	2,3	0,032	0,006
	Выход из трубопровода в фильтр	1	2				
	Штуцер	1	0,1				
Всасывающий рукав I (2 ед.)	Вход в трубопровод из бака	1	0,6	0,93	1,2	0,032	$2 \cdot 5 \cdot 10^{-4}$

Гидравлический КПД рассчитываем по формуле:

$$\eta_{г} = \frac{P_{ном} - \Delta p}{P_{ном}} = \frac{16 - 0,921}{16} = 0,94.$$

Механический КПД:

$$\begin{aligned} \eta_{м} &= \eta_{м.н}^2 \cdot \eta_{м.р.п} \cdot \eta_{м.з.р} \cdot \eta_{м.р.м} \cdot \eta_{м.р.с} \cdot \eta_{м.с.м} \cdot \eta_{м.гц} = \\ &= 0,94^2 \times 1 \times 0,96 \times 0,95 \times 1 \times 0,96 \times 1 = 0,77 \end{aligned}$$

(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 $\eta_{м.гц} \approx 1$).

Общий КПД гидропривода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_o \cdot \eta_r \cdot \eta_m = 0,81 \times 0,94 \times 0,77 = 0,59.$$

Диаметр гидроцилиндра (внутренний) с учетом потерь давления в напорной линии уточняем по выражению:

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{ш}}}{z \cdot (p_{\text{ном}} - \Delta p) \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{п}}^2}} = 1,13 \times \sqrt{\frac{110000}{1 \times (16 - 0,525) \times 10^{-6} \times 1 \times 0,98^2}} = 0,097 \approx 0,1,$$

что соответствует значению, полученному ранее. Здесь $\Delta p = 0,525$ МПа – потери давления на участке 2.1...2.7; z – число гидроцилиндров, работающих одновременно; $\eta_{\text{ц}} = 1$ – механический КПД гидроцилиндра; $\eta_{\text{п}} = 0,98$ – КПД двух шарнирных подшипников с густой смазкой.

Толщина стенок гидроцилиндра:

$$\delta_{\text{ц}} = \frac{D}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_{\text{р}} + p_{\text{max}} \cdot (1 - 2 \cdot \mu)}{[\sigma]_{\text{р}} - p_{\text{max}} \cdot (1 + \mu)}} - 1 \right) = \frac{0,1}{2} \times \left(\sqrt{\frac{120 + 18 \times (1 - 2 \times 0,3)}{120 - 18 \times (1 + 0,3)}} - 1 \right) = 0,0074 \text{ м},$$

где $[\sigma]_{\text{р}} = 120$ МПа – допускаемое напряжение на разрыв: для углеродистой стали – 110...120, легированной – 120...150; p_{max} – максимальное рабочее давление, МПа; $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

Принимаем $\delta_{\text{ц}} = 0,08$ м.

Напряжение в стенке цилиндра:

$$\text{при } D_{\text{н}} = D + 2 \cdot \delta_{\text{ц}} = 0,1 + 2 \times 0,008 = 0,116 \text{ м};$$

$$\sigma = p_{\text{max}} \cdot \frac{(D_{\text{н}}^2 + D^2)}{(D_{\text{н}}^2 - D^2)} = 18 \times \frac{(0,116^2 + 0,1^2)}{(0,116^2 - 0,1^2)} = 122,2 \text{ МПа}.$$

Толщина плоского дна цилиндра:

$$\delta = 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p_{\text{max}}}{\sigma}} = 0,405 \times 0,1 \times \sqrt{\frac{18}{122,2}} = 0,0155 \text{ м}.$$

Принимаем $\delta = 0,016$ м.

Так как длина цилиндра с выдвинутым штоком $L > 10 \cdot D$, рассчитываем шток на продольный изгиб. Наибольшая осевая сжимающая сила:

$$F_a = \frac{10^6 \cdot \mu \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{10^6 \times 1 \times 3,14^2 \times 22 \times 10^4 \times 0,635 \times 10^{-6}}{1,65^2} = 505927 \text{ Н},$$

где μ – коэффициент, зависящий от способа заделки концов штока:

- $\mu = 1$ – при шарнирной заделке концов,
- $\mu = 2$ – при жестком креплении одного конца;
- $E = 22 \times 10^4$ МПа – модуль упругости стали;

$$I = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^4}{64} = \frac{3,14 \times 0,06^4}{64} = 0,635 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$L = 1,65$ м – длина цилиндра с выдвинутым штоком.

Значение силы F_a в несколько раз превышает значение усилия на штоке $F_{\text{ш}}$, следовательно, при работе погрузчика продольного изгиба штока не будет.

Чтобы уточнить рабочее давление в гидросистеме, определяем следующие величины.

Сила трения в уплотнениях штока:

$$R_{\text{тр.ш}} = f \cdot \pi \cdot d_{\text{ш}} \cdot b \cdot p_{\text{к}} = 0,13 \times 3,14 \times 0,07 \times 0,01 \times 16 \times 10^6 = 3919 \text{ Н},$$

где $f = 0,1 \dots 0,2$ – коэффициент трения; $b = 0,01$ м – высота уплотнения по оси цилиндра; $p_{\text{к}} = p_{\text{ном}}$ – давление жидкости на контактируемые поверхности, Па.

Сила трения в уплотнениях поршня:

$$R_{\text{тр.п}} = f \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p_{\text{к}} = 0,13 \times 3,14 \times 0,1 \times 0,01 \times 16 \times 10^6 = 6531 \text{ Н}.$$

Сила трения в уплотнениях гидроцилиндра:

$$R_{\text{тр}} = R_{\text{тр.ш}} + R_{\text{тр.п}} = 3919 + 6531 = 10450 \text{ Н}.$$

Сила противодействия:

$$R_{\text{пр}} = p_{\text{с}} \cdot A_{\text{с}} = 0,8 \times 10^6 \times 0,005 = 4000 \text{ Н},$$

где $p_c = 0,8$ МПа – давление в сливной полости;

$$A_c = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2)}{4} = \frac{3,14 \times (0,1^2 - 0,06^2)}{4} = 0,005 \text{ м}^2 -$$

площадь поршня со стороны слива.

Сила инерции движущихся частей:

$$R_{ин} = \frac{m \cdot \Delta v^2}{2 \cdot s_{p(\tau)}} = \frac{50000 \times 0,01^2}{2 \times 0,002} = 125 \text{ Н},$$

где $m = 5000$ кг – масса движущихся частей и рабочей жидкости;
 $\Delta v = v_k - v_o = 0,21 - 0,2 = 0,01$ м/с – приращение скорости движения штока в период разгона или торможения;

$$v_k = \frac{s_{p(\tau)}}{t_{оп} - t_{p(\tau)}} = \frac{0,8}{4 - 0,2} = 0,21 \text{ м/с} - \text{ скорость перемещения штока в}$$

конце переходного процесса; $s = 0,8$ м; $t_{оп} = 4$ с – из условий на проектирование; $t_{p(\tau)} = 0,2$ с – время разгона (торможения);

$$v_o = \frac{s}{t_{оп}} = \frac{0,8}{4} = 0,2 \text{ м/с} - \text{ скорость перемещения штока в период}$$

установившегося движения; $s_{p(\tau)} = \Delta v \cdot t_{p(\tau)} = 0,01 \times 0,2 = 0,002$ м – перемещение поршня за время разгона или торможения.

Тогда расчетное рабочее давление:

$$p = \frac{(F_{ш} + R_{тр} + R_{пр} + R_{ин})}{10^6 \cdot A} = \frac{110000 + 10450 + 4000 + 125}{0,0079 \times 10^6} = 15,77 \text{ МПа},$$

где A – рабочая площадь поршня, м^2 , что не превышает давления, принятого за номинальное.

Подача насосной станции:

$$Q_{н.с} = \frac{A \cdot v_{ш}}{\eta_o} = \frac{0,0079 \times 0,2}{0,81} = 0,0019 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Полученное значение Q_c удовлетворяет условию.

Полезная мощность насосной станции:

$$P_{н.с} = 10^3 \cdot Q_{н.с} \cdot p = 10^3 \times 0,0019 \times 15,77 = 29,9 \text{ кВт}.$$

Приводная мощность:

$$P_{пр} = \frac{P_{н.с}}{\eta_{общ.н.с}^2} = \frac{29,9}{0,84^2} = 42,4 \text{ кВт},$$

где $\eta_{общ.н.с} = 0,841$ – общий КПД насосной станции.

Скорость перемещения штока:

$$v_{ш} = \frac{P_{пр} \cdot \eta_{общ}}{10^3 \cdot p \cdot A} = \frac{42,4 \times 0,59}{10^3 \times 15,77 \times 0,0079} = 0,2 \text{ м/с}.$$

Потери мощности в гидроприводе, переходящие в теплоту:

$$\Delta P = \Phi = P_{пр} \cdot (1 - \eta_{общ}) = 42400 \times (1 - 0,59) = 17384 \text{ Вт}.$$

Коэффициент, учитывающий непрерывность работы гидропривода:

$$K_B = \frac{t_{раб}}{t_{см}} = \frac{5,8}{8,2} = 0,71,$$

где $t_{раб} = 5,8$ часов – фактическое время работы гидропривода в смену; $t_{см} = 8,2$ часа – полное время смены.

Температурный перепад в установившемся режиме подсчитываем, исходя из максимально допустимой температуры для данной рабочей жидкости T_{max} и максимальной температуры окружающей среды:

$$\Delta T = T_{max} - T_{o,max} = 343 - 313 = 30 \text{ К}.$$

Необходимая площадь поверхности теплообмена:

$$A_T = \frac{\Phi \cdot K_B}{\alpha \cdot \Delta T} = \frac{17348 \times 0,71}{15,1 \times 30} = 27,25 \text{ м}^2,$$

где α – коэффициент теплообмена, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ($\alpha = 15,1$ – при свободно обдуваемой поверхности; $\alpha = 23,3$ – при обдуве поверхности вентилятором; $\alpha = 110 \dots 175$ – при охлаждении поверхности водой.

Площадь поверхности теплообменника с учетом данных таблицы 10.7:

$$A_{\text{тепл}} = A_{\Gamma} - A_{\text{факт}} = 27,25 - 3,277 = 23,97 \text{ м}^2.$$

По таблице 128 приложения выбираем теплообменник КМ6–СК–1 с площадью теплоотдающей поверхности 23,7 м². Определяем время, за которое в гидроприводе достигается установившийся теп-ловой режим, и массу рабочей жидкости в гидросистеме:

$$m_{\text{ж}} = \rho \cdot V = 890 \times 0,20 = 178 \text{ кг.}$$

где $V = 200$ л – объем масла.

Массу гидропривода $m_{\Gamma} = 173$ кг принимаем по таблице 10.7.

Суммарная масса рабочей жидкости и гидропривода:

$$m = m_{\text{ж}} + m_{\Gamma} = 178 + 173 = 351 \text{ кг.}$$

Средняя удельная теплоемкость гидропривода:

$$C = \frac{C_1 \cdot m_{\text{ж}} + C_2 \cdot m_{\Gamma}}{m} = \frac{1,68 \times 10^3 \times 178 + 0,482 \times 10^3 \times 173}{351} = 1090 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К.}$$

где $C_1 = 1,68 \times 10^3$ Дж/ кг·К – удельная теплоемкость рабочей жидкости;

$C_2 = 0,482 \times 10^3$ Дж/ кг·К – удельная теплоемкость стали.

Время достижения температуры, близкой к установившейся:

$$t_{\text{уст}} = \frac{3 \cdot m \cdot C}{\alpha \cdot A_{\Gamma}} = \frac{3 \times 351 \times 1090}{15,1 \times 27,25} = 2789 \text{ с.}$$

Максимальная температура рабочей жидкости при установившемся тепловом режиме:

$$T = \frac{T_o + \Phi}{\alpha \cdot A_{\Gamma}} = \frac{313 + 17384}{15,1 \times 27,25} = 355 \text{ К.}$$

Таблица 10.7 – Фактическая теплоотдающая поверхность гидрооборудования

Наименование гидрооборудования	Количество	Суммарная площадь теплоотдающей поверхности, м ²	Масса, кг
1	2	3	4
Насос шестеренный НШ-32-2	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

Полученное значение температуры превышает наибольшее допустимое. Следовательно, для нормальной работы гидросистемы необходим принудительный обдув теплообменника вентилятором. Тогда суммарная масса элементов гидросистемы:

$$m = m_{\text{ж}} + (m_{\Gamma} + m_{\text{тепл}}) = 178 + (173 + 77,3) = 428,3 \text{ кг,}$$

где $m_{\text{тепл}} = 77,3$ кг – масса теплообменника (таблица 128 приложения).

Уточняем среднюю удельную теплоемкость:

$$C = \frac{C_1 \cdot m_{\text{ж}} + C_2 \cdot (m_{\text{г}} + m_{\text{тепл}})}{m} = \frac{1,68 \times 10^3 \times 178 + 0,482 \times 10^3 \times (173 + 77,3)}{428,3} = 980 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Время достижения температуры, близкой к установившейся:

$$t_{\text{уст}} = \frac{3 \cdot m \cdot C}{\alpha_1 \cdot A_{\text{факт}} + \alpha_2 \cdot A_{\text{тепл}}} = \frac{3 \times 428,3 \times 980}{15,1 \times 3,277 + 23,3 \times 23,7} = 2093 \text{ с.}$$

Максимальная температура рабочей жидкости при установившемся тепловом режиме:

$$T = \frac{T_0 + \Phi}{\alpha_1 \cdot A_{\text{факт}} + \alpha_2 \cdot A_{\text{тепл}}} = \frac{313 + 17384}{15,1 \times 3,277 + 23,3 \times 23,7} = 341,9 \text{ К,}$$

что не превышает допустимого значения $T_{\text{max}} = 343$ К.

Проверяем выполнение условия, при котором

$$p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{м.в}} < p_0 + \gamma \cdot h,$$

где $p_{\text{в}}$ – минимальное допустимое давление на входе насоса при расчетной максимальной подаче, МПа; $\Delta p_{\text{м.в}}$ – местные потери давления во всасывающей магистрали, МПа; $p_0 = 98100$ Па – давление на свободной поверхности жидкости (атмосферное); γ – удельный вес рабочей жидкости, Н/м^3 ; $h = 0,15$ м – минимальное превышение верхнего уровня жидкости над входным патрубком (обеспечивается неразрывность потока всасываемой жидкости).

Чтобы определить минимально допустимое давление на входе в насос $p_{\text{в}}$, рассчитаем абсолютное давление по формуле:

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \gamma \cdot h = 98100 + 8730,9 \times 0,15 = 99409,6 \text{ Па,}$$

где $\gamma = \rho \cdot g = 890 \times 9,81 = 8730,9 \text{ Н/м}^3$.

Для серийно выпускаемых насосов:

$$p_{\text{в}} = 0,07 \cdot p_{\text{абс}} = 0,07 \times 99409,6 = 6958,4 \text{ Па;}$$

$$p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{м.в}} = 6958,4 + 5000 = 11958,4 \text{ Па,}$$

где $\Delta p_{\text{м.в}} = 5000$ Па (таблица 10.6).

$$p_0 + \gamma \cdot h = 98100 + 8730,9 \times 0,15 = 99409,6 \text{ Па.}$$

Поскольку $11958,4 < 99409,6$, то неразрывность потока обеспечивается.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ерохин, М. Н.* Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения / М. Н. Ерохин [и др.]. – Москва : Колос, 1999. – 228 с.
2. *Александров, М. П.* Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – Изд. 5-е, перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1979. – 558 с.
3. *Вайнсон, А. А.* Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайнсон. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1975. – 431 с.
4. *Кузьмин, А. В.* Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Минск : Высшая школа, 1983. – 350 с.
5. *Зенков, Л. Р.* Машины непрерывного транспорта / Л. Р. Зенков, И. И. Иванов, Л. Н. Колобов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1987. – 432 с.
6. *Богорад, А. А.* Грузоподъемные и транспортные машины / А. А. Богорад. – Москва : Металлургия, 1989. – 416 с.
7. *Красников, В. В.* Подъемно-транспортные машины / В. В. Красников. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Колос, 1981. – 263 с.
8. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов / Минск : УП «ДИЭКОС», 2001. – 218 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

Таблица 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, $a_2 \ll 2$	Подъема крюка	Передвижения																
								Тали	Крана															
3,2	10	3,6	7.1	6	0,4	0,6	0,125	0,32	0,5	0,63	0,8	1	70	P24 (по ГОСТ 6368–82)	8									
	12,5														8,5									
	20	4,5													15									
5	12,5	3,6		8	7.1	71									0,5	0,65	0,125	0,32	0,5	0,63	0,8	1	85	11,5
	16	4,5																						13,5
	20,5	4,5																						18
8	25	6,3	9	9	0,6	0,7	0,1	0,32	0,5	0,63	0,8	1	120	P43 (по ГОСТ 7173–54*)	20									
	16	4,5													18									
	25	6,3													25									
12,5	16	4,5		9	7.1	0,7									0,8	0,125	0,5	0,8	1	1,25	150	180	180	21
	20	4,5																						25
	25	6,3																						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.

Таблица 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				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
8	—	16	4,5	9	9	0,8	0,8	0,16 0,2 0,25 0,32	—	0,5 0,63	0,63 0,8 1 1,25 1,6	150	P43 (по ГОСТ 7173–54*)	20	30
											180				
		25	6,3								9	10	0,16 0,2 0,25 0,32	—	0,5 0,63

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
12,5		25	6,3							0,63 0,8		220		35	44
		32	8,0		11,2					0,8 1 1,25				42	58
	5	25	6,3		9		0,9	0,16 0,2 0,25	0,32 0,5 0,5	0,63 0,8 0,8	0,8 1 1,25		P50 (по ГОСТ 7174-75*) P65 (по ГОСТ 7173-54*)	55	68
20		32	8		11,2										60
	8							0,125 0,16 0,2	0,25 0,32 0,32	0,5 0,63 0,8	0,63 0,8 1 1,25			66	
32				10		1	1								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, вспомогательного – 5 т, пролетом 32 м, высотой подъема 10 м, исполнения 2: КК20/5–32–10–2 ГОСТ 7352–88.

Таблица 3 – Технические характеристики мостовых однобалочных кранов (по ГОСТ 22045–89)

Грузоподъемность, т	Пролет, м	Масса крана, т		
		Исполнение А	Исполнение Б	
1	4,5	1,45	1,80	
	7,5	1,70	1,95	
	10,5	2,05	2,40	
	(13,5)	2,70	3,05	
	16,5	3,02	3,40	
	(19,5)	4,07	4,45	
	22,5	4,30	4,70	
2	4,5	1,55	1,90	
	7,5	1,80	2,10	
	10,5	2,15	2,35	
	16,5	3,20	3,50	
	22,5	4,40	4,80	
	3,2	4,5	1,76	2,12
7,5		2,05	2,36	
10,5		2,60	2,95	
16,5		3,60	3,95	
22,5		5,05	5,41	
28,5		7,05	7,45	
5		4,5	2,07	2,46
		7,5	2,47	2,85
		10,5	2,95	3,29
		16,5	4,28	4,64
		22,5	6,20	6,57
		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 22045–89Е.

Таблица 4 – Технические характеристики консольных электрических кранов (по ГОСТ 19811–90)

Грузоподъемность, т	Высота подъема крюка, м	Наибольший вылет, м	Мощность электродвигателей, кВт	Масса крана, т	
			Не более		
Тип крана 1 (настенный)					
0,5 1,2 3,2	6	2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,5	1,3 3,1 4	0,45...0,75 0,6...0,95 1-1,6 1,75...2,55	
Тип крана 2 (крепление верхней опоры к перекрытию)					
0,5 1 2 3,2		2; 2,5; 3,2; 4	2,5; 3,2; 4; 5	1,3 3,1 4 6,5	0,7...1,15 0,9...1,45 1,35...2,2 2,1...3,15
Тип крана 3 (свободно стоящий на колонне)					
0,5 1 2 3,2	2; 2,5; 3,2; 4	2,5; 3,2; 4; 5	1,3 3,1 4 6,5	1...1,55 1,5...2,05 1,85...4,35 4,6...7,7	

150

Таблица 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.

151

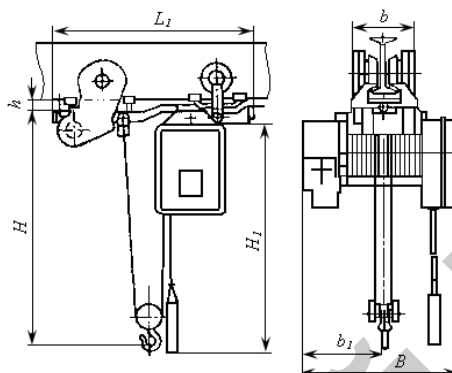
Таблица 6 – Технические характеристики ручных червячных передвижных талей

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	2	3	4	5	6	7
1	350	100	1,2	16...33	18М;24М; 30М; 36М	45

1	2	3	4	5	6	7
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.

Таблица 7 – Технические характеристики электрических талей (по ГОСТ 22584–96)



Обозначение тали	Грузоподъемность, т	Высота подъема, м	Размеры, мм								Масса, кг
			B	b	b ₁	H	h	L	L ₁	H ₁	
			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		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

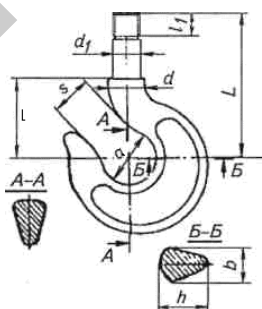
Таблица 8 – Грузоподъемность однорогих крюков (по ГОСТ 6627–76*)

Номер крюка	Ручной привод	Машинный привод	
		Режим Л; С	Режим Т; ВТ
1	2	3	4
1	0,4	0,32	0,25
2	0,50	0,4	0,32

1	2	3	4
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

154

Таблица 9 – Размеры крюков, мм



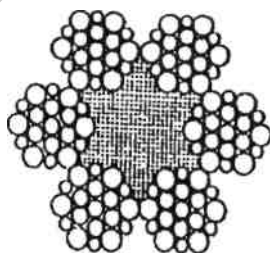
155

Номер крюка	a	s	b	h	d	d _f	d ₀	L		l	l ₁	Масса, кг	
								Тип А	Тип Б			Не менее	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		12	13
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

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	1
6	36	26	22	32	25	20	M20	105	130	50	30	0,9	1
7	40	30	24	36	25	20	M20	ПО	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	ПО	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 70x80	440	630	180	95	47	56
19	150	115	90	150	95	85	Трап 80x10.	480	660	210	100	64	74
20	170	130	102	164	ПО	100	Трап 90x12	535	730	230	115	95	ПО

Примечание. Тип А — короткий крюк, тип Б — удлиненный.

Таблица 10 – Размеры и параметры канатов двойной свивки типа ЛК–Р конструкции 6x19 (1 + 6 + +6/6) + 1 о. с. (по ГОСТ 2688–80*)



Диаметр каната $d_{к1}$, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие каната $S_{разр}$, кН (не менее), при σ_B проволок в МПа (кгс/мм ²)			
			1372(140)	1568(160)	1666(170)	1764(180)
1	2	3	4	5	6	7
3,8	5,63	55,1	—	—	—	8,4
		64,1	—	—	—	9,75
		73,9	—	—	—	11,25
		84,4	—	—	—	12,85

Продолжение таблицы 10

1	2	3	4	5	6	7
4,1	6,55					
4,5	7,55	64,1	—	—	—	9,75
4,8	8,62					
4,5	7,55	73,9	—	—	—	11,25
4,8	8,62	84,4	—	—	—	12,85
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

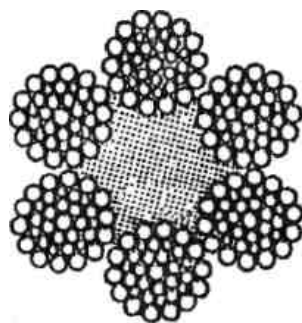
158

Окончание таблицы 10

1	2	3	4	5	6	7
16,5	104,61	1025	124	142	151	155,5
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

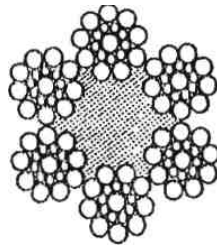
159

Таблица 11 – Размеры и параметры канатов двойной свивки типа ЛК–РО конструкции 6 x 36(1 + 7 + 7/7 + 14) + 1 о. с. (по ГОСТ 7668–80*)



Диаметр каната d_k , мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие каната $S_{разр}$ кН, (не менее), при σ проволок в МПа (кгс/мм ²)			
			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

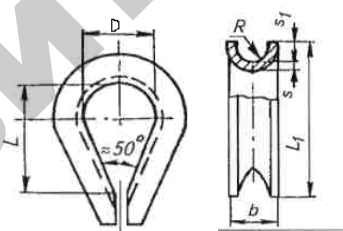
Таблица 12 – Размеры и параметры канатов двойной свивки типа ЛК–О конструкции 6 x 19(1 + 9 + 9) + 1 о. с. (по ГОСТ 3077–80*)



Диаметр каната d_k , мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Масса 1000 м смазанного каната, кг	Расчетное разрывное усилие каната $S_{разр}$ кН, (не менее), при σ проволок в МПа (кгс/мм ²)			
			1372(140)	1568(160)	1666(170)	1764(180)
1	2	3	4	5	6	7
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

1	2	3	4	5	6	7
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

Таблица 13 – Основные размеры кованных и штампованных коушей, мм (по ГОСТ 2224–93)

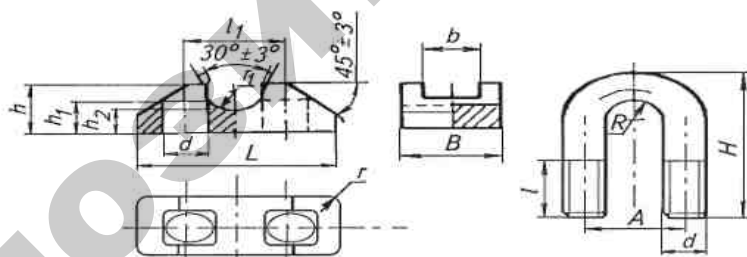


Диаметр каната d_k	D	b	L	L_1	R	S	s_1	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2...2,5	10	5	16	24	1,5	1	1,5	0,002
2,6...3,5	12	7	20	32	2	1,5	2,5	0,008
3,6...4,6	15	10	24	40	3	2	4	0,015
4,7...5,7	20	11	33	50	3,5	2	4	0,025
5,8...7	25	12	41	62	4	2	5	0,035
7,1...8,6	30	14	50	74	5	2	6	0,058
8,7...10,2	34	18	56	84	6	3	7	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

1	2	3	4	5	6	7	8	9
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
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 СтЗпс3 (по ГОСТ 380–80 для эксплуатации при окружающей температуре; при температуре ниже – 40 ° – сталь марки ВСтЗпс5 (по ГОСТ 380–88)).
2. Пример условного обозначения коуша Д = 45 мм: коуш 45 ГОСТ 2224–93.

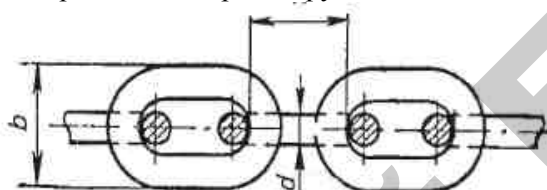
Таблица 14 – Размеры зажимов для стальных канатов, мм



Диаметр каната	Колодки										Скобы							
	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>B</i>	<i>h</i>	<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂	<i>r</i> ₁	<i>r</i>	Масса, кг	<i>A</i>	<i>d</i>	<i>H</i>	<i>l</i> ₂	<i>R</i>	<i>C</i>	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
4...6	13	<i>l</i>	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

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
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

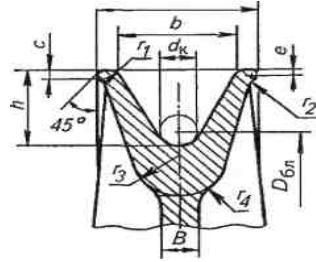
Таблица 15 – Размеры и параметры цепей сварных грузовых и тяговых типа А



Калибр цепи d , мм	Шаг цепи p , мм			Номинальная ширина цепи b , мм	Рабочая нагрузка, кН, не более	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 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	± 1	$\pm 1,1$	36	11,5	46	2,7
13	36	± 1	$\pm 1,3$	44	16,5	66	3,8
16	45	± 1	$\pm 1,6$	53	25,5	102	5,8

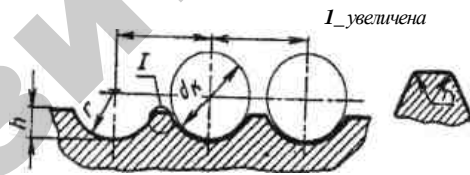
Примечание. Пример условного обозначения цепи типа А, калибра 16 мм, с шагом 45 мм:
Цепь А 16×45 ГОСТ 2319–81.

Таблица 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

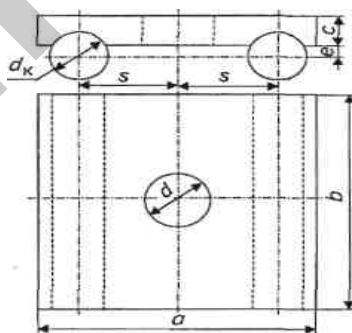
Таблица 17 – Размеры профиля канавок на барабанах для навивки канатов, мм



d_k	r	r_1	h	p
1	2	3	4	5
3,8...4,5	3		1,5	5
4,6...5,6	3,5		2	6
5,7...6,9			3	10
7...8,3				
8,4...9,1				
9,2... 10				11
10,1...11			3,5	12,5 13,5
11,1...12				
12,1...13		1,5	4	15

1	2	3	4	5
13,1...14 14,1...15			4,5	16 17
15,1...16,5			5	18
16,6...17 17,1...18			5,5	19 20
18,1...19,5			6	22
19,6...20		2,5		23
20,1...21 21,1...23,5 23,6...25 25,1...26 26,1...27			6,5 7 7,5 8 8,5	24 26 28 29 32
<i>Примечание.</i> Барабаны разрешается изготавливать 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.				

Таблица 18 – Размеры элементов крепления каната, мм



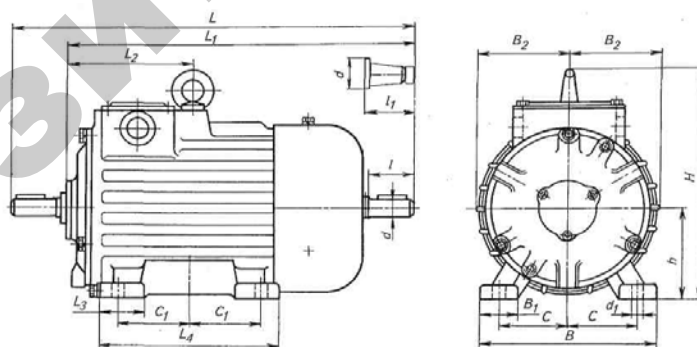
d_k	Накладка								Шпилька $d \times l$
	r	a	b	c	s	d	e	Масса, кг	
4,8	3,5	20	20	6	1	7	2,5	0,02	M6x16
6,2	4	25	25	8	8	9	3	0,035	M8x20
8,7	5	35	35	10	11	11	3	0,085	M10x25
11,0	7	40	40	12	13	13	4	0,125	M12x30
13,0	8	45	45	15	15	17	4	0,210	M16x35
15,0	9	50	50	18	17	17	5	0,25	M16x40
19,5	11,5	70	55	20	22	22	6,5	0,495	M20x50
24,0	13,5	80	60	25	27	25	7,5	0,75	M24x60
28	15,5	90	65	30	31	26	9,5	1	M24x70
<i>Примечание.</i> Материал накладок — сталь марки Ст3 по ГОСТ 380–94*.									

Таблица 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 ²	Масса, кг
	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$				
	легкий		средний		тяжелый					
МТКФ011-6	2	780	1,7	835	1,4	875	42	42	0,08	47
МТКФ 012-6	3,1	785	2,7	835	2,2	880	67	67	0,11	53
МТКФ 111-6	4,5	825	4,1	850	3,5	885	104	105	0,18	70
МТКФ 112-6	6,5	845	5,8	870	5	895	175	175	0,26	80
МТКФ 211-6	10,5	800	9	840	7,5	880	210	220	0,44	110
МТКФ 311-6	14	880	13	895	11	910	380	390	0,85	155
МТКФ 312-6	19,5	900	17,5	915	15	930	590	600	1,20	195
МТКФ 411-6	13	905	27	915	22	935	720	780	1,90	255
МТКФ 412-6	40	910	36	920	30	935	950	1000	2,55	315
МТКФ 311-8	10,5	660	9	670	7	690	3320	330	1,1	155
МТКФ 312-8	15	675	13	690	11	700	470	510	1,55	195
МТКФ 411-8	22	660	18	680	15	695	650	670	2,15	255
МТКФ 412-8	30	675	26	690	22	700	950	1000	3,0	315

Примечание. Маркировка МТКФ 312–6 обозначает крановый электродвигатель с короткозамкнутым ротором с классом нагревостойкости изоляции F ($t < 155^\circ$) 3-ей величины, модернизированный, 2-ой длины, шестиполосный.

Таблица 20 – Основные размеры, мм, крановых асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором серии МТК

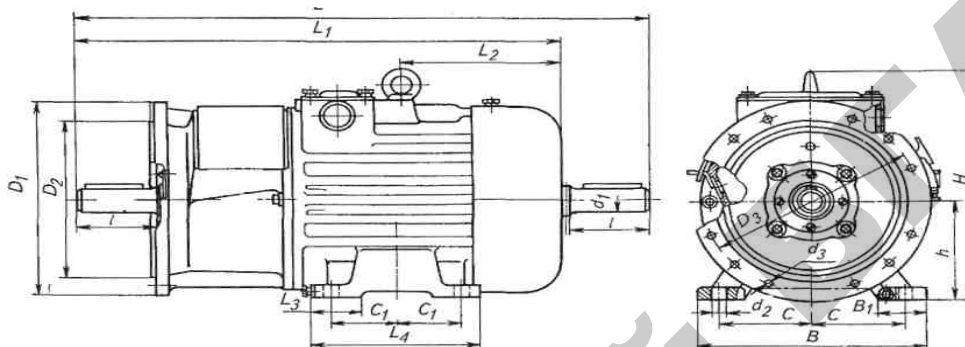


Типоразмер электродвигателя	L	L_1	L_2	L_3	L_4	l_1	l	B	B_1	B_2	C	C_1	d	d_1	H	h
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
МТКФ 011	485	415,5	202,	60	200	64,5	60	230	50	118	90	75	28	19	302	112
МТКФ 012	520	450,5	217,	60	240	64,5	60	230	50	118	90	95	28	19	302	112
МТКФ 111	574	484,5	228,	60	240	36,5	80	290	60	134	110	95	35	19	342	132
МТКФ 112	614	524,5	246	60	285	86,5	80	290	60	134	110	117,5	35	19	342	132
МТКФ 211	706	586	263	70	306	118,5	110	320	65	156,5	122,5	121,5	40	24	385	160
МТКФ 311	748	637	277,	80	320	118	110	350	75	180	140	130	50	24	444	180

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
МТКФ 312	823	712	322,	80	380	113	110	350	75	180	140	160	50	24	444	180
МТКФ 411	899	749	336	85	395	147	140	440	90	211	165	167,5	65	28	527	225
МТКФ 412	974	824	368,	85	480	147	140	440	90	211	165	210	65	28	527	225
МТКФ 511	101	860	396	110	480	150,5	140	500	100	236	190	155	70	35	550	250
МТКФ 512	960	960	456	110	480	150,5	140	500	100	236	190	195	70	35	580	250

Примечание. У двигателей МТКФ011...312 валы с цилиндрическими концами, у двигателей МТКФ411...512 – с коническими; F – обычный класс изоляции.

Таблица 21 – Основные размеры электродвигателей серии МТК фланцевого исполнения, мм



Типоразмер электродвигателя	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	l	B	B ₁	C	C ₂
МТКФ 011	485	449	202,5	60	200	60	230	60	90	75
МТКФ 012	520	484	217,5	60	240	60	230	60	90	95
МТКФ 111	574	516	228,5	60	235	80	290	60	110	117,5
МТКФ 112	614	556	246	60	285	80	290	60	110	117,5
МТКФ 211	706	616	263	60	306	110	320	60	122,5	121,5
МТКФ 311	748,5	659	277,5	70	320	110	350	70	140	130
МТКФ 312	823,5	734	322,5	80	380	110	350	80	140	160
МТКФ 411	899	780	336	85	395	140	440	85	165	167,5
МТКФ 412	974	855	368,5	85	480	140	440	85	165	210
МТКФ 511	1015	892	396	140	480	140	500	140	190	155
МТКФ 512	1115	992	456	140	480	140	500	140	190	195

Типоразмер электродвигателя	L	L_1	L_2	L_3	L_4	l	B	B_1	C
МТКФ 011	280	215	255	28	19	14	112	302	4
МТКФ 012	280	215	255	28	19	14	112	302	
МТКФ 111	330	250	300	35	19	18	132	342	
МТКФ 112	330	250	300	35	19	18	132	342	
МТКФ 211	330	250	300	40	24	18	160	385	
МТКФ 311	350	250	300	50	24	18	180	444	
МТКФ 312	350	250	300	50	24	18	180	444	8
МТКФ 411	400	300	350	65	28	18	225	527	
МТКФ 412	400	300	350	65	28	18	225	527	
МТКФ 511	450	350	400	70	35	18	250	580	
МТКФ 512	450	350	400	70	35	18	250	580	

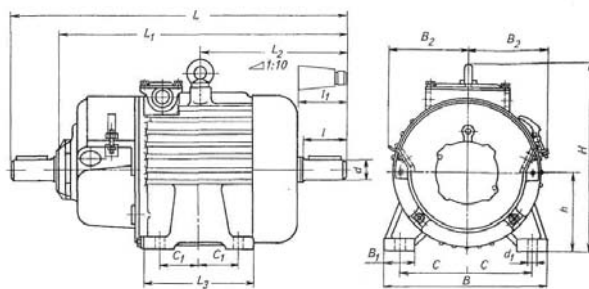
Примечание. У двигателей МТКФ011...312 валы с цилиндрическими концами, у двигателей МТКФ411...512 — с коническими.

Таблица 22 – Технические характеристики асинхронных крановых двигателей с фазовым ротором серии МТФ

Типоразмер электродвигателя	Мощность и частота вращения						Маховой момент ротора, кг·м ²	Максимальный вращающий момент, Нм	Масса, кг
	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$	$P_{дв}$	$n_{дв}$			
	Легкий		Средний		Тяжелый				
МТФ011-6	2,0	800	1,7	850	1,4	885	0,09	40	51
МТФ 012-6	3,1	785	2,7	840	2,2	890	0,12	57	58
МТФ 111-6	4,5	850	4,1	870	3,5	895	0,20	87	76
МТФ 112-6	10,5	895	5,8	915	5	930	0,27	140	83
МТФ211-6	10,5	895	9	915	7,5	930	0,46	195	120
МТФ311-6	14	925	13	935	11	945	0,90	320	170
МТФ 312-6	19,5	945	17,5	950	15	955	1,25	480	210
МТФ 411-6	30	945	27	955	22	965	2,0	650	280
МТФ 412-6	40	960	36	965	30	970	2,7	950	345
МТФ311-8	10,5	665	9	680	7	695	1,1	270	170
МТФ 312-8	15	680	13	695	11	705	1,55	430	210
МТФ411-8	22	685	18	700	15	710	2,15	580	260
МТФ 412-8	30	705	26	715	22	720	3,0	900	345

Примечание. Маркировка МТФ 411– 8 обозначает крановый электродвигатель с фазным ротором с классом нагревостойкости изоляции $F (t < 155^\circ)$ 4-ой величины, модернизированный, 1-ой длины, восьмиполосный.

Таблица 23 – Основные размеры, мм, асинхронных крановых электродвигателей с фазовым ротором серии МТ



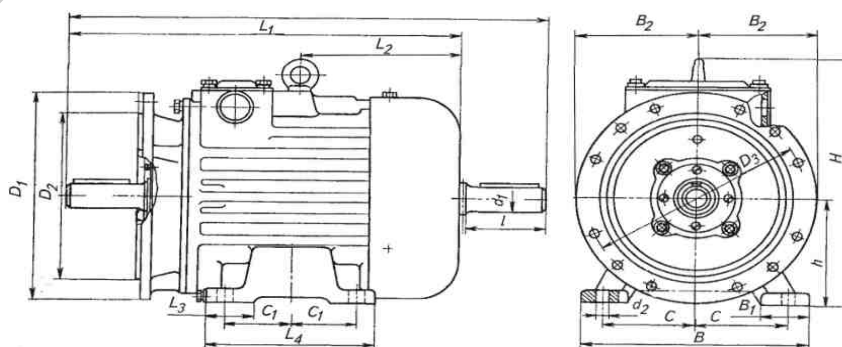
Типо размер электродвигателя	L	L ₁	L ₂	L ₃	l	l ₁	B	B ₁	B ₂	C	C ₁	d	d ₁	H	h
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
MTF 011	585	515,5	202,5	200	60	64,5	230	50	133	90	75	28	19	313	112
MTF 012	620	550,5	217,5	240	60	64,5	230	50	133	90	95	28	19	302	112
MTF 111	673	583,5	228,5	240	80	86,5	290	60	137	110	95	35	19	342	132
MTF 112	713	623,5	246	385	80	86,5	290	60	137	110	117,5	35	19	342	132
MTF 211	820	700,5	263	306	110	118,5	320	65	158	122,5	121,5	40	24	385	160
MTF 311	859	748	277,5	320	110	118	350	75	176	140	130	50	24	444	180
MTF 312	934	823	322,5	380	110	118	350	75	176	140	160	50	24	444	180

Окончание таблицы 23

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
MTF 411	102	877	336	395	140	147	440	90	198	165	167,5	65	28	527	225
MTF 412	110	952,5	368,5	480	140	147	440	90	198	165	210	65	28	527	225
MTF 511	116	1014	396	400	140	147	500	106	212	190	155	70	35	580	250
MTF 512	126	1114	456	480	140	150	500	106	212	190	195	70	35	580	250

Примечание. У двигателей МТF011...312 валы с цилиндрическими концами, у двигателей МТF411...512 — с коническими.

Таблица 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
MTF 011	585	550	202,5	60	60	230	50	133	90	75
MTF 012	620	585,5	217,5	60	60	230	50	133	90	95
MTF 111	673	616,5	228,5	60	80	290	60	137	110	117,5
MTF 112	718	656,5	246	60	80	290	60	137	110	117,5
MTF 211	820	731,5	263	70	110	320	65	158	122,5	121,5
MTF 311	859,5	771,5	277,5	80	110	350	75	176	140	130
MTF 312	934,5	841,5	322,5	80	110	350	75	176	140	160
MTF 411	1027	910	336	85	140	440	90	198	165	167,5
MTF 412	1102	985	368,5	85	140	440	90	198	165	210
MTF 511	1164	1045	396	110	140	500	106	212	190	155
MTF 512	1264	1145	456	140	140	500	106	212	190	195

Продолжение таблицы 24

Типоразмер электродвигателя	D_1	D_2	D_3	d_1	d_2	d_3	h	H	Число отверстий во фланце
MTF 011	280	215	255	28	19	14	112	302	4
MTF 012	280	215	255	28	19	14	112	302	
MTF 111	330	250	300	35	19	18	132	342	
MTF 112	330	250	300	35	19	18	132	342	
MTF 211	330	250	300	40	24	18	160	385	
MTF 311	350	250	300	50	24	18	180	444	
MTF 312	350	250	300	50	24	18	180	444	8
MTF 411	400	300	350	65	28	18	225	527	
MTF 412	400	300	350	65	28	18	225	527	
MTF 511	450	350	400	70	35	18	250	580	
MTF 512	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.

Таблица 25 – Технические характеристики закрытых обдуваемых электродвигателей единой серии 4А

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	Cos φ	T _п /T _н	T _{max} /T _н	Маховой момент, кг·м ²
1	2	3	4	5	6	7	8
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹							
4A50B2Y3	0,12	2710	63	0,70	2,0	2,2	1,07×10 ⁻⁴
4A56A2Y3	0,18	2800	66	0,76	2,0	2,2	16,6×10 ⁻⁴
4A56B2Y3	0,25	2770	68	0,77	2,0	2,2	18,6×10 ⁻⁴
4A63A2Y3	0,37	2750	70	0,86	2,0	2,2	30,5×10 ⁻⁴
4A63B2Y3	0,55	2740	73	0,86	2,0	2,2	36×10 ⁻⁴
4A71A2Y3	0,75	2840	77	0,87	2,0	2,2	39×10 ⁻⁴
4A71B2Y3	1,1	2810	77,5	0,87	2,0	2,2	42×10 ⁻⁴
4A80A2Y3	1,5	2850	81	0,85	2,1	2,6	73×10 ⁻⁴
4A80B2Y3	2,2	2850	83	0,87	2,1	2,6	85×10 ⁻⁴
4A90L2Y3	3,0	2840	84,5	0,88	2,1	2,5	1,41×10 ⁻²
4A100S2Y3	4,0	2880	86,5	0,89	2,0	2,5	2,37×10 ⁻²
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
4A180 S 2Y3	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

Продолжение таблицы 25

1	2	3	4	5	6	7	8
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
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
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹							
4A50B4Y3	0,09	1370	55	0,60	2,0	2,2	1,3×10 ⁻⁴
4A56A4Y3	0,12	1375	63	0,66	2,1	2,2	28×10 ⁻⁴
4A56B4Y3	0,18	1365	64	0,64	2,1	2,2	31,5×10 ⁻⁴
4A63A4Y3	0,25	1380	68	0,64	2,0	2,2	49,5×10 ⁻⁴
4A63B4Y3	0,37	1365	68	0,69	2,0	2,2	55×10 ⁻⁴
4A71A4Y3	0,55	1390	70,5	0,70	2,0	2,2	52×10 ⁻⁴
4A71B4Y3	0,75	1390	72	0,73	2,0	2,2	57×10 ⁻⁴
4A80A4Y3	1,1	1420	75	0,81	2,0	2,2	1,29×10 ⁻²
4A80B4Y3	1,5	1415	77	0,83	2,0	2,4	1,33×10 ⁻²
4A90L4Y3	2,2	1425	80	0,83	2,1	2,4	2,24×10 ⁻²
4A100S4Y3	3,0	1435	82	0,83	2,0	2,4	3,47×10 ⁻²
4A100L4Y3	4,0	1430	84	0,84	2,0	2,4	4,5×10 ⁻²
4A112M4Y3	5,5	1445	85,5	0,85	2,0	2,2	7×10 ⁻²
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

Продолжение таблицы 25

1	2	3	4	5	6	7	8
4A200M4Y3	37,0	1475	91	0,90	1,4	2,5'	1,47
A4200L4Y3	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
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹							
4A63A6Y3	0,18	885	56	0,62	2,2	2,2	69,4×10 ⁻⁴
4A63B6Y3	0,25	890	59	0,62	2,2	2,2	86×10 ⁻⁴
4A71A6Y3	0,37	910	64,5	0,69	2,0	2,2	67×10 ⁻⁴
4A71B6Y3	0,55	900	67,5	0,71	2,0	2,2	81×10 ⁻⁴
4A80A6Y3	0,75	915	69	0,74	2,0	2,2	1,85×10 ⁻²
4A80B6Y3	1,1	920	74	0,74	2,0	2,2	1,84×10 ⁻²
4A90L6Y3	1,5	935	75	0,74	2,0	2,2	2,94×10 ⁻²
4A100L6Y3	2,2	950	81	0,73	2,0	2,2	5,24×10 ⁻²
4A112MA6Y3	3,0	955	81	0,76	2,0	2,5	7×10 ⁻²
4A112MB6Y3	4,0	950	82	0,81	2,0	2,5	8×10 ⁻²
4A132S6Y3	5,5	965	85	0,80	2,0	2,5	16×10 ⁻²
4A132M6Y3	7,5	970	85,5	0,81	2,0	2,5	23×10 ⁻²
4A160S6Y3	11,0	975	86	0,86	1,2	2,0	55×10 ⁻²
4A160M6Y3	15,0	975	87,5	0,87	1,2	2,0	73×10 ⁻²
4A180M6Y3	18,5	975	88	0,87	1,2	2,0	88×10 ⁻²

184

Продолжение таблицы 25

1	2	3	4	5	6	7	8
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 ⁻¹							
4A71B8Y3	0,25	680	56	0,65	1,6	1,7	74×10 ⁻⁴
4A80A8Y3	0,37	675	61,5	0,65	1,6	1,7	1,35×10 ⁻²
4A80B8Y3	0,55	700	64	0,65	1,6	1,7	1,62×10 ⁻²
4A90LA8Y3	0,75	700	68	0,62	1,6	1,9	2,7×10 ⁻²
4A100L8Y3	1,1	700	70	0,68	1,6	1,9	3,45×10 ⁻²
4A112MA8Y3	1,5	700	74	0,65	1,6	1,9	5,2×10 ⁻²
4A112MB8Y3	2,2	700	76,5	0,71	1,9	2,2	7,0×10 ⁻²
4A132S8Y3	3,0	700	79	0,74	1,9	2,2	10×10 ⁻²
4A132M8Y3	4,0	720	83	0,70	1,9	2,6	17×10 ⁻²
4A160S8Y3	5,5	720	83	0,74	1,9	2,6	23×10 ⁻²
4A180M8Y3	7,5	730	86	0,75	1,4	2,2	55×10 ⁻²
4A200M8Y3	11,0	730	87	0,75	1,4	2,2	72×10 ⁻²
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

185

1	2	3	4	5	6	7	8
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
4A280B8Y3	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⁻¹; а также защищенного типа.

Таблица 26 – Технические характеристики электродвигателей единой серии 4А с повышенным пусковым моментом

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	cos φ	Маховой момент, кг·м ²
1	2	3			4
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹					
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

Продолжение таблицы 26

1	2	3			4
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 ⁻¹					
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
4AP25086Y3	45,0	980	91,5	0,82	4,62

1	2	3			4
4AP250M6Y3	55,0	980	91,5	0,83	5,04
Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹					
4AP16088Y3	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. Отношение T_p/T_n и T_{max}/T_n для $n = 1500$ мин ⁻¹ и $n = 1000$ мин ⁻¹ равны соответственно 2 и 2,2, а для $n = 750$ мин ⁻¹ – соответственно 1,8 и 2.					

Таблица 27 – Технические характеристики электродвигателей единой серии 4А с повышенным скольжением

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность, кВт, при ПВ = 40 %	Скольжение, %	Частота вращения, мин ⁻¹	КПД, %	cos φ	T_p/T_n	T_{max}/T_n	Маховой момент, кг·м ²
1	2	3			4	5	6	
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹								
4AC71A2Y3	1,0	10	2700	72	0,87	2	2,2	$39,3 \times 10^{-4}$
4AC71B2Y3	1,2	10	2700	72	0,83	2	2,2	$42,2 \times 10^{-4}$
4AC80A2Y3	1,9	8,5	2745	75	0,87	2	2,2	73×10^{-4}
4AC80B2Y3	2,5	8,5	2745	76	0,87	2	2,2	85×10^{-4}
4AC90L2Y3	3,5	7,5	2775	80	0,86	2	2,2	$1,41 \times 10^{-2}$
4AC100S2Y3	4,8	6,5	2805	82	0,86	2	2,2	$2,37 \times 10^{-2}$
4AC100L2Y3	6,3	6,5	2805	82	0,86	2	2,2	3×10^{-2}
4AC112M2Y3	8	5	2850	84	0,84	2	2,4	4×10^{-2}
4AC132M2Y3	11	5,5	2840	84	0,89	2	2,4	9×10^{-2}

Продолжение таблицы 27

1	2	3				4	5	6
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹								
4AC71A4Y3	0,6	10	1350	68	0,73	2	2,2	52,1×10 ⁻⁴
4AC71B4Y3	0,8	10	1350	68,5	0,75	2	2,2	56,7×10 ⁻⁴
4AC80A4Y3	1,3	9,5	1358	68,5	0,82	2	2,2	1,29×10 ⁻²
4AC80B4Y3	1,7	11	1335	70	0,82	2	2,2	1,33×10 ⁻²
4AC90L4Y3	2,4	9,5	1360	76	0,82	2	2,2	2,24×10 ⁻²
4AC100S4y3	3,2	7	1395	76,5	0,82	2	2,2	3,47×10 ⁻²
4AC100L4Y3	4,25	7	1395	78	0,82	2	2,2	4,5×10 ⁻²
4AC112M4Y3	5,6	7	1395	79	0,83	2	2,2	6,65×10 ⁻²
4AC132S4y3	8,5	7,5	1395	82,5	0,85	2	2,2	11,3×10 ⁻²
4AC132M4Y3	11,8	6	1410	84	0,85	2	2,2	16×10 ⁻²
4AC160S4Y3	17	5	1425	84,5	0,86	2	2,2	41×10 ⁻²
4AC160M4Y3	20	4,5	1432	87	0,87	2	2,2	51 ×10 ⁻²
4AC180S4Y3	21	5,5	1418	86	0,92	2	2,2	76×10 ⁻²
4AC180M4Y3	26,5	4	1440	88,5	0,91	2	2,2	93×10 ⁻²

190

Продолжение таблицы 27

1	2	3				4	5	6
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
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹								
4AC71A6Y3	0,4	8	920	62,5	0,70	2	2,1	6,8×10 ⁻⁴
4AC71B6Y3	0,63	8	920	65	0,70	2	2,1	81,3×10 ⁻⁴
4AC80A6Y3	0,8	14	860	61	0,68	2	2,1	1,35×10 ⁻²
4AC80B6Y3	1,2	14	860	66,5	0,73	2	2,1	1,38×10 ⁻²
4AC90L6Y3	1,7	10	900	71	0,72	1,9	2,1	2,94×10 ⁻²
4AC100L6Y3	2,6	8	920	75	0,76	1,9	2,1	5,24×10 ⁻²
4AC112MA6Y3	3,2	9	910	72	0,74	1,9	2,1	6,9×10 ⁻²
4AC112MB6Y3	4,2	9	910	75	0,79	1,9	2,1	8,46×10 ⁻²
4AC132S6Y3	6,3	6	940	79	0,80	1,9	2,1	16×10 ⁻²
4AC132M6Y3	8,5	6	940	80	0,80	1,9	2,1	23×10 ⁻²

191

Продолжение таблицы 27

1	2	3	4	5	6	1	2	3
4AC160S6Y3	12	6	940	82,5	0,85	1,9	2,1	55×10^{-2}
4AC160M6Y3	16	6	940	84	0,85	1,9	2,1	73×10^{-2}
4AC180M6Y3	19	6	940	84,5	0,90	1,9	2,1	88×10^{-2}
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^{-1}								
4AC71B8Y3	0,3	11	670	50	0,61	1,9	2	74×10^{-4}
4AC80A8Y3	0,45	12	660	53,5	0,61	1,9	2	$1,35 \times 10^{-2}$
4AC80B8Y3	0,6	12	660	58	0,63	1,9	2	$1,62 \times 10^{-2}$
4AC901A8Y3	0,9	12	660	61	0,65	1,8	2	$2,7 \times 10^{-2}$
4AC90БB8Y3	1,2	12	660	65	0,64	1,8	2	$3,45 \times 10^{-2}$
4AC100L8Y3	1,6	10	675	69	0,63	1,8	2	$5,2 \times 10^{-2}$
4AC112MA8	2,2	10,5	670	68	0,65	1,8	2	$7,0 \times 10^{-2}$
4AC112MB8Y	3,2	10,5	670	72	0,70	1,8	2	$9,6 \times 10^{-2}$

Окончание таблицы 27

1	2	3	4	5	6	1	2	3
4AC132S8Y3	4,5	8	690	76	0,70	18	2	17×10^{-2}
4AC132M8Y3	6	8	690	77	0,70	18	2	$23,2 \times 10^{-2}$
4AC160S8Y3	9	8	690	81,5	0,80	18	2	55×10^{-2}
4AC160M8Y3	12,5	9	688	82,5	0,79	18	2	72×10^{-2}
4AC180M8Y3	15	7	700	83,5	0,83	18	2	1,0
4AC200M8Y3	20	8	690	83,5	0,85	18	2	1,6
4AC225M8Y3	26,5	10	675	83	0,85	18	2	2,95
4AC250S8Y3	36	7,5	694	85	0,85	18	2	4,62

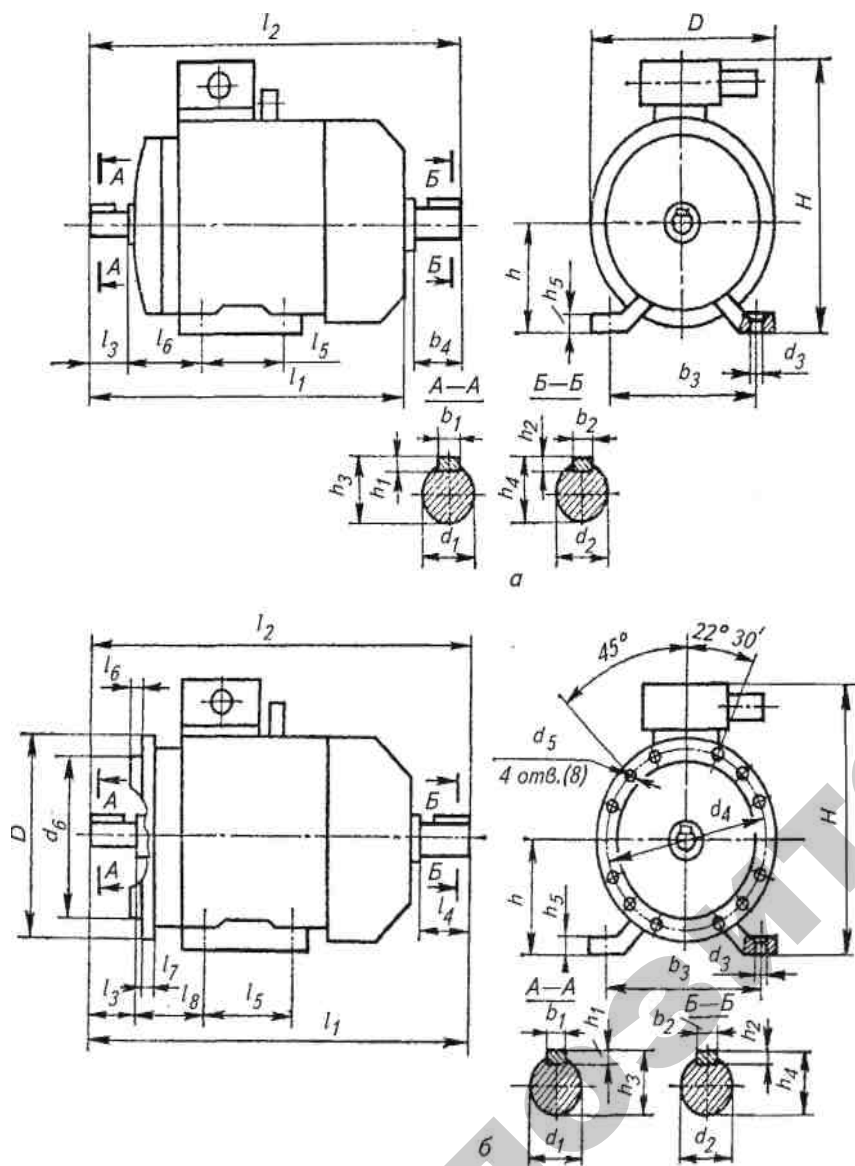


Рисунок к таблице 28

Таблица 28 – Основные размеры электродвигателей единой серии 4А

Типоразмер двигателя	Габаритные размеры				Установочные и присоединительные размеры																	Масса, кг
	ℓ ₁	ℓ ₂	H	D	ℓ ₃	ℓ ₄	ℓ ₅	ℓ ₁	d1	d2	d3	b1	b2	b3	h	h1	h2	h3	h4	h5		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
Двигатели исполнения М100																						
4А50	174	—	142	104	20	—	63	32	9	—	5,8	3	-	80	50	3	-	10,2	—	6	3,3	
4А56	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	
4А63	216	250	164	130	30	30	80	40	14	14	7	5	5	100	63	5	5	16	16	7	6,3	
4А71	285	330	201	170	40	40	90	45	19	19	7	6	6	112	71	6	6	21,5	21,5	9	15,1	
4А80А	300	355	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	17,4	
4А80В	320	375	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,5	10	20,4	
4А90L	350	402	243	208	50	50	125	56	24	24	10	8	8	140	90	7	7	27	27	11	28,7	
4А100S	365	427	263	235	60	60	112	63	28	28	12	8	8	160	100	7	7	31	31	12	36	
4А100L	395	457	263	235	60	60	140	63	28	28	12	8	8	160	100	7	7	31	31	12	42	
4А112M	452	534	310	260	80	80	140	70	32	32	12	10	10	190	112	8	7	35	35	12	56	
4А132S	480	560	350	302	80	80	140	89	38	38	12	10	10	216	132	8	7	41	41	13	77	
4А132M	580	610	350	302	80	80	178	89	38	38	12	10	10	216	132	8	7	41	41	13	93	
4А160S	624	737	430	358	110	110	178	108	42	42	15	12	12	254	160	8	8	45	45	18	130	
			430						48			14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	135	

Продолжение таблицы 28

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
4А160M	667	780		358	110	110	210	108	42	42	15	12	12	254	160	8	8	45	45	18	145	
									42	42	15	14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	160	
4А180S	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	
4А180M	702	818	470	410	110	110	241	121	48	55	48	15	14	14	279	180	9	9	51,5	51,5	20	185
									55	48	15	16	14	279	180	10	9	59	51,5	20	195	
4А200M	760	875	535	450	110	110	267	133	55	55	19	16	16	318	200	10	10	59	59	25	255	
	790	905	535	450	140	110	267	133	60	55	19	18	16	318	200	11	10	64	59	25	270	
4А200L	800	915	535	450	110	110	305	133	55	55	19	16	16	318	200	10	10	59	59	25	280	
	830	945	535	450	140	110	305	133	60	55	19	18	16	318	200	11	10	64	59	25	310	
4А225M	810	925	575	494	110	110	311	149	55	55	19	16	16	356	225	10	10	59	59	28	355	
	840	985	575	494	140	140	311	149	65	60	19	18	18	356	225	11	11	69	64	28	355	
4А250S	915	106	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	
4А250M	955	110	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	
Двигатели исполнения М100																						
4А50	174	—	142	104	20	—	63	32	9	—	5,8	3	-	80	50	3	-	10,2	—	6	3,3	
4А56	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	
4А63	216	250	164	130	30	30	80	40	14	14	7	5	5	100	63	5	5	16	16	7	6,3	

Продолжение таблицы 28

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
4A71	285	330	201	170	40	40	90	45	19	19	7	6	6	112	71	6	6	21,5	21,	9	15,1
4A80A	300	355	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,	10	17,4
4A80B	320	375	218	186	50	50	100	50	22	22	10	6	6	125	80	6	6	24,5	24,	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
4A112	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
			430						48			14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	135
4A160M	667	780		358	110	110	210	108	42	42	15	12	12	254	160	8	8	45	45	18	145
									42	42	15	14	12	254	160	9	8	51,5	45	18	160
4A180S	662	778	470	410	110	110	203	121	48	48	15	14	14	279	180	9	9	51,5	51,	20	165
									55	48	15	16	14	279	180	10	9	59	51,	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
	790	905	535	450	140	110	267	133	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
	830	945	535	450	140	110	305	133	60	55	19	18	16	318	200	11	10	64	59	25	310

197

Продолжение таблицы 28

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22					
4A225M	810	925	575	494	110	110	311	149	55	55	19	16	16	356	225	10	10	59	59	28	355					
	840	985	575	494	140	140	311	149	65	60	19	18	18	356	225	11	11	69	64	28	355					
4A250S	915	106	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,	30	490					
4A250M	955	110	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,	30	535					
Двигатели исполнения М200																										
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

198

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	1	2	3	4	5	
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	
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	
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	
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	
4A200M	760	875	535	450	110	110	267	5	20	130	55	55	19	400	19	350	16	16	318	200	10	10	59	59	25	270	
4A200L	800	915	535	450	110	110	305	5	20	130	55	55	19	400	19	350	16	16	318	200	10	10	59	59	25	295	
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	
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	
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	
																											560

Таблица 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	
		Частоте вращения, мин ⁻¹							
		600	960	600	960	600	960	600	960
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ц2-250	10; 12,5;	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1Д	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	4Д	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

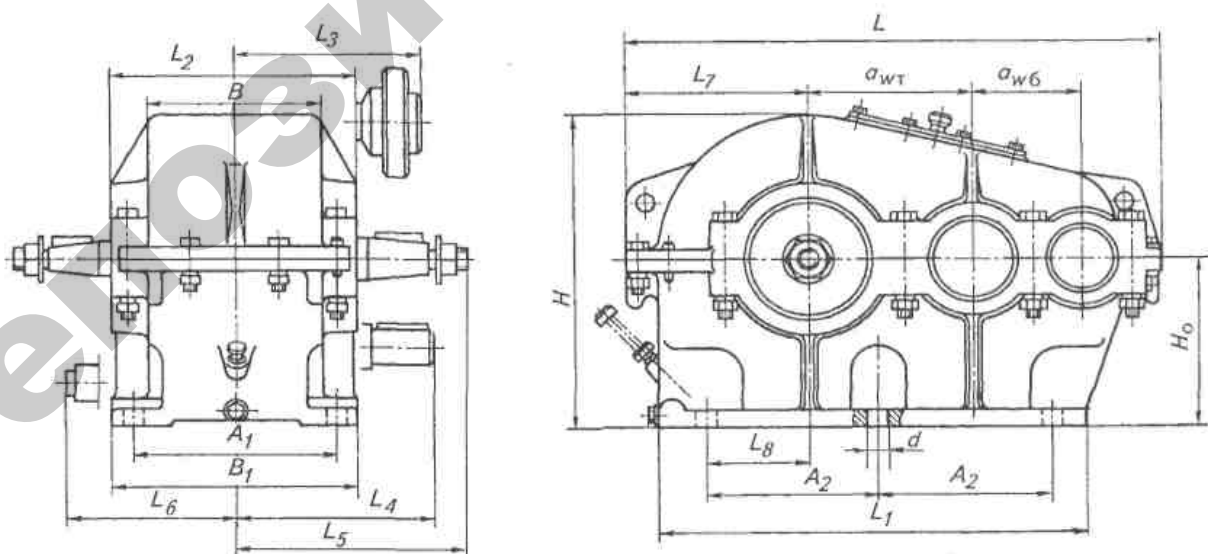
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	25; 31,5;	18,5	16,5	11,5	9	6	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17	11,5	9	6	4,6	5	4,4
Ц2-500	10; 12,5;	28	24	18	16	11,2	9	7,3	7,3
	16; 20;	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9	7,3	6,5
	25; 31,5;	31,5	30	21,2	20	13,2	9,7	7,3	6,5
	40; 50	31,5	30	21,2	20	13,2	10,6	7,3	6,5

Таблица 30 – Допустимые консольные нагрузки на тихоходные валы редукторов типа Ц2, кН

Типоразмер редуктора	Режим работы по правилам Проматомнадзора			
	Л	С	Т	ВТ
Ц2-250	18	14	12,5	6,3
Ц2-300	20	18	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.

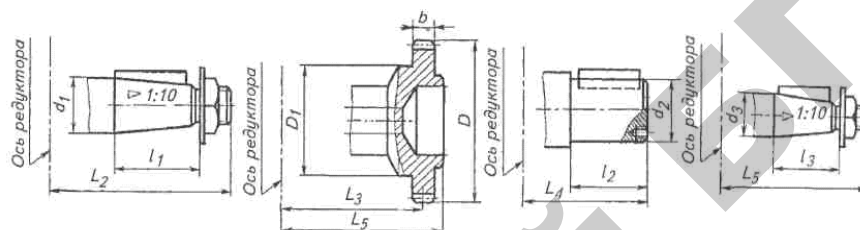
Таблица 31 – Основные размеры редукторов типа Ц2, мм



Типо-размер редуктора	$a_{вб}$	$a_{вТ}$	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

Примечание. Обозначение z_1 — число болтов крепления редуктора.

Таблица 32 – Размеры концов вала редукторов типа Ц2, мм



Типо-размер 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_5	l_2	d_3	d_2	l_2	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

Примечание. Обозначения: m – модуль, мм; z – число зубьев.

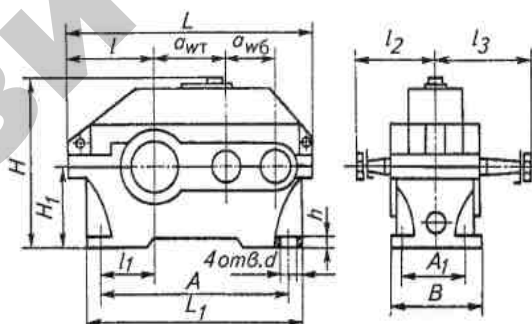
Таблица 33 – Технические характеристики цилиндрических редукторов типа Ц2У

Типоразмер редуктора	Передаточное 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	3,5
Ц2У-125	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	0,5	5,6	0,97	5,3
Ц2У-160	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	1,0	8,0	0,97	9,5
Ц2У-200	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	2,0	11,2	0,97	17,0
Ц2У-250	8; 10; 12,5; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40	4,0	16,0	0,97	32,0

Примечания.

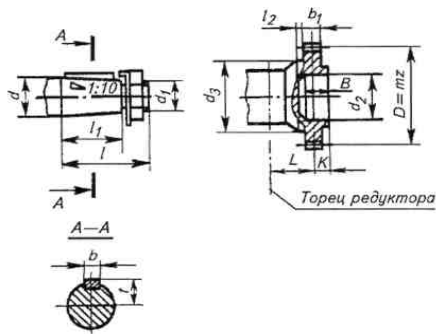
1. Редукторы допускают кратковременные нагрузки в 2,2 раза, если число циклов нагружения за срок службы не более 10^6 .
2. При повторно-кратковременном режиме работы редуктора вращающий момент может быть увеличен в 2 раза, если число циклов не более 10^6 .

Таблица 34 – Основные размеры редукторов типа Ц2У, мм



Типоразмер редуктора	a_{wb}	a_{wT}	L	L_1	l	l_1	l_2	l_3	H	H_1	h	A	A_1	B	d
Ц2У-100	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

Таблица 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	M12x1,25	50	36	4	10,6	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
Ц2У-125	20	M12x1,25	50	36	4	10,6	45	M30×2	ПО	82	12	23,45
Ц2У-160	25	M16x1,5	60	42	5	13,45	55	M36×3	ПО	82	14	28,95
Ц2У-200	30	M20x1,5	80	58	6	16,05	70	M48×3		105	18	38,38
Ц2У-250	40	M24x2	110	82	10	20,95	90	M60×4		130	22	46,75

Окончание таблицы 35

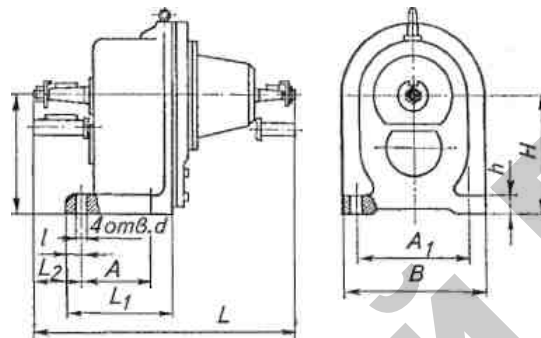
Типоразмер редуктора	Тихоходный вал с концом в виде зубчатой полумуфты (II)								
	m	z	b_1	L	l_2	K	B	d_2	d_3
Ц2У-160	4	40	20	48	20	19	38	72	95
Ц2У-200	5	40	25	55	20	22	50	80	105
Ц2У-250	6	40	30	66	20	25	60	110	140

Таблица 36 – Технические характеристики соосных редукторов типа 2Ц2С

Типоразмер редуктора	Передающее число u_p	Вращающий момент на тихоходном валу, кН·м	Допустимая радиальная нагрузка на выходном валу, кН	Межосевое расстояние	КПД	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7
Ц2С-63	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50	0,125	2,8	63	0,98	17,5

1	2	3	4	5	6	7
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

Таблица 37 – Основные размеры, редукторов типа Ц2С, мм

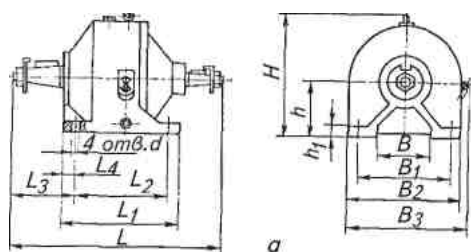


Типоразмер редуктора	L	L_1	L_2	A	A_1	B	H	H_1	l	h	d
Ц2С-63	360	160	48	110	150	185	270	140	15	16	12
Ц2С-80	405	175	75	115	180	225	315	170	22	18	15
Ц2С-100	485	195	102	130	210	255	370	212	20	22	15
Ц2С-125	530	235	105	160	280	235	465	265	25	28	19

Таблица 38 – Техническая характеристика одноступенчатых редукторов типа Пз

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
Пз-31,5	31,5	8; 10	0,125	0,14	0,96	18
Пз-40	40		0,25	2,0		50
Пз-50	50		0,50	2,8		50
Пз-63	63		1,0	4,0		75
Пз-80	80	6,3; 8; 10; 12,5	2,0	5,6	0,97	118
Пз-100	100		4,0	8,0		235
Пз-125	125		8,0	11,3		450

Таблица 39 – Основные размеры планетарных редукторов типа П₃, мм



Типоразмер редуктора	L	L_1	L_2	L_3	L_4	B	B_1	B_2	B_3	H	h	h_1	d
П ₃ -31,5	330	180	130	99	20	106	155	200	215	255	100	18	19
П ₃ -40	380	220	170	120	20	130	180	230	245	285	112	22	19
П ₃ -50	455	270	210	158	25	160	220	275	285	330	132	30	24
П ₃ -63	510	290	230	158	25	195	260	335	345	385	160	32	24
П ₃ -80	610	395	335	136	30	249	335	395	415	470	200	40	28
П ₃ -100	685	490	420	230	35	330	420	490	515	575	250	40	35
П ₃ -125	825	540	450	265	40	420	530	610	630	715	315	48	42

Примечание. Цифры в обозначении типоразмера редуктора указывают радиус расположения сателлитов.

Таблица 40 – Размеры выходных концов быстроходного и тихоходного валов редукторов типа П₃, мм (см. рисунок к таблице 39)

Типоразмер редуктора	Быстроходный вал с конусным концом						Тихоходный вал с конусным концом, кроме П-200					
	d	d_1	l	l_1	b	t	d	d_1	l	l_1	b	t
П ₃ 2-31,5	20	M12×1,25	50	36	4	10,60	28	M16×1,5	60	48	5	14,95
П ₃ -40	22	M12×1,25	50	36	4	11,60	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
П ₃ -50	28	M16×1,5	60	42	5	14,95	45	M30×2	110	82	12	23,45
П ₃ -63	36	M20×1,5	80	58	6	18,55	55	M36×3	110	82	14	28,95
П ₃ -80	45	M30×2	110	82	12	23,45	70	M48×3	140	105	18	36,40
П ₃ -100	55	M36×3	110	82	14	28,90	90	M60×4	170	130	22	46,75
П ₃ -125	70	M48×3	140	105	18	36,40	110	M80×4	210	165	25	55,90

Таблица 41 – Основные характеристики планетарных двухступенчатых редукторов типа П₃2

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 ₃ 2-31,5	31,5	31,5; 40; 50; 63; 80; 100	0,125	2,8	0,94	19
П ₃ 2-40	40		0,25	4		30
П ₃ 2-50	50		0,5	5,6		52
П ₃ 2-63	63		1	8		88
П ₃ 2-80	80	25; 31,5; 40; 50; 60; 100; 125	2	11,2	0,95	142
П ₃ 2-100	100	25	4	16		268

Таблица 42 – Основные размеры планетарных двухступенчатых редукторов типа П₃2, мм (смотри рисунок к таблице 39)

Типоразмер редуктора	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	B	B ₁	B ₂	B ₃	H	h	h ₁	d
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
П ₃ 2-31,5	315	170	130	99	20	106	155	195	215	255	100	18	19

Окончание таблицы 42

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
П ₃ 2-40	385	210	170	120	20	130	180	220	245	285	112	22	19
П ₃ 2-50	475	260	210	158	25	160	220	270	285	330	132	30	24
П ₃ 2-80	690	395	335	196	30	249	335	395	415	470	200	40	28
П ₃ 2-100	825	490	420	230	35	330	420	490	515	575	250	40	35

Таблица 43 – Размеры выходных концов быстроходного и тихоходного концов валов редукторов типа П₃2, мм (см. рисунок к таблице 39)

Типоразмер редуктора	Быстроходный вал с конусным концом						Тихоходный вал с конусным концом, кроме П ₃ -200					
	d	d ₁	l	l ₁	b	t	d	d ₁	l	l ₁	b	t
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
П ₃ 2-31,5	12	M8×1	30	18	3	7,75	28	M16×1,5	60	42	5	14,95
П ₃ 2-40	16	M10×1,25	40	28	4	9,80	35	M20×1,5	80	58	6	18,55
П ₃ 2-50	20	M12×1,25	50	36	4	10,60	45	M30×2	110	82	12	23,45
П ₃ 2-63	22	M12×1,25	50	36	4	11,60	55	M36×3	110	82	14	28,95

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
П ₃ 2-80	28	M16×1,5	60	42	5	14,95	70	M48x3	140	105	18	36,40
П ₃ 2-100	35	M20×1,5	80	58	6	18,55	90	M60x4	170	130	22	46,75

Таблица 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	
		При частоте вращения быстроходного вала, мин ⁻¹							
		750		1000		1500			
1	2	3		4		5			
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		

Продолжение таблицы 44

1	2	3		4		5	
Ч-63	63	61	0,55	56	0,57	50	0,60
	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
Ч-80	63	95	0,60	90	0,61	80	0,62
	80	95	0,54	90	0,57	80	0,60
	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
31,5	300	0,72	280	0,75	250	0,78	

1	2	3		4		5	
	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
	80	200	0,55	190	0,58	175	0,61
Ч-100	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
	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

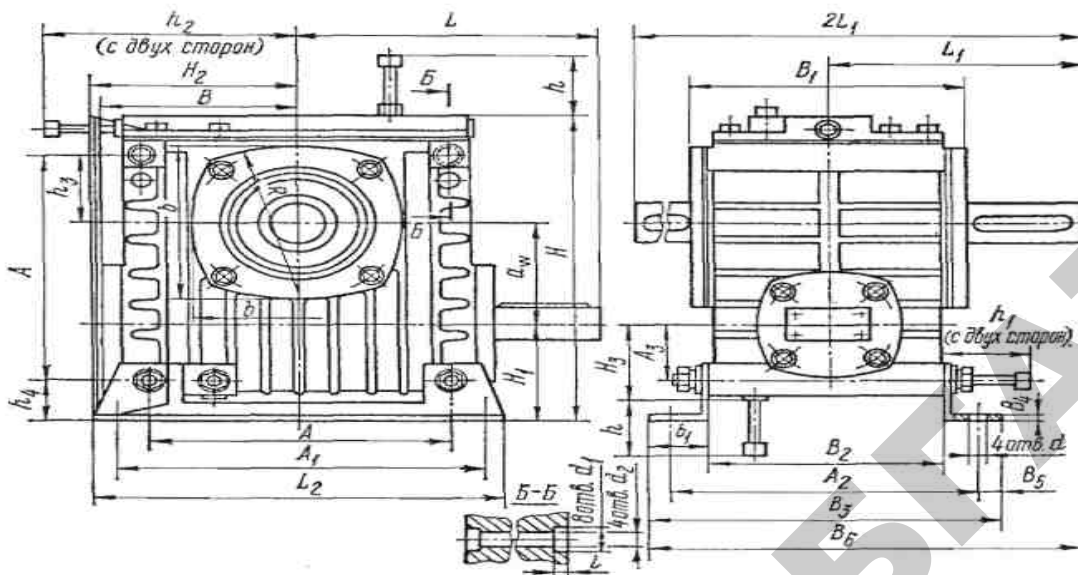
1	2	3		4		5	
	31,5	1000	0,75	900	0,77	800	0,80
	40	850	0,72	775	0,74	690	0,78
	50	800	0,70	725	0,72	650	0,75
	63	750	0,66	700	0,69	615	0,72
	80	650	0,60	600	0,63	530	0,66
Ч-160	8	1600	0,91	1450	0,93	1250	0,94
	10	1500	0,91	1320	0,92	1150	0,93
	12,5	1500	0,90	1320	0,91	1150	0,92
	16	1800	0,87	1600	0,88	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
	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 $t_b \leq 20$ °С.

Таблица 45 – Основные размеры червячных редукторов типа Ч, мм



219

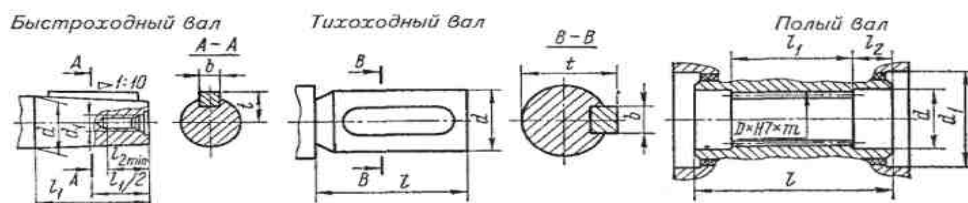
Типоразмер редуктора	a_w	A	A_1	A_2	A_3	B	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_6	e	e_1	H
Ч-63	63	150	180	165	42	102	145	125	197	5	16	217	105	36	223
Ч-80	80	180	225	185	50	118,5	165	140	212	5	13,5	250	120	36	265

Продолжение таблицы 45

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

220

Таблица 46 – Размеры выходных концов валов и полых валов редукторов типа Ч, мм



Типоразмер редуктора	Быстроходный вал						Тихоходный вал				Полый тихоходный вал					
	d	d_1	l_1	l_2	b	t	d	l	b	t	d	d_1	$D \times H \times m$	l	l_1	l_2
Ч-63	22	M8	36	20	4	11,6	28	60	8	31	33	70	32xH7x1,3	108	68	20
Ч-80	25	M8	42	20	5	13,45	335	80	10	38	41	90	40xH7x1,5	116	66	25

Таблица 47 – Технические характеристики коническо-цилиндрических редукторов типа КЦ1

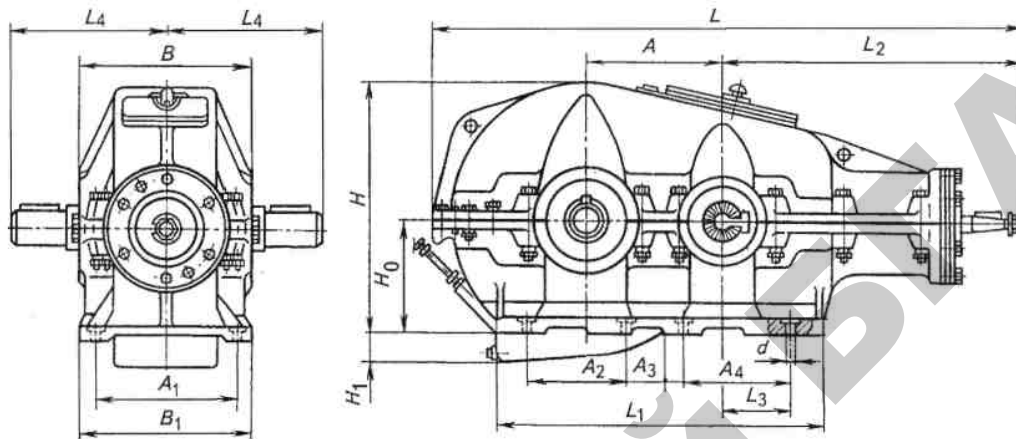
Типоразмер редуктора	Передаточное число	Допустимый момент T_T , Н·м, при частоте вращения n_6 , мин ⁻¹			Максимальный кратковременно допустимый момент T_{Tmax} , Н·м	Допустимая радиальная консольная нагрузка на концах валов, Н	
		600	1000	1500		Быстроходного	Тихоходного
1	2	3	4	5	6	7	8
КЦ1-200	28	530	530	530	2300	1400	6500

Продолжение таблицы 47

1	2	3	4	5	6	7	8	
	20	650	650	630	2900	1200	1650	
	14	780	750	710	3500	900	5600	
	10	800	750	710	3900	600	5600	
	6,3	520	490	460	3150	600	5150	
КЦ1-250	28	1000	1000	1000	4500	2500	8750	
	20	1300	1250	1150	5600	2300	8250	
	14	1550	1450	1400	6900	2000	7000	
	10	1650	1550	1400	7500	1500	7000	
	6,3	1300	1200	1120	7750	1200	5600	
	КЦ1-300	28	1750	1750	1650	7750	2300	12800
		20	2200	2100	2000	10000	1900	12800
		14	2600	2400	2150	11500	1350	11500
10		2000	1850	1700	12500	1200	13200	
	6,3	1300	1200	1100	8000	1200	13200	
	КЦ1-400	28	4200	4000	3800	18500	4000	21200
		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	

1	2	3	4	5	6	7	8
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

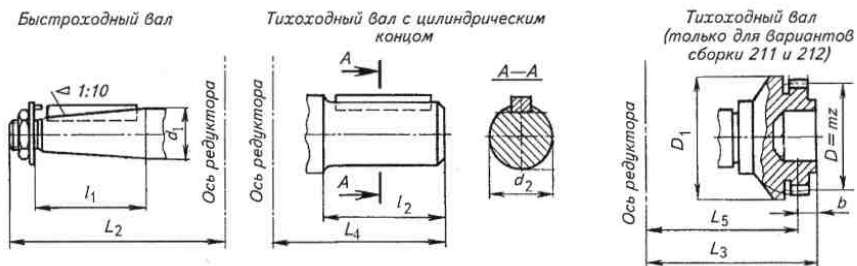
Таблица 48 – Основные размеры редукторов типа КЦ1, мм



Типоразмер редуктора	A	A_1	A_2	A_3	A_4	B	B_1	L	L_1	L_3	H_0	H	H_1	d	z_1	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
КЦ 1-300	300	250	—	215	280	450	450	1274	680	120	316	607	—	22	6	474
КЦ 1-400	400	450	335	140	335	526	526	1703	930	212	320	705	95	26	8	1010
КЦ 1-500	500	550	390	210	390	630	630	2085	1160	250	460	877	100	33	8	1470

Примечание. Обозначения: d – диаметр отверстий для фундаментных болтов; z_1 – число отверстий.

Таблица 49 – Размеры концов валов для редукторов КЦ1, мм



Типо-размер редуктора	Быстроходный вал			Тихоходный вал, конец которого имеет форму									
				Зубчатой муфты							Цилиндрическую		
	d_1	l_1	L_2	m	z	D	D_1	b	L_3	L_5	d_2	l_2	L_4
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
КЦ 1-200	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

Окончание таблицы 49

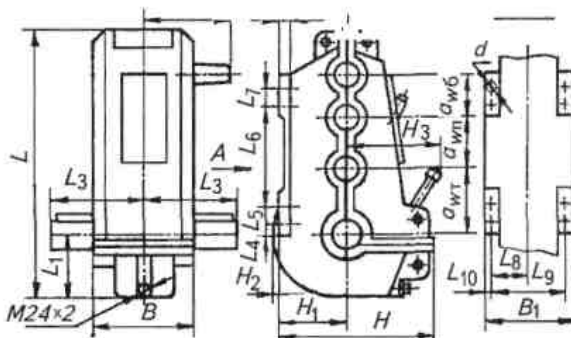
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
КЦ 1-400	60	108	848	4	56	2Ц2	24Л	35	370	338	98	170	452
КЦ1-500	90	135	1030	4	56	232	240	35	422	390	110	210	544

Примечание. Обозначения: m – модуль; z – число зубьев.

Таблица 50 – Основные технические характеристики редукторов типа ВКУ

Типоразмер редуктора	Межосевое расстояние, мм	Номинальное передаточное число	Мощность, кВт	Вращающий момент на тихоходном валу, кНм
ВКУ-500М	500	20; 28; 63	7,6...18,6	3,32...4,3
ВКУ-610М	610	14; 25; 40; 80; 112	8,4...47,6	6,0...8,5
ВКУ-765М	765	18; 20; 22,4; 25; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	12...75,5	12,2... 14-9
ВКУ-965М	695	16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140	21,5...137	19,75...27,2

Таблица 51 – Основные размеры редукторов типа ВКУ, мм

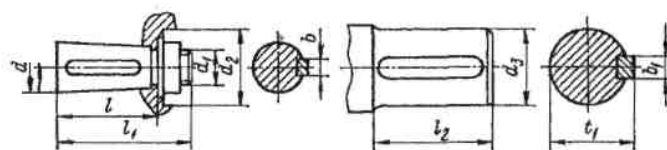


Типо размер редуктора	B	B ₁	d	H	H ₁	H ₂	H ₃	h	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈	L ₉	L ₁₀	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
ВКУ-500М	320	360	17	475	160	40	310	30	840	200	305	310	85	70	240	70	160	320	20	330
ВКУ-610М	365	350	17	585	250	—	380	35	900	240	325	355	50	70	375	70	152,5	305	22,5	450

Окончание таблицы 51

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
ВКУ-765М	435	445	26	675	290	—	470	40	1220	284	370	440	45	110	440	110	192,5	385	30	820
ВКУ-965М	560	620	33	930	320	75	610	45	1560	385	450	495	75	120	570	120	270	540	40	1530

Таблица 52 – Размеры концов валов редукторов типа ВКУ, мм



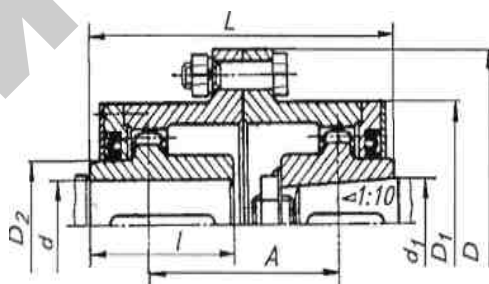
Быстроходный вал

Тихоходный вал

Типо размер редуктора	Быстроходный вал						Тихоходный вал			
	d	d_1	d_2	l	l_1	b	d_3	l_2	b_1	t_1
ВКУ-500М	40	M24x2	75	85	110	10	65	105	18	71
ВКУ-610М	40	M24x2	75	85	110	10	80	130	22	88
ВКУ-765М	50	M36x3	95	85	110	12	125	165	32	136
ВКУ-965М	65	M42x3	100	108	140	16	125	165	32	136

Примечание. В редукторе ВКУ-965М размеры концов тихоходных валов даны для сборок 13, 23, 33. Для сборок 12 и 21 $d_3 = 140$ мм, $l_2 = 200$ мм, $b_1 = 36$ мм, $t_1 = 152$ мм.

Таблица 53 – Основные размеры и параметры зубчатых муфт с разъемной обоймой типа 1, мм
(по ГОСТ 5006–83*Е)

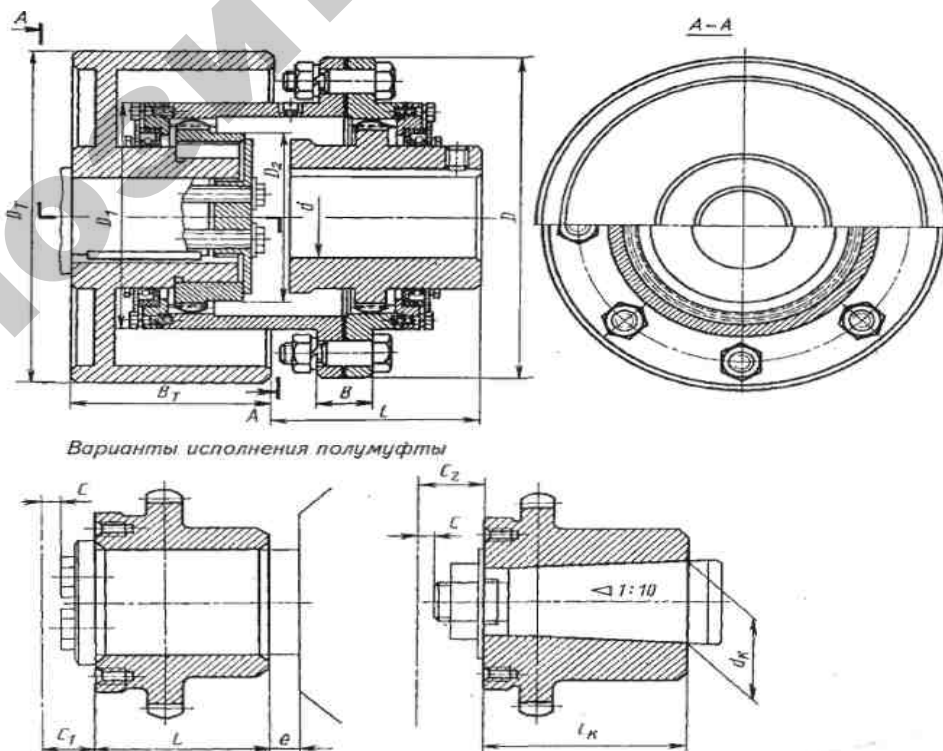


Номинальный вращающий момент T , Нм	d, d_1	D	D_1	D_2	L	l	A , мм, не менее	Параметры зубчатого соединения			Момент инерции кг·м ²	Масса, кг, не более
	не более							m , мм	z	b , мм		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1000	40	145	105	60	174	82	60	2,5	30	12	0,05	6,7
1600	55	170	125	80	174	82	75	2,5	38	15	0,06	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

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
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

231

Таблица 54 – Характеристики и размеры зубчатых муфт с тормозным шкивом, мм

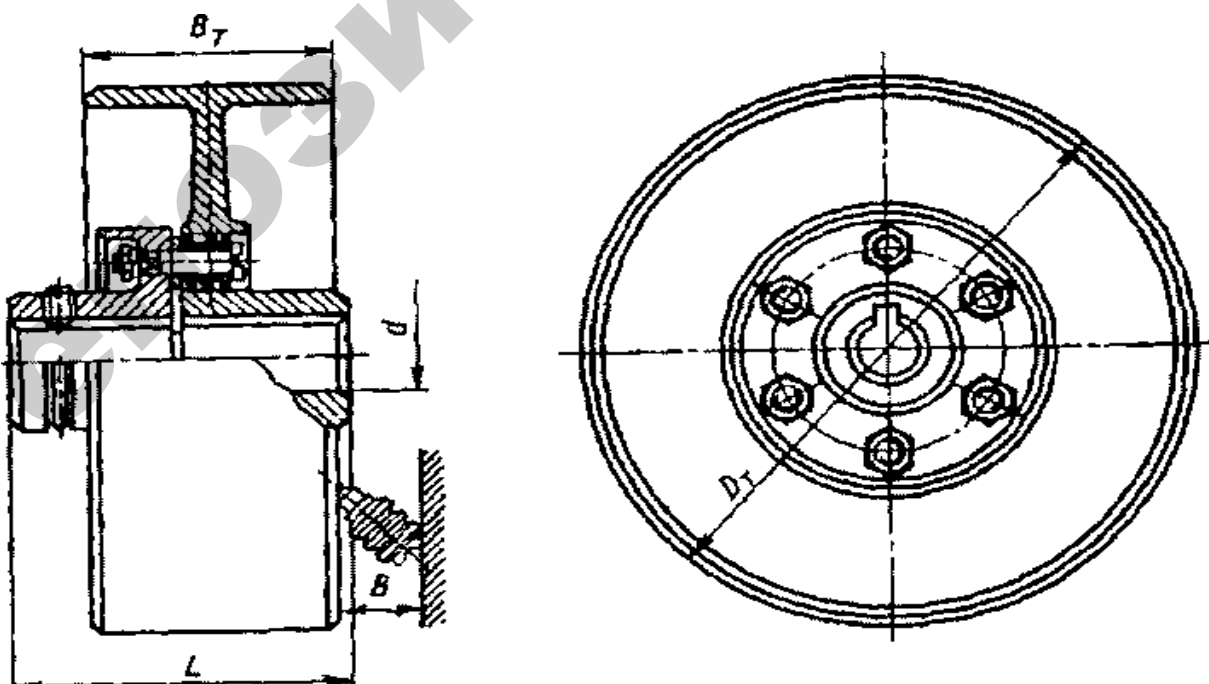


232

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	1	2
125,0	4600	0,025	25 28 32 36	125	125	89			90	5	42	18	45 50 56 60	28	32	4
					165	125	80	60								
250	3800	0,054	32 36 40 45	140			110	85	105							6
					225	175										
500	3600	0,155	40 45 50 56	170	225	175	110	85	130	5	56	18	71 90 90 95	28	32	8
1000	2850	0,49	50 56 63	210	226 286	176 216			160	6		24	90 100 110	36	40	10
							140	105								
2000	2300	1,06	63 71 80	260	288	218			200	8	71	30	110 125	48	48	
							170	130								
4000	1800	3,25	80 90 100	320	350	270			240	10	85	38	140 160	60	60	
					430	350	210	170								

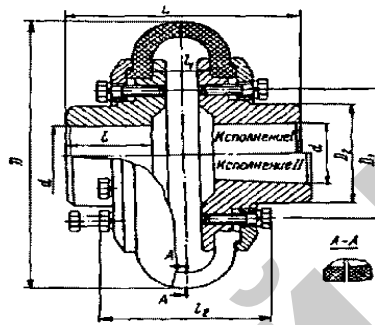
Примечание. Обозначение: n – число пальцев. * С коническим посадочным отверстием.

Таблица 56 – Характеристики и размеры упругих втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом, мм



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			1,105			60				
1100		2650	1,132		60	65			286	39
					65					38
4000	1500	1700	5.614	400	90	80	185	85	350	111

Таблица 57 – Характеристика и основные размеры муфт с упругим торообразным резинокордным элементом, мм



Максимально допустимый крутящий момент T_{max} , Н·м	Размеры, мм								Масса, кг
	D	D_1	D_2	L	d	l	l_1	l_2	
7,5	84 104	50	32	62	10...18	26	16 16	55	0,8
15	136	50	34 45	64	12...22	28	18	57	1,0
40	178	65	60 80	88 125	18...30	35	35 38	64	3,2
75	210	85	95	150	25...35 30...	47	40 42	89	6,3
150	263	110	115	174	50 35...60	59	46 50	98	10,2
400	310	140	150	200	38...70	67 75	70	123	19
630	370	180	175	215	38...80	85 95		139	31,5
1100	402	235	180	244	40... 100	110		151	80
2250	450	260		280	55...110			153	90
4000		260						190	96

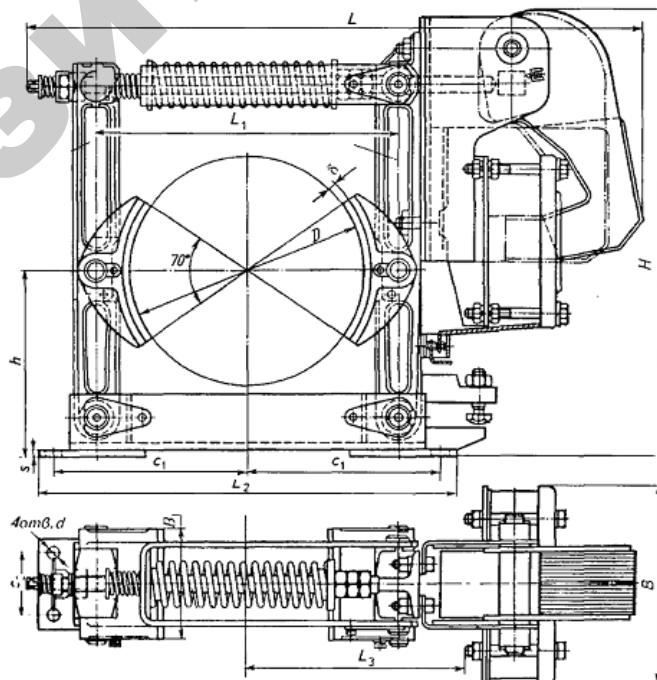
Таблица 58 – Технические характеристики колодочных тормозов типа ТКТ

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Нм			Диаметр тормозного шкива, мм	Ширина тормозного шкива, мм	Отход колодки, мм	
	Средний	Тяжелый	ПВ = 100 %			Номинальный	Наибольший
ТКТ-100	20	20	10	100	75	0,4	0,6
ТКТ-200/100	40	40	22	200	95	0,4	0,6
ТКТ-200	160	160	80	200	95	0,5	0,8
ТКТ-300/100	240	240	120	300	145	0,5	0,8

Типоразмер тормоза	Электромагнит			Масса тормоза, кг
	Тип	Момент якоря номинальный, Нм	Потребляемая мощность, Вт	
ТКТ-100	МО-100Б	5,5	140	12
ТКТ-200/100	МО-100Б	5,5	140	25
ТКТ-200	МО-200Б	40,0	450	37
ТКТ-300/200	МО-200Б	40,0	450	68

Примечание. Если требуемый расчетный момент меньше допустимого, то можно изменить натяжение основной пружины.

Таблица 59 – Основные размеры двух колодочных тормозов типа ТКТ, мм (см. рисунок)



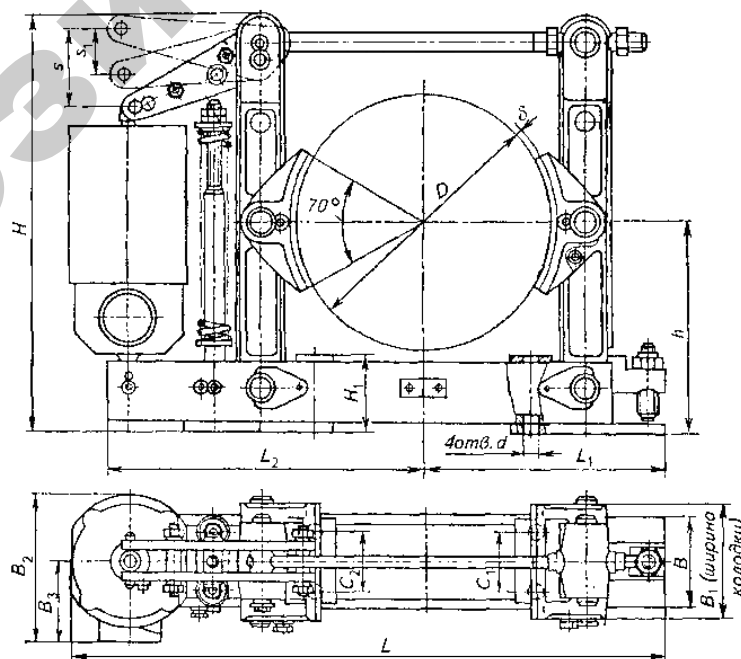
Колодочный тормоз типа ТКТ с электромагнитом

Типоразмер тормоза	D	B	B_1	c_1	c_2	L	L_1	L_2	L_3	H	s	d	δ	h
ТКТ-100	100	130	70	110	40	421	150	250	120	292	6	13	4	100
ТКТ-200/100	200	130	90	175	60	566	265	430	180	432	8	17	6	170
ТКТ-200	200	177	90	175	60	681	265	430	212	480	8	17	6	170
ТКТ-300/200	300	177	140	250	80	808	390	540	270	620	12	21	8	240

Таблица 60 – Технические характеристики колодочных 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	
ТТ-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

Таблица 61 – Основные размеры колодочных тормозов с электрогидравлическим толкателем, мм



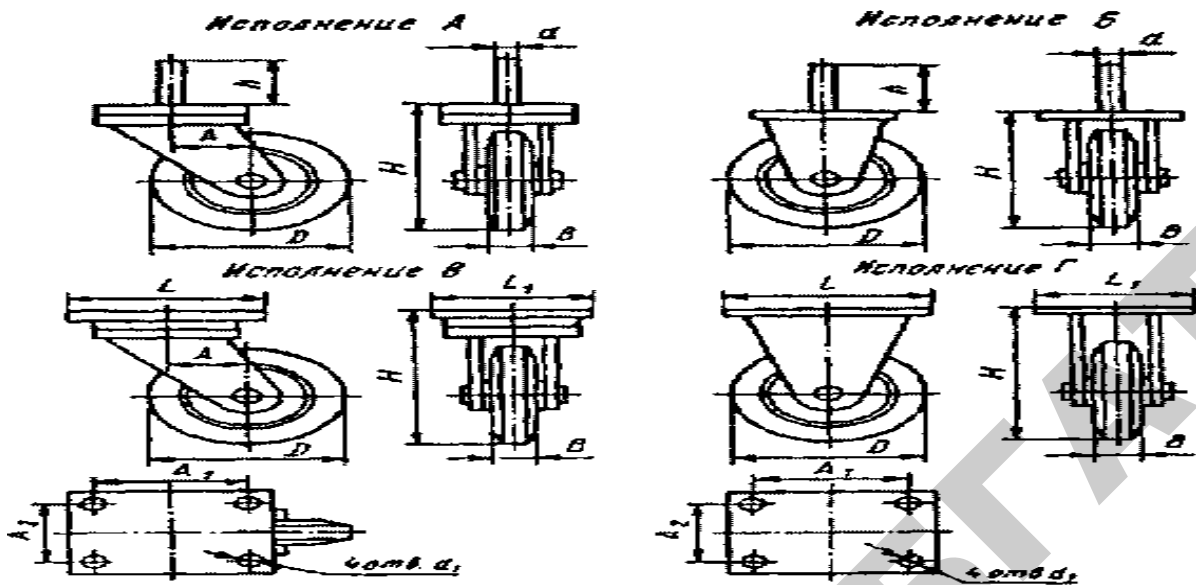
Колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем

Типо- размер тормоза	B	B_1	B_2	B_3	c_1	c_2	H	H_1	h	L	L_1	L_2	s	s_1	d	δ
ТТ-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

Таблица 62 – Значения установочной длины пружины тормозов типа ТКТ в зависимости от тормозного момента
(для среднего режима работы)

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Н·м	Длина главной пружины, мм, при токе		Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Н·м	Длина главной пружины, мм, при токе	
		Пере- менном	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		180	203	205,5
ТКТ-200/100	25	124	125	ТКТ-300/200	200	201	203
	30	122,5	123,5		220	197,5	201
	35	121	122		240	196,5	199
	40	110	121		300	—	193,05
ТКТ-200	60	112,5	116,5	ТКТ-300	350	—	187,5
	80	108	112		400	—	182
	100	103	107		450	—	176,5
	120	98	102				

Таблица 63 – Основные размеры ходовых колес кранов, мм
(по ГОСТ 11112 –70*)



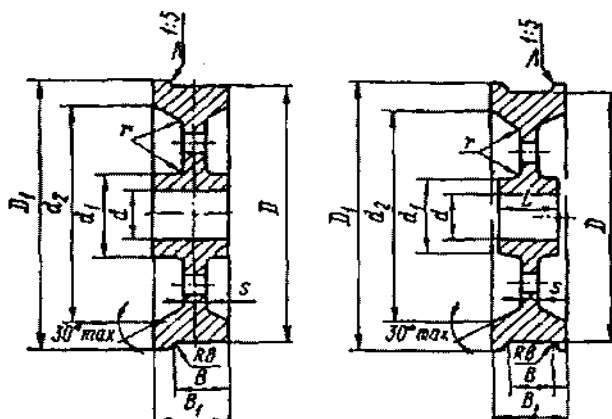
247

Допустимая статическая нагрузка, H	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	—

248

Таблица 64 – Основные размеры крановых колес, мм

Одноробордные колеса Двухребордные колеса



249

D	D ₁	d	d ₁	d ₂	B	B ₁	L	s	r	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18	20
250	290	55	85	220	70	110	110	38	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

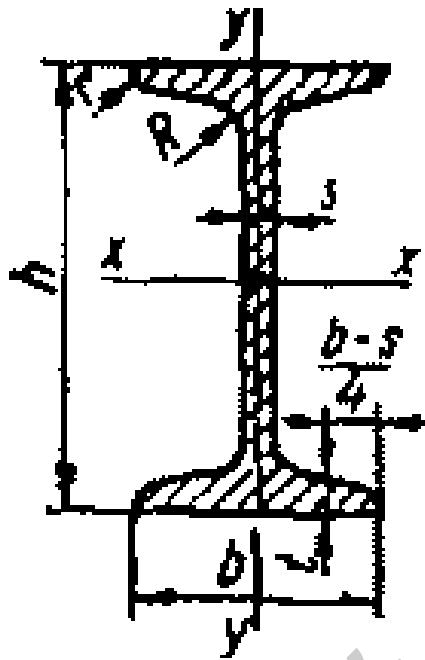
Окончание таблицы 64

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
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	305	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 пазы — 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 HB = 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-400х100; кранового одноробордного колеса диаметром D = 400 мм: Колесо К1Р-400.

250

Таблица 65 – Размеры и справочные величины для осей двутавров
(по ГОСТ 8239–89)



251

Номер балки	Размеры, мм						Площадь сечения, см ²	Мас-са 1 м, кг	Справочные величины для осей						
	h	b	s	t	R	r			x-x				y-y		
									I_{x_2} , см ⁴	W_{x_2} , см ³	i_{x_2} , см	S_{x_2} , см ³	J_{y_2} , см ⁴	W_{y_2} , см ³	i_{y_2} , см
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
1	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
10	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
12	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
14	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
16	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
18	180	100	5,1	8,3	9	3,5	25,4	19,9	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12
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

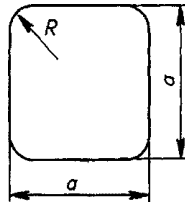
252

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
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

Примечание. Обозначения: 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.

253

Таблица 66 – Размеры стальной квадратной заготовки, мм (по ГОСТ 4693–77)

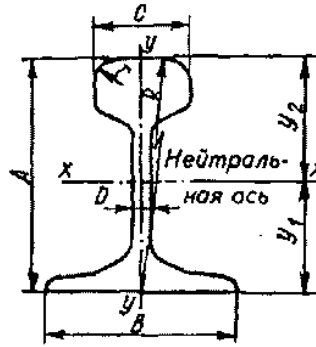


a	R	Допустимое отклонение размера a
40	9	+1,3 –2
56		
60		
63		
70		
75	12	+1,6–2,5
80		
85		
90		
95	15	+1,8 – 3
100		
105		
110	18	+2 –3,5
120		
125		

a	R	Допустимое отклонение размера a
130	21	+2,4–4
140		
150		
160	25	+3–5
170		
180		
190	30	+4–6
200		
210		
220	35	+5–7
240		
250		

254

Таблица 67 – Основные размеры, мм, и расчетные параметры железнодорожных рельсов узкой и широкой колеи



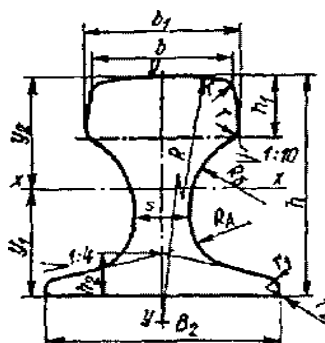
Тип рельсов	A	B	C	D	R	r	y ₁	y ₂	Площадь поперечного сечения, см ²	Момент инерции, см ⁴		Момент сопротивления, см ³			Масса 1 м рельса, кг
										J _x	J _y	W ₁ = =J _x /y ₁	W ₂ = =J _x /y ₂	W ₃ = =J _y /0,5B	
1	2	3	4	5	6	7	8		9	10	11	12	13	14	15
P8	65	54	25	7	—	5	2,89	3,61	10,76	60,21	9,88	20,86	16,66	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	238,4	40,68	55,36	50,81	10,17	17,91

Окончание таблицы 67

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	1
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, 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 выполняет 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.

Таблица 68 – Основные размеры, мм, и расчетные параметры крановых рельсов (по ГОСТ 4121–76)

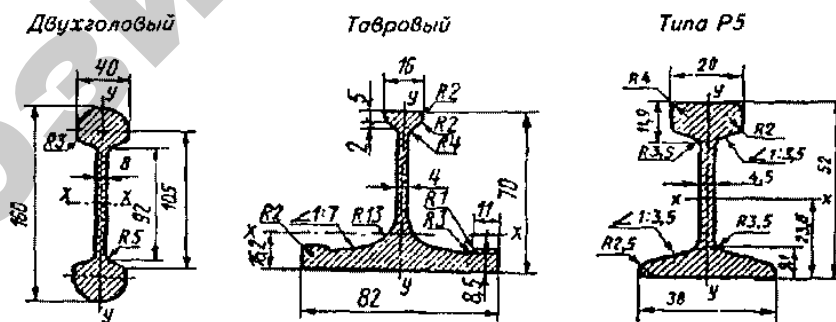


Тип рельсов	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>s</i>	<i>h</i>	<i>h</i> ₁	<i>h</i> ₂	<i>R</i>	<i>R</i> _А	<i>R</i> _Б	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>r</i> ₂
КР70	120	70	76,5	28	120	32,5	24	400	23	38	6	6	1,5
КР80	130	80	87	32	130	35	26	400	26	44	8	6	1,5
КР100	150	100	108	38	150	40	30	450	30	50	8	8	2
КР120	170	120	129	44	170	45	35	500	34	56	8	8	2
КР140	170	140	150	60	170	50	40	700	40	60	10	10	3

Тип рельсов	Площадь поперечного сечения рельса, см ²	Расстояние до центра тяжести, см		Момент инерции, см ⁴			Момент сопротивления, см ³				Масса 1 м рельса, кг
		<i>y</i> ₁	<i>y</i> ₂	<i>I</i> _x	<i>I</i> _y	<i>I</i> _p	<i>W</i> ₁ = = <i>I</i> _x / <i>y</i> ₂	<i>W</i> ₂ = = <i>I</i> _x / <i>y</i> ₂	<i>W</i> ₃ = = <i>J</i> _y /(0,5 <i>B</i>)	<i>W</i> _p	
КР70	67,2	5,93	6,07	1083	320	1403	178	178	53	168	52,8
КР80	81,8	6,47	6,53	1524	469	1992	233	233	72	219	64,2
КР100	113,4	7,63	7,37	2806	920	3725	368	381	123	351	89,1
КР120	150,7	8,69	8,31	4794	1672	6466	552	577	197	536	118,3
КР140	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; Mn = 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: σ_В ≥ 731 МПа; σ_Т ≥ 372 МПа; σ ≥ 6%; HB ≥ 212.

Таблица 69 – Расчетные параметры рельсов для наземных и подвесных путей (по ГОСТ 19240–73)



Тип рельса	Площадь поперечного сечения, см ²	Расстояние от центра тяжести до подошвы, см	Момент инерции, см ⁴		Момент сопротивления, см ³				Масса 1 м рельса, кг
			<i>I</i> _x	<i>I</i> _y	<i>W</i> _x			<i>W</i> _y	
					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

Таблица 70 – Рекомендуемые стали для элементов крановых металлоконструкций

Краны	Минимальная температура среды, °С	Толщина проката, мм	Марка стали	Класс
1	2	3	4	5
Сталь горячекатаная				
Мостовые, козловые общего назначения (крюковые) и тележки	-30	До 9	ВКСтЗпс (ГОСТ 380-88) ВКСтЗпс, ВМСтЗпс, ВМСтЗсп (ГОСТ 380-88)	С38/23
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)	С38/23
Мостовые, козловые общего назначения (крюковые)	-40	До 25	ВКСтЗпс, ВСтЗсп, ВМСтЗсп (ГОСТ 380-88)	С38/23
Грейферные и магнитные мостовые	-40	До 9	ВМСтЗпс (ГОСТ 380-88)	С38/23

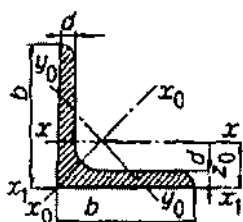
Продолжение таблицы 70

1	2	3	4	5
Грейферные, магнитные и порталные, перегрузочные мосты, специальные металлургические грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-40	10...30	18Гсп (ЧМТУ 1-47-67),	С38/23
			М16С (ГОСТ 6713-91)	С38/23
Все краны без ограничения	-40	Свыше 30	10Г2С1 (ГОСТ 5058-65)	С52/40
Сжатые элементы кранов всех типов грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах	-50	До 20	09Г2, 09Г2С (ГОСТ 5058-65)	С44/29
Краны всех типов грузоподъемностью до 125 т при нормированных пролетах и элементы грузовых тележек	-50	До 20	09Г2, 09Г2С 10Г2С1,	С44/29
		21...40	10ХСНД (ГОСТ 5058-65)	С52/40
		21...32	15ХСНД (ГОСТ 5058-65)	С60/45

1	2	3	4	5
Сталь термоулучшенная				
Мосты кранов, пролетные строения, грузовые тележки кранов всех типов без ограничений	-65	До 20	09Г2	С52/40
		21...40	10Г2С1; 10ХСНД	

Репозиторий БГАТУ

Таблица 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;
 z_0 – расстояние от центра тяжести до наружной грани полки.

262

Номер профиля	Размеры, мм		z_0 , см	Площадь профиля, см ⁴	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 ⁴	i_x , см	I_{x0max} , см ⁴	i_{x0max} , см	I_{x0min} , см ⁴	i_{x0min} , см	I_{x1} , см ⁴
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
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

Продолжение таблицы 71

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
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	2,38	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
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

263

Продолжение таблицы 71

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
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	2,39	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
9	90	7	2,47	12,3	9,64	94,3	2,77	150	3,49	38,9	1,78	169
9	90	8	2,51	13,9	10,9	106	2,76	168	3,48	43,8	1,77	194
9	90	9	2,55	15,6	12,2	118	2,75	186	3,46	48,6	1,77	239
10	100	6,5	2,68	12,8	10,1	122	3,09	193	3,88	50,7	1,99	214
10	100	7	2,71	13,8	10,8	131	3,08	207	3,88	54,2	1,98	231
10	100	8	2,75	15,6	12,2	147	3,07	233	3,87	60,9	1,98	265
10	100	10	2,83	19,2	15,1	179	3,05	284	3,84	74,1	1,96	333
10	100	12	2,91	22,8	17,9	209	3,03	331	3,81	86,9	1,95	402
10	100	14	2,99	26,3	20,6	237	3,00	375	3,78	99,3	1,94	472
10	100	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
11	110	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

264

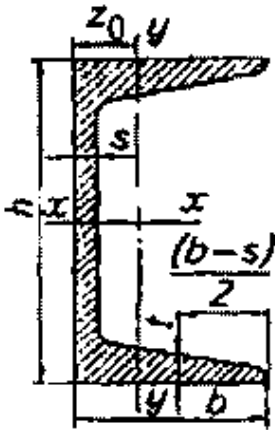
Продолжение таблицы 71

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
12,5	125	9	3,40	22,0	17,3	327	3,86	520	4,86	135	2,48	582
12,5	125	10	3,45	24,3	19,1	360	3,85	571	4,84	149	2,47	649
12,5	125	12	3,53	28,9	22,7	422	3,82	670	4,82	174	2,46	782
12,5	125	14	3,61	33,4	26,2	482	3,80	764	4,78	200	2,45	916
12,5	125	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
14	140	10	3,82	27,3	21,5	512	4,33	814	5,46	211	2,78	911
14	140	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
16	160	11	4,35	34,4	27,0	844	4,95	1341	6,24	348	3,18	1494
16	160	12	4,39	37,4	29,4	913	4,94	1450	6,23	376	3,17	1633
16	160	14	4,47	43,3	34,0	1046	4,92	1662	6,20	431	3,16	1911
16	160	16	4,55	49,1	38,5	1175	4,89	1866	6,17	485	3,14	2191
16	160	18	4,63	54,8	43,0	1299	4,87	2061	6,13	537	3,13	2472
16	160	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
18	180	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
20	200	13	5,42	50,9	39,9	1961	6,21	3116	7,83	805	3,98	3452
20	200	14	5,46	54,6	42,8	2097	6,20	3333	7,81	861	3,97	3722

265

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
20	200	16	5,54	62,0	48,7	2363	6,17	3755	7,78	970	3,96	4264
20	200	20	5,70	76,5	50,1	2871	6,12	4560	7,72	1182	3,93	5355
20	200	25	5,89	94,3	74,0	3166	6,06	5494	7,63	1438	3,91	6733
20	200	30	6,07	111,5	87,6	4020	6,00	6351	7,55	1688	3,89	8130

Таблица 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.

266

Номер балки	Размеры, мм				z_0 , см	Площадь сечения, см ²	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей						
	h	b	s	t				$x-x$				$y-y$		
								J_x , см ⁴	W_x , см ³	i_{x_0} , см	S_{x_0} , см ³	J_y , см ⁴	W_y , см ³	i_y , см
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
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

267

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
27	270	95	6,0	10,5	2,47	35,2	27,7	4160	308	10,9	378	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

Таблица 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
1	2	3	4	5	6
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

1	2	3	4	5	6
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 изготавливают длиной 2,5...6 м.

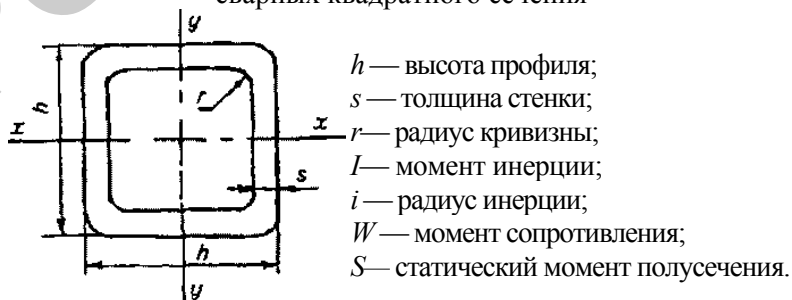
3. Пример условного обозначения круглой калиброванной стали марки 40X с качеством поверхности группы Б, диаметром 20 мм, класса точности 3а:

20(3а) ГОСТ 7417–75*

Круг калибр. _____.

40X–Б ГОСТ 1051–73*

Таблица 74 – Размеры и справочные величины для осей профилей холодногнутых сварных квадратного сечения



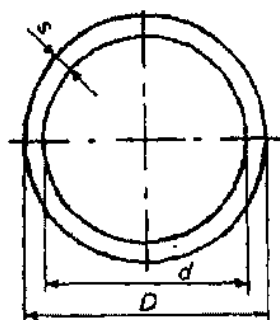
Размеры, мм			Площадь сечения, см ²	Масса 1 м, кг	Справочные величины для осей x-x, y-y			
<i>h</i>	<i>s</i>	<i>r</i>			<i>I</i> , см ⁴	<i>W</i> , см ³	<i>i</i> , см	<i>S</i> , см ³
1	2	3	4	5	6	7	8	9
63	3	6	6,81	5,35	39,5	12,55	2,41	7,5
63	4	8	8,75	6,87	48,3	15,34	2,35	9,38
63	5	10	10,5	8,26	55,1	17,5	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	3,30	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
300	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

Продолжение таблицы 74

1	2	3	4	5	6	7	8	9
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	6,23	101
160	7	14	40,7	32	1542	193	6,15	115
160	8	16	45,9	36	1705	213	6,09	128

1	2	3	4	5	6	7	8	9
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

Таблица 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 ²	Масса 1 м, кг	i , см	D , мм	s , мм	Площадь сечения, см ²	Масса 1 м, кг	i , см
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
45	3	3,96	3,11	1,49	89	4	10,7	8,39	3,01
50	3	4,43	3,48	1,66		4,5	11,9	9,38	2,99
	3,5	5,11	4,01	1,65		5	13,2	10,36	2,97
53	3	4,71	3,7	1,77		5,5	14,4	11,33	2,95
	3,5	5,44	4,27	1,75	95	3,5	30,1	7,9	3,24
57	3	5,09	4,0	1,91		4	11,4	8,98	3,22
	3,5	5,89	4,62	1,9		4,5	12,8	10,04	3,2
60	3	5,38	4,22	2,02		5	14,1	11,1	3,19
	3,5	6,22	4,88	2,01		5,5	15,5	12,14	3,17
	4	7,03	5,52	1,98	102	4	12,3	9,67	3,47
63,5	3	5,71	4,48	2,14		4,5	13,8	10,82	3,46
	3,5	6,60	5,18	2,12		5	15,2	11,96	3,44
	4	7,48	5,87	2,11		5,5	16,7	13,09	3,42
70	3	6,32	4,96	2,37	108	4	13,1	10,26	3,68

Продолжение таблицы 75

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	3,5	7,31	5,74	2,36		4,5	14,6	11,49	3,66
	4	8,29	6,51	3,34		5	16,2	12,7	3,65
73	3	6,6	5,18	2,48		5,5	17,7	13,9	3,63
	3,5	7,64	6,0	2,46	114	4	13,8	10,85	3,89
	4	8,68	6,81	2,44		4,5	15,5	12,15	3,88
76	3,5	7,97	6,26	2,57		5	17,1	13,44	3,86
	4	9,04	7,1	2,55		5,5	38,8	14,72	3,84
	4,5	10,01	7,93	2,53	121	4	14,7	11,54	4,14
	5	11,1	8,76	2,51		4,5	16,5	12,93	4,13
	5,5	12,2	9,56	2,49		5	18,2	14,3	4,11
83	4	9,92	7,79	2,8		5,5	19,9	15,67	4,1
	4,5	11,1	8,71	2,78	127	4	15,5	12,13	4,35
	5	12,3	9,62	2,76		4,5	17,3	13,6	4,34
	5,5	13,4	10,51	2,74		5	19,2	15,04	4,32
	5,5	21,0	16,48	4,3	194	5	29,7	23,3	6,69

274

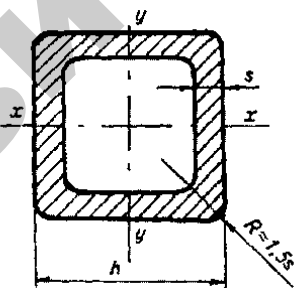
Продолжение таблицы 75

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
133	4	16,2	12,72	4,57		5,5	32,6	25,57	6,67
	4,5	187,6	14,62	4,55		6	35,4	27,82	6,65
	5	20,1	15,78	4,53		7	41,4	32,28	6,62
	5,5	22,0	17,29	4,51	203	5	31,1	24,42	7,01
140	4	17,1	13,42	4,82		5,5	34,1	26,79	6,99
	4,5	19,2	15,04	4,8		6	37,1	29,15	6,97
	5	21,2	16,65	4,78		7	43,1	33,84	6,94
	5,5	23,2	18,24	4,76	219	5	33,6	26,39	7,57
152	4	18,6	14,6	5,24		6	40,2	31,52	7,54
	4,5	20,8	16,37	5,22		7	46,6	36,6	7,51
	5	23,1	18,13	5,2		8	53,0	41,6	7,47
	5,5	25,3	19,87	5,19		9	59,4	46,61	7,43
159	5	24,2	18,99	5,45	245	5	37,7	29,59	8,5
	5,5	26,5	20,82	5,44		6	45,0	35,37	8,45
	6	28,8	22,64	5,42		7	52,3	41,09	8,42
	7	33,4	26,24	5,38		8	59,5	46,76	8,39

275

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	8	38,3	29,79	5,35	273	5	42,1	33,05	9,48
168	5	25,8	20,1	5,77		6	50,3	39,51	9,45
	5,5	28,1	22,04	5,75		7	58,5	45,92	9,42
	6	30,5	23,97	5,74		8	66,6	52,28	9,38
	7	35,4	27,79	5,7	299	6	55,2	43,36	10,3
	8	40,2	31,57	5,66		7	64,2	50,41	10,4
180	5	27,5	21,58	6,2		8	73,1	57,71	10,3
	5,5	30,1	23,67	6,18		9	82,0	64,37	10,1
	6	32,8	25,75	6,16					
	7	38,1	29,87	6,13					

Таблица 76 – Размеры и справочные величины стальных квадратных труб
(по ГОСТ 8639–82)



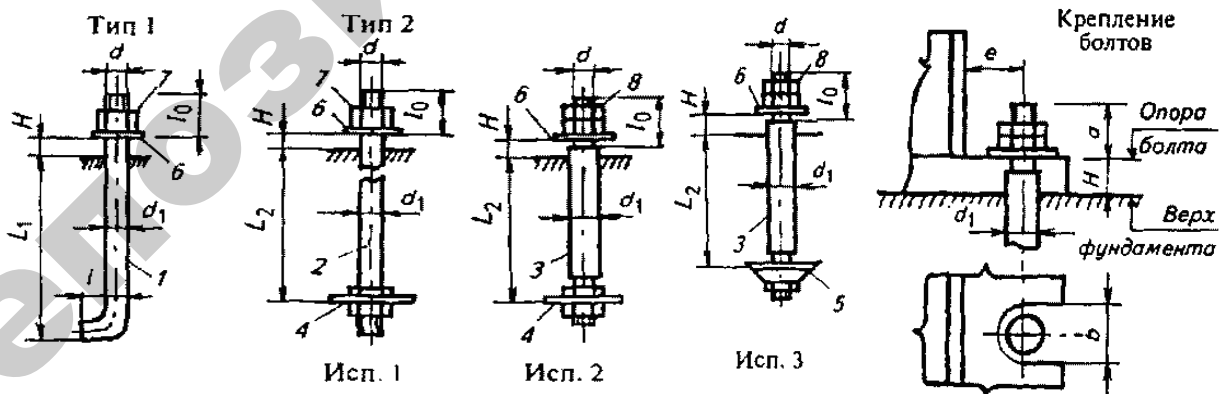
h – сторона квадрата;
 s – толщина стенки трубы;
 I – момент инерции;
 W – момент сопротивления.

h , мм	s , мм	Площадь сечения, см^2	$I_x = I_y$, см^4	$W_x = W_y$, см^3	Масса 1 м, кг
1	2	3	4	5	6
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	11,8	7,05	4,62

1	2	3	4	5	6
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	7,6.1
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:
 40x3,5 ГОСТ 8639–82
 Труба _____
 Ст3 ГОСТ 380–88

Таблица 77 – Основные размеры фундаментных болтов из стали ВСткп2
 (по ГОСТ 24379.0–80* и ГОСТ 24379.1–80)



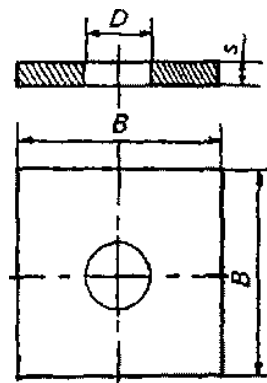
Характеристики болтов					Тип 1. Изогнутые болты $d = 12 \dots 48$ мм		Тип 2. Болты с анкерной плитой исполнения			Параметры крепления болтов		
Номинальный диаметр резьбы d , мм	Справочный размер d_1 , мм	Длина нарезной части l_0 , мм	Расчетная площадь поперечного сечения A_n , мм	Предельное расчетное 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
							$d = 16 \dots 48$ мм	$d = 56 \dots 90$ мм	$d = 100 \dots 140$ мм			
1	2	3	4	5	6	7	8			9	10	11
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

Окончание таблицы 77

1	2	3	4	5	6	7	8			9	10	11
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	3574,1	—	—	—	—	2200	220	180	190
140	145	270	138,01	2001,1	—	—	—	—	2500	240	200	210

Примечание. Таблицу читать совместно с таблицами 78, 79.

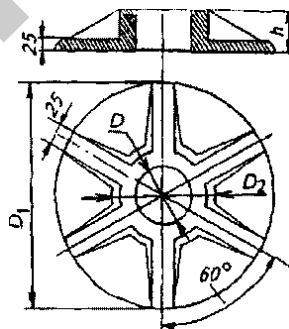
Таблица 78 – Размеры, мм, анкерных плит (позиция 4)



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

Примечание. Обозначение: d — номинальный диаметр резьбы шпильки.

Таблица 79 – Размеры, мм, литых анкерных плит (позиция 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 изготавливают из чугуна СЧ15 (по ГОСТ 1412–85).
2. d – номинальный диаметр резьбы шпильки.

Таблица 80 – Плотность сельскохозяйственных грузов

Груз 1	Плотность, т/м ³ 2	Груз 3	Плотность, т/м ³ 4
Зерновые, зернобобовые, масличные и крупяные культуры и продукты их переработки			
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:	ф	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
Овощи, фрукты, корнеклубнеплоды, бахчевые			
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

Продолжение таблицы 80

1	2	3	4
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		
Корма			
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
Удобрения			
Селитра аммиачная	0,8...0,9	Навоз крупного рогатого	
Аммофос гранулированный	1...1,2	скота:	
Концентрат апатитовый	1,83...1,95	свежий	0,8...1
Калийная соль (30...40%)	1,83...1,95	уплотненный	0,6...0,9
Сульфат аммония	0,8...0,9	полуперепревший	0,7...0,8
Суперфосфат:		Навоз свиней:	
простой порошковидный	0,9...1,2	бесподстильный	1,05...1,07
простой гранулированный	1,15...1,25	подстильный	0,6...0,9
Мука фосфоритная	1,7...1,8	Навоз овец	0,85...1,25
Торф	0,5...0,6	Опилки древесные	0,2...0,3

1	2	3	4
Зола растительная	0,4...0,7	Помет птичий	0,34
Продукция сельскохозяйственного производства			
Яйцо	0.29...0.51	Память:	
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

Таблица 81 – Плотность кукурузного силоса в зависимости от глубины залегания

Глубина залегания, м	Плотность, т/м ³	Глубина залегания, м	Плотность, т/м ³
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		

Таблица 82 – Плотность силоса, т/м³, 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)	0,5	0,75	0,65	0,8
Кукурузные початки (молочно-восковой)	0,8	0,9	—	—
Подсолнечный (начало цветения)	0,55	0,73	0,65	0,78

Таблица 83 – Углы естественного откоса различных грузов

Груз	Угол естественного откоса, град		Груз	Угол естественного откоса, град
1	2	3	4	5
Грузы растительного происхождения				
Пшеница.			Бобы	31
яровая	29...36		Подсолнечник (семена)	45
озимая	26...31		Кукуруза (зерно)	35
Рожь	32		Семя:	
Ячмень	35		льняное	35
Просо	29		конопляное	27
Овес	35		Початки кукурузы	30
Гречиха	45		Клевер	30...31
Рис	34...38		Люпин	30,5
Вика	35		Силос	55
Горох	25...27		Комбикорм	55
Чечевица	27,5		Свекла	35...40
Фасоль	30...35		Картофель	35
Удобрения			Удобрения	
Селитра аммиачная	33...42		Мука:	
Аммофос	34...38		фосфоритная	35...50
Суперфосфат:			доломитовая	35
порошковидный	44		известковая	35

Окончание таблицы 83

1	2	3	4	5
гранулированный	35		Хлористый калий	35...50
Диаммофос	28		Мел	33
Мочевина	43		Горф:	
Нитроаммофоска	43		сухой	45
Перегной (влажность 42,8%)	45		влажный	50
Опилки древесные	35		Навоз	42...50

Таблица 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	—	—

Таблица 85 – Коэффициент трения покоя

Груз	Поверхность трения		
	Сталь	Дерево	Резина
1	2	3	4
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

Продолжение таблицы 85

1	2	3	4
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

Продолжение таблицы 85

1	2	3	4
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 (сырей)	0,45...0,55	—	0,82
Арахис:			
бобы	0,64	0,63	—
Листья	0,76	0,58	0,70...0,83
Сено	0,25	0,30...0,37	0,4
Солома	0,24...0,35	0,37	0,4

292

Окончание таблицы 85

1	2	3	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

293

Таблица 86 – Коэффициент трения движения

Груз	Поверхность трения		
	Сталь	Дерево	Резина
	2	3	4
1			
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

Продолжение таблицы 86

1	2	3	4
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
Горох	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:			

Продолжение таблицы 86

1	2	3	4
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 влаж-			
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

1	2	3	4
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:	0,5...1,2	0,69...0,74	—
2-месячного хранения	0,7...0,79	0,74...0,9	0,9...1,2
8-месячного хранения	0,8...0,86	0,64...0,7	0,85...1

Таблица 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		

Таблица 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

298

Таблица 89 – Скорость витания некоторых сельскохозяйственных грузов

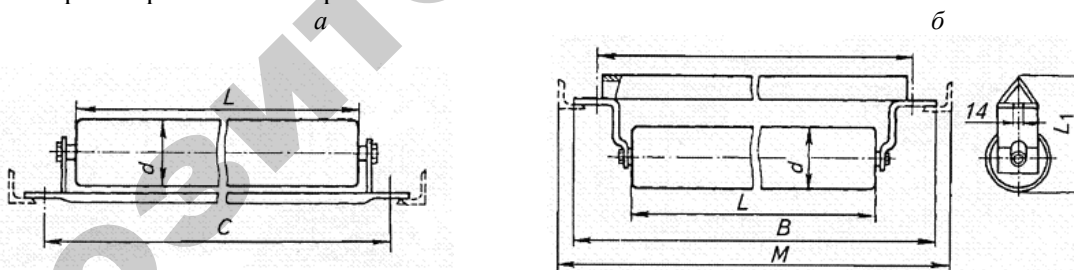
Груз	Скорость витания, м/с	Груз	Скорость витания, м/с
Пшеница	9...11,5	Рис	10,1
Рожь	8,5...10	Мука	8,1
Ячмень	6,5...11	Солома:	
Овес	8,9...9	пшеничная	12...19
Просо	10...12	ржаная	6,4...8,4
Горох	15,5...16,5	овсяная	7...8,7
Фасоль	12,5...14	Мякина:	
Вика	13...17	гречишная	0,92...2,73
Семя льна	5,2	ячменная	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

299

Таблица 90 – Характеристика некоторых резиноканевых лент (по ГОСТ 20–85*)

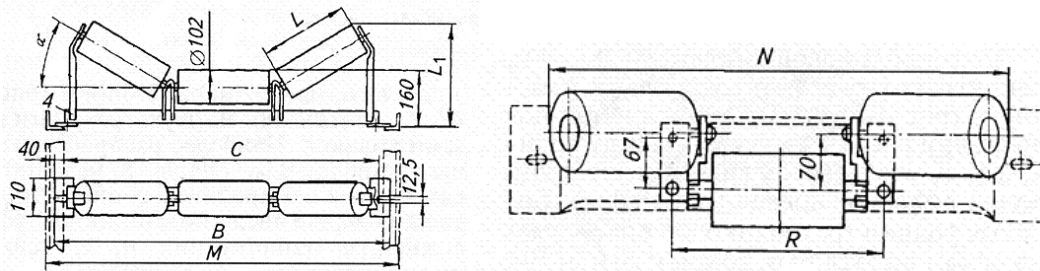
Прочность ткани одной прокладки по ширине основы, Н/мм	Тип ткани каркаса лент			Толщина прокладки, мм			Ширина ленты, мм	Число проклад- док	Толщина обкладки
	С основной и утком из комбини- рованных нитей (полиэфир- ных и хлопковых)	С основной и утком из полиамид- ных нитей	С основной из полиэфир- ных, а утком из полиамид- ных нитей	С резиновой прослойкой		Без резино- вой прос- лойки			
				Из синтети- ческих волокон	Из комби- нирован- ных нитей				
65	БКНЛ-65	—	—	1,1	1,4	1,15	100...2000	3...8	1...3
100	БКНЛ-100	ТА-100 ТК-100	—	1,2	1,6	1,3	100...3000	3...8	1...4,5
150	БКНЛ-150	ТА-150 ТК-150	—	1,3	1,9	1,6	650...3000	3...8	2...6,6
200	—	ТК-200-2 ТА-300	ТЛК-200 ТЛК-300	1,4	—	—	800...3000	3...8	2...6
300	—	ТА-400 ТК-300	ТЛК-300 МЛК-300	1,9	—	—	800...3000	4...10	2...6
400	—	ТК-400	МЛК- 400/120	2	—	—	1000...3000	3...10	2...6

Таблица 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. рисунок <i>a</i>)								
РВ-50	500	102	550	650	720	770	—	8,9
РВ-65	650	102	700	800	870	920	—	11,3
Нижние роликовые опоры (см. рисунок <i>b</i>)								
РН-40	400	83	450	550	620	640	145	7,7
РН-50	500	102	550	650	720	770	171	9,8
РН-65	650	102	700	800	870	920	171	10,5
РН-80	800	102	850	950	1030	1070	171	14

Таблица 92 – Желобчатые роликовые опоры



Обозначение	Ширина ленты, мм	Диаметр ролика d , мм	Размеры, мм							Угол наклона бокового ролика α , град	Масса вращающихся частей, кг
			L	C	B	M	D	L_1	R		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
РЖ-40-30	400	63; 89;	150	—	—	—	535	210	230	30	10,5
РЖ-40-45	400	102; 108	150	—	—	—	520	236	230	45	10,7
РЖ-40-60	400	102; 108	150	—	—	—	490	261	230	60	10,8
РЖ-50-30	500	63; 89;	180	—	—	—	614	235	270	30	12,0

Окончание таблицы 92

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
РЖ-50-45	500	102; 108	180	—	—	—	598	275	270	45	12,1
РЖ-50-60	500	102; 108	180	—	—	—	560	305	270	60	12,2
РЖ-65-30	650	63; 89;	230	—	—	—	756	260	320	30	12,5
РЖ-65-45	650	102; 108;	230	—	—	—	718	308	320	45	13,8
РЖ-65-60	650	333	230	—	—	—	668	344	320	60	13,9
РЖ-80-30	800	63; 89;	280	950	1030	1070	—	298	—	30	18,0
РЖ-80-45	800	102; 108;	280	950	1030	1070	—	354	—	45	18,4
РЖ-80-60	800	127; 133; 152; 159	280	950	1030	1070	—	402	—	60	18,9

Таблица 93 – Основные параметры и размеры скребковых конвейеров

Минимальные размеры рабочего сечения кожуха, мм	Размеры скребка, мм		Расчетная производительность Q расч, кг/с	Скорость транспортера v , м/с, не более	Шаг цепи, мм	Число зубьев звездочки, не менее
	ширина	высота				
1	2	3	4	5	6	7
130x80	120	71	До 6	1,8	31,75	7
150x80	140	71	До 6	1,8	38	7
160x85	150	75	6...8	1,8	38	7
170x100	160	90	8...12	2	38	7

1	2	3	4	5	6	7
210x140	200	100	12...20	2	38	7
220x115	200	100	12...20	2	38	10
300x125	260	100	20...32	2,2	38	10

Примечание. Шаг чередования скребков $t_{ск} = (4; 6; 8)t$.

Таблица 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
	$b_{ВН}$, не менее	B , не более	a , более	
1	2	3	4	5
ТРД-38-3000-1-1-6	22	80	30	2t, 4t, 6t, 8t, 10t
ТРД-38-4000-1-1-6	22	80	30	2t, 4t, 8t
ТРД-38-3000-3-1-8	22	80	30	2t, 4t, 8t, 12t
ТРД-38-4000-1-1-8	22	80	30	2t, 4t, 8t, 12t
ТРД-38-3000-1-2-6	22	72	26	2t, 4t, 6t, 8t, 10t
ТРД-38-4000-1-2-6	22	72	26	2t, 4t, 8t
ТРД-38-3000-1-2-8	22	72	26	2t, 4t, 8t, 12t

1	2	3	4	5
ТРД-38-4000-1-2-8	22	72	26	2t, 4t, 8t, 12t
ТРД-38-3000-1-3-6	22	80	26	4t
ТРД-38-3000-2-1-6	22	72	30	4t, 6t, 8t, 12t
ТРД-38-3000-2-2-6	22	80	26	4t, 6t, 8t, 12t
ТРД-38-3000-3-6	22	80	30	2t, 6t, 8t, 10t
ТРД-38-3000-3-10	22	80	33	2t, 8t, 10t
ТРД-38-4000-3-10	22	80	33	2t, 8t, 10t
ТРД-38-3000-4-1-6	22	72	40	4t
ТРД-38-3000-4-2-6	22	92	40	4t
ТРД-38-4000-2-2-6	22	80	26	2t, 4t, 6t, 10t, 12t
ТРД-38-4000-2-2-8	22	80	26	2t, 4t, 6t, 10t, 12t
ТРД-31,75-2300-1-1-6	9,65	72	26	4t, 8t, 12t
ТРД-31,75-2300-1-2-6	9,65	72	26	4t, 6t, 10t, 32t
ТРД-31,75-2300-2-1-6	9,65	72	26	4t, 8t, 12t

1	2	3	4	5
ТРД-31,75-2300-2-2-6	9,65	72	26	4 t, 6 t, 10 t
ТРД-31,75-2300-3-1-6	9,65	72	26	4 t, 6 t, 12 t
ТРД-50,8-6000	15,88	92	40	4 t, 6 t, 12 t
ТРД-63,5-8900	19,05	92	40	4 t, 8 t, 12 t
ТРД-76,2-12700	25,4	100	40	4 t, 8 t, 12 t
<i>Примечание.</i> 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.				

Таблица 95 – Масса 1 м тяговых пластинчатых цепей, кг

Номер цепи	Шаг $t_{ш}$, мм							
	50	63	80	100	125	160	200	250
1	2	3	4	5	6	7	8	9
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	—	—

1	2	3	4	5	6	7	8	9
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
<i>Примечания.</i> 1. В числителе приведена масса цепей типа 1, в знаменателе — типа 2. 2. В номере цепи число означает разрушающую нагрузку в кН.								

Таблица 96 – Размеры тяговых пластинчатых цепей, мм

Номер цепи	Диаметр					Расстояние между 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.

308

Таблица 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

309

Таблица 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
1	2	3	4	5	6
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

1	2	3	4	5	6
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

Таблица 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	±25	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

Таблица 100 – Рекомендации по выбору типа ковшовых элеваторов

Вид насыпного груза	Примеры характерных грузов	Тип элеватора	Тип ковшей	Средний коэффициент заполнения ковшей	Скорость, м/с	
					Ленты	Цепи
1	2	3	4	5	6	7
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

Продолжение таблицы 100

1	2	3	4	5	6	7
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	То же	Г	0,8	1,25...2	1...1,6
	Шламовая известь, сажа	Тихоходный с самотечной разгрузкой	Г	0,8	—	0,4...1

312

Продолжение таблицы 100

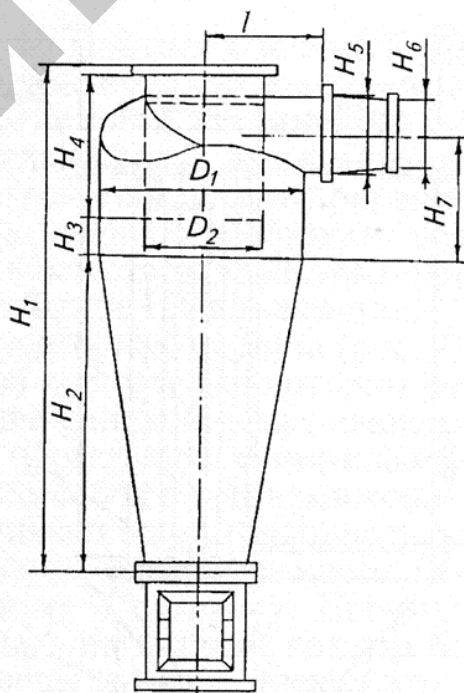
1	2	3	4	5	6	7
Зернистые и мелкокусковые, сильноабразивные	Гравий, руда, шлаки	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	О С	0,8	0,4...0,8	0,4...0,63
	Песок, зола, земля, порода	Быстроходный с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1...2	—
Среднекусковые ($a = 60$ мм) малоабразивные	Каменный уголь	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	О С	0,7	—	0,4...0,63
	Кусковой торф	Быстроходный с центробежной разгрузкой	Г	0,65	—	0,8...1,6

313

1	2	3	4	5	6	7
Среднекусковые, сильно абразивные	Камень, руда, шлаки	Тихоходный с самотечной направленной разгрузкой	О С	0,7	—	0,4...0,63
Кусковые хрупкие, не допускающие крошения	Древесный уголь	Тоже	О С	0,6	0,4...0,63	0,4...0,63
<i>Примечание.</i> Обозначения: Г – глубокий; М – мелкий; О – остроугольный с бортовыми направляющими; С – со скругленным дном и бортовыми направляющими.						

314

Таблица 101 – Технические характеристики циклонов – разгрузителей



315

Марка	Производительность, м ³ /с	Размеры, мм										Масса, кг
		D ₁	D ₂	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	H ₇	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

Таблица 102 – Технические характеристики фильтров типа СМЦ

Марка фильтра	Площадь фильтрующей поверхности, м ²	Концентрация пыли в обеспыливаемом воздухе, кг/м ³	Нагрузка на фильтрующую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Давление сжатого воздуха, МПа	Сопrotивление 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

Таблица 103 – Технические характеристики фильтров типов Г4 и РЦИ

Марка фильтра	Площадь фильтрующей поверхности, м ²	Нагрузка на фильтрующую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Сопротивление фильтра, Па	Разрежение, Па	Подсос воздуха, м ³ /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	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

Таблица 104 – Технические характеристики фильтрующих тканей

Ткань	Нагрузка на фильтрующую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Допустимая температура, °С	Ткань	Нагрузка на фильтрующую ткань, м ³ /(м ² ·мин)	Допустимая температура, °С
Шерсть	10...50	100	Драпонт	12...24	140
Хлопчатобумажная ткань	6...40	100	Диолен	10...35	150
			Полихлорвинил	25	75
Перлон	12...45	80	Тефлон	1...5	250
Нейлон	12...15	80	Бератекс	25	110
Редон	10...50	140	Стеклоткань	8...40	300

Таблица 105 – Технические характеристики циклонов

Марка	Производительность, м ³ /с	Длина, мм	Ширина В ₁ , мм	Высота Н ₁ , мм	Масса, кг
1	2	3	4	5	6
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

Продолжение таблицы 105

1	2	3	4	5	6
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
2x2УЦ-450	0,70	1257	1140	2419	462
2x2УЦ-500	0,77	1437	1265	2660	489
2x3УЦ-450	0,90	1762	1140	2880	716

Окончание таблицы 105

1	2	3	4	5	6
2x3УЦ-500	1,15	1975	1265	3098	772
2x4УЦ-500	1,53	2507	1265	3268	975
2x4УЦ-550	1,82	2762	1390	3514	1082

Таблица 106 – Технические характеристики вентиляторов

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление, Па	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт
1	2	3	4	5
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
РЗ-БВ-Ц5-37-9	4,67	2390	1450	18,5
РЗ-БВ-Ц4-60-10	6,67	2780	1450	30

Окончание таблицы 106

1	2	3	4	5
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

Таблица 107 – Технические характеристики турбовоздуходувных машин

Марка	Производительность, м³/с	Номинальное давление, МПа	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
1	2	3	4	5
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

Окончание таблицы 107

1	2	3	4	5
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

Таблица 108 – Технические характеристики водокольцевых воздуходувных машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление нагнетания, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	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.

Таблица 109 – Технические характеристики воздуходувных пластинчато-роторных машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление всасывания, МПа	Номинальное давление нагнетания, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	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

Таблица 110 – Технические характеристики воздуходувных двухроторных машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг
1	2	3	4	5	6
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

1	2	3	4	5	6
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

Таблица 111 – Технические характеристики воздуходувных поршневых машин

Марка	Производительность, м ³ /с	Номинальное давление, МПа	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность электро-двигателя, 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-ЗБ	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
305 В П -40/3	0,67	0,35	500	200	5730
305В П-60/2	1	0,2	500	200	6135
4М 10-200/2,2	3,33	0,22	500	630	19650

Таблица 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 ³	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

Таблица 113 – Характеристики навесных поворотных погрузчиков

Показатель	ПГ-0,2А	ПГХ-0,5	МГБ-Ф-0,5	ПЭ-Ф-1А
1	2	3	4	5
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

1	2	3	4	5
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

Таблица 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

Таблица 115 – Характеристики автопогрузчиков

Показатель	4022	4043М	404SP
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

Таблица 116 – Характеристики электропогрузчиков

Показатель	ЭП-103 К	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;	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

Таблица 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

Таблица 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:	9,72	2,4
длина		
ширина		
высота	2,09	0,8
Мощность, кВт	6,73	3,7
Масса, кг	22	5
	2300	1450

Таблица 119 – Технические характеристики шестеренных насосов

Показатель	НШ-10-Е-2	НМШ-25-3	НШ-32-У-4	НШ-32-У-2-5	НШ-32-3-6	НШ-46-У-7	НШ-50-У-2-8	НШ-50-2-9	НШ-50-3-10
Рабочий объем, см ³	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 ³ /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 ⁻¹ :									
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

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 ³	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 ³ /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 ⁻¹ :									
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

Таблица 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
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Рабочий объем, см ³	10/10	31,5/10	31,5/10	31,5/31,5	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
Максимальное давление на сливе, МПа	—	—	—	—	—	1	0,4	0,15	0,4
Номинальный перепад давления МПа	—	—	—	—	—	10	14	14	14
Номинальная подача, дм ³ /с	0,29/ 0,29	0,93/ 0,29	0,93/0,29	0,93/0,93	0,93/0,93	—	—	—	—

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный расход, $\text{дм}^3/\text{с}$	—	—	—	—	—	1,12	0,86	1,33	2,68
Частота вращения вала при номинальном давлении, 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, Н·м	—	—	—	—	—	43	59,6	92	—
Масса, кг	6,3	9,2	10	11,8	12	7	6,8	7,4	17,5
<i>Примечание.</i> 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.									

Таблица 121 – Техническая характеристика аксиально-поршневых нерегулируемых насосов и гидромоторов

Показатель	Марки насосов и гидромоторов				
	210.12	210.16	210.20	210.25	210.32
	2	3	4	5	6
Рабочий объем, 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, 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

1	2	3	4	5	6
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, Н • м:					
номинальный	28,1	68	168	328	690
страгивания	23,9	57,8	143	279	586
Момент инерции вращающихся масс гидромотора, Н•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

Таблица 122 – Техническая характеристика аксиально-поршневых регулируемых насосов

Показатель	Марки насосов				
	207.20	207.25	207.32	223.20 (слвоенный)	223.25 (слвоенный)
Максимальный рабочий объем, см ³	54,8	107	225	54,8 x 2	107x2
Давление нагнетания, МПа:					
номинальное	16	16	16	16	16
максимальное	25	25	25	25	25
Номинальная подача, дм ³ /с	1,72	2,065	3,47	1,72x2	2,065 x 2
Частота вращения, мин ⁻¹ :					
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

Таблица 123 – Основные параметры гидромашин

Тип машины	Рабочее давление, МПа	Рабочий объем, см ³	Частота вращения вала, мин ⁻¹	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

Таблица 124 – Техническая характеристика поршневых гидроцилиндров

Диаметр цилиндра, м	Диаметр штока, м	Ход поршня, м	Давление, МПа	
			Минимальное	Максимальное
1	2	3	4	5
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
0,11	0,04	0,25; 0,4	10	14

1	2	3	4	5
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; 0,61; 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

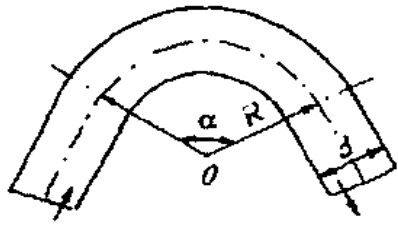
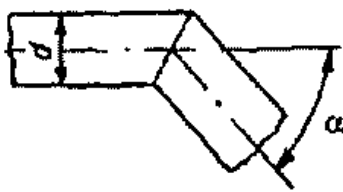
342

Таблица 125 – Технические характеристики рабочих жидкостей

Рабочая жидкость	Плотность при 50 °С, кг/м ³	Кинематическая вязкость, 10 ⁻⁶ м ² /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

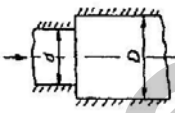
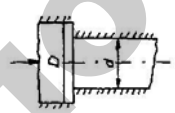
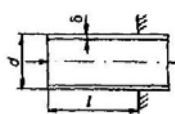
343

Таблица 126 – Значения коэффициентов местных сопротивлений

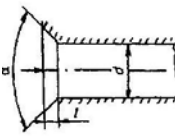
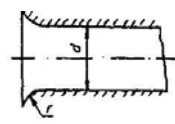
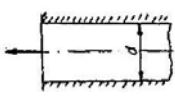
Наименование местного сопротивления	Схема местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления					
		α , град	R/d				
			1	2	4	6	10
1	2	3					
Плавный поворот трубы		20	0,18	0,10	0,08	0,06	0,07
		30	0,26	0,14	0,12	0,09	0,10
		40	0,33	0,18	0,18	0,12	0,13
		50	0,40	0,21	0,18	0,14	0,15
		60	0,45	0,24	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
		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
Колено		α , град	ξ				
		30	0,15				
		45	0,28				
		60	0,52				
		90	1,2				

344

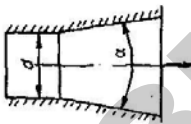
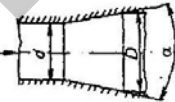
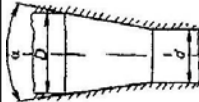
Продолжение таблицы 126

1	2	3											
Резкое расширение трубы		d/D	Re										
			10	30	50	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$3,5 \cdot 10^3$	
			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			
Резкое сужение трубы		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	
			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		
		δ/d	l/d										
			0,01	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					
			0,02	0,51	0,52	0,54	0,58	0,62					
0,03			0,51	0,52	0,54	0,58	0,62						

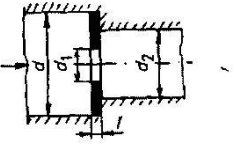
345

1	2	3						
		α , град	l/d					
Вход в трубу из большого объема (бака, гидроцилиндра, фильтра и др.)			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	ξ					
		0	0,5					
		0,02	0,37					
		0,04	0,26					
		0,08	0,15					
Выход из трубы в объем		При ламинарном потоке $\xi = 2$						
		При турбулентном потоке $\xi = 1$						

346

1	2	3								
		R/d	α , град							
Выход из трубы с коническим диффузором				6	8	10	12	16	20	24
		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		D/d								
		α , град	1	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		d/D								
		α , град	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						

347

1	2	3	4					
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

Репозиторий БГАТУ

Таблица 127 – Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ для арматуры



Схема тройника 0,9...1,2 1...1,5 0,5...0,6 1...2,5 1,3...1,5

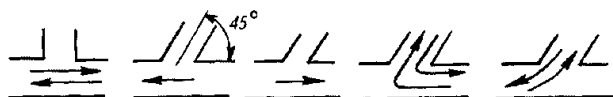


Схема тройника 0,1 0,05 0,15 3 0,5

Таблица 128 – Технические характеристики теплообменников

Параметры	КМ6-СК-1	КМ6-СК-2
1	2	3
Отводимый тепловой поток, Вт	18600	3200
Расход рабочей жидкости, дм ³ /с:		
номинальный	5,3	7,5
максимальный	7,5	10,8

Окончание таблицы 128

1	2	3
Площадь теплопередающей поверхности для воздуха живого сечения, 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

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

Оскирко Александр Иванович

**ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск В. Н. Основин
Редактор Н. А. Антипович
Компьютерная верстка А. И. Стебуля

Подписано в печать 29.04.2010 г. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 20,46. Уч.-изд. л. 16,0. Тираж 220 экз. Заказ 354.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
ЛИ № 02330/0552841 от 14.04.2010.
ЛП № 02330/0552743 от 02.02.2010.
Пр. Независимости, 99–2, 220023, Минск.

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

Репозиторий БГАТУ

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ