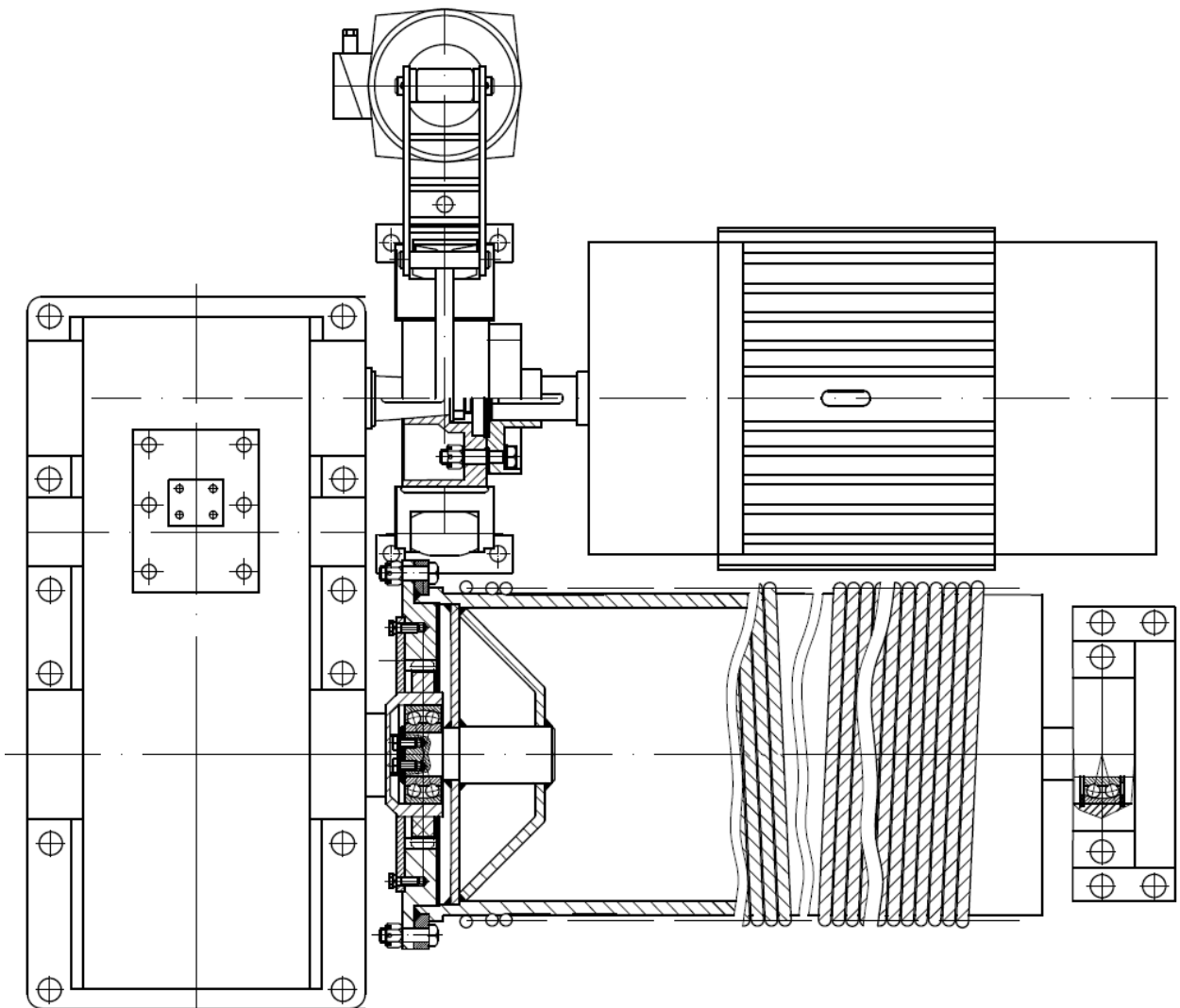


УЧЕБНИКИ КузГТУ

Н. В. ЕРОФЕЕВА

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



Кемерово 2019

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ Т. Ф. ГОРБАЧЕВА»

Н. В. ЕРОФЕЕВА

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗОПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Кемерово 2019

УДК 621.86(075.8)

Рецензенты:

Главный научный сотрудник Института угля Федерального исследовательского центра угля и углехимии Сибирского отделения РАН, профессор, доктор технических наук Б. Л. Герике

Доцент кафедры «Машины и аппараты технологических систем» Института инженерных технологий ФГБОУ ВО «Кемеровский государственный университет», кандидат технических наук М. С. Сорочкин

Ерофеева, Н. В. Расчет механизма подъема грузоподъемной машины : учебное пособие / Н. В. Ерофеева ; КузГТУ. – Кемерово, 2019. – 160 с.
ISBN 978-5-00137-099-4

Содержит краткое описание конструкций, области применения основных элементов грузоподъемных машин. Изложены методы расчета и выбора элементов и сборочных единиц грузоподъемных механизмов, машин и установок.

Подготовлено по дисциплине «Грузоподъемные машины и механизмы» для специальности 21.05.04 «Горное дело».

Печатается по решению редакционно-издательского совета КузГТУ.

УДК 621.86(075.8)

© КузГТУ, 2019

ISBN 978-5-00137-099-4

© Ерофеева Н. В., 2019

ПРЕДИСЛОВИЕ

Грузоподъемные машины широко применяют в цехах, закрытых складах и на открытых площадках горнодобывающих предприятий для механизации погрузочно-разгрузочных, восстановительно-ремонтных и монтажных работ.

Будущий специалист в области горного дела должен хорошо представлять технические возможности грузоподъемных машин и механизмов.

В первой главе пособия изложены сведения о параметрах, режимах работы грузоподъемных машин и механизмов. Представлены предпочтительные значения параметров грузоподъемных кранов, установленные соответствующим ГОСТом. Даны выдержки из современных и использовавшихся ранее стандартов условий работы грузоподъемных машин. Приведено примерное соответствие режимов работ грузоподъемных машин по различным стандартам.

Во второй главе представлена методика расчета механизма подъема грузоподъемной машины. Приведены данные, касающиеся характеристик применяемых материалов деталей грузоподъемных машин. Указаны значения различных коэффициентов, используемых при проектировании грузоподъемных машин и механизмов. В конце главы помещен пример расчета механизма подъема консольного передвижного крана.

В учебном пособии приведены справочные материалы из каталогов (проспектов), ГОСТов и ОСТов. Представлены технические характеристики стальных канатов, канатных барабанов, крюковых подвесок нормального и укороченного типов, электродвигателей, цилиндрических и коническо-цилиндрических редукторов, упругих втулочно-пальцевых и зубчатых муфт с тормозными шкивами, колдочных тормозных устройств. Приведено графическое изображение перечисленных выше элементов, узлов, сборочных единиц грузоподъемной машины с указанием основных геометрических размеров.

При работе над учебным пособием использован материал из источников, указанных в списке литературы.

Глава 1. РЕЖИМ РАБОТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

1.1. ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Основными параметрами грузоподъемных кранов являются: грузоподъемность, рабочие скорости движения механизмов и геометрические параметры [9].

Грузоподъемностью машины называют вес номинального (максимального) рабочего груза, на подъем которого рассчитана данная машина. В величину грузоподъемности включается вес грейфера, бадьи, подъемного магнита и других вспомогательных устройств, подвешиваемых к грузозахватному органу. Величина грузоподъемности современных грузоподъемных машин имеет широкие пределы: от подъема и перемещения на станки деталей массой 100 кг до монтажа на заводах и электростанциях крупногабаритных узлов массой 500–1000 т. Величина грузоподъемности должна соответствовать ГОСТ 1575–87 «Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров», устанавливающему следующий ряд номинальных грузоподъемностей (т) для грузоподъемных кранов:

–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	0,05	–	–	–	–	–
0,1	–	0,125	–	0,16	–	0,2	–	0,25	–	0,32	–	0,4	–	0,5	–	0,63	–	0,8	–
1	–	1,25	–	1,6	–	2	–	2,5	–	3,2	–	4	–	5	–	6,3	–	8	–
10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,5	25	28	32	36	40	45	50	56	63	71	80	90
100	112	125	140	160	180	200	225	250	280	320	360	400	450	500	560	630	710	800	900
1000	–	1250	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Скорость движения механизмов выбирают в зависимости от требований технологического процесса, в котором участвует данная грузоподъемная машина, от характера работы, от типа машины и режима ее работы. Значения предпочтительных скоростей рабочих движений грузоподъемных механизмов рекомендуется выбирать из рядов, установленных ГОСТ 1575–87:

ряд линейной скорости, м/с – 0,05; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 10,0; 12,5;

ряд частоты вращения поворотной части, c^{-1} – 0,01; 0,0125; 0,016; 0,02; 0,025; 0,032; 0,04; 0,05; 0,063 и 0,08.

Скорость подъема груза, зависящая от величины грузоподъемности крана и ряда технологических факторов, в современных кранах обычно не превышает 25–30 м/мин. Для кранов, используемых в массовых перегрузочных работах, скорости подъема и опускания груза могут достигать значения 90–120 м/мин. Скорость вращения крана принимают в пределах $0,1 \div 0,3 \text{ с}^{-1}$, при этом окружная скорость конечной точки стрелы должна быть не более $5 \div 6 \text{ м/с}$ [24].

Основными геометрическими параметрами крановых устройств являются:

высота подъема – расстояние по вертикали от уровня стоянки (уровня пола) до грузозахватного устройства, находящегося в верхнем рабочем положении;

глубина опускания груза – расстояние от уровня стоянки (уровня пола) до грузозахватного устройства, находящегося в нижнем положении;

вылет – расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части крана до вертикальной оси грузозахватного органа без груза при установке крана на горизонтальной плоскости; различают максимальный и минимальный вылеты;

пролет – расстояние между продольными осями, проходящими через середину опорных поверхностей ходовых колес крана; пролеты кранов выбирают по ГОСТ 534–78 «Краны мостовые опорные. Пролеты»;

база – расстояние между осями передних и задних колес, измеренное в продольной плоскости.

К параметрам грузоподъемной машины относятся общая и конструктивная масса, производительность [9].

Конструктивная масса – масса крана без учета массы балласта и противовеса, а также без учета заправочных емкостей, т. е. емкостей без смазочных материалов, топлива и т. д.

Общая масса – масса крана с учетом массы противовеса (балласта) и запаса масла, топлива, воды.

Производительность – количество грузов, перемещенных машиной в единицу времени.

1.2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Грузоподъемные машины характеризуются работой в повторно-кратковременном режиме, при котором рабочий орган и груз со-

вершают периодические поступательно-возвратные движения, а механизмы последовательно реверсируются. Кроме периодов работы механизма имеются периоды пауз, в течение которых двигатель не включен и механизм не работает. Это время используется для загрузки и разгрузки грузозахватного устройства. Кроме того, каждый процесс движения, в свою очередь, разделяется на: а) период неустановившегося движения, в течение которого происходит разгон (пуск) или замедление (торможение) поступательно движущихся и вращающихся масс груза и механизма; б) период установившегося движения, т. е. движения с постоянной скоростью [28].

Полный цикл $T_{\text{ц}}$ работы механизма грузоподъемной машины складывается из сумм времени пуска $\Sigma t_{\text{п}}$, времени движения с установившейся скоростью $\Sigma t_{\text{у}}$, времени торможения $\Sigma t_{\text{т}}$ и времени пауз $\Sigma t_{\text{о}}$, т. е.

$$T_{\text{ц}} = \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma t_{\text{у}} + \Sigma t_{\text{т}} + \Sigma t_{\text{о}}. \quad (1.1)$$

Отношение суммарного времени включения двигателя в течение цикла $t_{\text{в}} = \Sigma t_{\text{у}} + \Sigma t_{\text{п}}$ к полной длительности цикла характеризует интенсивность использования механизма. Это отношение называется относительной продолжительностью включения, обозначается ПВ % и определяется по характерному циклу работы крана:

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{в}}}{T_{\text{ц}}} \cdot 100. \quad (1.2)$$

Для механизмов принимают $T_{\text{ц}}$ не более одного часа; для электродвигателей повторно-кратковременного режима допустимое время цикла установлено равным 10 мин [9]. Если $T_{\text{ц}} > 10$ мин, то режим работы двигателя считается продолжительным ПВ 100 %.

Коэффициент использования механизма подъема по грузоподъемности

$$k_{\text{гр}} = \frac{Q}{Q_{\text{ном}}}, \quad (1.3)$$

где Q – средняя масса поднимаемого груза и грузозахватных устройств за смену, кг; $Q_{\text{ном}}$ – номинальная грузоподъемность, кг.

Коэффициент использования механизма в течение года при числе дней работы механизма в году $T_{\text{год}}$

$$k_{\text{г}} = \frac{T_{\text{год}}}{365}. \quad (1.4)$$

Коэффициент использования механизма в течение суток при числе часов работы механизма в течение суток T_c

$$k_c = \frac{T_c}{24}. \quad (1.5)$$

Совокупность вышеперечисленных факторов ($k_{тр}$, k_r , k_c , ПВ %) определяет режим работы грузоподъемной машины. Режим работы – это обобщенный показатель, характеризующий основные условия работы крана и его механизмов. До 1982 г. были установлены следующие режимы работы грузоподъемных машин, определяемые совокупностью условий их эксплуатации:

режим Р – механизмы с ручным приводом, характеризующиеся большими перерывами в работе и весьма малыми скоростями движения. В основном это механизмы вспомогательного назначения;

режим Л – механизмы с машинным приводом легкого режима работы, характеризующиеся большим перерывом в работе, редкой работой с номинальным грузом, малыми скоростями, малым числом включений в час (до 60), малой продолжительностью включения. К этой группе относятся механизмы подъема ремонтных кранов и кранов, установленных в машинных залах;

режим С – механизмы с машинным приводом среднего режима работы, характеризующиеся работой с различными по весу грузами, средними скоростями, средним числом включений в час (до 120), средним значением продолжительности включения. К этой группе относятся механизмы подъема кранов механических и сборочных цехов завода со среднесерийным производством и кранов ремонтно-механических цехов;

режим Т – механизмы с машинным приводом тяжелого режима работы, характеризующиеся постоянной работой с грузами, близкими по весу к номинальным, высокими скоростями, большим числом включений в час (до 240), высоким значением продолжительности включения. К этой группе относятся механизмы подъема кранов цехов и складов на заводах с крупносерийным производством, строительных кранов;

режим ВТ – механизмы с машинным приводом весьма тяжелого режима работы, характеризующиеся постоянной работой с грузами номинального веса, высокими скоростями, большим числом включений в час (свыше 300), высоким значением продолжительности включения. К этой группе относятся механизмы подъема техноло-

гических и складских кранов металлургического производства, механизмы грейферных магнитных кранов;

режим ВТН – механизмы с машинным приводом весьма тяжелого непрерывного действия, характеризуются большим числом включений в час (720), высоким значением продолжительности включения. К этой группе относятся механизмы подъема и передвижения моста клещевых кранов, механизмы поворота кранов, обслуживающие железнодорожные узлы, механизмы подъема и замыкания грейфера. Данные о количественных значениях факторов, влияющих на определение режима работы механизмов и электрооборудования грузоподъемной машины, приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Режимы работы электрооборудования и механизмов [24, 22]

Режим работы	Коэффициент использования механизма		ПВ %	
	по грузо-подъемности $k_{гр}$	по времени		
		в течение года k_T		в течение суток k_c
Легкий (Л)	1,0	нерегулярная редкая работа		15
	0,75	нерегулярная редкая работа		
	0,5	0,25	0,33	
	0,25	0,5	0,67	
	0,1	1,0	1,0	
Средний (С)	1,0	1,0	0,67	15
	0,75	0,5	0,33	25
	0,5	0,5	0,67	25
	0,25	1,0	1,0	40
	0,1	1,0	1,0	60
Тяжелый (Т)	1,0	1,0	0,67	25
	1,0	1,0	0,33	40
	0,75	0,75	0,67	40
	0,5	1,0	1,0	40
	0,25	1,0	1,0	60
Весьма тяжелый (ВТ)	1,0	1,0	1,0	40
	0,75	1,0	1,0	60
	0,5	1,0	1,0	60
	0,25	1,0	1,0	60
	0,1	1,0	1,0	60
Весьма тяжелый непрерывный (ВТН)	1,0	1,0	1,0	60 80

В основе классификации механизмов крана по режимам работы по ГОСТ 25835–83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы» лежат два показателя: класс использования (табл. 1.2) в зависимости от времени работы механизма и класс нагружения (табл. 1.3) в зависимости от коэффициента нагружения K_p [формула (1.7)].

Таблица 1.2

Класс использования механизмов по ГОСТ 25835–83

Класс использования		A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Норма времени работы механизмов, ч	св.	–	800	1600	3200	6300	12500	25000
	до	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000

Таблица 1.3

Класс нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения K_p	Качественная характеристика класса нагружения [33]
по ГОСТ 25835–83		
B1	0,125	Работа при нагрузках, значительно меньших номинальных, и в редких случаях с номинальной нагрузкой
B2	0,125–0,25	Работа при средних и номинальных нагрузках
B3	0,25–0,50	Работа преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам
B4	0,50–1,0	Постоянная работа при номинальных и близких к номинальным нагрузкам

Под временем работы механизма понимают время, в течение которого данный механизм находился в движении. Общее время работы механизма (разгон, установившееся движение, торможение) является его машинным временем и определяется (ч):

$$T_{\text{маш}} = T_c T_{\text{год}} T_k, \quad (1.6)$$

где T_k – срок службы механизма в годах до капитального ремонта или до списания (обычно 15÷25 лет).

Число рабочих дней в году при двух выходных днях в неделю, при одном и при непрерывном производстве определится соответственно $T_{\text{год}} = 250, 300$ и 360 дней.

Таблица 1.4

Группы режима работы механизмов по ГОСТ 25835–83

Класс использования	Группа режима работы кранов для класса нагружения				Класс использования	Группа режима работы кранов для класса нагружения			
	<i>B1</i>	<i>B2</i>	<i>B3</i>	<i>B4</i>		<i>B1</i>	<i>B2</i>	<i>B3</i>	<i>B4</i>
<i>A0</i>	1М	1М	1М	2М	<i>A4</i>	3М	4М	5М	6М
<i>A1</i>	1М	1М	2М	3М	<i>A5</i>	4М	5М	6М	–
<i>A2</i>	1М	2М	3М	4М	<i>A6</i>	5М	6М	–	–
<i>A3</i>	2М	3М	4М	5М					

Режим работы крана в целом устанавливает ГОСТ 25546–82 «Краны грузоподъемные. Режимы работы». Группу режима работы крана определяют в зависимости от класса использования (табл. 1.5) и класса нагружения (табл. 1.6). Класс нагружения крана зависит от распределения перемещаемых краном грузов относительно номинальной грузоподъемности крана за срок его службы и характеризуется коэффициентом нагружения:

$$K_p = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{\text{ном}}} \right)^3 \frac{C_i}{\sum C_i} \right], \quad (1.7)$$

где Q_i – масса груза, перемещаемого краном с числом циклов C_i ; $Q_{\text{ном}}$ – номинальная грузоподъемность крана; C_i – число циклов работы крана с грузом массой Q_i ; $\sum C_i$ – число циклов работы крана за срок его службы.

Таблица 1.5

Класс использования крана по ГОСТ 25546–82

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы	Качественная характеристика класса использования [33]
по ГОСТ 25546–82		
1	2	3
C_0	до $1,6 \cdot 10^4$	Нерегулярное использование
C_1	св. $1,6 \cdot 10^4$ до $3,2 \cdot 10^4$	
C_2	св. $3,2 \cdot 10^4$ до $6,3 \cdot 10^4$	
C_3	св. $6,3 \cdot 10^4$ до $1,25 \cdot 10^5$	
C_4	св. $1,25 \cdot 10^5$ до $2,5 \cdot 10^5$	Регулярное использование при малой интенсивности работы
C_5	св. $2,5 \cdot 10^5$ до $5,0 \cdot 10^5$	Регулярное использование при средней интенсивности работы

Продолжение табл. 1.5

1	2	3
C_6	св. $5,0 \cdot 10^5$ до $1,9 \cdot 10^6$	Интенсивное использование
C_7	св. $1,0 \cdot 10^6$ до $2,0 \cdot 10^6$	Весьма интенсивное использование
C_8	св. $2,0 \cdot 10^6$ до $4,0 \cdot 10^6$	
C_9	св. $4,0 \cdot 10^6$	Особо интенсивное использование при длительных сроках эксплуатации

Таблица 1.6

Класс нагружения крана

Класс нагружения	Коэффициент нагружения K_p	Качественная характеристика класса нагружения [33]
по ГОСТ 25546–82		
Q_0	до 0,063	Постоянная работа с грузом, значительно меньшим номинального
Q_1	0,063–0,125	То же с грузом, меньшим номинального
Q_2	0,125–0,25	То же с грузом средней массы
Q_3	0,25–0,50	То же с грузом относительно большой массы
Q_4	0,50–1,00	То же с грузом, приближающимся к номинальному

Группы режима работы крана приведены в табл. 1.7.

Таблица 1.7

Группы режима работы крана по ГОСТ 25546–82

Класс использования	Группа режима работы кранов для класса нагружения					Класс использования	Группа режима работы кранов для класса нагружения				
	Q_0	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4		Q_0	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4
C_0	–	–	1К	1К	2К	C_5	3К	4К	5К	6К	7К
C_1	–	1К	1К	2К	3К	C_6	4К	5К	6К	7К	8К
C_2	1К	1К	2К	3К	4К	C_7	5К	6К	7К	8К	8К
C_3	1К	2К	3К	4К	5К	C_8	6К	7К	8К	8К	–
C_4	2К	3К	4К	5К	6К	C_9	7К	8К	8К	–	–

В настоящее время «Правилами безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» установлена классификация крановых механизмов по группам классификации (режимов) работы, которые определяются в зависимости от класса использования их по времени работы и ре-

жима нагружения [39]. Классификация имеет 8 групп, что в большей мере учитывает переменность нагрузки механизма.

Класс использования механизма характеризуется предполагаемой общей продолжительностью эксплуатации в часах и номинальными классами, приведенными в табл. 1.8. Максимальную общую продолжительность эксплуатации определяют исходя из предполагаемого среднего суточного времени использования в часах, числа рабочих дней в году и ожидаемого срока службы в годах. Для классификации установлено под временем работы механизма время, в течение которого данный механизм находился в движении [формула (1.6)].

Таблица 1.8

Класс использования механизма

Класс использования	Общая продолжительность использования, ч	Примечание
T_0	200	Нерегулярное использование
T_1	400	
T_2	800	
T_3	1600	
T_4	3200	Регулярное использование в легких условиях
T_5	6300	Регулярное использование с перерывами
T_6	12500	Регулярное интенсивное использование
T_7	25000	Интенсивное использование
T_8	50000	
T_9	100000	

Режим нагружения определяет относительную длительность, с которой механизм подвергается действию максимальной или пониженной нагрузки. В табл. 1.9 приведены номинальные коэффициенты распределения нагрузок в зависимости от режимов нагружения механизма. Коэффициент нагружения

$$K_m = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{\sum t_i} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right], \quad (1.8)$$

где P_i – нагрузка, действующая на механизм за период времени t_i ; P_{\max} – наибольшая расчетная нагрузка, определяемая с учетом всех

факторов, действующих на механизм в течение рабочего цикла; t_i – продолжительность времени нагрузки P_i ; Σt_i – суммарное действие нагрузки на механизм; $m = 3$.

Таблица 1.9

Режим нагружения механизма и его характеристика

Режим нагружения	Коэффициент распределения нагрузки K_m	Качественная характеристика режима нагружения
L1 – легкий	до 0,125	Механизмы, подвергаемые действию малых нагрузок регулярно, наибольших нагрузок редко
L2 – умеренный	0,125–0,25	Механизмы, подвергаемые действию умеренных нагрузок регулярно, наибольших нагрузок довольно часто
L3 – тяжелый	0,25–0,50	Механизмы, подвергаемые действию больших нагрузок регулярно, наибольших нагрузок часто
L4 – весьма тяжелый	0,50–1,00	Механизмы, подвергаемые действию наибольших нагрузок регулярно

Установив класс использования и режим нагружения, по табл. 1.10 определяют группу классификации данного механизма в целом.

Таблица 1.10

Группы классификации (режима) механизмов в целом

Режим нагружения	Коэффициент распределения нагрузки K_m	Класс использования									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	
		Общая продолжительность использования, ч									
		200	400	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000	100000
L1 – легкий	0,125			M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 – умеренный	0,25		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L3 – тяжелый	0,50	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8		
L4 – весьма тяжелый	1,00	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8			

Примерное соответствие группы режимов работы, устанавливаемых правилами Госгортехнадзора (до 1982 г.), ГОСТ 25835–83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режиму работы», ГОСТ 25546–82 «Краны грузоподъемные. Режимы работы» и «Правилами безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» (с 2013 г.), приведено в табл. 1.11 [5, 33, 26].

Таблица 1.11

Примерное соответствие групп режимов работы

Группа режима работы по правилам Госгортехнадзора	Р	Л		С	Т	ВТ
Группа режима работы крана по ГОСТ 25546–82	1К	1К–3К		4К, 5К	6К, 7К	8К
Группа режима работы механизма по ГОСТ 25835–83	1М	2М	3М	4М	5М	6М
Группа классификации режимов по Правилам 2013 г.	М1–М3	М4	М5	М6	М7	М8

1.3. РАСЧЕТНЫЕ СЛУЧАИ НАГРУЗОК

В основу расчета грузоподъемной машины принимают один из трех видов нагружения ее элементов до предельного состояния, при котором дальнейшая эксплуатация элемента невозможна из-за неустраняемых дефектов, нарушений основных параметров и требований эксплуатации действующих правил безопасности [9].

Первый вид предельного состояния выявляет непригодность к эксплуатации элемента машины из-за нарушения его прочности под действием возникшей максимальной нагрузки. Недопустимость наступления предельного состояния первого вида достигается расчетами на прочность, устойчивость элементов машины.

Второй вид предельного состояния характеризуется действием различных средних по значениям многократных нагрузок, что приводит к разрушениям элемента из-за нарушений усталостной прочности материала конструкции. Основными расчетами для предотвращения наступления второго вида предельного состояния являются расчеты на износ, нагрев, сопротивление усталости.

При третьем виде предельного состояния происходит вывод машины из эксплуатации вследствие появления недопустимых деформаций, перемещений колебаний элементов, которые нарушают

нормальную эксплуатацию. Расчеты на устойчивость элементов с учетом колебаний и проверки механизмов позволяют предотвратить наступление предельного состояния нагружений третьего вида.

1.4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Принятые виды предельных состояний с учетом действующих нагрузок позволяют использовать три метода расчета элементов грузоподъемных машин [9].

Первый метод определяет параметры элемента машины при расчетах на прочность по допускаемым напряжениям, нагрузкам или коэффициентам.

Расчет пластических материалов (сталь, алюминиевые сплавы) производится по условию [15]

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_1}, \quad (1.9)$$

а хрупких металлов (чугун, бронза) – по условию

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_1}, \quad (1.10)$$

где σ – действующее напряжение, Па; σ_T – предел текучести, Па; σ_B – временное сопротивление с учетом характера нагружения, Па; n_1 – коэффициент запаса прочности.

Для грузоподъемных машин при выборе коэффициента запаса прочности учитывают ответственность рассчитываемого элемента и способ его изготовления. Эти факторы учитываются долями, составляющими общий коэффициент запаса прочности [9]:

$$n = 1 + a_1 + a_2, \quad (1.11)$$

где a_1 – доля коэффициента запаса, учитывающая минимальный запас прочности в зависимости от ответственности механизма; a_2 – доля коэффициента запаса, учитывающая неоднородность материала, возможные внутренние дефекты, отклонение от номинальных размеров.

Рекомендуемые значения долей и коэффициентов запасов прочности приведены в табл. 1.12 [9].

Таблица 1.12

Коэффициенты запасов прочности

Элементы	Способ изготовления	Расчетные случаи нагрузок								
		I			II			III		
		прочность			усталость			прочность		
		a_1	a_2	n_I	a_1	a_2	n_{II}	a_1	a_2	n_{III}
Металлические конструкции кранов	прокат (сталь)	0,3	0,1	1,4	0,3	0,1	1,4	0,2	0,1	1,3
	алюминий			1,6			1,6			1,5
Механизмы подъема, изменения вылета, грузозахватные приспособления, тормоза, ходовые части	прокат, поковка	0,5	0,1	1,6	0,5	0,1	1,6	0,3	0,1	1,4
	отливка		0,3	1,8		0,3	1,8		0,3	1,6
Механизм передвижения и вращения	прокат, поковка	0,3	0,1	1,4	0,3	0,1	1,4	–	–	–
	отливка		0,3	1,6		0,3	1,6		–	–

В первом методе расчета принимаются максимальные нагрузки рабочего состояния, которые возникают в тяжелых условиях эксплуатации машины с номинальным грузом:

$$N_p \leq [N], \quad (1.12)$$

где N_p , $[N]$ – соответственно расчетная и допускаемая нагрузка, Н.

Во втором методе расчет ведется на выносливость (усталость), долговечность, износ и нагрев по номинальным нагрузкам рабочего состояния, которые возникают при работе в нормальных условиях. При переменных значениях нагрузок расчет производится не по максимальной их величине, а по среднему (эквивалентному) значению.

Расчет на выносливость (усталостную прочность) производится для симметричного цикла при коэффициенте асимметрии цикла $r = -1$ по условию [31]

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n_{II} k'} \quad (1.13)$$

и для пульсирующего цикла растяжения при коэффициенте асимметрии цикла $r = 0$ по условию

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{2\sigma_{-1}}{n_{II}(k' + \eta)}, \quad (1.14)$$

где σ_{-1} – предел выносливости, Па; k' – эффективный коэффициент концентрации напряжений; η – коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла (для углеродистых и низколегированных сталей можно принимать $\eta = 0,2$ и для легированных – $\eta = 0,3$).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений определяется [31]

$$k' = k_{\phi} k_{II}, \quad (1.15)$$

где k_{ϕ} – коэффициент, учитывающий геометрическую форму детали и ее посадку; k_{II} – коэффициент, учитывающий чистоту обработки наружной поверхности детали.

Условие долговечности [29]

$$L \geq [L], \quad (1.16)$$

где L , $[L]$ – соответственно действительный и нормативный (табл. 1.13) сроки службы детали, год (ч) [25, 29, 68].

Таблица 1.13

Ресурс (год, ч) деталей крановых механизмов
и металлоконструкций

Детали и металлоконструкции	Группа классификации (режим работы)			
	М4, М5 (Л)	М6 (С)	М7 (Т)	М8 (ВТ, ВТН)
Валы редукторов	25 (2500)	15 (10000)	10 (16000)	10 (32000)
Валы открытых передач	10	7	5	3
Трансмиссионные валы	10	5	2	3
Зубчатые колеса редукто- ров	10	5	5	5
Зубчатые колеса открытых передач	5	4	2	1,5
Зубчатые муфты	5	1,8	1	0,8
Подшипники качения	3 (300)	3 (2000)	3 (5000)	3 (10000)
	5 (500)	5 (3500)	5 (8000)	5 (16000)
	10 (1000)	10 (7000)	10 (16000)	10 (32000)
Стальные канаты	2	0,8	0,4	0,3
Тормозные шкивы	5	2	1,5	1
Металлоконструкции	50	30	25	20

Метод расчета на прочность, не допускающий наступление предельного состояния третьего вида, основан на определении

нагрузок нерабочего состояния, возникающих при отсутствии груза и при наличии ветра нерабочего состояния (ураган), а в некоторых случаях при изменении температуры воздуха, снегопаде и обледенении [31]. По этим нагрузкам производится проверка прочности и устойчивости крана и отдельных его элементов.

Расчет материалов производится по условиям (1.9) и (1.10) при подстановке коэффициента запаса прочности n_{III} при нагрузках третьего случая (при нагрузке нерабочего состояния) [31].

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перечислить основные параметры грузоподъемных машин.
2. Определение грузоподъемности машины и единица измерения.
3. Что такое производительность грузоподъемной машины?
4. Какие группы классификации (режима) работы устанавливают «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения»?
5. В современных каталогах на редукторы приведены параметры для режимов работы, установленных правилами Госгортехнадзора (до 1982 г.), а именно для легкого, среднего, тяжелого, весьма тяжелого и непрерывного режимов работы. Как эти режимы соотносятся с группами классификации работы, введенными в действие в 2013 г. «Правилами безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения»?
6. Что входит в полный цикл работы механизма грузоподъемной машины?
7. Определение относительной продолжительности включения.
8. По какому условию производится расчет детали грузоподъемной машины на прочность?
9. Какие детали грузоподъемной машины выбираются по условию долговечности?

ГЛАВА 2. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА

2.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Исходными данными для расчета механизма подъема груза являются: грузоподъемность Q (кг) (или вес груза G (Н)), высота подъема H (м), скорость механизма подъема $v_{гр}$ (м/мин), группа классификации (режим работы) механизма.

2.2. КОМПОНОВОЧНАЯ СХЕМА МЕХАНИЗМА

Наиболее распространенная компоновочная схема выглядит следующим образом. Электродвигатель I переменного тока соединяется через вал-вставку δ с помощью зубчатых муфт с зубчатым цилиндрическим двухступенчатым редуктором 5 (рис. 2.1, *д*). Редукторная полумуфта вала-вставки используется как тормозной шкив нормально-замкнутого электромагнитного колодочного тормоза $б$. Соединение двигателя и редуктора валом-вставкой с зубчатыми полумуфтами улучшает равномерность нагрузки колес тележки крана мостового типа от ее веса [32]. Соединение вала редуктора с барабаном производится также зубчатой муфтой, одна из полумуфт которой изготовлена за одно целое с выходным валом редуктора.

Другим вариантом соединения двигателя и редуктора может быть схема, показанная на рис. 2.1, *а*. Двигатель I соединяется муфтой (зубчатой, упругой втулочно-пальцевой), на которой закреплен тормоз $б$, с редуктором 5 . Соединение выходного вала редуктора с барабаном, так же как и в предыдущей схеме, выполнено в виде зубчатой полумуфты. При выборе данной схемы сборки должно выполняться условие межосевого расстояния $A_c > L_1 + R_б$.

В схеме (рис. 2.1, *б*) редуктор и установленный на двух подшипниках барабан соединены между собой муфтой, компенсирующей монтажные погрешности. Такое соединение, несмотря на увеличение габаритных размеров, характеризуется надежностью в работе, удобством монтажа и обслуживания механизма.

На рис. 2.1, *е* показан случай, когда тихоходный вал 10 выполнен пустотелым с конической или цилиндрической расточкой и в него вставлен конец вала барабана. Передача момента валу барабана осуществляется трением, возникающим при затяжке конуса или специальными разжимными кольцами. Пустотелый вал редук-

тора может выполняться с внутренними шлицами или шпоночным пазом.

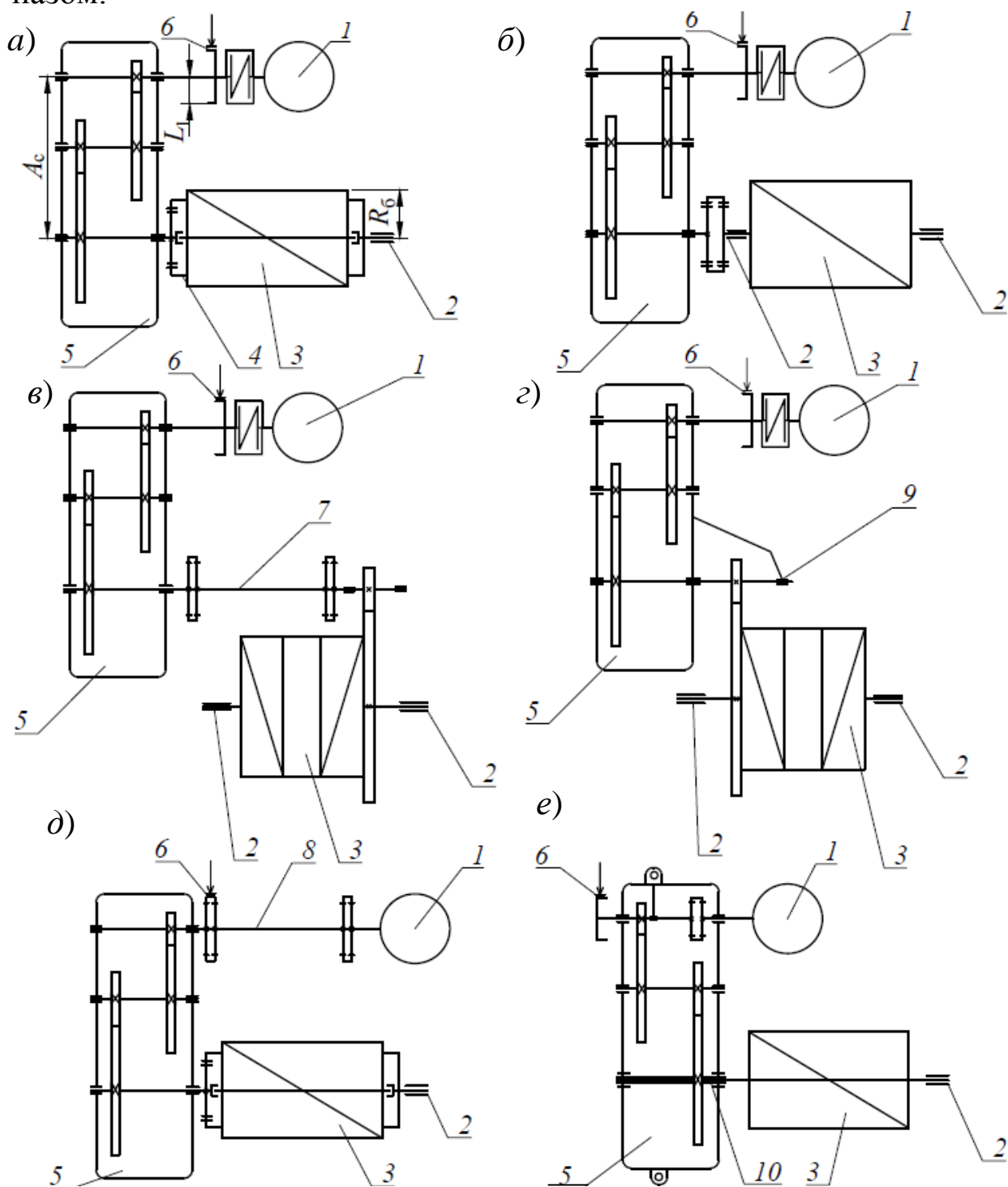


Рис. 2.1. Компонировочные схемы механизма подъема: *а* – со встроенной в барабан зубчатой муфтой; *б* – с дополнительной муфтой; *в* – с тихоходным валом-вставкой; *г* – с открытой зубчатой передачей; *д* – с быстроходным валом-вставкой; *е* – с полным тихоходным валом редуктора

Тихоходные механизмы подъема выполняют с трехступенчатым редуктором или с открытой зубчатой передачей. В последнем случае размещение шестерни на консоли выходного вала редуктора

увеличивает нагрузку на подшипник редуктора и ухудшает условия работы зубьев. Поэтому предпочтительней схема на рис. 2.1, *г* с выносным подшипником редуктора 9 или схема на рис. 2.1, *в* с тихоходным валом-вставкой 7.

За счет применения фланцевого двигателя 1 (см. рис. 2.1, *е*) и встроенной в редуктор специального назначения зубчатой муфты уменьшаются габаритные размеры механизма подъема. Но при этом ухудшаются охлаждение двигателя и условия его обслуживания [9].

Допускаются также схемы, когда двигатель и барабан находятся по разные стороны от редуктора.

Тормоза в механизмах подъема груза устанавливают на полу-муфте быстроходного вала редуктора, а при отсутствии места шкив тормозного устройства можно закрепить на консольном быстроходном валу редуктора (см. рис. 2.1, *е*), что увеличит нагрузку вала вследствие динамического момента от инерции якоря двигателя [9]. При установке тормоза на задней консоли вала электродвигателя требуется проверка вала на дополнительную нагрузку полным тормозным моментом.

2.3. ВЫБОР ПОЛИСПАСТА, КАНАТА, ДИАМЕТРОВ БЛОКА И БАРАБАНА

Полиспастами называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким органом, которая предназначена для выигрыша в силе – силовые полиспасты или скорости – скоростные. В грузоподъемных кранах применяют в основном силовые полиспасты для уменьшения усилия в канате и снижения передаточного числа редуктора.

Кратность полиспастов механизмов зависит от грузоподъемности и определяется технико-экономическими расчетами. Чем больше кратность полиспаста, тем меньше диаметры каната, блоков и барабана и меньше передаточное число редуктора, масса и его габариты, но, с другой стороны, при этом увеличиваются длины каната, барабана и количество блоков.

На основании технико-экономических расчетов и практического опыта установлены пределы оптимальных значений кратности полиспаста в зависимости от грузоподъемности кранов общего назначения (табл. 2.1) [25].

Таблица 2.1

Рекомендуемая кратность полиспастов [22, 25]

Характер навивки каната на барабан	Тип полиспаста	Кратность $u_{\text{п}}$ при грузоподъемности, т							
		0–1	2–6	10–15	20–30	40–50	75	100	125
Непосредственно (например, тали, мостовые краны)	сдвоенный простой	2	2	2; 3	3; 4	4; 5	4	5	6
		2	2	–	–	–	–	–	–
Через направляющий блок (например, стреловые краны)	сдвоенный простой	2	2; 3	3; 4	4; 5	–	–	–	–
		–	2	3; 4	5; 6	–	–	–	–

Усилие (Н) в канате, набегавшем на барабан при подъеме груза:

$$S = \frac{Q g}{a u_{\text{п}} \eta_0}, \quad (2.1)$$

где a – количество тяговых ветвей; η_0 – КПД полиспаста.

При сбегании каната с подвижного блока КПД полиспаста

$$\eta_0 = \frac{1 - \eta_6^2}{(1 - \eta_6) u_{\text{п}}}, \quad (2.2)$$

где η_6 – КПД блока с учетом жесткости каната (для блока на подшипниках качения $\eta_6 = 0,97 \div 0,98$, на подшипниках скольжения $\eta_6 = 0,95 \div 0,96$).

При сбегании каната с неподвижного блока КПД полиспаста следует определять по формуле

$$\eta_0 = \frac{(1 - \eta_6^2) \eta_6^{n_6}}{(1 - \eta_6) u_{\text{п}}}, \quad (2.3)$$

где n_6 – количество направляющих блоков.

Выбор каната производится по формуле

$$S_p \geq S k, \quad (2.4)$$

где k – коэффициент использования каната (коэффициент запаса прочности каната) (табл. 2.2); S_p – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по данным соответствующего сертификата (ГОСТа) на канаты (см. табл. П.1–П.5), Н [38].

Таблица 2.2

Минимальные значения коэффициентов использования канатов k

Группа классификации механизма	Подвижные канаты	Неподвижные канаты
	k	k
M1	3,15	2,50
M2	3,35	2,50
M3	3,55	3,00
M4	4,00	3,50
M5	4,50	4,00
M6	5,60	4,50
M7	7,10	5,00
M8	9,00	5,00

Установлена следующая структурная схема условного обозначения стальных канатов (табл. 2.3) [20]:

$$\text{Канат } \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times} - \underline{\times},$$

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

где 1 – название изделия; 2 – диаметр каната, мм; 3 – обозначение назначения каната; 4 – обозначение марки (механических свойств) проволок; 5 – обозначение вида покрытия поверхности проволок; 6 – обозначение направления свивки прядей; 7 – обозначение сочетаний направления свивки элементов каната; 8 – обозначение способа свивки; 9 – маркировочная группа, МПа; 10 – обозначение степени уравновешенности; 11 – обозначение точности изготовления; 12 – обозначение стандарта (ГОСТ).

Таблица 2.3

Обозначение признаков стальных канатов [ГОСТ 3241–91]

Классификация канатов	Обозначение
1	2
По назначению: грузолюдские грузовые	ГЛ Г
По механическим свойствам проволок: высококачественная высшей марки первой марки второй марки (с согласия потребителя)	ВК В I II
По виду покрытия поверхности проволок: из проволок без покрытия	–

Продолжение табл. 2.3

1	2
из оцинкованной проволоки для особо жестких агрессивных условий эксплуатации	ОЖ
из оцинкованной проволоки для жестких агрессивных условий эксплуатации	Ж
из оцинкованной проволоки для средних агрессивных условий эксплуатации	С
покрытие каната или прядей полимерными материалами	П
По направлению свивки прядей:	
правая	–
левая	Л
По сочетанию направлений свивки элементов каната:	
крестовая	–
односторонняя	О
комбинированная	К
По способу свивки:	
нераскручивающиеся	Н
раскручивающиеся	–
По степени крутимости:	
крутящиеся	–
малокрутящиеся	МК
По точности изготовления:	
нормальной	–
повышенной	Т
По роду свивки:	
с точечным касанием проволок одинакового диаметра	ТК
с линейным касанием проволок одинакового диаметра	
в наружном слое пряди	ЛК-О
с линейным касанием проволок различного диаметра	
в наружном слое пряди	ЛК-Р
с линейным касанием проволок различного и одинакового диаметра по отдельным слоям пряди	ЛК-РО
с линейным касанием и заполняющими проволоками	
меньшего диаметра между двумя слоями проволок	ЛК-З
с комбинированным точечно-линейным касанием проволок в пряди	ТЛК
По кратности свивки:	
одинарная (спиральная)	–
двойная (тросовая)	–
тройная (кабельная)	–
По степени уравниваемости:	
рихтованные	Р
нерихтованные	–

Если отсутствует обозначение какого-нибудь признака каната согласно табл. 2.3, то в записи характеристики каната условное обозначение этого признака опускается. Рекомендуемые для грузоподъемных машин стальные канаты приведены в табл. 2.4 [20].

Таблица 2.4

Рекомендуемые для грузоподъемных машин стандарты
на стальные канаты

Стандарт	Диаметр каната, мм	
	для кранов	для талей
ГОСТ 2688–80	8,3÷42	4,1÷15
ГОСТ 3069–80	–	3,7÷5,9
ГОСТ 3079–80	35÷62	–
ГОСТ 7665–80	8,1÷45	8,1÷16
ГОСТ 7668–80	18÷46,5	–

В кранах применяют литые, штампованные и сварные канатные блоки. Литые стальные блоки при группе режима работы выше М5 изготавливаются с механическими свойствами не ниже, чем у марки 35Л, по ГОСТ 977–88, при группах до М4 – не ниже, чем у марки 20Л. Штампованные и сварные – марки 35 по ГОСТ 1050–88, а при группах до М4 – Ст3 по ГОСТ 380–94.

Применяют блоки из чугуна с механическими свойствами не ниже, чем у марки СЧ 15, по ГОСТ 1412–85.

Допускаемый диаметр блока или барабана по средней линии навиваемого стального каната (мм)

$$D \geq de, \quad (2.5)$$

где d – диаметр каната, мм; e – коэффициент для выбора диаметров, зависящий от группы классификации (режима) работы механизма (табл. 2.5) [39].

Таблица 2.5

Минимальные коэффициенты для выбора диаметров барабана, блока и уравнительного блока, огибаемых стальными канатами

Группа классификации (режима) механизма	Коэффициенты выбора диаметров		
	барабана	блоков	уравнительных блоков
1	2	3	4
М1	11,2	12,5	11,2
М2	12,5	14,0	12,5
М3	14,0	16,0	12,5

1	2	3	4
M4	16,0	18,0	14,0
M5	18,0	20,0	14,0
M6	20,0	22,4	16,0
M7	22,4	25,0	16,0
M8	25,0	28,0	18,0

Допускаемый диаметр блока или барабана по дну канавки (мм)
 $D'_6 \geq d(e - 1)$. (2.6)

2.4. ВЫБОР И РАСЧЕТ КРЮКОВОЙ ОБОЙМЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Различают два типа крюковой обоймы (подвески): нормальные (рис. П.5) и укороченные (рис. П.6).

Выбор крюковой обоймы производится по каталогу по грузоподъемности, диаметрам блоков и каната с учетом кратности полиспаста. В случае невозможности подбора крюковой обоймы для заданных условий необходимо произвести ее сборку из отдельных элементов, предварительно выполнив их расчет.

Крюковая обойма состоит из крюка, траверсы, серег (щек), оси канатных блоков и подшипников. На концах траверсы нормальной обоймы располагаются цапфы, через которые передается нагрузка от веса груза на крюке на щеки и серьги, которые, в свою очередь, передают нагрузки на ось канатных блоков. Хвостовик крюка проходит через отверстие в траверсе и закрепляется гайкой, опирающейся на сферическую шайбу (при грузоподъемности до 3 т) или на упорный подшипник качения (при грузоподъемности свыше 3 т) [1].

2.4.1. Выбор крюка и гайки

По номинальной грузоподъемности и режиму работы выбирается по ГОСТ 6627–74 или ГОСТ 6628–73 крюк.

Высота (м) гайки определяется из расчета на допускаемое удельное давление в резьбе [18, 25]

$$H_{\Gamma} = \frac{4Qgt_{\Gamma}}{\pi(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2)[p]}, \quad (2.7)$$

где t_{Γ} – шаг резьбы, м; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр резьбы, м; $d_{\text{в}}$ – внутренний диаметр резьбы, м; $[p]$ – допускаемое напряжение на смятие ($p = (30 \div 35) \cdot 10^6$ Па, материал гайки сталь марки 45).

Для метрической резьбы высота гайки

$$H_{\Gamma} = 1,2d_{\text{H}}. \quad (2.8)$$

Во избежание самопроизвольного раскручивания гайки крепления крюка грузоподъемностью более 5 т она должна быть зафиксирована стопорной планкой, входящей в паз на хвостовике крюка. Стопорение гаек посредством штифтов, шплинтов или стопорных болтов допускается в соответствии с нормативными документами.

Высоту гайки принимают бóльшую из двух значений, определенных по формулам (2.7) и (2.8), с учетом установки стопорной планки (штифтов, шплинтов).

Наружный диаметр гайки

$$D_{\text{H}} = 1,8d_{\text{H}}. \quad (2.9)$$

2.4.2. Выбор упорного подшипника

Упорные шариковые подшипники подбираются по диаметру d_1 шейки крюка и проверяются по допускаемой статической грузоподъемности [25].

Расчетная нагрузка (Н) на упорный подшипник

$$Q_{\text{p}} = k_{\text{б}} Q g, \quad (2.10)$$

где $k_{\text{б}}$ – коэффициент безопасности (табл. П.61).

По ГОСТ 7872–89 для диаметра шейки d_1 принять подшипник со статической грузоподъемностью (Н) $C_0 \geq Q_{\text{p}}$.

2.4.3. Расчет траверсы нормальной крюковой обоймы

Траверса изготавливается из сталей марок 40, 45, 50 или Ст4.

Цапфы траверсы по концам имеют кольцевые канавки для размещения в них стопорных планок. Они препятствуют осевому перемещению траверсы, но при этом дают ей возможность свободно поворачиваться относительно горизонтальной оси (рис. 2.2) [1].

Траверсу рассчитывают на изгиб при допущении, что действующие на нее силы сосредоточенные. После конструктивной проработки определяют расстояние по центрам сereg l_0 . При одном блоке в крюковой подвеске расстояние между щеками обоймы в свету l (мм) определяется диаметром D_1 посадочного отверстия под упорный подшипник:

$$l = D_1 + (40 \div 60).$$

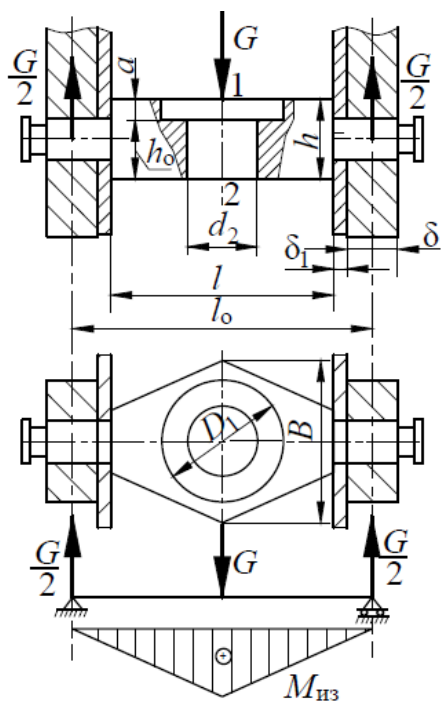


Рис. 2.2. Траверса обоймы и расчетная схема с эпюрой

При нескольких блоках размер l (м) зависит от длины ступиц l_c блоков (м) и их количества n :

$$l \geq n l_c + (n+1)s, \quad (2.11)$$

где s – зазор между блоками (блоком и щекой), м.

Расстояние между осями серег

$$l_o = l + 2\delta_1 + \delta, \quad (2.12)$$

где δ – толщина серьги (принимается $0,008 \div 0,02$ м), м; δ_1 – толщина щеки (принимается $0,003 \div 0,005$ м), м [5].

В среднем сечении траверсы действует максимальный изгибающий момент (Н·м)

$$M_{из} = \frac{Q_p l_o}{4}. \quad (2.13)$$

Момент сопротивления ($м^3$) среднего сечения траверсы, ослабленной отверстием под шейку крюка:

$$W = \frac{(B - d_2) h_o^2}{6}, \quad (2.14)$$

где B – ширина траверсы (определяется диаметром D_1 посадочного отверстия под упорный подшипник $B = D_1 + (0,020 \div 0,040)$), м; h_o – расчетная высота траверсы, м; d_2 – диаметр отверстия под шейку крюка, м.

Диаметр отверстия (мм) под шейку крюка подбирается как

$$d_2 = d_1 + (2 \div 5). \quad (2.15)$$

Момент сопротивления ($м^3$) среднего сечения траверсы

$$W = \frac{M_{из}}{[\sigma]_{из}}, \quad (2.16)$$

где $[\sigma]_{из}$ – допускаемое напряжение на изгиб, Па.

Так как напряжения в траверсе меняются по пульсирующему циклу, то

$$[\sigma]_{из} = \frac{1,4\sigma_{-1}}{n_{II}(k' + \eta)}. \quad (2.17)$$

Предел выносливости для стали марки 45 составляет $\sigma_{-1} = 250 \cdot 10^6$ Па. Для траверсы эффективный коэффициент концентрации напряжений можно принять равным $k' = 2,2$ [25].

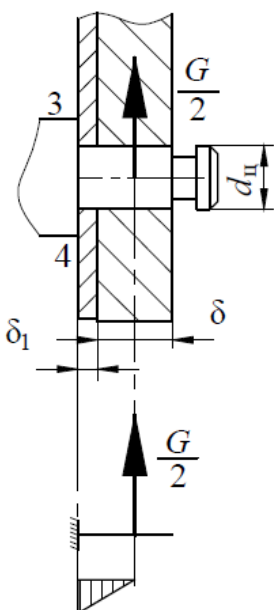


Рис. 2.3. Схема к расчету цапфы траверсы

Отсюда высота (м) траверсы с учетом глубины a посадочного отверстия под упорный подшипник (сферическую шайбу) по условию прочности на изгиб определится как

$$h = \sqrt{\frac{6M_{\text{из}}}{(B - d_2)[\sigma]_{\text{из}}}} + a. \quad (2.18)$$

Цапфа траверсы рассчитывается как консольно закрепленная балка (рис. 2.3). Для сечения 3–4 цапфы траверсы величина изгибающего момента (Н·м) составляет [1]

$$M_{\text{из}}^{\text{ц}} = \frac{Q_p}{2} \left(\frac{\delta}{2} + \delta_1 \right). \quad (2.19)$$

Минимальный диаметр (м) цапфы определяется из расчета на изгиб:

$$d_{\text{ц}} = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{из}}^{\text{ц}}}{0,1[\sigma]_{\text{из}}}}. \quad (2.20)$$

Кроме того, поверхность контакта цапф траверсы с серьгами проверяется на удельное давление (Па):

$$p = \frac{Q_p}{2d_{\text{ц}}\delta} \leq [p]_{\text{доп}}, \quad (2.21)$$

где $[p]_{\text{доп}}$ – допустимое удельное давление. Во избежание задирання соприкасающихся поверхностей при повороте траверсы принимается $[p]_{\text{доп}} = (80 \div 100) \cdot 10^6$ Па [24].

Из выражения (2.21) определяется диаметр цапфы. Диаметр цапфы не должен превышать высоты траверсы, т. е. $d_{\text{ц}} \leq h$.

2.4.4. Расчет траверсы укороченной обоймы

В укороченных крюковых подвесках цапфы траверсы крюка одновременно являются осями канатных блоков (рис. 2.4).

Поскольку кратность полиспаста $u_{\text{п}}$ в укороченной подвеске может быть только четной, то при любом количестве блоков равнодействующие натяжений канатов $G/2$ прикладываются к середине

каждой цапфы. Расстояние (м) между равнодействующими $G/2$ рассчитывается как [1]

$$l_o = l + \frac{u_{\text{п}}}{2} l_c + 2\delta_1, \quad (2.22)$$

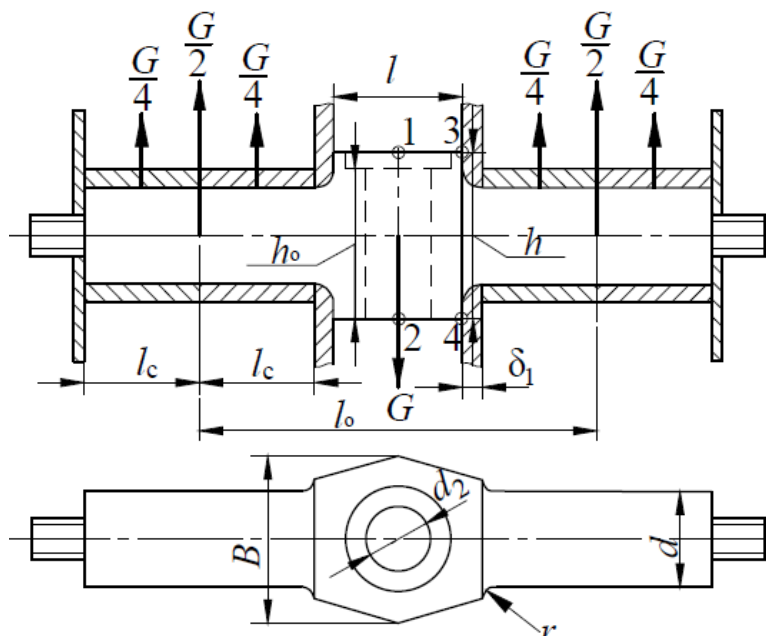


Рис. 2.4. Траверса укороченной обоймы

где l_c – длина ступиц блоков, м; δ_1 – толщина щеки кожуха, м.

Изгибающий момент, действующий в среднем сечении траверсы, определяется по формуле (2.13). Момент сопротивления сечения 1–2, ослабленного отверстием d_2 под хвостовик крюка, – по формуле (2.14), высота траверсы в сечении 1–2 – по формуле (2.18).

Другим опасным сечением является переход цапфы к телу траверсы. Во избежание концентрации напряжений переход выполняется по радиусу, численно равному толщине щеки, т. е. $r = \delta_1$.

В сечении 3–4 изгибающий момент (Н·м) равен

$$M_{\text{из}}^{\text{уц}} = \frac{Q_p(l-l_o)}{4}. \quad (2.23)$$

Диаметр цапфы (м) укороченной крюковой обоймы

$$d_{\text{уц}} = \sqrt[3]{\frac{Q_p(l-l_o)}{0,4[\sigma]}}. \quad (2.24)$$

Для установки блоков на подшипниках качения значение диаметра цапфы округляется в бóльшую сторону до значения кратного пяти.

2.4.5. Расчет оси канатного блока

Ось блоков рассчитывается на изгиб. Так как трудно гарантировать равномерное давление по длине ступицы блока, то изгибающий момент (Н·м) оси в опасном сечении (при одном блоке $n = 1$)

считают как среднее между значениями для сосредоточенной и равномерно распределенной нагрузок (рис. 2.5) [17]:

$$M_{\text{из}}^{\text{I}} \approx \frac{Q_p l_o}{6}. \quad (2.25)$$

При двух блоках ($n = \text{II}$) их давление на ось считают как действие сосредоточенных сил, изгибающий момент (Н·м) от которых:

$$M_{\text{из}}^{\text{II}} = \frac{Q_p (l_o - l_c)}{4}, \quad (2.26)$$

где l_c – длина ступиц блоков, м.

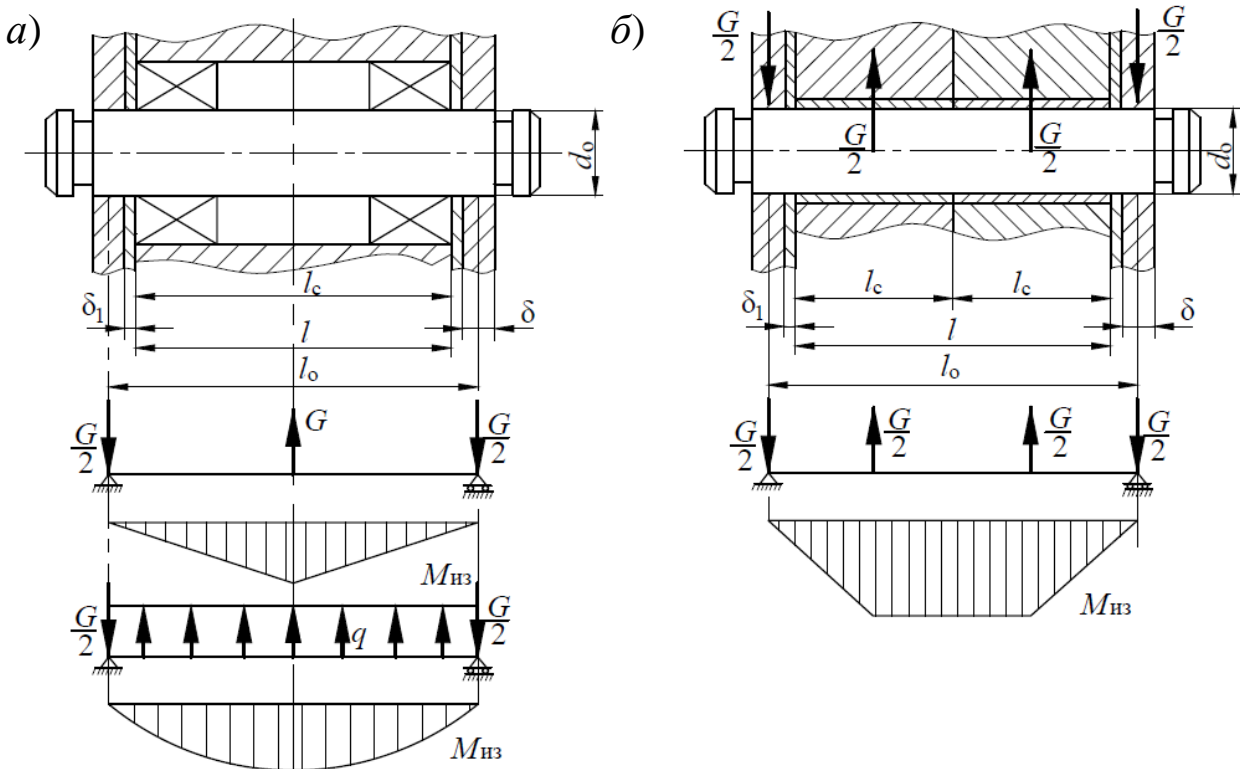


Рис. 2.5. Схема к расчету оси крюковой подвески на прочность:
а – одноблочной; б – двухблочной

Изгибающие моменты в сечении оси для трех-, четырех-, пяти- и шестиблочной обоймы представлены в табл. 2.6 [1].

Диаметр оси (м) определяется из условия расчета на изгиб как

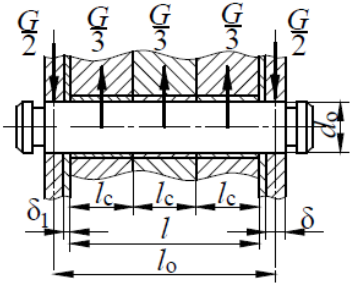
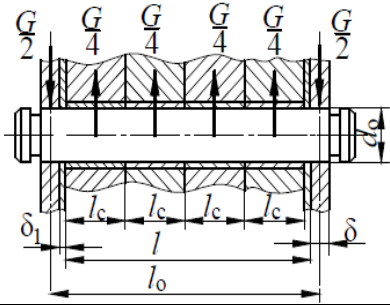
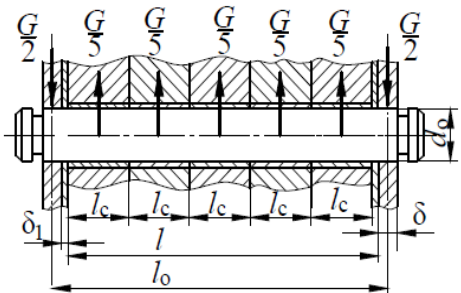
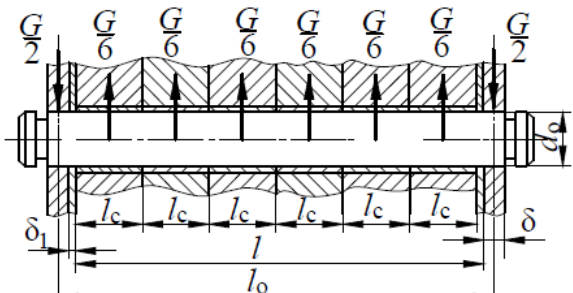
$$d_o = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{из}}^n}{0,1[\sigma]}}, \quad (2.27)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение (для сталей марок Ст4 и 20 $[\sigma] = 100 \cdot 10^6$ Па, для марок Ст5, Ст6, 40 и 50 $[\sigma] = 120 \cdot 10^6$ Па) [22].

При расположении блоков на подшипниках качения полученное значение диаметра оси округляется до значения кратного пяти.

Таблица 2.6

Расчетная схема и изгибающий момент в сечении оси

Трехблочная ось	Четырехблочная ось
	
$M_{из}^{III} = Q_p \left(\frac{l_o}{4} - \frac{l_c}{3} \right)$	$M_{из}^{IV} = Q_p \left(\frac{l_o}{4} - \frac{l_c}{2} \right)$
Пятиблочная ось	Шестиблочная ось
	
$M_{из}^V = Q_p \left(\frac{l_o}{4} - \frac{3l_c}{5} \right)$	$M_{из}^{VI} = Q_p \left(\frac{l_o}{4} - \frac{3l_c}{4} \right)$

При блоках на опорах скольжения диаметр оси и принятая длина ступиц проверяются на удельное давление (Па):

$$p' = \frac{Q_p}{z d_o l_c} \leq [p]'_{доп}, \quad (2.28)$$

где $[p]'_{доп}$ – допускаемое удельное давление, зависящее от материала подшипников скольжения и режима работы механизмов (табл. 2.7) [22].

Таблица 2.7

Значения допускаемых удельных давлений

Группа классификации (режим работы)	$[p]'_{доп}$, Па	
	бронзовые опоры	чугунные опоры
М1–М3 (Р)	$18 \cdot 10^6$	$7 \cdot 10^6$
М4–М6 (Л и С)	$15 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^6$
М7 (Т)	$10 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$

2.4.6. Выбор подшипника блока

При блоках на подшипниках качения подшипники выбираются по диаметру оси и по динамической грузоподъемности C (Н) [25]:

$$C = L^{1/\alpha} P, \quad (2.29)$$

где L – номинальная долговечность подшипника, млн об.; P – эквивалентная нагрузка, Н; α – показатель степени (для шарикоподшипников $\alpha = 3$, для роликоподшипников $\alpha = 3,33$).

Поскольку подшипники блоков работают при переменном режиме нагрузки, то эквивалентная нагрузка (Н) определяется как

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L}}, \quad (2.30)$$

где P_1, P_2, \dots, P_n – нагрузки при соответствующем режиме, Н; L_1, L_2, \dots, L_n – долговечность подшипника при соответствующем режиме, млн об.

Для радиальных подшипников эквивалентная нагрузка при каждом режиме вычисляется по формуле

$$P_n = (XVF_r + YF_a)k_\sigma k_t, \quad (2.31)$$

где $F_r = \frac{Qg}{n_n}$ – радиальная нагрузка (здесь n_n – количество подшипников в крюковой обойме), Н; F_a – осевая нагрузка, Н; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ $X = 1, Y = 0$ (здесь e – коэффициент осевого

нагружения, зависящий от угла контакта); V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки $V = 1$ и при вращении наружного кольца $V = 1,2$); k_σ – коэффициент безопасности (табл. П.61); k_t – температурный коэффициент (так как рабочая температура подшипника не превышает 100°C , то $k_t = 1$).

Номинальная долговечность подшипника (млн об.)

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h, \quad (2.32)$$

где L_h – расчетная долговечность подшипника, ч; $n = \frac{60v_\phi(u_\pi - 1)}{\pi D}$ – частота вращения подвижного блока крюковой обоймы, с которого

канат сматывается на барабан, при установившемся режиме (здесь v_{ϕ} – фактическая скорость подъема груза, м/с; D – диаметр блока по центру навиваемого каната, м), мин^{-1} .

Расчетная их долговечность берется в зависимости от группы режима и составляет не менее 1000 ч (см. табл. 1.13).

2.4.7. Расчет серьги

Серьги подвески (рис. 2.6) рассчитываются на растяжение в ослабленных сечениях (5–6 и 7–8). Ширина серьги b во избежание больших концентраций напряжений принимается $b \approx (1,8 \div 2,0)d_o$.

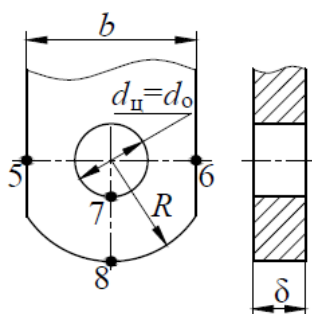


Рис. 2.6. Серьга

По конструктивным и технологическим соображениям желательно выполнять одинаковые отверстия в серьге под цапфу и ось, т. е. $d_{\text{ц}} = d_o$.

Напряжения растяжения (Па) в сечении 5–6

$$\sigma_p = \frac{Q_p}{2(b - d_o)\delta} \leq [\sigma]_p, \quad (2.33)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения (для стали марки Ст3 $[\sigma]_p = 100 \cdot 10^6 \text{ Па}$).

Расчет сечения 7–8 производится по формулам Ламэ. Удельное давление p в отверстии определяется по (2.21). Тогда напряжение (Па) на внутренней поверхности (точка 7) [1]

$$\sigma_7 = \frac{p \left[(2R)^2 + d_o^2 \right]}{(2R)^2 - d_o^2}, \quad (2.34)$$

а напряжение (Па) на наружной поверхности (точка 8)

$$\sigma_8 = \frac{2pd_o^2}{(2R)^2 - d_o^2}, \quad (2.35)$$

где R – радиус проушины, м.

Наибольшим будет напряжение на внутренней поверхности ослабленного сечения. Если в (2.34) приравнять $\sigma_7 = [\sigma]_p$, то отсюда можно найти минимально необходимую толщину (м) серьги:

$$\delta = \frac{Q_p (4R^2 + d_o^2)}{2d_o [\sigma]_p (4R^2 - d_o^2)}. \quad (2.36)$$

Для обеспечения прочности серьги радиус проушины принимают обычно равным

$$R \approx (0,6 \div 0,65)b. \quad (2.37)$$

2.5. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БАРАБАНА

2.5.1. Определение геометрических размеров

В большинстве грузоподъемных машин применяют барабаны с винтовыми канавками для наматывания каната в один слой. В нарезных барабанах с обоих концов предусмотрены реборды, барабаны для сдвоенных полиспаств выполняют без реборд.

Длина нарезной части барабана, характеризующая его канатоемкость, зависит от длины наматываемого каната, определяемого высотой подъема груза, диаметром барабана и числом ветвей полиспаства. Ширину реборд выбирают конструктивно, обычно принимают $5 \div 20$ мм.

Длина каната, навиваемого на барабан (м):

$$L_{\kappa} = H u_{\Pi}. \quad (2.38)$$

Число витков нарезки на барабане (для сдвоенного полиспаства – на одной половине барабана)

$$z = \frac{L_{\kappa}}{\pi(D_{\text{б}} + d)} + z_{\text{тр}}, \quad (2.39)$$

где $z_{\text{тр}} = 1,5 \div 2$ – количество витков трения; $D_{\text{б}}$ – принятый диаметр барабана по дну канавки, м; d – диаметр каната, м.

Длина нарезки на барабане (для сдвоенного полиспаства – на одной половине барабана)

$$l = z t, \quad (2.40)$$

где t – шаг нарезки, определяемый по ориентировочной формуле или по табл. П.8, м:

$$t = d + (2 \div 3) \cdot 10^{-3}. \quad (2.41)$$

Полная длина (м) простого барабана определится как

$$L_{\text{б}} = l + l_3 + n_{\text{р}} l_{\text{р}}, \quad (2.42)$$

где $l_{\text{р}}$ – толщина реборды, м; $n_{\text{р}}$ – количество реборд на барабане; l_3 – длина участка барабана на закрепление каната накладками, м:

$$l_3 = (3 \dots 4)t. \quad (2.43)$$

Реборды должны выступать относительно оси навиваемого каната не менее чем на два диаметра каната, поэтому диаметр (м) реборд составляет

$$D_p \geq D_{\bar{6}} + 6d. \quad (2.44)$$

Полная длина (м) сдвоенного барабана

$$L_{\bar{6}} = 2l + 2l_3 + l_1 + 2l_{\text{св}}, \quad (2.45)$$

где l_1 – расстояние между правым и левым нарезными полями в средней части барабана, м; $l_{\text{св}}$ – ширина свободного от каната участка барабана, м.

Для нормальной укладки каната в ручей блока и на барабан без резких перегибов угол между осью каната и осями ручья блока или нарезки барабана должен быть $\gamma \leq 6^\circ$ для нарезных барабанов и $\gamma \leq 2^\circ$ для гладких барабанов. Для механизмов группы режима М7 и М8 значения этого угла рекомендуется снижать на 20÷30 % [12]. Целесообразно выполнить проверку угла отклонения исходя из условия предотвращения задевания каната в соседней канавке.

С учетом вышеизложенных требований расстояние (м) между осями простого барабана и блока (рис. 2.7, а)

$$H_{\text{min}}^{\text{пр}} \geq \frac{l}{2} \text{ctg}\gamma. \quad (2.46)$$

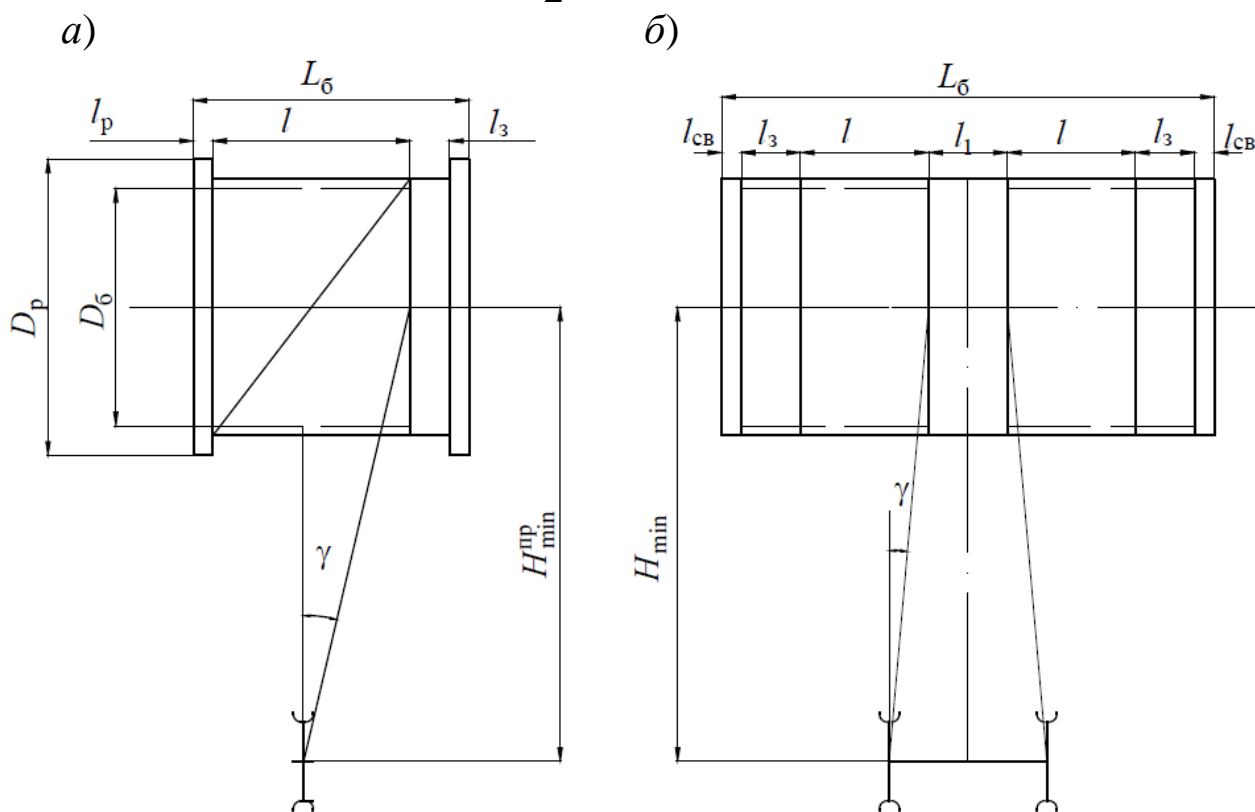


Рис. 2.7. Схема нарезного барабана: а – простого; б – сдвоенного

Расстояние между правым и левым нарезными полями в средней части барабана можно принимать равным расстоянию b между ручьями крайних блоков в крюковой обойме или определять по формулам

$$l_1^{\min} = b - 2H_{\min} \operatorname{tg}\gamma \quad \text{и} \quad l_1^{\max} = b + 2H_{\min} \operatorname{tg}\gamma, \quad (2.47)$$

где H_{\min} – расстояние между осями сдвоенного барабана и блоков крюковой обоймы в крайнем верхнем положении, м (рис. 2.7, б); γ – угол отклонения каната при набегании на барабан, град.

Расстояние (м) между осями сдвоенного барабана и блоков крюковой обоймы в крайнем верхнем положении можно определить как

$$H_{\min} = H_{\min}^{\text{доп}} + H_{\text{уп}} + \frac{D_6 + d}{2} + \frac{D_1}{2}, \quad (2.48)$$

где D_1 – диаметр защитного кожуха (щеки) блока крюковой обоймы, м; $H_{\min}^{\text{доп}}$ – минимально допустимое расстояние между упором крана и блоком крюковой обоймы в крайнем верхнем положении (для талей – 0,05 м, для кранов – 0,2 м); $H_{\text{уп}}$ – расстояние по вертикали между упором крана и выступающей частью барабана, м.

2.5.2. Расчет барабана на прочность

Толщину стенки (м) барабана определяют из условий сжатия, учитывая, что он нагружен равномерно распределенной нагрузкой вследствие огибания его канатом, натянутым с усилием S :

$$\delta = \frac{S}{t[\sigma_{\text{сж}}]}, \quad (2.49)$$

где $[\sigma_{\text{сж}}]$ – допускаемое напряжение сжатия, Па.

Допускаемое напряжение для чугунных и стальных барабанов определится соответственно как [11, 19, 29]

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{\sigma_{\text{в}}}{n}; \quad [\sigma_{\text{сж}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{n}, \quad (2.50)$$

где n – коэффициент запаса прочности: для чугунных – $n = 4 \div 4,25$; для стальных барабанов – $n = 1,4 \div 1,5$; $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности чугуна на сжатие, Па; $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести стали при растяжении, Па.

Материалом для изготовления барабанов может служить серый чугун не ниже марки СЧ 15 (ГОСТ 1412–85), стальное литье марок 25Л, 35Л (ГОСТ 977–88), листовая сталь не ниже СтЗсп

(ГОСТ 380–94). Барабаны механизмов подъема выше 7-й группы режима работы механизмов изготавливают только из стали [11].

Допускаемые напряжения для некоторых материалов представлены в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Допускаемые напряжения сжатия
для некоторых материалов [9, 11, 24, 31, 32]

Материал	Предел текучести при растяжении σ_T , МПа	Временное сопротивление σ_B (предел прочности), МПа		[$\sigma_{сж}$] при группах режима работы механизма				
		при сжатии	при изгибе	М1 М3 (Р)	М4 М5 (Л)	М6 (С)	М7 (Т)	М8 (ВТ)
Чугун								
СЧ 15–32		638	314	108	98	88	–	–
СЧ 18–36		687	353	128	113	98	88	–
СЧ 21–40		736	392					
СЧ 24–44		834	431	168	147	127	113	98
СЧ 28–48		981	471					
СЧ 35–56		1079	549					
Сталь								
Ст3сп	235			196	167	147	128	108
20	245			206	176	157	137	118
15ХСНД	343			275	235	206	172	147
25Л	235							
35Л	275			226	206	167	137	118
55Л	343			255	226	196	162	137

Толщина стенок барабана зависит от технологии его изготовления. Так, для литых барабанов толщина стенки должна быть не менее 12 мм [25]. Предварительно толщина барабана (мм) может быть определена по эмпирическим формулам: $\delta = 0,02D_6 + (6 \div 10)$ – для чугунных; $\delta = 0,01D_6 + 3$ или $\delta = (1,0 \div 1,2)d$ – для стальных барабанов.

Кроме деформаций сжатия стенка барабана испытывает деформации изгиба и кручение. На совместное действие напряжений расчет производят при длине барабана $L_6 \geq (3 \div 4)D_6$.

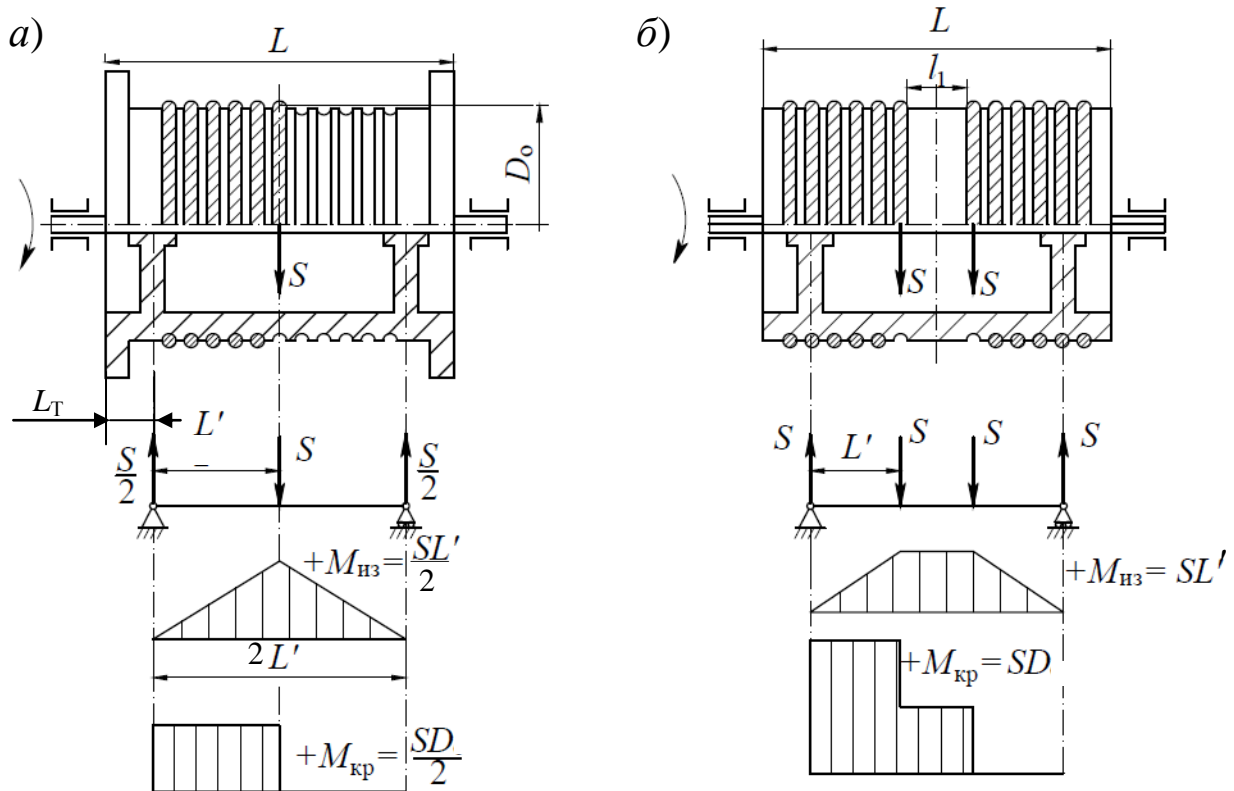


Рис. 2.8. Схема к расчету барабана на изгиб и кручение:
 а – простого; б – сдвоенного

Изгибающий момент (Н·м) для простого и сдвоенного барабана определится как

$$M_{\text{изг}}^{\text{бар}} = SL', \quad (2.51)$$

где L' – расстояние от точки приложения усилия S до середины торцового диска (ступицы) барабана, установленного на оси (рис. 2.8) (для барабана с цапфами – до внешней опоры цапфы [12]), м.

Величину L' для простого и сдвоенного барабана можно определить соответственно

$$L' = \frac{L}{2} - L_T \quad \text{и} \quad L' = \frac{L - l_1}{2} - L_T, \quad (2.52)$$

где L_T – расстояние от края барабана до середины торцового диска барабана (в зависимости от длины барабана до 0,25 м), м.

Крутящий момент (Н·м) для простого и сдвоенного барабана определится соответственно

$$M_{\text{кр}} = S \frac{D}{2} \quad \text{и} \quad M_{\text{кр}} = SD. \quad (2.53)$$

Напряжения изгиба (Н·м)

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{изг}}^{\text{бар}}}{W^{\text{бар}}}, \quad (2.54)$$

где $W^{\text{бар}}$ – момент сопротивления стенки барабана, м³:

$$W^{\text{бар}} = 0,1 \frac{D_6^4 - D_1^4}{D_6}, \quad (2.55)$$

где D_1 – внутренний диаметр стенки барабана, м.

Напряжения кручения (Н·м)

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p}, \quad (2.56)$$

где W_p – полярный момент сопротивления стенки барабана, м³:

$$W_p = 0,2 \frac{D_6^4 - D_1^4}{D_6}.$$

Расчетная схема и эпюры изгибающих и крутящих моментов приведены на рис. 2.8.

Результирующее напряжение в стенке (Н·м) для стального барабана

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{и}})^2 + 3\tau^2}. \quad (2.57)$$

Для чугунного барабана результирующее напряжение вычисляется по первой теории прочности [25]:

$$\sigma = \frac{\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{из}}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{из}})^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2}. \quad (2.58)$$

2.5.3. Расчет барабана на устойчивость

При достижении напряжением $\sigma_{\text{сж}} = S/t\delta$ критического значения стенка барабана может потерять устойчивость и при определенных условиях приобрести форму эллипса. Это становится возможным, если отношение среднего радиуса $R = (D_6 + D_1)/4$ и длины L_6 барабана весьма небольшое [11]. Поэтому стенки тяжело-нагруженных барабанов грузоподъемных машин при $L_6 > 8R$ следует проверять на устойчивость (Па):

$$p_{\text{кр}} = 0,25E_6 \left(\frac{\delta}{R} \right)^3 \geq (1,3 \div 1,5) p, \quad (2.59)$$

где E_6 – модуль упругости материала барабана при изгибе, Па;
 $p = \frac{2S}{D_6 t}$ – удельное давление, Па.

Для сварных стальных барабанов $E_6 = 2,1 \cdot 10^{12}$ Па, для стальных литых – $E_6 = 1,9 \cdot 10^{12}$ Па, для чугунных – $E_6 = 10^{11}$ Па.

При недостаточной устойчивости цилиндрических стенок их толщина увеличивается или вводятся кольца жесткости.

Толщина кольца жесткости (мм) определяется по формуле [26]

$$S_k \geq 2\delta \sqrt{\frac{\delta}{R}}. \quad (2.60)$$

2.5.4. Расчет оси барабана и выбор подшипников

Ось барабана изготавливается из стали марки 45 (ГОСТ 1050–88) [25]. Для определения геометрических размеров $l_{оп}$ – расстояния между подшипниковыми опорами, a , b – расстояния от середины ступицы (торцового диска) барабана до подшипниковой опоры соответственно со стороны барабана или редуктора необходимо в масштабе вычертить габаритные размеры принятого редуктора с установленной зубчатой муфтой, канатный барабан со ступицами (торцовыми дисками) и подшипниковую опору, расстояние между которой и торцом барабана принимается в пределах $10 \div 20$ мм (зазоры назначаются с учетом возможности выполнения монтажных и ремонтных работ) (рис. 2.9) [25].

Реакция (Н) в опорах

$$R_A = \frac{2Sl_B}{l_{оп}}; \quad (2.61)$$

$$R_B = 2S - R_A, \quad (2.62)$$

где l_B – расстояние от подшипниковой опоры B до равнодействующей от усилий в ветвях каната, м.

Равнодействующая от усилий в ветвях каната для сдвоенного барабана находится в середине барабана.

Усилия (Н), действующие со стороны ступиц на ось:

$$P_D = \frac{2S(l_c - l_D)}{l_c}; \quad (2.63)$$

$$P_C = 2S - P_D, \quad (2.64)$$

где l_c – расстояние между ступицами барабана, м; l_D – расстояние от равнодействующей от усилий в ветвях каната до середины ступицы барабана со стороны редуктора, м.

Изгибающие моменты (Н·м)

$$M_C = R_A a; \quad (2.65)$$

$$M_D = R_B b. \quad (2.66)$$

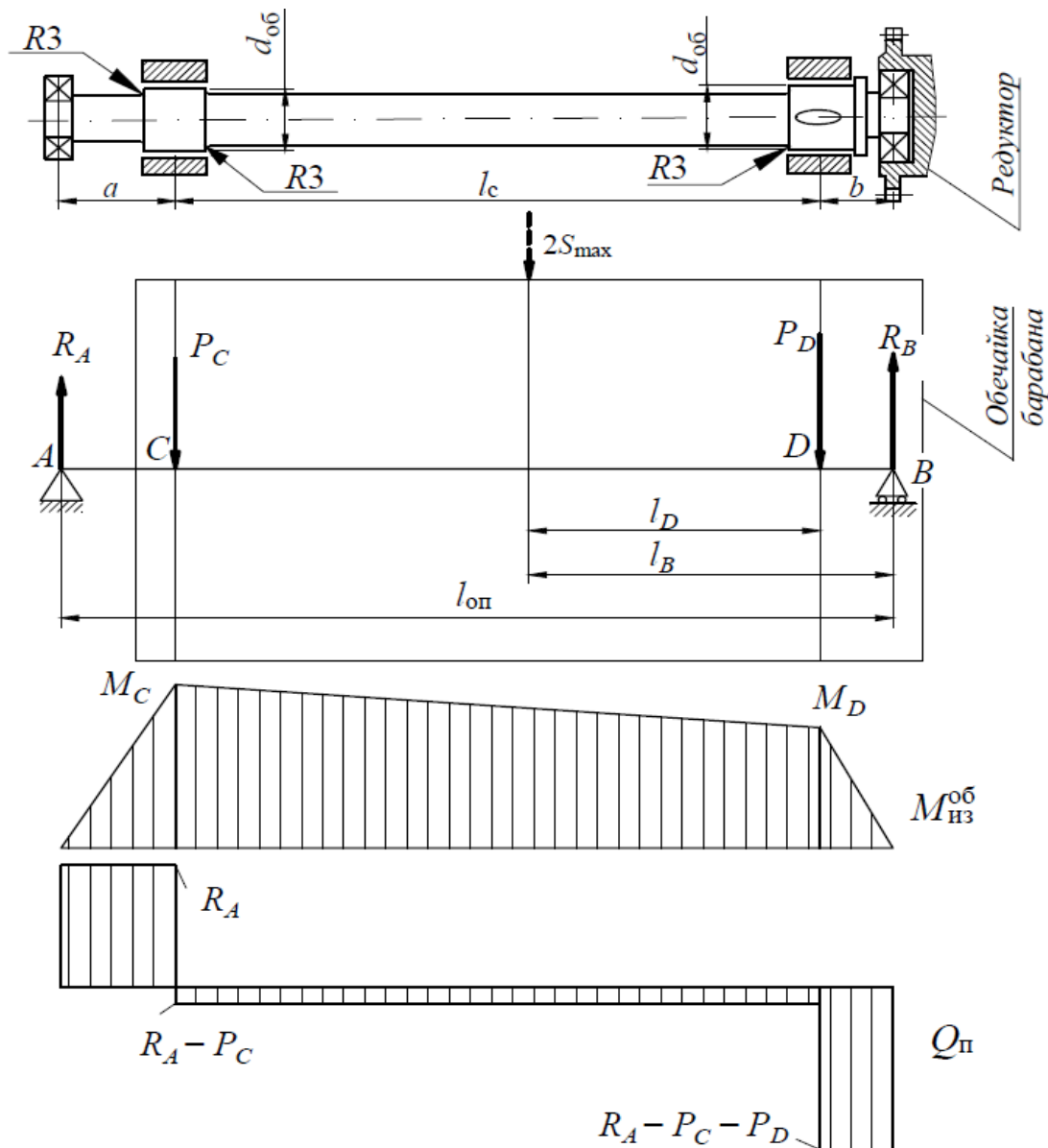


Рис. 2.9. Схема к расчету оси барабана

За расчетный изгибающий момент $M_{из}^{об}$ принимается большее из значений, определенных по формулам (2.65) и (2.66). Диаметр оси

$$d_{об} = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{из}^{об}}{0,1[\sigma]_{из}}}, \quad (2.67)$$

где $[\sigma]_{\text{из}}$ – допускаемое напряжение изгиба для материала оси, Па.

При нагрузке, изменяющейся при вращении вала по симметричному циклу, принимаем по табл. 2.9 допускаемое напряжение изгиба [25].

Таблица 2.9

Допускаемые напряжения на изгиб валов и осей

Материал	Предел прочности σ_B , МПа	$[\sigma]_{\text{из}}$, МПа при режимах		
		I – нагрузка постоянная по величине и знаку	II – нагрузка изменяется по величине от нуля до максимума, но не меняется по знаку (пульсирующая)	III – нагрузка изменяется и по величине, и по знаку от +M до -M (симметричная)
Сталь углеродистая и легированная	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
	800	270	130	75
	1000	330	150	90

В тех случаях, когда известен крутящий момент $M_{\text{кр}}$, диаметр вала приближенно вычисляют по формуле

$$d_{\text{об}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{0,2[\tau]}}, \quad (2.68)$$

где $[\tau]$ – допустимое напряжение кручения для материала вала ($[\tau] = 0,6[\sigma]_{\text{из}}$), Па.

Вал барабана устанавливают на ролико- или шарикоподшипники радиальные сферические однорядные (см. табл. П.58, П.59).

Подшипник опоры B устанавливается в выточку зубчатой полумуфты редуктора. Поскольку вал барабана не вращается относительно вала редуктора, то подшипник опоры B выбирается по статической нагрузке $C_0 \geq Q_p^{\text{II}}$ [25].

Расчетная нагрузка на подшипник

$$Q_p^{\text{II}} = k_6 R_B. \quad (2.69)$$

Подшипник опоры A работает при переменном режиме нагрузки, эквивалентную нагрузку определяют по формуле (2.30).

По динамической грузоподъемности (2.29) по каталогу подбирается подшипник.

2.6. РАСЧЕТ КРЕПЛЕНИЯ КОНЦА КАНАТА К БАРАБАНУ

Узел крепления каната на барабане является одним из самых ответственных, и к нему предъявляются высокие требования надежности, простоты конструкции, отсутствия острых перегибов, удобства осмотра и легкости замены каната.

Наиболее полно указанным требованиям отвечает способ крепления каната накладками (планками). Накладка прижимает канат к барабану с помощью одного или двух болтов. Количество накладок должно быть не менее двух одноболтовых или одной с двумя болтами (рис. 2.10).

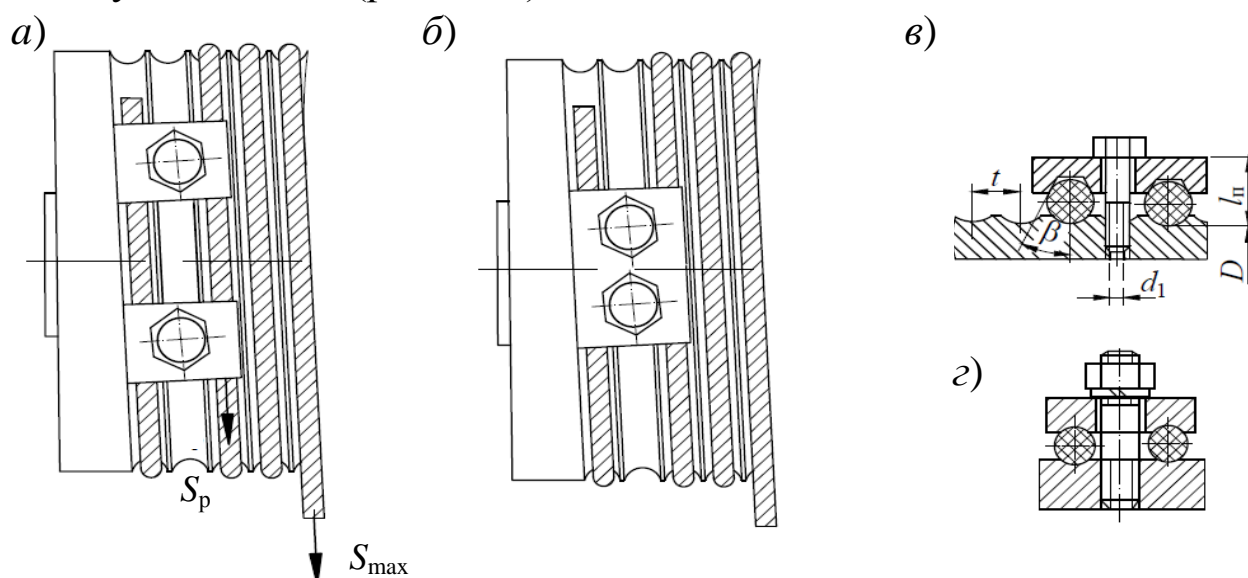


Рис. 2.10. Крепление каната на барабане: а – одноболтовыми накладками; б – двухболтовыми накладками; в – накладка с трапецидальными канавками; г – накладка с полукруглыми канавками

Канат удерживается силой трения между канатом и накладкой, канатом и барабаном. Натяжение каната (Н) перед накладкой значительно меньше натяжения ветви каната из-за наличия на барабане неразматываемых витков трения [25] и определяется как

$$S_p = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}}, \quad (2.70)$$

где f – коэффициент трения между канатом и барабаном ($f = 0,1 \div 0,16$); α – угол обхвата канатом барабана ($\alpha = (3 \div 4)\pi$), рад.

Усилие (Н), растягивающее болты крепления:

$$S_1 = \frac{S_p}{(f + f_1)(1 + e^{f\alpha_1})}, \quad (2.71)$$

где f_1 – приведенный коэффициент трения между канатом и накладкой, имеющей трапецеидальную канавку с углом $\beta = 40^\circ$ (рис. 2.10, в); α_1 – угол обхвата барабана витком каната при переходе каната от одной накладки к другой, рад:

$$\alpha_1 = 2\pi;$$

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta}.$$

Для накладок с полукруглыми канавками (рис. 2.10, з) $f_1 = f$. Суммарное напряжение (Па) в болте с учетом изгиба болта и с учетом касательных напряжений, возникающих при затяжке крепления:

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{1,3k_3S_1}{0,25z\pi d_1^2} + \frac{k_3S_2l_{\text{п}}}{0,1zd_1^3} \leq [\sigma_p], \quad (2.72)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения, возникающее в болте при затягивании; z – количество болтов в накладке; d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, м; S_2 – усилие, изгибающее болт, Н; $l_{\text{п}}$ – расстояние от головки болта до барабана (см. рис. 2.10, в), м; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала болта, Па; k_3 – коэффициент запаса надежности крепления каната ($k_3 \geq 1,5$).

Расстояние (м) от головки болта до барабана

$$l_{\text{п}} = c + d/2 + e, \quad (2.73)$$

где c – высота планки, м; e – глубина установки планки, м.

Параметры накладок (планок) представлены в табл. П.7.

Усилие (Н), изгибающее болт, определяется как

$$S_2 = f_1 S_1. \quad (2.74)$$

Допускаемое напряжение (Па) на растяжение материала болта, изготовленного из стали марки Ст3, имеющей предел текучести $\sigma_T = 216 \cdot 10^6$ Па [30, 31]:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]}, \quad (2.75)$$

где $[n]$ – нормативный коэффициент запаса прочности для болтов (шпилек) крепления каната на барабане ($[n] = 2,5$) [30].

Ориентировочная длина (м) болта составляет

$$l_6 = l_{\text{п}} + \delta. \quad (2.76)$$

Длина болта выбирается из стандартного ряда длин, мм: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

Пример условного обозначения болта с номинальным диаметром $d_6 = 12$ мм, длиной $l_6 = 40$ мм, класса прочности 5.8:

«Болт М12×40.5.8 ГОСТ 7808–70».

2.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПО КАТАЛОГУ

Для приводов механизма подъема применяют двигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором серии МТК и фазным ротором серии МТФ и МТН, а также двигатели постоянного тока. При малых мощностях можно применять асинхронные электродвигатели общепромышленной серии 4А.

Номинальный режим работы асинхронных электродвигателей общепромышленной серии 4А указывается по ГОСТ 183–74 в виде условного обозначения, состоящего из обозначения режима и характеризующих его величин: продолжительного $S1$; кратковременного $S2$ – 30 мин; повторно-кратковременного $S3$ – ПВ 25 %; повторно-кратковременного с частыми пусками $S4$ – ПВ 25 %, 120 включений в час; повторно-кратковременного с частыми пусками и электрическим торможением $S5$ – ПВ 40 %, 120 включений в час; перемежающегося $S6$ – ПВ 25 %; перемежающегося с частыми реверсами при электрическом торможении $S7$ – 240 включений в час; перемежающегося с двумя и более частотами n вращения $S8$ – 30 включений в час, 22 кВт, $n = 740$ мин⁻¹, ПВ 40 %; 55 кВт, $n = 1470$ мин⁻¹, ПВ 60 % [40].

Согласно ГОСТ 183–74 буквы F и H в обозначении двигателей означают класс нагревостойкости изоляции. Класс F допускает нагрев обмоток до 110 °С, класс H – до 135 °С [40].

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии МТК наиболее просты в устройстве и управлении, надежны в эксплуатации, имеют наименьшую массу, габаритные размеры [24]. Указанные преимущества обеспечивают широкое применение этих двигателей при относительно небольшой частоте включений. В гру-

зоподъемных машинах двигатели серии МТК используют для привода электроталей, кран-балок и тихоходных механизмов кранов.

Металлургические двигатели серии МТН предназначены для привода механизмов кранов.

Асинхронные двигатели с фазовым ротором серии МТФ по сравнению с двигателями серии МТК имеют бóльшие массу, габаритные размеры, сложнее в устройстве и управлении. Но они позволяют регулировать скорость при подъеме (опускании) и торможении, изменять в широких пределах момент при пуске и торможении и получать требуемые ускорения, а следовательно, и необходимую плавность пуска и торможения. Двигатели серии МТФ используют при напряженных режимах работы, характеризующихся большими скоростями, частыми пусками и остановками. Эти двигатели устанавливают в механизмах большинства кранов.

Асинхронные электродвигатели общего назначения серии 4А применяют для привода лебедок, электроталей и механизмов передвижения однобалочных кранов. Механические характеристики аналогичны характеристикам двигателей серии МТКФ, но они имеют меньшие значения кратности пускового момента $k_{п} = 1,2 \div 2,0$ и максимального $k_{\max} = 2,2$ [5].

В последнее время появились крановые электродвигатели серии 4МТ.

Двигатели постоянного тока серии Д используют при весьма напряженных режимах работы свыше [М7 (5М)] с большим числом включений в час и значительными перегрузками. Однако их использование требует применения устройств, преобразующих переменный ток в постоянный. Электродвигатели механизмов подъема рекомендуется подбирать по статической мощности, необходимой для подъема максимального (номинального) груза.

Для механизмов подъема при группе режима работы до М4 предпочтительно использовать асинхронные крановые электродвигатели с короткозамкнутым ротором, а при группе режима более М5 – асинхронные крановые электродвигатели с фазным ротором [5].

Статическая мощность (кВт) на валу двигателя механизма подъема груза

$$P_c = \frac{Qg v_{гр}}{1000\eta}, \quad (2.77)$$

где $v_{гр}$ – скорость груза, м/с; η – КПД механизма (табл. 2.11) [20].

Таблица 2.10

Режим работы электродвигателей [26]

Классификация режима работы электрооборудования по правилам Госгортехнадзора (до 1982 г.) (справочно)				Группа режима работы крана по ГОСТ 25546–82	Группа классификации механизмов в целом по правилам 2013 г. (примерное соответствие)	Расчетные параметры электрооборудования, принятые в ОСТ 24.090.85–88				
Группа работы механизма, электрооборудования	Коэффициент использования по грузоподъемности	Относительная продолжительность включения ПВ %	Число включений в час			Группа режима работы механизма по ГОСТ 25835–83	Расчетная относительная продолжительность включения ПВ %	Нормированное число включений в час	Расчетное время работы в год не более, ч	Интенсивность использования (число включений за 600 с наиболее интенсивного использования)
Л	0,25÷1,0	15	60	1К; 3К	М4	1М; 2М	15	60	250	50
С	0,75	25 40	120	4К 5К; 6К	М5 М6	3М 4М	15÷25 25÷40 40	90 120 120	500 800 1000	60 80 90
Т	0,75÷1,0	40	240	7К	М7	5М	40 60	240 300	2500 3000	100 110
ВТ	1,0	60	300–600	8К	М8	6М	60	360	4000	120

Так как кран работает не только с номинальными грузами, но и грузами меньше номинальных, можно выбирать двигатель по каталогу (см. табл. П.40, П.41) с мощностью на 10÷15 % меньше статической, т. е.

$$P_{\text{ном}} = (0,85 \div 0,9)P_c. \quad (2.78)$$

Таблица 2.11

КПД крановых механизмов при номинальной нагрузке

Наименование	Тип передачи	КПД при опорах	
		качения	скольжения
Механизм подъема груза	Зубчатая цилиндрическая	0,8÷0,85	0,75÷0,8
	Червячная	0,65÷0,7	0,65÷0,7
Барaban для стальных канатов	—	0,96÷0,98	0,94÷0,96

В каталогах на крановые электродвигатели указываются номинальные данные двигателей при ПВ, равной 15, 25, 40, 60 и 100 % (ГОСТ 183–74). В классификации режимов работы оборудования (ОСТ 24.090.85–88) нормирована классификационная система, увязанная с ГОСТ 23346–82 и ГОСТ 25835–83, которая приведена в табл. 2.10 [26].

Необходимо произвести последующую проверку двигателя на нагрев по среднеквадратической мощности [20, 25].

2.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА, ВЫБОР СХЕМЫ ПЕРЕДАЧИ И ТИПА РЕДУКТОРА ПО КАТАЛОГУ

Редуктор механизма подъема выбирают исходя из расчетной мощности, частоты вращения двигателя, передаточного числа и режима работы [20].

Частота вращения барабана (мин^{-1})

$$n_{\text{б}} = \frac{60v_{\text{гр}}u_{\text{п}}}{\pi D}. \quad (2.79)$$

Передаточное число привода

$$u = \frac{n}{n_{\text{б}}}, \quad (2.80)$$

где n – частота вращения ротора электродвигателя при фактической нагрузке, мин^{-1} (см. табл. П.40, П.41).

По найденному по формуле передаточному числу определяется количество ступеней редуктора согласно схеме:

- при значениях $u \leq 6,3$ – одноступенчатый редуктор;
- при значениях $7,1 \leq u \leq 20$ для эвольвентных зубьев, $7,1 \leq u \leq 50$ для зацеплений Новикова – двухступенчатый редуктор;
- при значениях $20 \leq u \leq 100$ для эвольвентных зубьев, $50 \leq u \leq 200$ для зацеплений Новикова – трехступенчатый редуктор;
- при значениях u , превышающих ранее приведенные величины, выбирают четырех- и более ступенчатые редукторы.

Выбор редуктора можно производить по двум методикам: по мощности на быстроходном валу и по моменту на тихоходном валу.

1. Расчетная мощность на быстроходном валу

$$P_p = k_p P_c, \quad (2.81)$$

где k_p – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора (для приводов механизма подъема кранов $k_p = 1$).

По каталогу принимается редуктор с ближайшим передаточным числом $u_{ред} \approx u$ и частотой вращения $n_{ред} \approx n$ при условии, что мощность на быстроходном валу редуктора $P_{ред} \geq P_p$.

В каталогах указана обычно мощность на быстроходном валу в зависимости от относительной продолжительности включения ПВ %. Если в каталоге отсутствует значение мощности по конкретной величине ПВ %, то ее можно определить по приближенной зависимости [24]:

$$P_{ПВ_2} = P_{ПВ_1} \sqrt{\frac{ПВ_1}{ПВ_2}}. \quad (2.82)$$

Если в каталоге приведен момент на тихоходном валу, то мощность на быстроходном валу редуктора (кВт) можно определить по формуле [32]

$$P_{ред} = \frac{2\pi T_{ред} n_{быстр}}{1000 u_{ред} \eta_{ред}}, \quad (2.83)$$

где $T_{ред}$ – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м; $n_{быстр}$ – частота вращения быстроходного вала, c^{-1} ; $\eta_{ред}$ – КПД редуктора.

2. Вращающий момент на тихоходном валу редуктора равен моменту на барабане:

$$T_{тих} = \frac{SaD}{2\eta_6}, \quad (2.84)$$

где η_6 – КПД барабана (см. табл. 2.11).

По каталогу выбирается редуктор с ближайшим передаточным числом $u_{ред} \approx u$ и частотой вращения $n_{ред} \approx n$ при условии, что номинальный крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T_{ред} \geq T_{тих}$. Номинальная консольная нагрузка, приложенная в середине посадочной поверхности тихоходного вала, не должна быть более максимального натяжения тяговой ветви каната, т. е. $F_k \geq aS$.

Для компоновки механизма подъема по схеме (см. рис. 2.1, а) необходимо проверить пригодность редуктора по общему межосевому расстоянию (м) [5]:

$$a_{\omega} > 0,5D_6 + b_{31}, \quad (2.85)$$

где b_{31} – размер электродвигателя (табл. П.42).

Установлена следующая структурная схема условного обозначения редукторов (табл. 2.12) [20]:

$$\text{Редуктор } \frac{\times}{1} - \frac{\times}{2} - \frac{\times}{3} - \frac{\times}{4} - \frac{\times}{5} - \frac{\times}{6} - \frac{\times}{7},$$

где 1 – название изделия; 2 – обозначение типоразмера редуктора; 3 – межосевое расстояние, мм (с указанием типа передачи); 4 – номер исполнения по передаточному числу (при его отсутствии – передаточное число); 5 – обозначение варианта сборки; 6 – обозначение формы выступающего конца быстроходного и тихоходного вала; 7 – обозначение климатического исполнения.

Таблица 2.12

Обозначение признаков редуктора

Признаки, по которым подразделяются редукторы	Обозначение
1	2
Тип редуктора: конический цилиндрический коническо-цилиндрический	К Ц, РК, РМ, РЦД КЦ
Вариант расположения быстроходных и тихоходных валов: параллельное горизонтальное параллельное вертикальное пересекающееся под прямым углом горизонтальное	Схема сборки по ГОСТ 20373–94 111–119, 121, 123, 125, 127, 129, 131, 133, 135, 137, 139, 141–149, 151–519 161–169 211, 212, 215

Продолжение табл. 2.12

1	2
пересекающееся под прямым углом горизонтальное и вертикальное скрещивающееся под прямым углом горизонтальное скрещивающееся под прямым углом горизонтальное и вертикальное	261, 262, 265, 271, 272, 275 311, 312, 315, 317, 319, 321, 322, 325, 327, 329 361–369, 371–379
Значение межосевого расстояния	100, 125, 160, 200, 250, 280, 300, 315, 350, 355, 400, 450, 500, 600, 630, 650, 710, 750, 1000, 1300
Форма выступающего конца тихоходного вала: в виде части зубчатой муфты в виде части зубчатой муфты с паразитной шестерней цилиндрический конец конический конец полый шлицевой полый со шпоночным пазом	М (<i>m...</i> , <i>z...</i>) (модуль, число зубьев полу­муфты) M _п Ц _{вых} К _{вых} П _{шл} П _{шп}
Номер исполнения по передаточному числу	I–IX
Тип зубчатой передачи: передача Новикова эвольвентное зацепление	Н –
Климатическое исполнение и категория размещения (ГОСТ 15150–69)	умеренного (на воздухе, под навесом, в помещении) У1 – У3 умеренного и холодного (в отоп- ливаемом помещении) УХЛ–4 тропического (на воздухе, под навесом, в помещении) Т1 – Т3 очень холодного (в отопливаемом помещении) О4

2.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ

Момент статического сопротивления (статический момент) на валу двигателя в период пуска для механизма подъема [20]:
при подъеме груза

$$T_c = \frac{SaD}{2u_{ред}\eta_6\eta_{пр}}; \quad (2.86)$$

при опускании груза

$$T_c^{\text{оп}} = \frac{SaD\eta_b\eta_{\text{пр}}}{2u_{\text{ред}}}, \quad (2.87)$$

где $u_{\text{ред}}$ – фактическое передаточное число редуктора по каталогу; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода барабана (табл. 2.13).

Значения КПД зависят от веса поднимаемого груза. С уменьшением нагрузки КПД уменьшаются, так как при работе с малыми грузами момент потерь на трение составляет значительную часть общего момента сопротивления.

Таблица 2.13

КПД звеньев передач

Звенья передач	КПД при подшипниках	
	качения	скольжения
Передаточный вал с обработанными зубчатыми колесами, расположенными в масляной ванне	0,98	0,96
Передаточный вал с обработанными открытыми зубчатыми колесами	0,97	0,85
Передаточный вал с необработанными открытыми зубчатыми колесами	–	0,93
Редуктор зубчатый цилиндрический:		
одноступенчатый	0,99	0,94
двухступенчатый	0,98	0,90
трехступенчатый	0,97	0,85
четырёхступенчатый	0,95	–
Редуктор зубчатый конический:		
одноступенчатый	0,98	–
двухступенчатый	0,97	–
Редуктор зубчатый коническо-цилиндрический	Произведение значений η конической и цилиндрической частей редуктора	

Ориентировочные значения КПД при работе механизмов подъема с различными грузами можно принять по экспериментальному графику (рис. 2.11), где цифры на кривых соответствуют значению КПД при полной (номинальной) нагрузке [20].

Для механизма подъема расчетный момент, передаваемый редуктором, принимается равным наибольшему статическому моменту при установившемся движении при подъеме, т. е.

$$T_p = T_c. \quad (2.88)$$

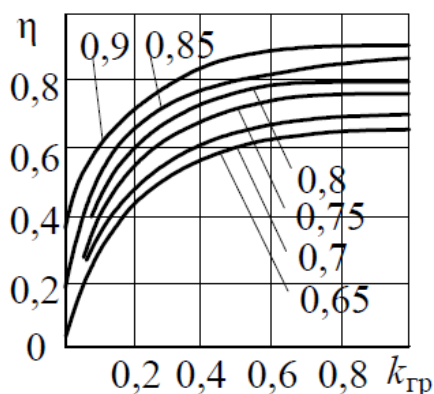


Рис. 2.11. Зависимость КПД механизма от коэффициента использования грузоподъемности $k_{гр}$ двигателя под нагрузкой, мин^{-1} .

Наибольший момент, передаваемый редуктором, не должен превышать допустимого момента $T_{\text{наиб}}$:

$$T_{\text{наиб}} = 9550m \frac{P_{\text{ред}}}{n_{\text{быстр}}}, \quad (2.89)$$

где m – коэффициент пускового момента (табл. 2.14); $P_{\text{ред}}$ – табличное значение

мощности на быстроходном валу редуктора, кВт; $n_{\text{быстр}}$ – частота вращения быстроходного вала редуктора, принимаемой равной частоте вращения ротора

Таблица 2.14

Коэффициент пускового момента

Группа классификации (режим работы)	М4, М5 (Л)	М6 (С)	М7 (Т)	М8 (ВТ)
Коэффициент пускового момента m	1,25	1,6	2,0	2,5

2.10. ВЫБОР СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

Для соединения валов часто используют втулочно-пальцевые муфты с упругими элементами. При использовании такой муфты для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора одна из полумуфт выполняет функции тормозного шкива. Для повышения эксплуатационной надежности механизма полумуфту с тормозным шкивом необходимо устанавливать на вал редуктора, в противном случае поломка пальцев муфты приведет к растормаживанию [24]. Установку втулочно-пальцевой муфты считают правильной, если полумуфты раздвинуты на 3÷5 мм, при этом втулки полумуфт должны быть сдвинуты до упора в буртик вала. Изготавливают полумуфты из стали не ниже марки 40 по ГОСТ 1050–88, марки 40Л по ГОСТ 977–88 [32].

Втулочно-пальцевые муфты не рекомендуется применять в механизмах группы режима более М6.

Для соединения быстроходного вала редуктора с двигателем применяют также зубчатые муфты с тормозными шкивами. Допу-

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

Муфту соединительную выбирают по диаметру вала исходя из указанного в ее технической характеристике значения передаваемого крутящего момента. Расчетный момент муфты (Н·м) [24]

$$T_M = T_M^{\text{НОМ}} k_1 k_2 k_3, \quad (2.90)$$

где $T_M^{\text{НОМ}} = T_c$ – номинальный момент, передаваемый муфтой, Н·м; k_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма; k_2 – коэффициент, учитывающий режим работы механизма (табл. 2.15); k_3 – коэффициент углового смещения.

Таблица 2.15
Значения коэффициентов k_1 и k_2 [5, 20, 32]

Привод механизма подъема	k_1	k_2 при группах режима работы				
		М1–М3 (Р)	М4, М5 (Л)	М6 (С)	М7 (Т)	М8 (ВТ)
Машинный	1,3	–	1,1	1,2	1,3	1,5
Ручной	1,2	1,0	–	–	–	–

Согласно ГОСТ Р 50895–96 коэффициент углового смещения для зубчатых муфт указан в табл. 2.16. Для остальных муфт $k_3 = 1,0$.

Таблица 2.16
Значения коэффициентов k_3 [5, 24]

Угол перекося вала, град	0,25	0,5	1	1,5
k_3	1,0	1,25	1,5	1,75

Наибольший кратковременный момент, передаваемый муфтой, не должен превышать более чем в два раза наибольший крутящий момент T_M , который муфта может передать [20].

Муфты проверяют по диаметру соединяемых валов [5].

Установлена следующая структурная схема условного обозначения муфт:

$$\text{Муфта } \frac{\times}{1} - \frac{\times}{2} - \frac{\times}{3} - \frac{\times}{4} - \frac{\times}{5} - \frac{\times}{6} - \frac{\times}{7} - \frac{\times}{8} - \frac{\times}{9} - \frac{\times}{10},$$

где 1 – наименование муфты; 2 – тип; 3 – номинальный крутящий момент (Н·м); 4 – диаметр посадочного отверстия первой полумуфты, мм; 5 – исполнение; 6 – диаметр посадочного отверстия второй полумуфты, мм; 7 – исполнение; 8 – обозначение климатического

исполнения; 9 – обозначение категории размещения; 10 – обозначение стандарта (например, ГОСТ 21424–93).

2.11. ПРОВЕРКА РЕДУКТОРА ПО ПУСКОВОМУ МОМЕНТУ И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПО СРЕДНЕКВАДРАТИЧНОЙ МОЩНОСТИ

Определяются моменты, развиваемые двигателем в различные периоды его работы и при транспортировании различных по весу грузов. Вес груза принимается в соответствии с графиком использования механизма подъема по грузоподъемности (рис. 2.12) [25].

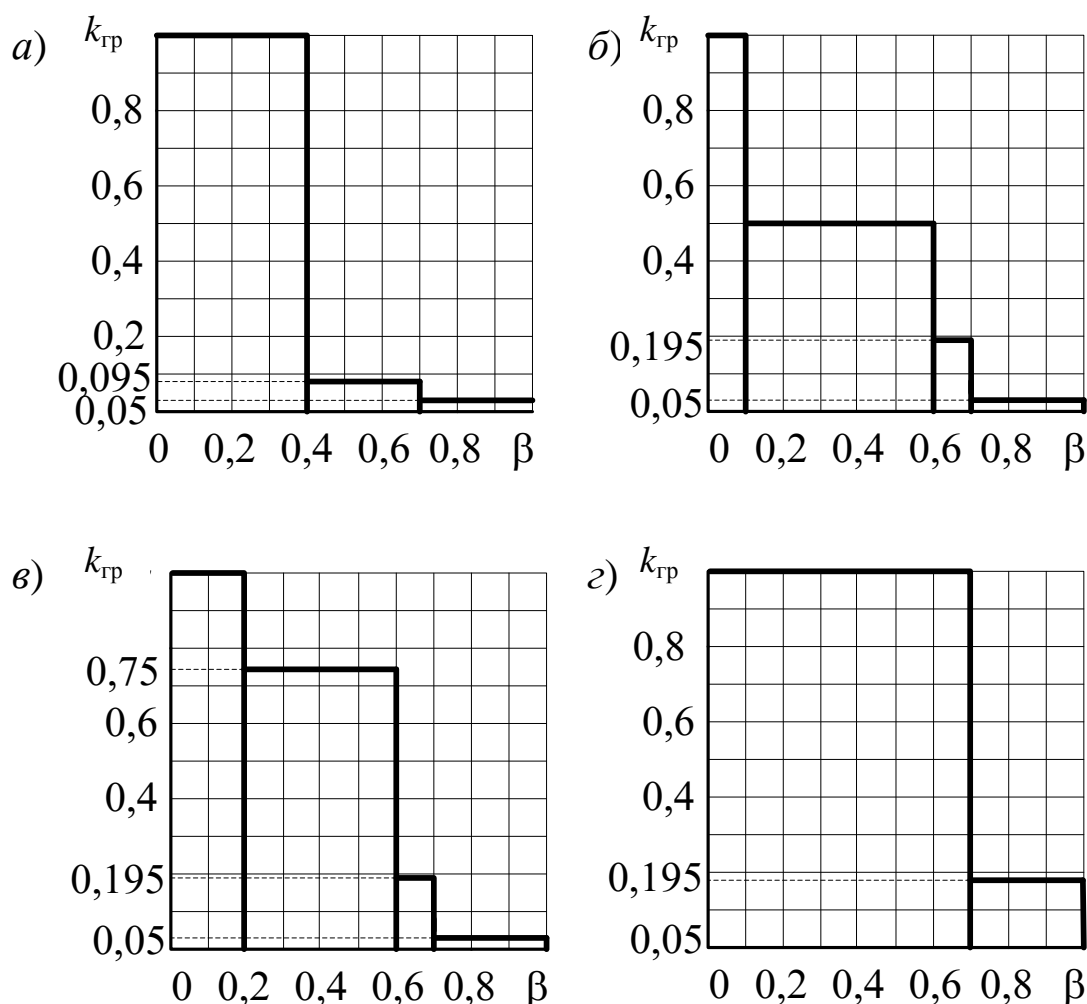


Рис. 2.12. Графики загрузки механизма подъема крана для режимов работы:
а – легкого (М4–М5); *б* – среднего (М6);
в – тяжелого (М7); *г* – весьма тяжелого (М8)

Номинальный момент на валу двигателя [20]

$$T_{\text{НОМ}} = 9550 \frac{P_{\text{НОМ}}}{n}, \quad (2.91)$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность электродвигателя (по каталогу), кВт.

Средний пусковой момент двигателя трехфазного тока с фазным ротором

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ср.п}} = \frac{\Psi_{\text{max}} + \Psi_{\text{min}}}{2} T_{\text{ном}}, \quad (2.92)$$

где Ψ_{max} – максимальная кратность пускового момента электродвигателя (принимается по каталогу); Ψ_{min} – минимальная кратность пускового момента электродвигателя ($\Psi_{\text{min}} = 1,1 \div 1,4$).

Средний пусковой момент двигателя с короткозамкнутым ротором

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ср.п}} = 0,85^2 \frac{\Psi_{\text{п}} + \Psi_{\text{max}}}{2} T_{\text{ном}}, \quad (2.93)$$

где $\Psi_{\text{п}}$ – кратность пускового момента электродвигателя (принимается по каталогу); $0,85^2$ – коэффициент, учитывающий возможность работы при падении напряжения в сети до 85 % от номинального.

Редуктор считают правильно выбранным при соблюдении условия $T_{\text{ср.п}} < T_{\text{наиб}}$.

У механизма подъема фактическое время пуска (с):
при подъеме груза

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta J n}{9,55(T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}})} + \frac{9,55 Q v_{\text{ф}}^2}{n(T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}}) \eta}; \quad (2.94)$$

при опускании груза

$$t_{\text{п}}^{\text{оп}} = \frac{\delta J n}{9,55(T_{\text{ср.п}} + T_{\text{с}})} + \frac{9,55 Q v_{\text{ф}}^2}{n(T_{\text{ср.п}} + T_{\text{с}}) \eta}, \quad (2.95)$$

где $v_{\text{ф}}$ – фактическая скорость подъема груза, м/с; δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты) ($\delta = 1,1 \div 1,25$); J – суммарный момент инерции ротора двигателя и муфты, кг·м².

Фактическая скорость подъема груза (м/с), определяемая как

$$v_{\text{ф}} = \frac{\pi D n}{60 u_{\text{п}} u_{\text{ред}}}, \quad (2.96)$$

должна отличаться от проектной скорости подъема груза $v_{\text{гр}}$ не более 10 %.

Отклонение (%) фактической скорости от проектной определяется как [26]

$$\Delta v = 100(v_{\phi} - v_{гр}) / v_{гр}. \quad (2.97)$$

Время пуска определяется при вычисленной выше величине пускового момента в период подъема и опускания различного веса. Определение времени пуска поднимаемого груза производится по формуле (2.94) при подстановке в нее соответствующих значений момента сопротивления T_c , веса груза $k_{гр}Q$ (см. рис. 2.12) и КПД механизма $\eta(\alpha)$ (см. рис. 2.11).

Все расчеты сводятся в табл. 2.17 [20].

Таблица 2.17

Моменты, развиваемые двигателем, и время пуска

Наименование показателя	Обозначение	Единица измерения	Результаты расчета при массе поднимаемого груза, кг		
			$k_{гр}Q$	$k_{гр}Q$	$k_{гр}Q$
КПД	η	—			
Натяжение каната у барабана при подъеме груза (2.1)	S_{max}	Н			
Момент при подъеме груза (2.86)	T_c	Н·м			
Время пуска при подъеме (2.94)	$t_{п}$	с			
Натяжение каната у барабана при опускании груза (2.98)	$S_{max}^{оп}$	Н			
Момент при опускании груза (2.87)	$T_c^{оп}$	Н·м			
Время пуска при опускании (2.95)	$t_c^{оп}$	с			

Усилие (Н) в канате, набегавшем на барабан при опускании груза, определяется как

$$S = \frac{Qg\eta_0}{au_{п}}. \quad (2.98)$$

Время движения (с) с установившейся скоростью определяется

$$t_y = \frac{H_{ср}}{v_{\phi}}, \quad (2.99)$$

где $H_{ср}$ – средняя высота подъема груза, м.

Средняя высота подъема (м) груза рассчитывается ориентировочно по формуле

$$H_{ср} = (0,5 \div 0,8)H. \quad (2.100)$$

Ускорение (м/с^2) при пуске

$$a = \frac{v_{\phi}}{t_{\Pi}} \leq [a]_{\text{ср}}, \quad (2.101)$$

где $[a]_{\text{ср}}$ – допускаемое ускорение, м/с^2 .

Малые численные значения a , полученные по формуле (2.101), говорят о недостаточной мощности приводного двигателя, при больших значениях – о завышенной мощности.

Ориентировочные значения времени пуска и торможения механизмов подъема приведены в табл. 2.18 [20].

Таблица 2.18

Ориентировочные время пуска и торможения механизмов подъема

Механизм подъема при скоростях подъема груза	Время, с	
	пуска	торможения
менее 0,2 м/с	1÷2	1,0
более 0,2 м/с	1÷2	1,5

Допускаемое ускорение (замедление) механизма приводится в табл. 2.19 [20, 24].

Таблица 2.19

Допускаемые значения ускорения (замедления) [20, 24]

Назначение крана	Ускорение $[a]_{\text{ср}}$, м/с^2	Замедление $[a]_{\text{т}}$, м/с^2
Кран монтажный	0,1	0,15÷0,2
Кран машиностроительных заводов	0,2	0,2
Кран общего назначения	0,3÷0,6	0,1÷0,2

Сумма времени пуска при подъеме и опускании груза за цикл работы механизма [20]

$$\sum t_{\Pi} = \sum (\beta_i t_{\Pi i}) + \sum (\beta_i t_{\Pi i}^{\text{оп}}), \quad (2.102)$$

где β_i – продолжительность работы механизма с определенным значением веса груза (см. рис. 2.12).

Общее время (с) включений двигателя за цикл

$$\sum t = 2(\sum \beta_i) t_y + \sum t_{\Pi}. \quad (2.103)$$

Среднеквадратичный момент электродвигателя (Н·м)

$$T_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{T_{\text{ср.п}}^2 \sum t_{\Pi} + \sum T_{\text{с}}^2 t_y}{\sum t}}. \quad (2.104)$$

Среднеквадратичная мощность электродвигателя (кВт)

$$P_c = \frac{T_{cp} n}{9550}. \quad (2.105)$$

Во избежание перегрева электродвигателя необходимо, чтобы развиваемая двигателем среднеквадратичная мощность (кВт) удовлетворяла условию

$$P_c \leq P_{ном}. \quad (2.106)$$

2.12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА И ВЫБОР ТОРМОЗА

Для стопорения крановых механизмов, а также удержания груза на весу используют тормозные устройства. В механизмах подъема груза должны быть установлены нормально замкнутые тормоза, автоматически размыкающиеся при включении привода механизма. Тормоз обычно устанавливают на быстроходном валу механизма, где действует наименьший крутящий момент.

Наиболее часто применяют двухколодочные пружинные тормоза типа ТКТ, ТКП с короткоходовым электромагнитом и тормоза типа ТКГ с приводом от электрогидравлических толкателей.

Пружинные тормоза типа ТКТ с короткоходовыми электромагнитами просты по конструкции и весьма компактны. Однако закрепление электромагнита на одном из рычагов создает большую разницу в моментах инерции рычагов. Поэтому при резком замыкании тормоза пружиной динамическая неуравновешенность тормозных рычагов вызывает неравномерное движение последних и резкие удары колодок о тормозной шкив [24].

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

Момент статического сопротивления на тормозном валу при торможении (тормозной момент) (Н·м) [20]

$$T_c^T = \frac{SaD\eta_6\eta}{2u_{ред}}. \quad (2.107)$$

Необходимый момент, развиваемый тормозом:

$$T_T = k_T T_C^T, \quad (2.108)$$

где k_T – коэффициент запаса торможения (табл. 2.20).

По табл. П.48, П.50, П.54, П.55, П.56 выбирают тормоз с параметрами $T_{\text{торм}} \geq T_T$ и с учетом равенства диаметров тормозного шкива соединительной муфты и тормоза.

Подобранный тормоз необходимо проверить по времени торможения, замедления и тормозному пути.

Таблица 2.20

Значения коэффициента запаса торможения

Режим работы механизма	Группа режима работы по ГОСТ 25835–83 [11]	Группа режима работы по правилам (2013 г.)	Коэффициент запаса торможения k_T
Ручной (Р)	1М	М1÷М3	1,5
Легкий (Л)	1М÷3М	М4; М5	1,5
Средний (С)	4М	М6	1,75
Тяжелый (Т)	5М	М7	2,0
Весьма тяжелый (ВТ)	6М	М8	2,5

Время (с) торможения при опускании груза (при подъеме груза это время будет меньше, так как в этом случае момент от веса груза и тормозной момент действуют в одном направлении) [20]:

$$t_T = \frac{\delta J n}{9,55(T_{\text{торм}} - T_C^T)} + \frac{9,55 Q v_{\phi}^2 \eta}{n(T_{\text{торм}} - T_C^T)}, \quad (2.109)$$

где $(T_{\text{торм}} - T_C^T)$ – инерционный тормозной момент, Н·м.

Наибольшая допускаемая длина (м) пути торможения механизма подъема груза определяется по табл. 2.21 [20].

Таблица 2.21

Допускаемая длина пути торможения механизма подъема

Группа классификации (режима) работы	М4, М5 (Л)	М6 (С)	М7 (Т)
Допускаемая длина (м) пути торможения механизма подъема	$s = \frac{v_{\phi}}{2}$	$s = \frac{v_{\phi}}{1,7}$	$s = \frac{v_{\phi}}{1,3}$

Время (с) торможения в предположении, что скорости подъема и опускания груза одинаковы:

$$t_{\text{T}}^{\text{max}} = \frac{s}{0,5v_{\text{ф}}} \geq t_{\text{T}}. \quad (2.110)$$

Замедление (м/с²) при торможении

$$a = \frac{v_{\text{ф}}}{t_{\text{T}}} \leq [a]_{\text{T}}, \quad (2.111)$$

где $[a]_{\text{T}}$ – допускаемое замедление (табл. 2.19), м/с².

В случае $a > [a]_{\text{T}}$ для дальнейших расчетов принимается $a = [a]_{\text{T}}$ [24], тогда

$$[t_{\text{T}}] = \frac{v_{\text{ф}}}{[a]_{\text{T}}}. \quad (2.112)$$

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

$$[T_{\text{T}}]' = \frac{\delta J n}{9,55[t_{\text{T}}]} + \frac{9,55Qv_{\text{ф}}^2\eta}{n[t_{\text{T}}]} + T_{\text{с}}^{\text{T}}. \quad (2.113)$$

При этом минимальное значение момента $[T]'$ должно соответствовать значению тормозного момента T_{T} .

Следовательно, время торможения

$$t'_{\text{T}} = \frac{\delta J n}{9,55([T_{\text{T}}]' - T_{\text{с}}^{\text{T}})} + \frac{9,55Qv_{\text{ф}}^2\eta}{n([T_{\text{T}}]' - T_{\text{с}}^{\text{T}})}. \quad (2.114)$$

Замедление

$$a = \frac{v_{\text{ф}}}{t'_{\text{T}}} \leq [a]_{\text{T}}. \quad (2.115)$$

2.13. ПРИМЕР РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА

2.13.1. Исходные данные

Рассчитать механизм подъема груза электрического настенного передвижного крана грузоподъемностью $Q = 7$ т для перегрузки массовых грузов. Скорость подъема груза $v_{\text{гр}} = 0,21$ м/с. Высота подъема $H = 10$ м. Режим работы – группа классификации М6 при легком режиме нагружения L_1 и интенсивном классе использования T_7 , относительная продолжительность включения ПВ 25 %.

2.13.2. Описание конструкции и область применения крана

Консольные настенные передвижные краны передвигаются по рельсовым путям, установленным вдоль стен цеха на некотором расстоянии от пола. Эти краны предназначены для обслуживания площадей, расположенных непосредственно около стен цехов, вдоль которых совершается перемещение, и часто устанавливаются под мостовыми кранами. Грузоподъемность кранов достигает 8–10 т при вылетах 4–10 м [2]. Краны имеют электрический привод.

Грузовая тележка *1* передвигается по рельсовым путям *б*, уложенным по поясам консолей *2*, каждая из которых состоит из двух главных балок (рис. 2.13).

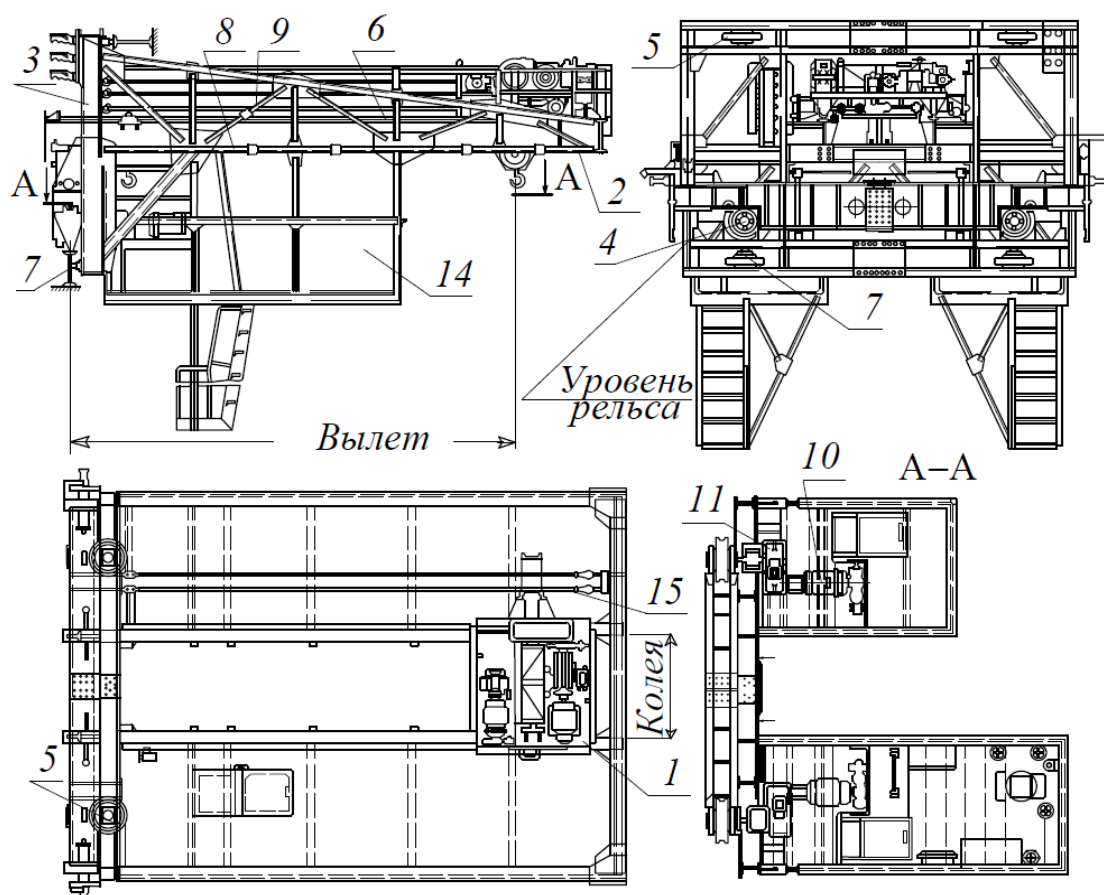


Рис. 2.13. Настенный передвижной кран

Механизм подъема груза и передвижение тележки устанавливаются непосредственно на тележке *1*. Скорость передвижения тележки вследствие сравнительно малых путей перемещения принимается обычно 10–30 м/мин. Подвод электроэнергии к механизмам тележки осуществляется через кабель *15*.

Управление краном осуществляется из кабины *14*.

Для обеспечения жесткости консоли в направлении движения крана вдоль нее устанавливаются одна или две вспомогательные фермы 8, связанные с консолью связями 9. Консоли связаны с жесткими вертикальными рамами 3, к которым крепятся вертикальные ходовые колеса 4 и горизонтальные опорные ролики 5 и 7. Вертикальные ходовые колеса передают вертикальные давления на рельс, а горизонтальные ролики служат для передачи горизонтальных усилий на специальные опорные рельсы-балки, укрепленные на кронштейнах. Одна пара горизонтальных роликов 5 установлена в верхней части вертикальной рамы, а вторая пара 7 – в нижней ее части. Вертикальные ходовые колеса 4 выполняются двухребордными, а горизонтальные ролики – без реборды с небольшой выпуклостью обода. Привод механизма передвижения консольного крана осуществляется на одно или два вертикальных колеса. Если приводным является одно ходовое колесо, то двигатель 10 и редуктор 11 размещают около колеса. Если же приводными являются оба ходовых колеса, то двигатель и редуктор передают вращение колесам с помощью двух валов и конических передач.

2.13.3. Выбор схемы полиспаста, расчет и выбор каната, диаметра блоков и барабана

Принимаем механизм подъема со сдвоенным двукратным полиспастом (см. табл. 2.2) (рис. 2.14).

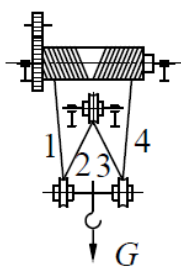


Рис. 2.14. Схема полиспаста

Усилие в канате, набегавшем на барабан:

$$S = \frac{Q g}{a u_{\text{п}} \eta_0} = \frac{7000 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 17340,9 \text{ Н},$$

где Q – номинальная грузоподъемность крана, кг; a – количество тяговых канатов; $u_{\text{п}}$ – кратность полиспаста; η_0 – КПД полиспаста.

Поскольку направляющие блоки отсутствуют, то КПД полиспаста определится как

$$\eta_0 = \frac{1 - \eta_6^2}{(1 - \eta_6) u_{\text{п}}} = \frac{1 - 0,98^2}{(1 - 0,98) \cdot 2} = 0,99,$$

где η_6 – КПД блока, установленного на подшипниках качения.

Расчетное разрывное усилие в канате при максимальной нагрузке на канат

$$S_p \geq S k = 17340,9 \cdot 5,60 = 97109,1 \text{ Н},$$

где k – коэффициент запаса прочности.

Выбираем по ГОСТ 2688–80 канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19(1+6+6/6)+1$ о.с. диаметром $d = 14$ мм, имеющий при маркировочной группе проволок $\sigma = 1568$ МПа разрывное усилие $S_p = 98950$ Н.

Канат грузовой (Г), первой марки (I), из проволоки без покрытия (–), правой крестовой свивки (–), нераскручивающийся (Н) обозначается Канат 14–Г–I–Н–1568 ГОСТ 2688–80.

Фактический коэффициент запаса прочности каната

$$k_{\Phi} = \frac{S_p}{S} = \frac{98950}{17340,9} = 5,71 > k = 5,60.$$

Требуемый диаметр блока по средней линии навиваемого стального каната

$$D' \geq de = 14 \cdot 22,4 = 313,6 \text{ мм},$$

где e – коэффициент выбора диаметра, зависящий от группы режима работы механизма.

Требуемый диаметр барабана по дну канавки

$$D'_6 \geq d(e - 1) = 14 \cdot (20,0 - 1) = 266 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр барабана по дну канавки $D_6 = 335$ мм.

Выбираем крюковую обойму типа I грузоподъемностью 8 т, имеющую блоки диаметром $D = 400$ мм с расстоянием между блоками $b = 200$ мм.

Таблица 2.22

Основные данные крюковой обоймы (см. рис. П.5)

Грузоподъемность, т	Режим работы	Тип	Диаметр каната, мм	Размеры, мм					Масса, кг
				D	B	b	b_1	H	
8	M6 (C)	I	14	400	370	225	–	760	105

2.13.4. Расчет канатного барабана

Длина каната, навиваемого на барабан:

$$L_k = H u_{II} = 10 \cdot 2 = 20 \text{ м}.$$

Число витков нарезки на одной половине барабана для сдвоенного полиспаста

$$z = \frac{L_k}{\pi(D_6 + d)} + z_{\text{тр}} = \frac{20}{3,14 \cdot (0,335 + 0,014)} + 1,75 = 20,$$

где $z_{\text{тр}}$ – количество витков трения.

Длина нарезки на одной половине барабана

$$l = zt = 20 \cdot 16 = 320 \text{ мм},$$

где t – шаг нарезки, мм.

Расстояние между правым и левым нарезными полями в средней части барабана можно принимать в диапазоне от l_1^{\min} до l_1^{\max} по формулам

$$l_1^{\min} = b - 2H_{\min} \operatorname{tg}\gamma = 225 - 2 \cdot \left(\frac{400}{2} + \frac{335}{2} + 250 \right) \cdot \operatorname{tg}6^\circ = 160,1 \text{ мм};$$

$$l_1^{\max} = b + 2H_{\min} \operatorname{tg}\gamma = 225 + 2 \cdot \left(\frac{400}{2} + \frac{335}{2} + 250 \right) \cdot \operatorname{tg}6^\circ = 289,9 \text{ мм},$$

где H_{\min} – расстояние между осями барабана и блоков крюковой обоймы в крайнем верхнем положении, м; γ – угол отклонения каната при набегании на барабан, град.

Принимаем расстояние между правым и левым нарезными полями в средней части барабана $l_1 = 200$ мм.

Полная длина (мм) сдвоенного барабана

$$L_6 = 2l + 2l_3 + l_1 + 2l_{\text{св}} = 2 \cdot 320 + 2 \cdot 64 + 200 + 2 \cdot 226 = 1420 \text{ мм},$$

где $l_{\text{св}}$ – ширина свободного участка барабана, мм; l_3 – длина участка барабана на закрепление каната накладками, мм:

$$l_3 = 4t = 4 \cdot 16 = 64 \text{ мм}.$$

Материал барабана – сталь марки 20. Основные параметры барабана указаны в табл. 2.23.

Таблица 2.23

Основные параметры барабана БК335 (см. рис. П.1)

Диаметр барабана D_6 , мм	Диаметр каната d , мм	Высота подъема, м	Размеры барабана, мм											Масса, кг		
			L_6	l	l_1	H	R	B	b	L	L_1	$l_{\text{п}}$	l_6		l_2	l_3
335	14	12,5	1420	380	200	190	220	330	160	1452	65	8	60	100	11	293

Толщина стенки барабана по условию прочности на сжатие

$$\delta = \frac{S}{t[\sigma_{\text{сж}}]} = \frac{17340,9}{0,016 \cdot 157 \cdot 10^6} = 0,0069 \text{ м},$$

где $[\sigma_{\text{сж}}]$ – допускаемое напряжение, Па.

Принимаем толщину стенки стального сварного барабана, равную диаметру каната $\delta = d = 14$ мм.

Кроме деформаций сжатия стенка барабана испытывает деформации изгиба и кручения. На совместное действие напряжений расчет производят при длине барабана

$$L_{\sigma} = 1420 \geq 4D = 4 \cdot 335 = 1340 \text{ мм.}$$

Реакция в опорах (ступицах)

$$R_C = \frac{S(2L'_D + l_1)}{l_c} = \frac{17340,9 \cdot (2 \cdot 0,578 + 0,200)}{1,368} = 17188,8 \text{ Н;}$$

$$R_D = 2S - R_C = 2 \cdot 17340,9 - 17179,3 = 17493,0 \text{ Н,}$$

где l_c – расстояние между крайними торцовыми дисками барабана, м; L'_D – расстояние между торцовым диском барабана со стороны редуктора и границей нарезного поля в средней части барабана.

Расстояния между границей нарезного поля в средней части барабана и торцовым диском барабана со стороны соответственно барабана и подшипника определяются (рис. 2.15):

$$L'_C = \frac{L_{\sigma}}{2} - \frac{l_1}{2} - l_{\text{ст}C} = \frac{1,420}{2} - \frac{0,200}{2} - 0,020 = 0,590 \text{ м;}$$

$$L'_D = \frac{L_{\sigma}}{2} - \frac{l_1}{2} - l_{\text{ст}D} = \frac{1,420}{2} - \frac{0,200}{2} - 0,032 = 0,578,$$

где $l_{\text{ст}C}$, $l_{\text{ст}D}$ – расстояние от края барабана до середины крайнего торцового диска C и D соответственно, м.

Изгибающие моменты для сдвоенного барабана действуют при полной намотке каната на барабан и определяются как

$$M_{\text{изг}}^{\text{бар}C} = M_{\text{изг}}^C = R_C L'_C = 17188,8 \cdot 0,590 = 10141,4 \text{ Н}\cdot\text{м;}$$

$$M_{\text{изг}}^D = R_D L'_D = 17493,0 \cdot 0,578 = 10111,0 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Крутящий момент для сдвоенного барабана

$$M_{\text{кр}} = SD = 17340,9 \cdot 0,349 = 6052,0 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

где D – диаметр барабана по центру навиваемого каната, м.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{изг}}^{\text{об}}}{W} = \frac{10141,4}{0,00111} = 9,14 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

где W – момент сопротивления стенки барабана, м³.

Момент сопротивления стенки барабана

$$W = 0,1 \frac{D_6^4 - D_1^4}{D_6} = 0,1 \cdot \frac{0,335^4 - 0,307^4}{0,335} = 0,00111 \text{ м}^3,$$

где D_1 – внутренний диаметр стенки барабана, м.

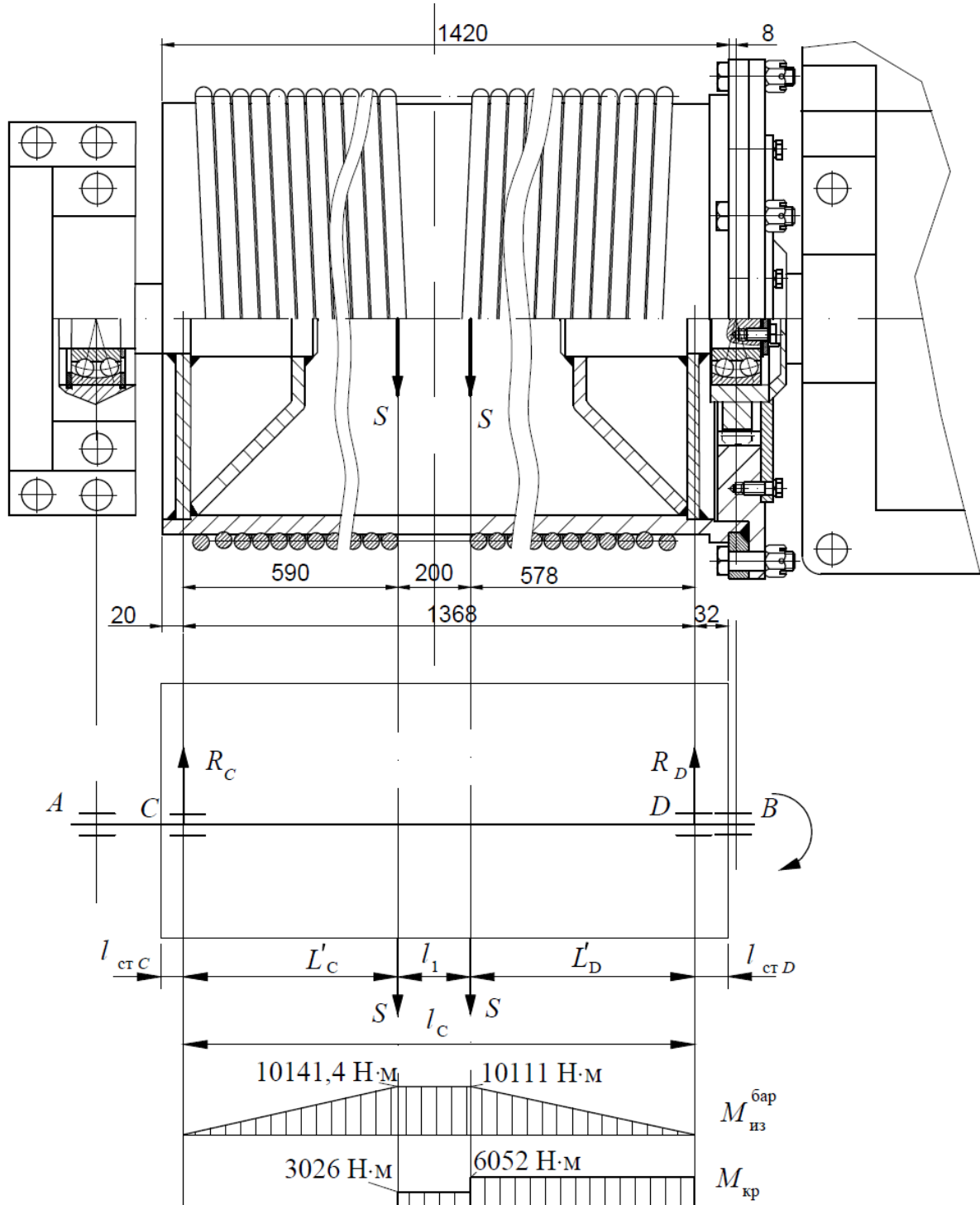


Рис. 2.15. Схема к расчету барабана

Напряжение кручения

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} = \frac{6052,0}{0,00222} = 2,73 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где W_p – полярный момент сопротивления стенки барабана, м^3 .

Полярный момент сопротивления стенки барабана

$$W_p = 0,2 \frac{D_6^4 - D_1^4}{D_6} = 0,1 \cdot \frac{0,335^4 - 0,307^4}{0,335} = 0,00222 \text{ м}^3.$$

Результирующее напряжение в стенке для стального барабана

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{из}})^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} = \\ = \sqrt{(77,41 \cdot 10^6 + 9,14 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (2,73 \cdot 10^6)^2} = 86,8 \cdot 10^6 \text{ Па} < 157 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\sigma_{\text{сж}}$ – напряжение сжатия, Па.

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{S}{t\delta} = \frac{17340,9}{0,016 \cdot 0,014} = 77,41 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

2.13. 5. Расчет барабана на устойчивость

При достижении напряжения $\sigma_{\text{сж}} = S/t\delta$ критического значения стенка барабана может потерять устойчивость и при определенных условиях приобрести форму эллипса. Поэтому стенки тяжело нагруженных барабанов грузоподъемных машин при $L_6 > 8R$ следует проверять на устойчивость.

Критическое наружное давление

$$p_{\text{кр}} = 0,25 E_6 \left(\frac{\delta}{R} \right)^3 = 0,25 \cdot 2,1 \cdot 10^{12} \cdot \left(\frac{0,014}{0,1605} \right)^3 = 348,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где E_6 – модуль упругости материала барабана при изгибе, Па;
 R – средний радиус барабана, м.

Средний радиус барабана

$$R = \frac{D_6 + D_1}{4} = \frac{0,335 + 0,307}{4} = 0,1605 \text{ м}.$$

Удельное давление

$$p = \frac{2S}{D_6 t} = \frac{2 \cdot 17340,9}{0,335 \cdot 0,016} = 6,47 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Поскольку $p_{кр} = 348,4 \text{ МПа} > p = 6,47 \text{ МПа}$, то проверка на устойчивость выполняется.

2.13.6. Расчет оси (цапфы) барабана и выбор подшипников

Ось (цапфа) барабана изготавливается из стали марки 45 (ГОСТ 1050–88).

Для определения геометрических размеров $l_{оп}$ – расстояния между подшипниковыми опорами, b , a – расстояния от середины торцового диска барабана до подшипниковой опоры необходимо в масштабе вычертить габаритные размеры принятого редуктора с установленной на нем зубчатой полумуфтой (рис. П.12, б); соединить зубчатую полумуфту редуктора с полумуфтой (рис. П.4), прикрепленной к крановому барабану; установить переднюю цапфу, связанную торцовыми дисками с обечайкой барабана на подшипник, встраиваемый внутрь зубчатой полумуфты редуктора, а вторую цапфу – в подшипниковую опору (рис. П.30), расстояние между которой и торцом барабана принимается в пределах 10÷20 мм (зазоры назначаются с учетом возможности выполнения монтажных и ремонтных работ) (рис. 2.16).

Реакция в опорах

$$R_A = \frac{2Sl_B}{l_{оп}} = \frac{2 \cdot 17340,9 \cdot 0,718}{1,452} = 17149,8 \text{ Н};$$

$$R_B = 2S - R_A = 2 \cdot 17340,9 - 17149,8 = 17532 \text{ Н},$$

где l_B – расстояние от подшипниковой опоры B до равнодействующей от усилий в ветвях каната, м.

Равнодействующая от усилий в ветвях каната для сдвоенного барабана находится в середине барабана.

Усилия (Н), действующие со стороны ступиц на ось (цапфу):

$$P_D = \frac{2S(l_C - l_D)}{l_C} = \frac{2 \cdot 17340,9 \cdot (1,368 - 0,678)}{1,368} = 17493,0 \text{ Н};$$

$$P_C = 2S - P_D = 2 \cdot 17340,9 - 17489,0 = 17188,8 \text{ Н},$$

где l_D – расстояние от равнодействующей от усилий в ветвях каната до середины крайнего торцового диска барабана со стороны редуктора, м.

Изгибающие моменты

$$M_C = R_A a = 17149,8 \cdot 0,06 = 1029,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_D = R_B b = 17532 \cdot 0,04 = 701,3 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Расчетный изгибающий момент

$$M_{из}^{об} = 1029,0 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

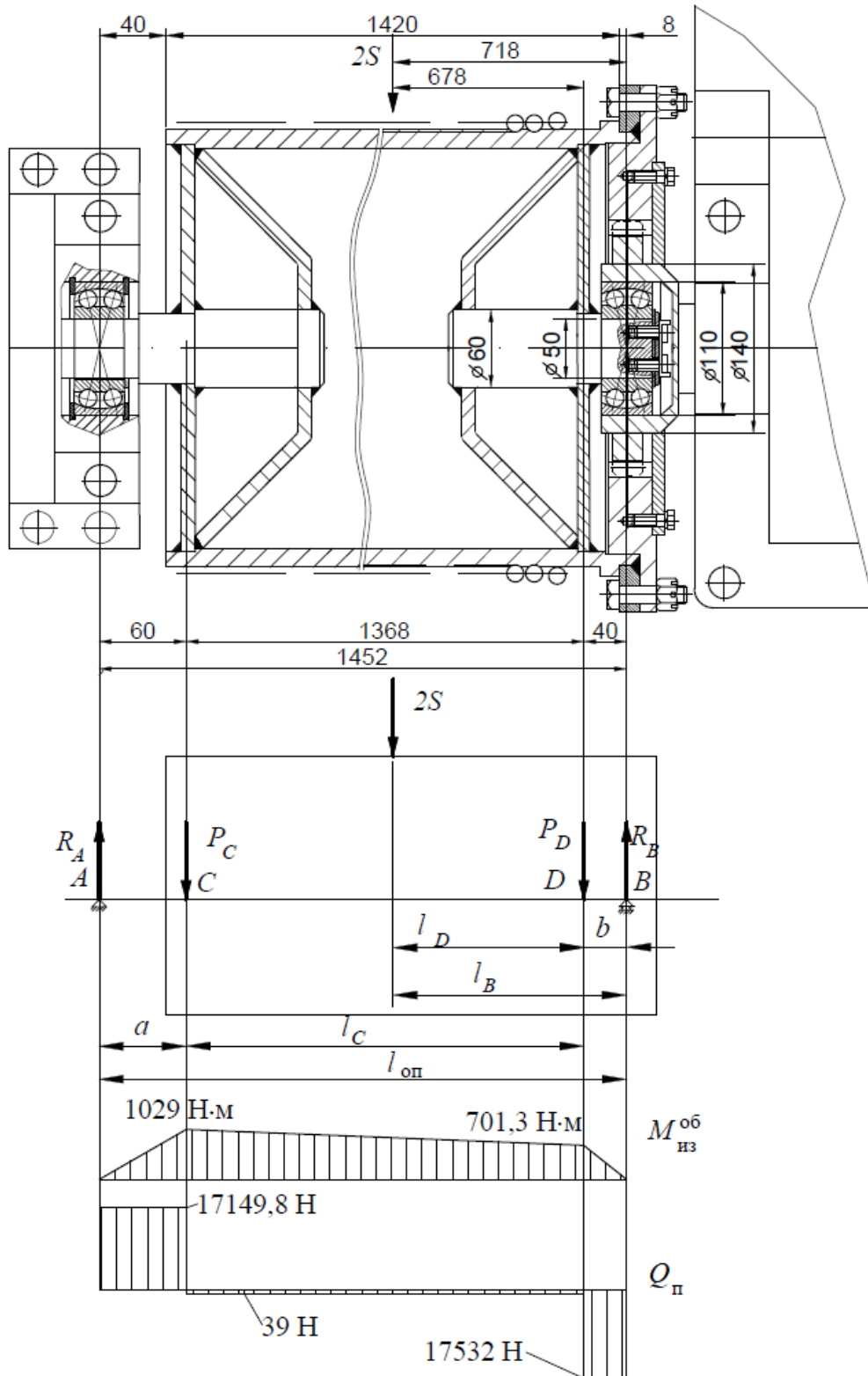


Рис. 2.16. Схема к расчету оси (цапфы) барабана

Диаметр оси

$$d_{об} = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{из}^{об}}{0,1[\sigma]_{из}}} = 3 \sqrt[3]{\frac{1029,0}{0,1 \cdot 55 \cdot 10^6}} = 0,057 \text{ м},$$

где $[\sigma]_{из}$ – допускаемое напряжение изгиба для материала вала, Па.

При нагрузке, изменяющейся при вращении вала по симметричному циклу, принимаем по табл. 2.9 допускаемое напряжение изгиба [25].

Принимаем диаметр оси под ступицами $d_{об} = 60$ мм.

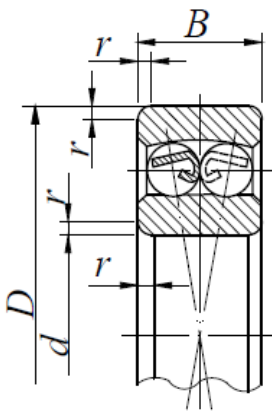


Рис. 2.17.
Подшипник

Ось (цапфы) барабана устанавливаются на шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные. Подшипник опоры B устанавливается в выточку зубчатой полумуфты редуктора диаметром 110 мм. Поскольку вал барабана не вращается относительно вала редуктора, то подшипник опоры B выбирается по статической нагрузке.

Расчетная нагрузка на подшипник

$$Q_p^II = k_6 R_B = 1,2 \cdot 17532 = 21038,4 \text{ Н.}$$

Для диаметра цапфы 50 мм выбираем подшипник радиальный шариковый сферический двухрядный № 1610 (ГОСТ 28428–90), наружный диаметр которого 110 мм со статической грузоподъемностью 26500 Н.

Таблица 2.24

Основные размеры и параметры подшипника

Обозначение	Размеры, мм					Масса, кг	Грузоподъемность, Н, не менее	
	d	D	B	r	r_{min}		динамическая C	статическая C_0
1610	50	110	40	3,0	2,0	1,64	64000	26500

Так как подшипник опоры A работает при переменном режиме нагрузки, то подшипник подбирается по динамической грузоподъемности.

Радиальные нагрузки на подшипник при каждом режиме работы (см. рис. 2.12)

$$F_{r1} = R_A = 17149,8 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = 0,095 F_{r1} = 0,095 \cdot 17149,8 = 1629,2 \text{ Н};$$

$$F_{r3} = 0,05 F_{r1} = 0,05 \cdot 17149,8 = 857,5 \text{ Н.}$$

Долговечность подшипника номинальная и при каждом режиме работы (см. рис. 2.12)

$$L = \frac{60n_{\text{б}}}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 23}{10^6} \cdot 3500 = 4,83 \text{ млн об.};$$

$$L_1 = 0,4L = 0,4 \cdot 4,83 = 1,93 \text{ млн об.};$$

$$L_1 = L_2 = 0,3L = 0,3 \cdot 4,83 = 1,45 \text{ млн об.},$$

где L_h – расчетная долговечность подшипника, ч; $n_{\text{б}}$ – частота вращения барабана, мин^{-1} .

Частота вращения барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{60v_{\text{гр}}u_{\text{п}}}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,21 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,349} = 23 \text{ мин}^{-1}.$$

Для радиальных подшипников эквивалентная нагрузка при каждом режиме вычисляется по формуле

$$P_n = (XVF_r + YF_a)k_{\text{б}}k_t,$$

где $F_a = 0$ – осевая нагрузка, Н; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; V – коэффициент вращения; $k_{\text{б}}$ – коэффициент безопасности; k_t – температурный коэффициент (так как рабочая температура подшипника не превышает 100°C , то $k_t = 1$).

Для радиальных самоустанавливающихся двухрядных подшипников при условии $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$ коэффициенты радиальной и осевой

нагрузок определяются как $X = 1$ и $Y = 0,45 \text{ctg} \alpha$ (здесь e – коэффициент осевого нагружения, зависящий от угла контакта; α – номинальный угол контакта, равный углу между нормалью к зоне контакта ролика с дорожкой качения наружного кольца и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника).

При вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки коэффициент вращения $V = 1$.

$$P_1 = (XVF_r + YF_a)k_{\text{б}}k_t = 1 \cdot 1 \cdot 17149,8 \cdot 1,2 \cdot 1 = 20579,8 \text{ Н};$$

$$P_2 = (XVF_r + YF_a)k_{\text{б}}k_t = 1 \cdot 1 \cdot 1629,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1955,0 \text{ Н};$$

$$P_3 = (XVF_r + YF_a)k_{\text{б}}k_t = 1 \cdot 1 \cdot 857,5 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1029,0 \text{ Н}.$$

Поскольку подшипник барабана работает при переменном режиме нагрузке, то эквивалентная нагрузка определяется как

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3}{L}} = \sqrt[3]{\frac{20579,8^3 \cdot 1,93 + 1955^3 \cdot 1,45 + 1029^3 \cdot 1,45}{4,83}} = 15161,8 \text{ Н.}$$

Динамическая грузоподъемность

$$C = L^{1/\alpha} P = \sqrt[3]{4,83} \cdot 15161,8 = 25629,1 \text{ Н,}$$

где α – показатель степени (для шарикоподшипников $\alpha = 3$).

С целью соблюдения унификации для опоры *A* принимаем подшипник радиальный шариковый сферический двухрядный № 1610 (ГОСТ 28428–90), который вполне удовлетворяет по динамической грузоподъемности ($C = 64000 \text{ Н}$).

2.13.7. Расчет крепления конца каната к барабану

Принимаем способ крепления каната одноболтовыми накладками. По нормам Ростехнадзора количество планок должно быть не менее двух.

Таблица 2.25

Параметры одноболтовой накладки (см. рис. П.2)

Обозначение накладки	Диаметр каната, мм	Габаритные размеры планки, мм	Диаметр отверстия, мм
2	св. 12 до 14	45×45×14	13

Натяжение каната перед накладкой

$$S_p = \frac{S}{e^{f\alpha}} = \frac{17340,9}{2,71^{0,16 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 2338,7 \text{ Н,}$$

где f – коэффициент трения между канатом и барабаном; α – угол обхвата барабана канатом (витками трения), рад.

Усилие, растягивающее болты крепления:

$$S_1 = \frac{S_p}{(f + f_1)(1 + e^{f\alpha_1})} = \frac{2338,7}{(0,16 + 0,25) \cdot (1 + 2,71^{0,16 \cdot 2 \cdot 3,14})} = 1532,1 \text{ Н,}$$

где α_1 – угол обхвата барабана витком каната при переходе каната от одной накладки к другой, рад; f_1 – приведенный коэффициент трения между канатом и накладкой, имеющий трапецеидальную канавку с углом $\beta = 40^\circ$:

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta} = \frac{0,16}{\sin 40^\circ} = 0,25.$$

Усилие, изгибающее болт, определяется как

$$S_2 = f_1 S_1 = 0,25 \cdot 1532,1 = 383,0 \text{ Н.}$$

Суммарное напряжение в болте с учетом его изгиба и с учетом касательных напряжений, возникающих при затяжке крепления:

$$\sigma_{\text{сум}} = 1,3 \frac{4k_3 S_1}{z \pi d_1^2} + \frac{k_3 S_2 l_{\text{п}}}{0,1 z d_1^3} = 1,3 \cdot \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 1532,1}{2 \cdot 3,14 \cdot (10,106 \cdot 10^{-3})^2} + \frac{1,5 \cdot 383,0 \cdot 0,025}{0,1 \cdot 2 \cdot (10,106 \cdot 10^{-3})^3} = 88,21 \cdot 10^6 \text{ Па} \leq [\sigma_p] = 115 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения, возникающее в болте при затягивании; z – количество болтов в накладке; d_1 – внутренний диаметр резьбы болта, м; $l_{\text{п}}$ – расстояние от головки болта до барабана, м; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала болта, Па; k_3 – коэффициент запаса надежности крепления каната.

Расстояние от головки болта до барабана

$$l_{\text{п}} = h_{\text{пл}} + d - c = 0,014 + 0,014 - 0,25 \cdot 0,014 = 0,025 \text{ м,}$$

где $h_{\text{пл}}$ – высота планки, м; c – глубина канавки планки, м.

Выбираем болт длиной не менее

$$l_{\text{б}} = l_{\text{п}} + \delta = 0,024 + 0,014 = 0,038 \text{ м.}$$

Условное обозначение: Болт М12×40.5.8 ГОСТ 7808–70.

Допускаемое напряжение на растяжение материала болта, изготовленного из стали марки Ст.3, имеющей предел текучести $\sigma_T = 216 \cdot 10^6$ Па:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{2,5} = 115 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

2.13.8. Определение мощности и выбор двигателя

Статическая мощность двигателя при КПД механизма $\eta = 0,85$

$$P_c = \frac{Q g v_{\text{гр}}}{10^3 \eta} = \frac{7000 \cdot 9,81 \cdot 0,21}{10^3 \cdot 0,85} = 17 \text{ кВт,}$$

где $v_{\text{гр}}$ – скорость подъема груза, м/с; η – КПД механизма (см. табл. 2.11).

Выбираем крановый электродвигатель с фазным ротором МТФ 311-6, имеющим при ПВ 25 % номинальную мощность $P_{\text{ном}} = 13$ кВт и частоту вращения $n = 935$ мин⁻¹. Момент инерции

ротора $J_p = 0,225 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, максимальный пусковой момент двигателя $T_{\max} = 320 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Таблица 2.26

Габаритные и установочные размеры электродвигателя МТФ 311-6

Размеры, мм											Масса, кг
b_{10}	b_{11}	b_{31}	d_1	h	h_{31}	L_1	L_{10}	L_{11}	L_{30}	L_{33}	
280	350	176	50	180	444	110	260	320	748	859,5	170

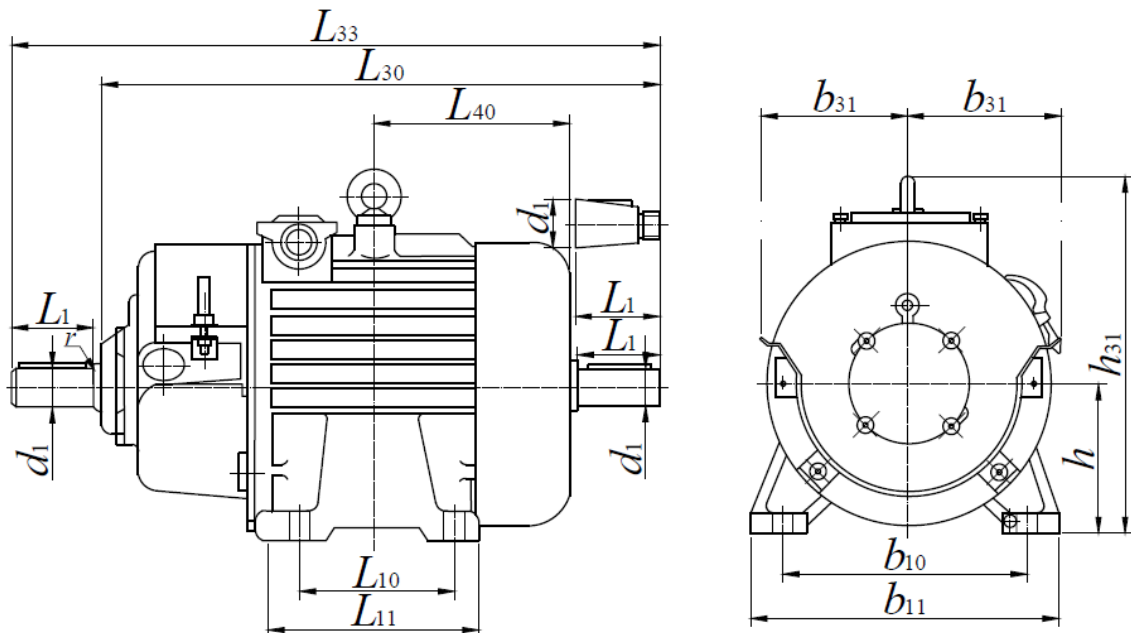


Рис. 2.18. Электродвигатель серии МТФ

2.13.9. Определение передаточного числа и выбор редуктора

Частота вращения барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{60v_{\text{гр}}u_{\text{п}}}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,21 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,349} = 23 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаточное число привода

$$u = \frac{n}{n_{\text{б}}} = \frac{935}{23} = 40,7.$$

Расчетная мощность редуктора

$$P_p = k_p P_c = 1 \cdot 17 = 17 \text{ кВт},$$

где k_p – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора (для приводов механизма подъема кранов $k_p = 1$).

По передаточному числу и мощности выбираем редуктор цилиндрический, двухступенчатый, горизонтальный, крановый типоразмера

Ц2-400 (табл. 2.27) с передаточным числом $u_{ред} = 41,34$ и мощностью на быстроходном валу при режиме работы М6 (С) $P_p = 28,1$ кВт.

Таблица 2.27

Основные размеры редуктора Ц2-400

Размеры, мм													
A_B	A_T	A_1	A_2	B	B_1	L	L_1	L_6	L_7	L_8	H_0	H	d
150	250	320	250	380	380	805	640	375	286	150	265	505	33

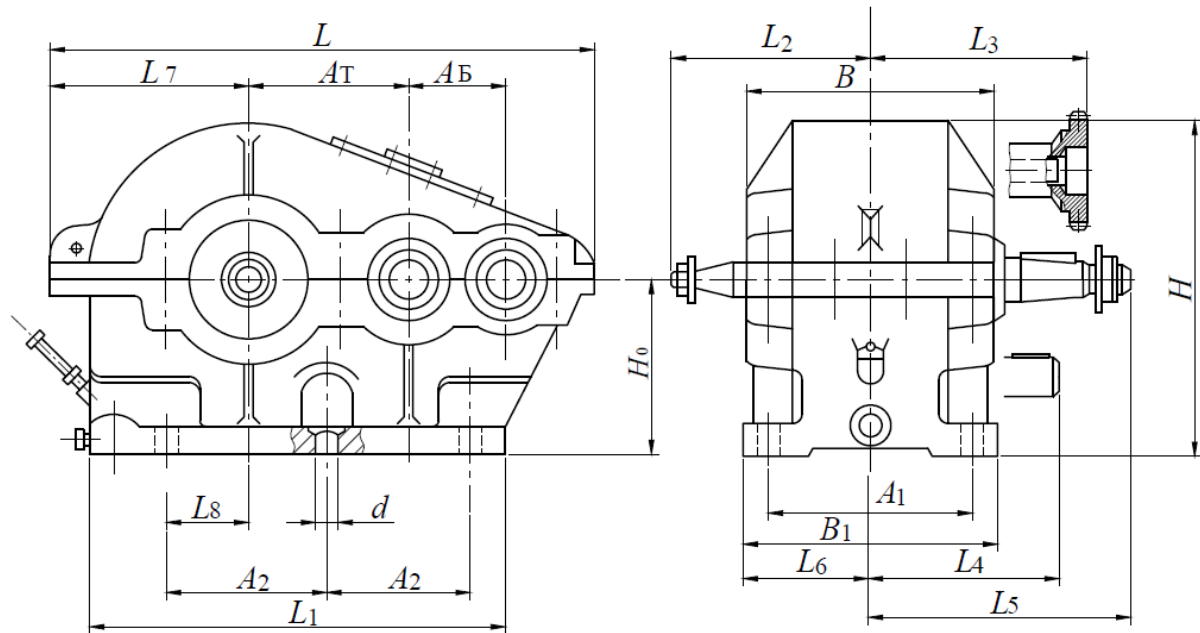


Рис. 2.19. Основные размеры редуктора типа Ц2

Для компоновки механизма подъема по схеме (см. рис. 2.1, а) необходимо проверить пригодность редуктора по общему межосевому расстоянию

$$a_{\omega} > 0,5D_{\sigma} + b_{31},$$

где b_{31} – размер электродвигателя (табл. 2.26), мм.

То есть $400 \text{ мм} > 0,5 \cdot 349 + 176 = 350,5 \text{ мм}$.

Таким образом, предварительно принимаем схему механизма подъема со встроенной в барабан зубчатой муфтой (см. рис. 2.1, а).

2.13.10. Определение моментов

Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска с учетом того, что на барабан навиваются две ветви каната:

$$T_c = \frac{SaD}{2u_{ред}\eta_б\eta_{пр}} = \frac{17340,9 \cdot 2 \cdot 0,349}{2 \cdot 41,34 \cdot 0,98 \cdot 0,96} = 155,6 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\eta_б$ – КПД барабана (табл. 2.11); $\eta_{пр}$ – КПД привода барабана (для двухступенчатого редуктора типа Ц2 $\eta_{пр} = 0,96$. Значения КПД привода барабана указаны в табл. П.22).

Номинальный момент, передаваемый муфтой, принимается равный моменту статических сопротивлений:

$$T_M^{НОМ} = T_c = 155,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Номинальный момент на валу двигателя

$$T_{НОМ} = 9550 \frac{P_{НОМ}}{n} = 9550 \cdot \frac{13}{935} = 132,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.13.11. Выбор соединительных муфт

Расчетный момент для выбора соединительной муфты

$$T_M = T_M^{НОМ} k_1 k_2 = 155,6 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 242,7 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма (для механизма подъема $k_1 = 1,3$); k_2 – коэффициент, учитывающий режим работы механизма (для режима М6 $k_2 = 1,2$).

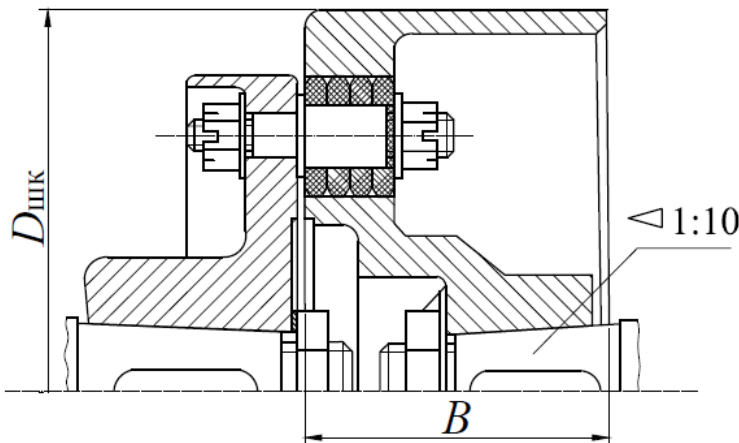


Рис. 2.20. Основные размеры упругой втулочно-пальцевой муфты

Выбираем ближайшую по требуемому крутящему моменту упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом диаметром $D_{шк} = 200$ мм и наибольшим передаваемым крутящим моментом 500 Н·м ($T_M = 242,7$ Н·м) (рис. 2.20).

Момент инерции муфты $J_M = 0,125 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

2.13.12. Проверка электродвигателя по среднеквадратичной мощности

Суммарный момент инерции ротора двигателя и муфты

$$J = J_p + J_M = 0,225 + 0,125 = 0,35 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Средний пусковой момент двигателя трехфазного тока с фазным ротором

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ср.п}} = \frac{\Psi_{\text{max}} + \Psi_{\text{min}}}{2} T_{\text{ном}} = \frac{2,2 + 1,1}{2} \cdot 132,8 = 219,1 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где Ψ_{max} – максимальная кратность пускового момента электродвигателя; Ψ_{min} – минимальная кратность пускового момента электродвигателя ($\Psi_{\text{min}} = 1,1$).

$$\Psi_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = \frac{320}{144,5} = 2,2.$$

Время пуска при подъеме груза

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta J n}{9,55(T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}})} + \frac{9,55 Q v_{\text{ф}}^2}{n(T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}}) \eta} = \frac{1,25 \cdot 0,35 \cdot 935}{9,55 \cdot (219,1 - 155,6)} + \frac{9,55 \cdot 7000 \cdot 0,21^2}{935 \cdot (219,1 - 155,6) \cdot 0,85} = 0,73 \text{ с},$$

где $v_{\text{ф}}$ – фактическая скорость подъема груза, м/с; δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты) ($\delta = 1,25$).

Фактическая скорость подъема груза, определяемая как

$$v_{\text{ф}} = \frac{\pi D n}{60 u_{\text{п}} u_{\text{ред}}} = \frac{3,14 \cdot 0,349 \cdot 935}{60 \cdot 2 \cdot 41,34} = 0,21 \text{ м/с},$$

отличается от проектной скорости подъема груза $v_{\text{гр}}$ на 5 %.

Ускорение при пуске

$$a = \frac{v_{\text{ф}}}{t_{\text{п}}} = \frac{0,21}{0,73} = 0,29 \text{ м/с}^2.$$

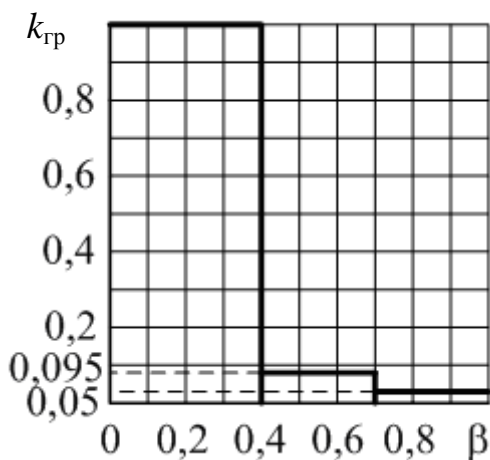


Рис. 2.21. График использования механизма

Полученные значения $t_{\text{п}}$ и a приблизительно соответствуют рекомендациям табл. 2.18 и 2.19.

Поскольку график действительной загрузки механизма подъема не задан, принимаем усредненный график использования механизма по грузоподъемности (рис. 2.21), построенный на основе опыта эксплуатации кранов. Определим моменты, развиваемые двигателем, и время его пуска при подъеме и опускании

груза в различные периоды работы механизма. Согласно графику за время цикла (подъем и опускание груза) механизм будет работать с номинальным грузом $Q = 7000$ кг – 4 раза, с грузом $0,095Q = 665$ кг – 3 раза, с грузом $0,05Q = 350$ кг – 3 раза. Пример расчета при массе поднимаемого груза 665 кг представлен ниже. Для определения КПД воспользуемся графиком, приведенным на рис. 2.11.

Усилие в канате, набегающем на барабан:

$$S = \frac{Qg}{a u_{\Pi} \eta_0} = \frac{665 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 1647,4 \text{ Н.}$$

Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при подъеме груза

$$T_c = \frac{SaD}{2u_{\text{ред}} \eta_6 \eta_{\text{пр}}} = \frac{1647,4 \cdot 2 \cdot 0,349}{2 \cdot 41,34 \cdot 0,98 \cdot 0,96} = 14,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Время пуска при подъеме груза

$$t_{\Pi} = \frac{\delta J n}{9,55(T_{\text{ср.п}} - T_c)} + \frac{9,55 Q v_{\Phi}^2}{n(T_{\text{ср.п}} - T_c) \eta} = \frac{1,25 \cdot 0,35 \cdot 935}{9,55 \cdot (219,1 - 14,8)} + \frac{9,55 \cdot 665 \cdot 0,21^2}{935 \cdot (219,1 - 14,8) \cdot 0,56} = 0,21 \text{ с.}$$

Натяжение каната у барабана при опускании груза

$$S^{\text{оп}} = \frac{Qg \eta_0}{a u_{\Pi}} = \frac{665 \cdot 9,81 \cdot 0,99}{2 \cdot 2} = 1614,6 \text{ Н.}$$

Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при опускании груза

$$T_c^{\text{оп}} = \frac{SaD \eta_6 \eta_{\text{пр}}}{2u_{\text{ред}}} = \frac{1614,6 \cdot 2 \cdot 0,349 \cdot 0,98 \cdot 0,96}{2 \cdot 41,34} = 12,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Время пуска при опускании груза

$$t_{\Pi}^{\text{оп}} = \frac{\delta J n}{9,55(T_{\text{ср.п}} + T_c)} + \frac{9,55 Q v_{\Phi}^2}{n(T_{\text{ср.п}} + T_c) \eta} = \frac{1,25 \cdot 0,35 \cdot 935}{9,55 \cdot (219,1 + 12,8)} + \frac{9,55 \cdot 665 \cdot 0,21^2}{935 \cdot (219,1 + 12,8) \cdot 0,56} = 0,19 \text{ с.}$$

Расчет при массе опускаемого груза 7000 и 350 кг проводим аналогично и результаты расчета сводим в табл. 2.28.

Средняя высота подъема груза составляет 0,5...0,8 номинальной высоты H :

$$H_{\text{cp}} = 0,8H = 0,8 \cdot 10 = 8 \text{ м.}$$

Время установившегося движения

$$t_y = \frac{H_{\text{cp}}}{v_{\phi}} = \frac{8}{0,21} = 38,1 \text{ с.}$$

Таблица 2.28

Моменты, развиваемые двигателем, и время его пуска

Наименование показателя	Обозначение	Единица измерения	Результаты расчета при массе поднимаемого груза, кг		
			7000	665	350
КПД	η	—	0,85	0,56	0,47
Натяжение каната у барабана при подъеме груза	S	Н	17340,9	1647,4	866,2
Момент при подъеме груза	T_c	Н·м	155,6	14,8	7,8
Время пуска при подъеме груза	$t_{\text{п}}$	с	0,73	0,21	0,20
Натяжение каната у барабана при опускании груза	$S^{\text{оп}}$	Н	16995,8	1614,6	848,9
Момент при опускании груза	$T_c^{\text{оп}}$	Н·м	133,6	12,8	6,7
Время пуска при опускании груза	$t_{\text{п}}^{\text{оп}}$	с	0,13	0,19	0,19

Сумма времени пуска при подъеме и опускании груза за цикл работы механизма

$$\sum t_{\text{п}} = 4 \cdot 0,73 + 3 \cdot 0,21 + 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,13 + 3 \cdot 0,19 + 3 \cdot 0,19 = 5,81 \text{ с.}$$

Общее время включений двигателя за цикл

$$\sum t = 2(4 + 3 + 3)t_y + \sum t_{\text{п}} = 2 \cdot 10 \cdot 38,1 + 5,81 = 767,8 \text{ с.}$$

Среднеквадратичный момент

$$T_{\text{cp}} = \sqrt{\frac{T_{\text{cp.п}}^2 \sum t_{\text{п}} + \sum T_c^2 t_y}{\sum t}} = \sqrt{\frac{219,1^2 \cdot 5,81 + (155,6^2 \cdot 4 + 14,8^2 \cdot 3 + 7,8^2 \cdot 3) \times 3 + 133,6^2 \cdot 4 + 12,8^2 \cdot 3 + 6,7^2 \cdot 3}{767,8}} = 93,7 \text{ Н·м,}$$

где $\sum T_c^2 t_y$ – сумма произведений квадрата момента статических сопротивлений движению при данной нагрузке.

Среднеквадратичная мощность двигателя

$$P_c = \frac{T_{cp} n}{9550} = \frac{93,7 \cdot 935}{9550} = 9,2 \text{ кВт.}$$

Условие отсутствия перегрева электродвигателя $P_c \leq P_{ном}$ выполняется, т. е. $9,2 < 13$ кВт.

2.13.13. Определение тормозного момента и выбор тормоза

Момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма

$$T_c^T = \frac{SaD\eta_6\eta}{2u_{ред}} = \frac{17340,9 \cdot 2 \cdot 0,349 \cdot 0,98 \cdot 0,85}{2 \cdot 41,34} = 121,9 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где η – КПД механизма; $u_{ред}$ – общее передаточное число между тормозным валом и валом барабана.

Необходимый момент, развиваемый тормозом:

$$T_T = k_T T_c^T = 1,75 \cdot 121,9 = 213,3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где k_T – коэффициент запаса торможения.

Выбирают тормоз с электрогидравлическим толкателем ТКГ-200 с тормозным моментом $T_{торм} = 250$ Н·м, диаметром тормозного шкива $D = D_{шк} = 200$ мм. Регулировкой можно получить требуемый тормозной момент $T_T = 213,3$ Н·м.

Определим время торможения при опускании груза:

$$t_T = \frac{\delta J n}{9,55(T_T - T_c^T)} + \frac{9,55 Q v_{\phi}^2 \eta}{n(T_T - T_c^T)} = \frac{1,25 \cdot 0,35 \cdot 935}{9,55 \cdot (213,3 - 121,9)} + \frac{9,55 \cdot 7000 \cdot 0,21^2 \cdot 0,85}{935 \cdot (213,3 - 121,9)} = 0,5 \text{ с.}$$

Для режима работы М6 находим путь торможения механизма подъема груза:

$$s = \frac{v_{\phi}}{1,7} = \frac{0,21}{1,7} = 0,12 \text{ м.}$$

Время торможения в предположении, что скорости подъема и опускания груза одинаковы:

$$t_T^{\max} = \frac{s}{0,5 v_{\phi}} = \frac{0,12}{0,5 \cdot 0,21} = 1,14 \text{ с} \geq t_T = 0,5 \text{ с.}$$

Замедление при торможении:

$$a_T = \frac{v_{\phi}}{t_T} = \frac{0,21}{0,5} = 0,42 \text{ м/с}^2.$$

Спроектированный механизм подъема груза настенного передвижного крана представлен на рис. 2.22.

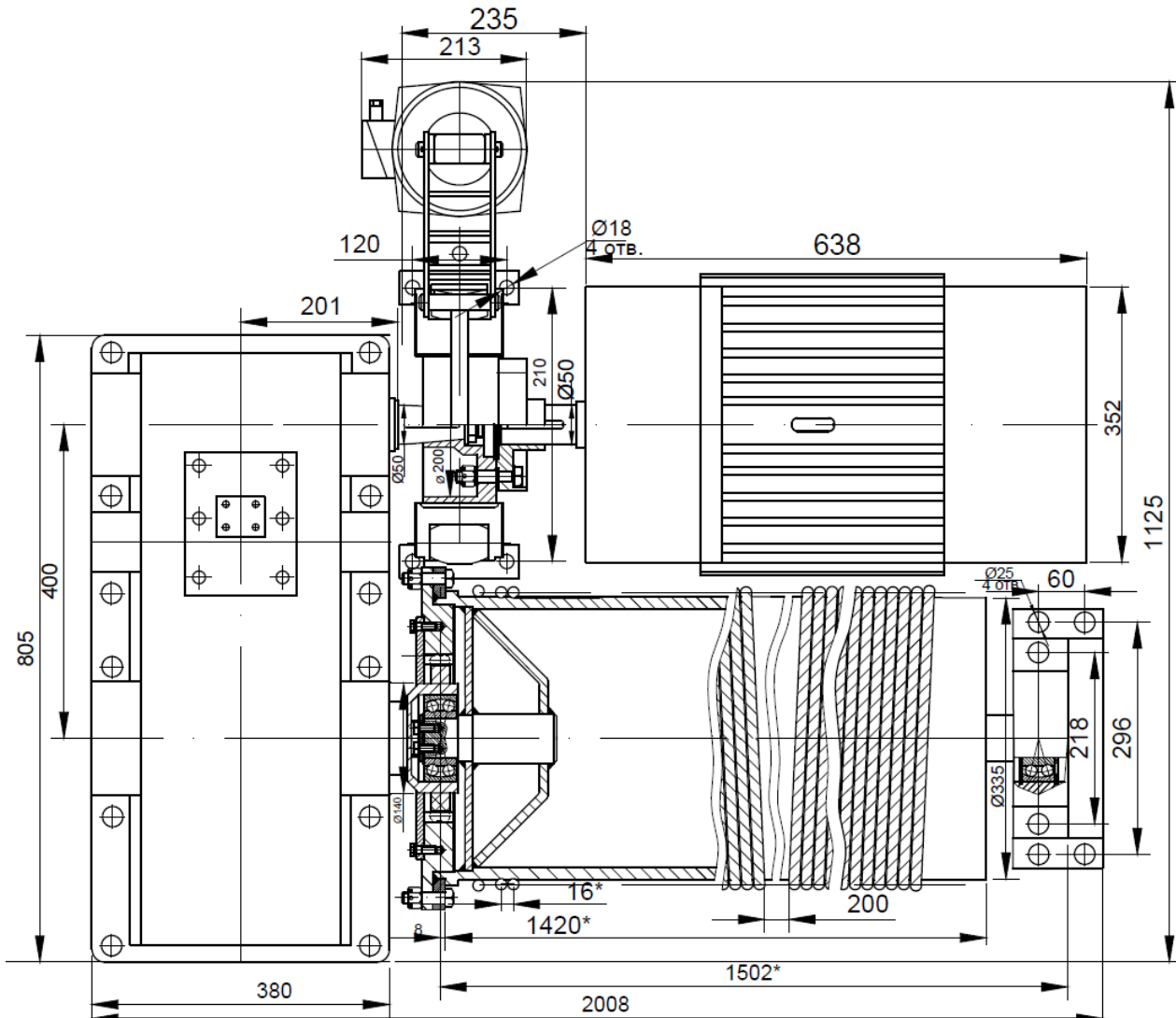


Рис. 2.22. Механизм подъема груза

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Методика расчета механизма подъема грузоподъемной машины.
2. По каким параметрам производится выбор редуктора механизма подъема груза?
3. Виды компоновочных схем механизма подъема грузоподъемной машины.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При освоении дисциплины «Грузоподъемные машины и механизмы» студенты сталкиваются с изучением конструкции конкретно заданной машины, исследуют условия ее работы, определяют действующие нагрузки на ее узлы, механизмы и детали машины и изучают методику их расчета. При этом, опираясь на знания, полученные при изучении дисциплин по технологии машиностроения, сопротивлению материалов, теории машин и механизмов, электротехнике и др., студенты выбирают наиболее подходящие к заданным условиям эксплуатации машины конструкционные материалы, разрабатывают наиболее рациональные конструктивные схемы узлов и деталей машины, приводят схемы нагружения элементов и производят их расчеты.

Настоящее учебное пособие окажет помощь при составлении расчетных схем нагружения конкретной грузоподъемной машины и проведении расчетов ее деталей на прочность.

Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору приказом № 533 от 12.11.2013 утвердила федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» и признала не подлежащим к применению постановление Федерального горного и промышленного надзора России от 31.12.99 № 98 «Об утверждении "Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов"».

Новая редакция «Правил безопасности ...» отличается от действующих ранее «Правил устройства ...». Так, например, устранен пункт, согласно которому производился выбор диаметра барабана и блока. Однако при огибании блока (барабана) канат не должен подвергаться сильному изгибу. Поэтому считаем целесообразным использовать п. 2.8.2 из ранее действующих «Правил устройства ...» для определения минимального диаметра канатных блоков (барабанов).

Вторым отличием является отсутствие требований по наличию витков трения на барабане в месте крепления каната. Поэтому выражение из п. 2.8.3 «канатоемкость барабана должна быть такой, чтобы при наименьшем возможном положении грузозахватного органа на барабане оставались навитыми не менее полутора витков

каната или цепи, не считая витков, находящихся под зажимным устройством» учтено при разработке данного учебного пособия.

Третьим отличием «Правила безопасности ...» следует считать отсутствие минимальной величины коэффициента запаса торможения механизмов подъема груза. Ранее «Правилами устройства ...» п. 2.4.4 устанавливался минимальный коэффициент запаса торможения, равный 1,5. Как указывает Р. А. Лалаянц [26], проектировщик грузоподъемного механизма должен учитывать условия эксплуатации грузоподъемной машины и принимать эту пороговую величину только для механизмов неинтенсивного использования. Для остальных случаев следует принимать величину запаса торможения по нормативным документам или, как в данном пособии, согласно более ранней редакции «Правил устройства ...». Поэтому в данном учебном пособии есть ссылки на издания, вышедшие ранее утвержденных в 1999 году «Правил устройства ...», и значения нормативных коэффициентов для использовавшихся ранее режимов работы Р, Л, С, Т и ВТ, но согласно приблизительному соответствию переведенных для действующих режимов работы М1–М3, М4, М5, М6, М7 и М8.

В новой редакции «Правил безопасности ...» более подробно указаны требования к монтажу, наладке, сборке сборочных единиц, требования к выбору материалов и качеству сварочных работ при ремонтах, реконструкции подъемных сооружений.

Другие изменения «Правил безопасности ...» можно выявить при внимательном изучении основополагающего документа по безопасности опасных объектов, на которых используются подъемные сооружения.

СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. Канаты

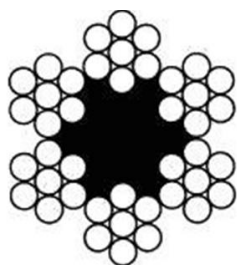
1.1. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции 6×7(1+6)+1о.с. по ГОСТ 3069–80

Таблица П.1

каната	Диаметр, мм		Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)						
	проволоки				Разрывное усилие, Н, не менее						
	центральной 6 проволок	в слоях 36 проволок			1370 (140)	1470 (150)	1570 (160)	1670 (170)	1770 (180)	1860 (190)	1960 (200)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,2	0,24	0,22	1,64	16,2	-	-	-	-	2555	2695	2850
2,3	0,26	0,24	1,94	19,1	-	-	-	-	3035	3190	3380
2,5	0,28	0,26	2,28	22,4	-	-	-	-	3565	3760	3965
2,7	0,30	0,28	2,64	26,0	-	-	-	-	4135	4360	4595
2,9	0,32	0,30	3,03	29,8	-	-	4210	4475	4750	4995	5280
3,3	0,36	0,34	3,88	38,2	-	-	5405	5730	6085	6350	6640
3,7	0,40	0,38	4,84	47,7	-	-	6740	7150	7595	7935	8290
4,0	0,45	0,40	5,48	54,0	-	-	7640	8100	8590	8965	9375
4,9	0,55	0,50	8,50	83,7	-	-	11850	12550	13050	13650	14350
5,9	0,65	0,60	12,17	120,0	-	-	16950	17950	18700	19550	20450
6,8	0,75	0,70	16,50	162,5	20100	21550	22950	24450	25400	34550	27800
7,8	0,85	0,80	21,50	212,0	26200	28100	29950	31850	33100	26550	36300
8,7	0,95	0,90	27,16	267,5	33100	35450	37850	40200	41450	43700	45850
9,7	1,10	1,00	33,98	335,0	41400	44350	47350	50300	52100	54650	57200
10,5	1,20	1,10	41,00	404,0	50000	53600	57150	60750	62900	66000	69050
11,5	1,30	1,20	48,68	479,5	59400	63650	67850	72100	75000	78350	82200
12,5	1,40	1,30	57,02	562,0	69550	74500	79500	84450	87750	91500	96250
13,5	1,50	1,40	66,02	650,5	80550	86000	91950	97650	101000	105500	111000
14,5	1,60	1,50	75,68	745,5	91950	98500	10500	111500	116000	121500	127000
15,5	1,70	1,60	86,00	847,5	104000	112000	119500	126500	132000	137500	145000
16,5	1,80	1,70	96,98	955,5	118000	126000	134500	143000	149000	155500	163000
17,5	1,90	1,80	108,62	1070,0	132000	141500	150500	161500	167000	174000	183000

Продолжение табл. П.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
19,5	2,20	2,00	135,9	1335,0	165500	177000	189000	201000	208000	218500	228000
21,0	2,40	2,20	163,99	1615,0	199500	213500	271000	242500	251000	236500	276000
23,0	2,60	2,40	194,72	1915,0	237500	254000	317500	288500	298000	313000	327000
25,5	2,80	2,60	228,08	2250,0	277500	297500	317500	337500	351000	367000	385000
27,0	3,00	2,80	264,08	2605,0	321500	344500	368000	391000	406500	428500	445500
29,0	3,20	3,00	302,72	2985,0	368500	395500	421500	448000	465500	487000	511000



Примечания.

1. Канаты, разрывное усилие которых приведено слева от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия и оцинкованной. Канаты, разрывное усилие которых приведено справа от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия.

2. Диаметры канатов более 10 мм округлены до целых чисел или до 0,5 мм.

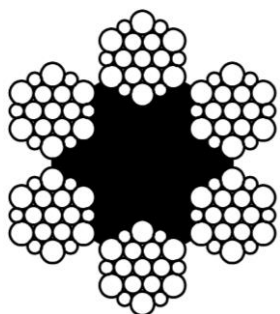
1.2. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6×19(1+6+6/6)+1о.с. по ГОСТ 2688–80

Таблица П.2

каната	Диаметр, мм				Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)						
	проволоки						Разрывное усилие, Н, не менее						
	центральной	первого слоя	второго слоя	второго слоя			1370 (140)	1470 (150)	1570 (160)	1670 (170)	1770 (180)	1860 (190)	1960 (200)
	6 проволок	36 проволок	36 проволок	36 проволок									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
3,6	0,26	0,24	0,20	0,26	4,98	48,8	–	–	–	–	7465	7880	8295
3,8	0,28	0,26	0,20	0,28	5,63	55,1	–	–	–	–	8400	8750	9350
4,1	0,30	0,28	0,22	0,30	6,55	64,1	–	–	–	–	9750	10150	10850
4,5	0,32	0,30	0,24	0,32	7,55	73,9	–	–	–	–	11250	11790	12500
4,8	0,34	0,32	0,26	0,34	8,62	84,4	–	–	–	–	12850	13400	13900

Продолжение табл. П.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5,1	0,36	0,34	0,28	0,36	9,76	95,5	–	–	–	–	14600	15150	15800
5,6	0,40	0,38	0,30	0,40	11,90	116,5	–	–	15800	16800	17800	18550	19350
6,2	0,45	0,40	0,34	0,45	14,47	141,6	–	–	19250	20100	21100	22250	23450
6,9	0,50	0,45	0,38	0,50	18,05	176,6	–	–	24000	25500	26300	27450	28700
7,6	0,55	0,50	0,40	0,55	21,57	211,0	–	–	28700	30500	32300	32900	34200
8,3	0,650	0,55	0,45	0,60	26,15	256,0	–	–	34800	36950	38150	39850	41600
9,1	0,65	0,60	0,50	0,65	31,18	305,0	–	–	41500	44100	45450	47500	49600
9,6	0,70	0,65	0,55	0,70	36,66	358,6	–	–	48850	51850	53450	55950	58350
11,0	0,80	0,75	0,60	0,80	47,19	461,6	–	–	62860	66750	68800	72000	75100
12,0	0,85	0,80	0,65	0,85	53,87	527,0	–	–	71750	76200	78550	81900	85750
13,0	0,90	0,85	0,70	0,90	61,00	596,6	71050	76190	81250	86800	89000	92800	97000
14,0	1,00	0,95	0,75	1,00	74,40	728,0	86700	92850	98950	105000	108000	112500	118000
15,0	1,10	1,00	0,80	1,10	86,28	844,0	1000000	107000	114500	122000	125500	131000	137000
16,5	1,20	1,10	0,90	1,20	104,61	1025,0	1215100	130000	139000	147500	152000	159000	166000
18,0	1,30	1,20	1,00	1,30	124,73	1220,0	145000	155000	166000	176000	181500	189500	198000
19,5	1,40	1,30	1,05	1,40	143,61	1405,0	167000	178500	191000	203000	209000	218500	228000
21,0	1,50	1,40	1,15	1,50	167,03	1635,0	194500	208000	222000	236000	243500	254000	265500
22,5	1,60	1,50	1,20	1,60	188,78	1850,1	220000	235500	251000	267000	275000	287500	303500
24,0	1,70	1,60	1,30	1,70	215,49	2110,0	250000	269000	287000	304500	314000	328000	343000
25,5	1,80	1,70	1,40	1,80	244,00	2390,0	284000	304500	324500	345000	356000	372000	388500
27,0	1,90	1,80	1,50	1,90	274,31	2685,0	319000	342000	365000	388000	399500	418000	436500
28,0	2,00	1,90	1,50	2,00	297,63	2910,0	346500	371000	396000	421000	434000	453500	473500
30,5	2,20	2,10	1,60	2,20	356,72	3490,0	415500	445500	475000	504500	520000	544000	567500
32,0	2,30	2,20	1,70	2,30	393,06	384,5,0	4581000	490500	523500	556000	573000	599500	625500
33,5	2,40	2,30	1,80	2,40	431,18	4220,0	502500	538500	574000	610500	629000	658000	686000
37,0	2,60	2,50	2,00	2,60	512,79	5015,0	597500	640000	683000	725000	748000	782500	816000
39,5	2,80	2,60	2,20	2,80	586,59	5740,0	684000	732500	781500	828000	856000	891500	938500
42,0	3,00	2,80	2,30	3,00	668,12	6535,0	779000	833000	890000	945000	975000	101000	1060000
44,5	3,20	3,00	2,40	3,20	755,11	7385,0	880500	941000	1000000	1035000	1075000	–	–
47,5	3,40	3,20	2,60	3,40	861,98	8430,0	1000000	1070000	1145000	1185000	1230000	–	–



Примечания.

1. Канаты, разрывное усилие которых приведено слева от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия и оцинкованной. Канаты, разрывное усилие которых приведено справа от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия.

2. Диаметры канатов более 10 мм округлены до целых чисел или до 0,5 мм.

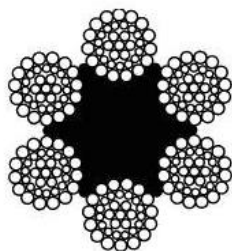
1.3. Канат двойной свивки типа ТЛК-О конструкции 6×37(1+6+15+15)+1о.с. по ГОСТ 3079–80

Таблица П.3

каната	Диаметр, мм				Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)						
	проволоки						Разрывное усилие, Н, не менее						
	центральной	первого	второго	третьего			1370	1470	1570	1670	1770	1860	1960
6 проволоч	36	90	90	(140)	(160)	(160)	(170)	(180)	(190)	(200)			
	проволок	проволок	проволок										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
5,8	0,30	0,28	0,22	0,30	12,42	124,0	–	–	–	–	18150	18900	19600
6,5	0,36	0,32	0,24	0,34	15,74	157,0	–	–	–	–	22950	24000	24900
8,5	0,45	0,40	0,32	0,45	27,02	269,0	–	–	35950	38200	39450	41150	42800
11,5	0,60	0,55	0,40	0,60	47,01	468,0	–	–	62600	66500	68750	71700	74550
13,5	0,70	0,65	0,50	0,70	66,56	662,5	–	–	88650	94200	97100	100500	105500
15,5	0,80	0,75	0,55	0,80	85,54	851,5	–	–	113500	121000	124000	130000	136000
17,0	0,90	0,85	0,60	0,90	106,94	1065,0	–	–	142000	151000	155500	162500	170000
19,5	1,00	0,95	0,70	1,00	135,54	1350,0	157500	169000	180000	191500	197000	206500	215500
21,5	1,10	1,05	0,80	1,10	167,64	1670,0	195000	208500	222500	237000	244500	255500	266500
23,0	1,20	1,10	0,85	1,20	193,86	1930,0	225000	241500	258000	274000	283000	295000	307000
25,0	1,30	1,20	1,90	1,30	225,39	2245,0	262500	281000	300000	318500	328500	343000	358500
27,0	1,40	1,30	1,00	1,40	266,25	2650,0	310000	332000	354500	376500	388500	406000	423500

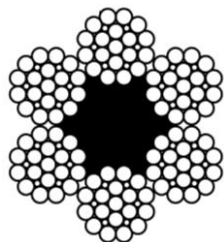
Продолжение табл. П.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
29,0	1,50	1,40	1,05	1,50	303,00	3015,0	353000	378000	403500	428500	441500	462000	482000
30,5	1,60	1,50	1,10	1,60	342,16	3405,0	398500	427000	455500	484000	499000	522000	544500
33,0	1,70	1,60	1,20	1,70	392,07	3905,0	457000	489500	522000	555000	571500	597500	624000
36,0	1,80	1,70	1,30	1,80	445,46	4435,0	5191000	556000	590000	630500	650000	679500	709000
39,0	2,00	1,90	1,40	2,00	542,20	5395,0	632000	677000	722000	767000	791000	827500	863000
43,0	2,20	2,10	1,60	2,20	670,56	6675,0	781500	836500	893000	949000	980000	1015000	1065000
47,0	2,40	2,30	1,70	2,40	788,14	7845,0	918500	980000	1045000	1110000	1145000	1200000	1250000
50,0	2,60	2,50	1,80	2,60	915,41	9110,0	1060000	1135000	1215000	1290000	1330000	1390000	1455000
52,0	2,70	2,60	1,90	2,70	995,97	9910,0	1155000	1235000	1320000	1405000	1455000	1510000	1575000
54,0	2,80	2,60	2,00	2,80	1064,98	10600,0	1235000	1325000	1415000	1500000	1550000	1620000	1695000
56,0	2,90	2,70	2,10	2,90	1151,94	11450,0	1335000	1435000	1525000	1620000	1675000	1750000	1830000
58,0	3,00	2,80	2,10	3,00	1211,97	12050,0	1410000	1505000	1610000	1715000	1765000	1845000	1925000
62,0	3,20	3,00	2,30	3,20	1400,48	13950,0	1630000	1745000	1860000	1930000	2000000	—	—
66,5	3,50	3,20	2,50	3,50	1654,94	16450,0	1925000	2060000	2195000	2275000	2360000	—	—



Примечание. Канаты, разрывное усилие которых приведено слева от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия и оцинкованной. Канаты, разрывное усилие которых приведено справа от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия.

1.4. Канат двойной свивки типа ЛК-3 конструкции $6 \times 25(1+6; 6+12)+1$ о.с. по ГОСТ 7665–80



Канаты, разрывное усилие которых приведено слева от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия и оцинкованной. Канаты, разрывное усилие которых приведено справа от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия. Диаметры канатов, указанных в табл. П.4, более 10 мм округлены до целых чисел или до 0,5 мм.

Таблица П.4

каната	Диаметр, мм			Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориенти- ровочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)						
	проволоки					Разрывное усилие, Н, не менее						
	центральной	в слоях	заполнения			1370 (140)	1470 (150)	1570 (160)	1670 (170)	1770 (180)	1860 (190)	1960 (200)
6 проволок	108 проволок	36 проволок										
8,1	0,55	0,50	0,22	24,00	236,5	-	-	31900	33950	35100	36500	38050
9,7	0,70	0,60	0,26	34,75	342,5	-	-	46300	49150	50850	53000	55100
11,5	0,80	0,70	0,30	47,12	464,0	54900	58800	62700	66650	68900	71850	74750
13,0	0,90	0,80	0,34	61,38	605,0	71500	76600	81750	86600	89450	93550	97200
14,5	1,00	0,90	0,38	77,50	763,5	90350	96600	102500	109000	113000	118050	122500
16,0	1,15	1,00	0,40	95,58	941,5	110500	119000	126500	134500	139500	145500	151000
17,5	1,25	1,10	0,45	115,72	1140,0	134500	144000	153500	163500	169000	175500	183000
19,5	1,35	1,20	0,50	137,81	1357,5	160000	171500	183000	194500	201000	209500	218500
21,0	1,45	1,30	0,55	161,81	1594,0	188500	201500	215000	228500	236500	246000	256500
22,5	1,60	1,40	0,60	188,50	1857,0	219000	235000	250500	266500	275000	287500	298500
24,0	1,70	1,50	0,65	216,42	2132,0	251500	269500	288000	305500	316500	330000	343000
25,5	1,80	1,60	0,70	246,27	2426,0	286500	307000	327500	348000	360000	375000	390500
27,5	1,90	1,70	0,75	278,10	2739,0	323500	346500	369500	393000	406500	423500	441000
29,0	2,00	1,80	0,80	311,77	3071,0	363000	389000	415000	441000	456000	475000	494500
32,0	2,20	2,00	0,85	382,52	3768,0	445500	477000	509500	541000	559500	583500	607000
35,5	2,40	2,20	0,95	463,20	4562,5	539000	578000	616500	655000	677500	707000	735000
38,5	2,60	2,40	1,00	548,71	5405,0	639000	685500	730500	776500	795000	835000	868500
42,0	2,80	2,60	1,10	644,55	6349,0	751000	805000	857500	911500	943000	980000	1015000
45,0	3,10	2,80	1,20	751,01	7397,5	874500	936500	999500	1055000	1095000	1140000	1190000
48,5	3,30	3,00	1,30	862,51	8496,0	999500	1070000	1145000	1220000	1255000	1310000	1365000

1.5. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6×36(1+7+7/7+14)+1о.с. по ГОСТ 7668–80

Таблица П.5

каната	Диаметр, мм					Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м самозанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм ² (кгс/мм ²)											
	проволоки							Разрывное усилие, Н, не менее											
	центра- льной	первого слоя	второго слоя		третьего слоя			1370 (140)	1470 (150)	1570 (160)	1670 (170)	1770 (180)	1860 (190)	1960 (200)					
6 прово- лок	42 проволоки	42 проволоки	42 проволоки	84 про- волоки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
6,3	0,38	0,28	0,28	0,20	0,36	15,72	155,5	–	–	–	–	22650	23650	24400					
6,7	0,40	0,30	0,30	0,22	0,38	17,81	176,0	–	–	–	–	25700	26800	27600					
7,4	0,45	0,32	0,32	0,24	0,40	20,16	199,0	–	–	–	–	29100	30350	31550					
8,1	0,50	0,36	0,36	0,28	0,45	25,67	253,5	–	–	–	–	37050	38650	39850					
9,0	0,55	0,40	0,40	0,30	0,50	31,45	310,5	–	–	40400	42950	45450	47400	48650					
9,7	0,60	0,45	0,45	0,34	0,55	38,82	383,5	–	–	49850	53000	56100	58500	60300					
11,5	0,70	0,50	0,50	0,40	0,65	51,96	513,0	–	–	66750	70950	75100	78300	80700					
13,5	0,80	0,60	0,60	0,45	0,75	70,55	696,5	–	–	90650	96300	101500	106000	109000					
15,0	0,90	0,65	0,65	0,50	0,80	82,16	812,0	–	–	104500	111500	116500	122500	128000					
16,5	1,05	0,75	0,75	0,55	0,90	105,73	1045,0	–	–	135500	144000	150000	157500	165000					
18,0	1,10	0,80	0,80	0,60	1,00	125,78	1245,0	–	–	161500	171500	175500	186500	190500					
20,0	1,20	0,90	0,90	0,65	1,10	153,99	1520,0	–	–	197500	210000	215000	229000	233500					
22,0	1,30	1,00	1,00	0,70	1,20	185,10	1830,0	207500	222500	237500	252500	258500	275000	280500					
23,5	1,50	1,05	1,05	0,80	1,30	215,94	2130,0	242500	259500	277000	294000	304000	321000	338000					
25,5	1,60	1,15	1,15	0,85	1,40	252,46	2495,0	283500	303500	324000	344000	352500	375500	383000					
27,0	1,70	1,20	1,20	0,90	1,50	283,79	2800,0	318500	341500	364500	387500	396500	422000	430500					
29,0	1,80	1,30	1,30	0,95	1,60	325,42	3215,0	366000-	392000	417500	444000	454500	484000	493500					
31,0	1,90	1,40	1,40	1,00	1,70	369,97	3655,0	416000	445000	475000	505000	517000	550500	561500					
33,0	2,00	1,50	1,50	1,10	1,80	420,96	4155,0	473000	507000	540500	574500	588000	626500	638500					
34,5	2,10	1,55	1,55	1,15	1,90	461,07	4550,0	518000	555500	592000	629500	644500	686000	700000					

Продолжение табл. П.5

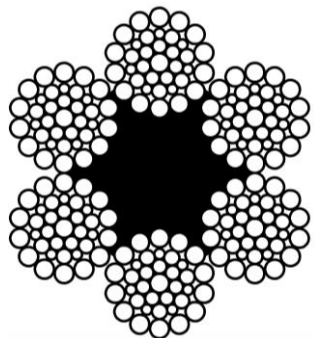
1	2	3	4		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
36,5	2,20	1,60	1,60	1,20	2,00	503,09	4965,0	565500	606000	646000	686500	703500	748500	764000
38,0	2,30	1,70	1,70	1,25	2,10	558,07	5510,0	627500	672500	717500	762000	777500	881000	842000
39,5	2,40	1,80	1,80	1,30	2,20	615,95	6080,0	692500	742000	791500	841000	861000	917000	935000
42,0	2,60	1,90	1,90	1,40	2,30	683,68	6750,0	768500	823500	878500	933500	955500	1010000	1030000
43,0	2,70	1,90	1,90	1,40	2,40	717,18	7120,0	806500	863500	919500	976000	1005000	1060000	1080000
44,5	2,80	2,00	2,00	1,50	2,50	787,38	7770,0	885000	948500	1005000	1065000	1095000	1165000	1185000
46,5	2,90	2,10	2,10	1,50	2,60	850,76	8400,0	956500	1020000	1090000	1160000	1180000	1260000	1280000
48,5	3,00	2,20	2,20	1,60	2,70	927,12	9155,0	1040000	1115000	1190000	1265000	1290000	1380000	1395000
50,5	3,10	2,30	2,30	1,70	2,80	1006,85	9940,0	1130000	1210000	1290000	1370000	1400000	1490000	1510000
53,5	3,30	2,40	2,40	1,80	3,00	1131,96	11150,0	1265000	1355000	1455000	1540000	1570000	1680000	1705000
56,0	3,40	2,50	2,50	1,90	3,10	1219,89	12050,0	1365000	1465000	1560000	1640000	1715000	—	—
58,5	3,60	2,60	2,60	2,00	3,20	1314,56	13000,0	1470000	1580000	1685000	1730000	1790000	—	—
60,5	3,70	2,70	2,70	2,05	3,40	1446,74	14250,0	1625000	1735000	1855000	1915000	1970000	—	—
63,0	3,80	2,80	2,80	2,10	3,50	1538,92	15200,0	1725000	1850000	1970000	2020000	2085000	—	—
65,0	3,90	2,90	2,90	2,15	3,60	1634,03	16100,0	1830000	1960000	2095000	2175000	2210000	—	—
68,0	4,10	3,00	3,00	2,25	3,80	1792,62	17700,0	2010000	2155000	2295000	2385000	2430000	—	—
72,0	4,30	3,20	3,20	2,40	4,00	2008,28	19800,0	2255000	2415000	2575000	2670000	2715000	—	—

93

Примечания.

1. Канаты, разрывное усилие которых приведено слева от жирной линии, изготавлиют из проволоки без покрытия и оцинкованной. Канаты, разрывное усилие которых приведено справа от жирной линии, изготавливают из проволоки без покрытия.

2. Диаметры канатов более 10 мм округлены до целых чисел или до 0,5 мм.



2. Барабаны [25]

2.1. Канатный барабан для сдвоенного полиспаста

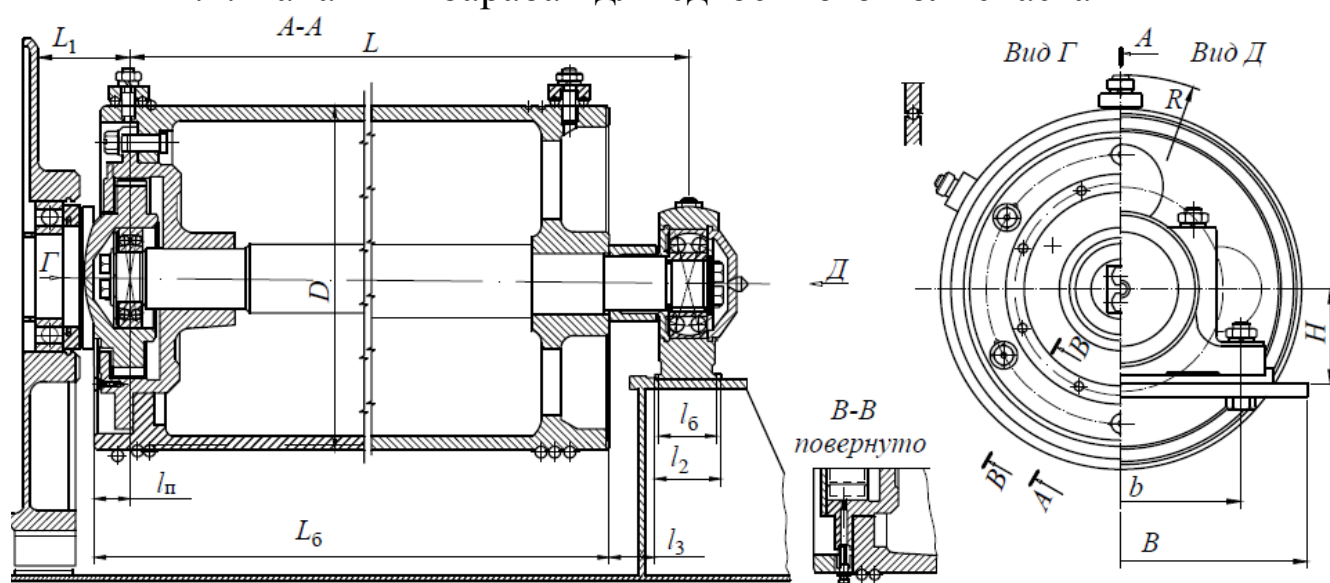


Рис. П.1. Крановый канатный барабан типа БК

Таблица П.6

Техническая характеристика и основные размеры канатных сдвоенных барабанов

Обозначение барабана	Диаметр барабана, мм	Диаметр каната, мм	Высота подъема, м	Длина нарезки, мм	Расстояние между нарезками, мм	Масса, кг	Размеры, мм										
							L_6	H	R	B	b	L	L_1	l_{II}	l_6	l_2	l_3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
БК260	260	10,5	10	330	200	146	1300	150	176	265	210	1327	55	8	55	90	18
		10,5	14	450	200	146											
		10,5	18	560	25	146											
		13,5	10	490	25	144											
		13,5	14	560	25	144											

Продолжение табл. П.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
БК335	335	12	8	225	250	297	1420	190	220	330	260	1452	65	8	60	100	11
		12	12,5	330	250	297											
		12	16	420	250	297											
		14	8	225	200	293											
		14	12,5	380	200	293											
		14	16	480	200	293											
		17	8	325	50	290											
		17	12,5	480	50	290											
		17	16	610	50	290											
БК400	400	10,5	8	170	80	328	1200	235	265	390	320	1241	72	10	80	130	16
		10,5	12	225	80	328											
		10,5	16	340	80	328											
		13,5	8	215	170	334											
		13,5	12	325	170	334											
		13,5	16	425	170	334											
		16,5	8	280	50	338											
		16,5	12	390	50	338											
		16,5	16	510	50	338											
		19,5	8	325	170	341											
		19,5	12	450	170	341											
		БК510	510	17	8	420											
17	12,5			630	270	835											
20	8			485	270	825											
20	12,5			730	270	815											
23	8			625	270	815											
23	12,5			900	270	815											

Продолжение табл. П.6

Обозначение барабана	Диаметр барабана, мм	Диаметр каната, мм	Масса, кг	Размеры, мм					
				L_6	R	L_1	L	l_2	l_3
БКН200	200	7,7	75	1000	137,5	39,5	1048,5	43	49
БКН250	250	8,8	112	1000	163,0	44,5	1059,0	47	60
БКН300	300	11,5	170	1050	193,0	52,5	1114,0	47	73
			230	1500			1564,0		
БКН400	400	11,5	275	1000	248,0	63,5	1096,5	70	100
		13,5	410	1600			1696,5		
БКН500	500	17,5	665	1500	310,0	75,0	1612,0	88	113
БКН600	600	21,0	915	1850	365,0	73,0	1964,0	88	113
БКН700	700	24,0	1350	1800	436,0	70,0	1926,5	97	128
БКН800	800	24,0	1690	1800	486,0	70,0	1926,5	97	128

2.2. Крепление барабанов планками (накладками)

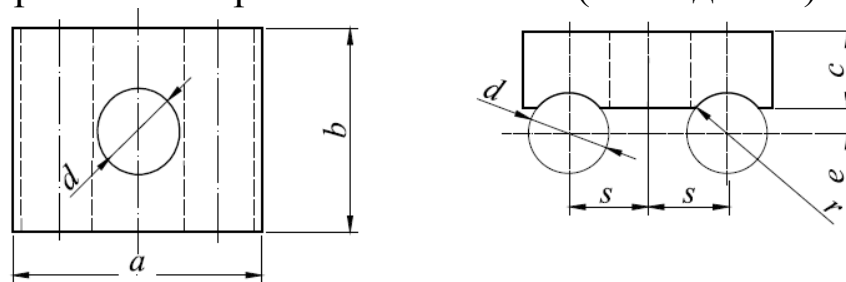


Рис. П.2. Накладка

Таблица П.7

Основные параметры одноболтовой накладки [18, 24]

d_k	Накладка							Масса, кг	Шпилька $d \times l$	Шайба пружинная d
	R	a	b	c	s	d	e			
4,8	3,5	20	20	6	7	7	2,5	0,2	M6×16	6,5
6,2	4	25	25	8	8	9	3	0,035	M8×20	8,5
8,7	5	35	35	10	11	11	3	0,085	M10×25	10,5
11,0	7	40	40	12	13	13	4	0,125	M12×30	12,5
13,0	8	45	45	15	15	17	4	0,210	M16×35	17,0
15,0	9	50	50	18	17	17	5	0,25	M16×40	17,0
19,5	11,5	70	55	20	22	22	6,5	0,495	M20×50	21
24,0	13,5	80	60	25	27	25	7,5	0,75	M24×60	25
28,0	15,5	90	65	30	31	26	9,5	1	M24×70	25
34,5	19	120	90	35	38	32	10	1,95	M30×80	32
39,0	21	130	100	40	42	39	11	3,25	M36×90	38

Примечание. Материал накладок сталь марки Ст3 ГОСТ 380–94.

2.3. Профили канавок барабанов

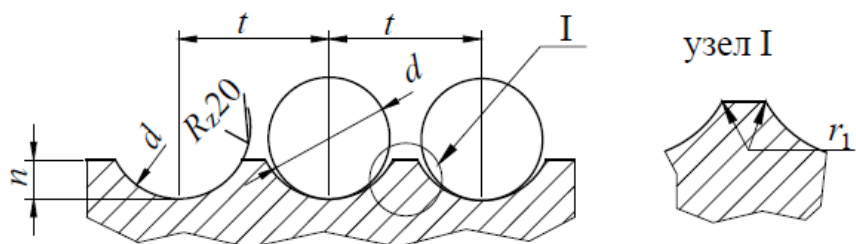


Рис. П.3. Профили канавок барабанов

Таблица П.8

Основные параметры канавок барабанов (мм)

Диаметр каната d	Радиус канавки r	Радиус закруглений r_1	Глубина канавки h_1	Шаг	
				номинальный	допускаемое отклонение
От 7,4 до 8	4,5	0,5	2,5	9	±0,2
Св. 8 до 9	5	0,5	3	10	
Св. 9 до 10	5,5	1	3	11	
Св. 9 до 10	6	1	3,5	12,5	
Св. 11 до 12	6,5	1	3,5	13,5	
Св. 12 до 13	7	1,5	4	15	
Св. 13 до 14	7,5	1,5	4,5	16	
Св. 14 до 15	8,5	1,5	4,5	17	
Св. 15 до 16	9	1,5	5	18	
Св. 16 до 17	9,5	1,5	5,5	19	
Св. 17 до 18	10	1,5	5,5	20	
Св. 18 до 19	10,5	1,5	6	22	
Св. 19 до 20	11	2,5	6	23	
Св. 20 до 21,5	12	2,5	6	24	
Св. 21,5 до 23	12,5	2,5	7	26	
Св. 23 до 24,5	13,5	2,5	7,5	28	
Св. 24,5 до 26	14	2,5	8	29	
Св. 26 до 27,5	15	2,5	8,5	32	
Св. 27,5 до 29	16	2,5	9	34	
Св. 29 до 31	17	4	9,5	36	
Св. 31 до 33	18	4	10	38	
Св. 33 до 35	19	4	10,5	40	
Св. 35 до 37,5	21	4	11,5	42	
Св. 37,5 до 40	22	4	12	44	
Св. 40 до 42,5	23	4	13	48	
Св. 42,5 до 45,5	25	4	14	50	

2.4. Зубчатые муфты для соединения редукторов с барабанами

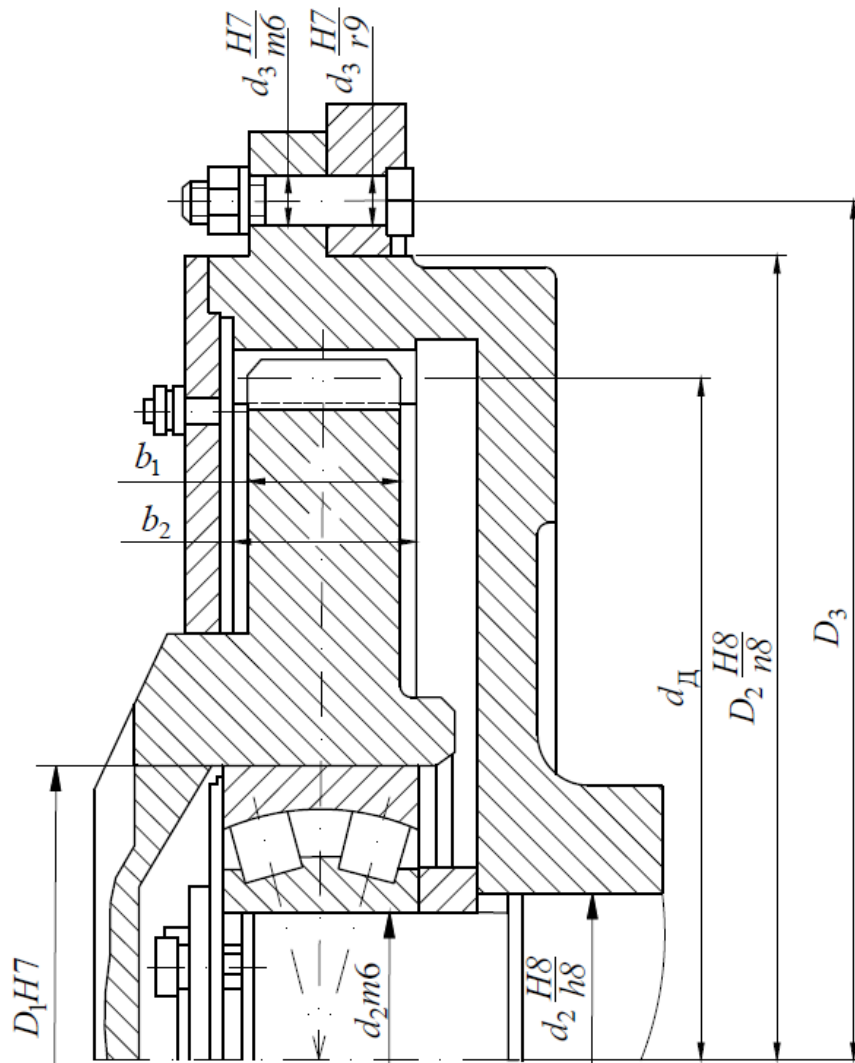


Рис. П.4. Зубчатые муфты для соединения редукторов с барабанами

Таблица П.9

Основные размеры зубчатых муфт [32]

M	z	Размеры, мм								
		d_D	d_1	D_1	d_2	d_3	b_1	b_2	D_2	D_3
4	56	224	55	120	70	17	35	42	275	315
6	56	336	80	170	100	17	40	47	385	430
8	54	432	90	190	100	17	50	57	495	525
10	48	480	95	200	120	25	60	72	570	650
10	58	580	110	200	120	25	65	75	700	780

Примечание. m – модуль; z – количество зубьев.

3. Крюковые обоймы (подвески)

3.1. Крюковые крановые укороченные подвески

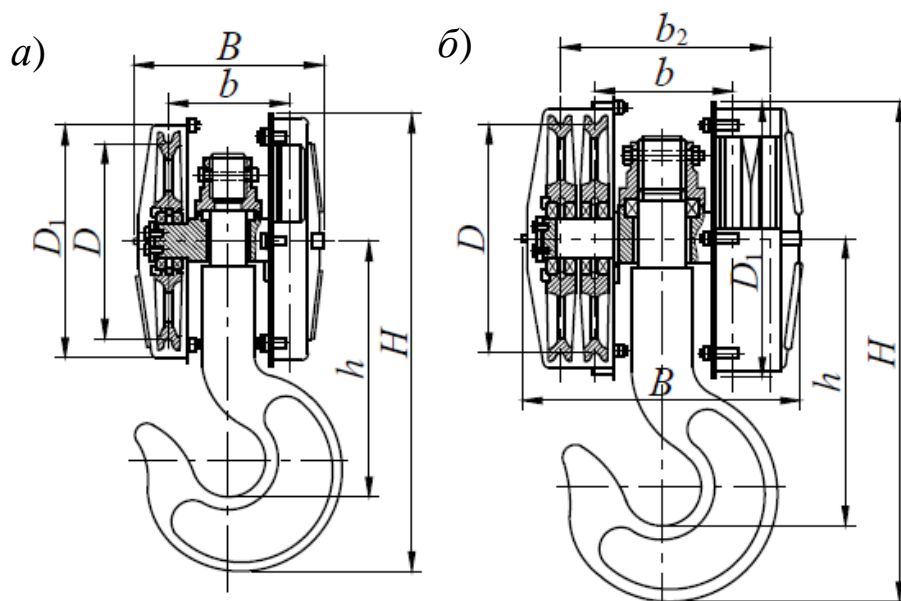


Рис. П.5. Укороченные крюковые подвески [20]:
a – I тип; *б* – II тип

Таблица П.10

Параметры и основные размеры укороченных крюковых подвесок

Грузо-подъемность, т	Группа классификации (режим работы)	Тип	Диаметр каната, мм	Размеры, мм					Масса, кг
				<i>D</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₂	<i>H</i>	
3,2	M7 (Т)	I	9,2	320	305	200	–	570	68
5	M7 (Т)		12,0	400	370	225	–	732	100
	M6 (С)		11,0	320	305	200	–	612	72
	M4, M5 (Л)		11,0	320	305	200	–	612	72
8	M7 (Т)	I	15,0	450	400	266	–	857	109
	M6 (С)		14,0	400	370	225	–	760	106
	M4, M5 (Л)		13,0	320	305	200	–	668	96
12,5	M7 (Т)	II	15,0	450	564	270	342	922	306
	M6 (С)	I	17,5	450	400	266	–	888	198
	M4, M5 (Л)		17,0	400	370	225	–	825	128
20	M6 (С)	II	17,5	450	564	270	342	987	325
	M4, M5 (Л)	I	20,0	450	400	266	–	982	233
32	M6 (С)	II	20,0	560	830	306	462	1187	586
	M4, M5 (Л)		20,0	450	578	290	433	1082	426
50	M6 (С)		25,0	670	710	346	522	1463	980

3.2. Подвески крюковые крановые типовые унифицированные по ОСТ 24.191.08–81

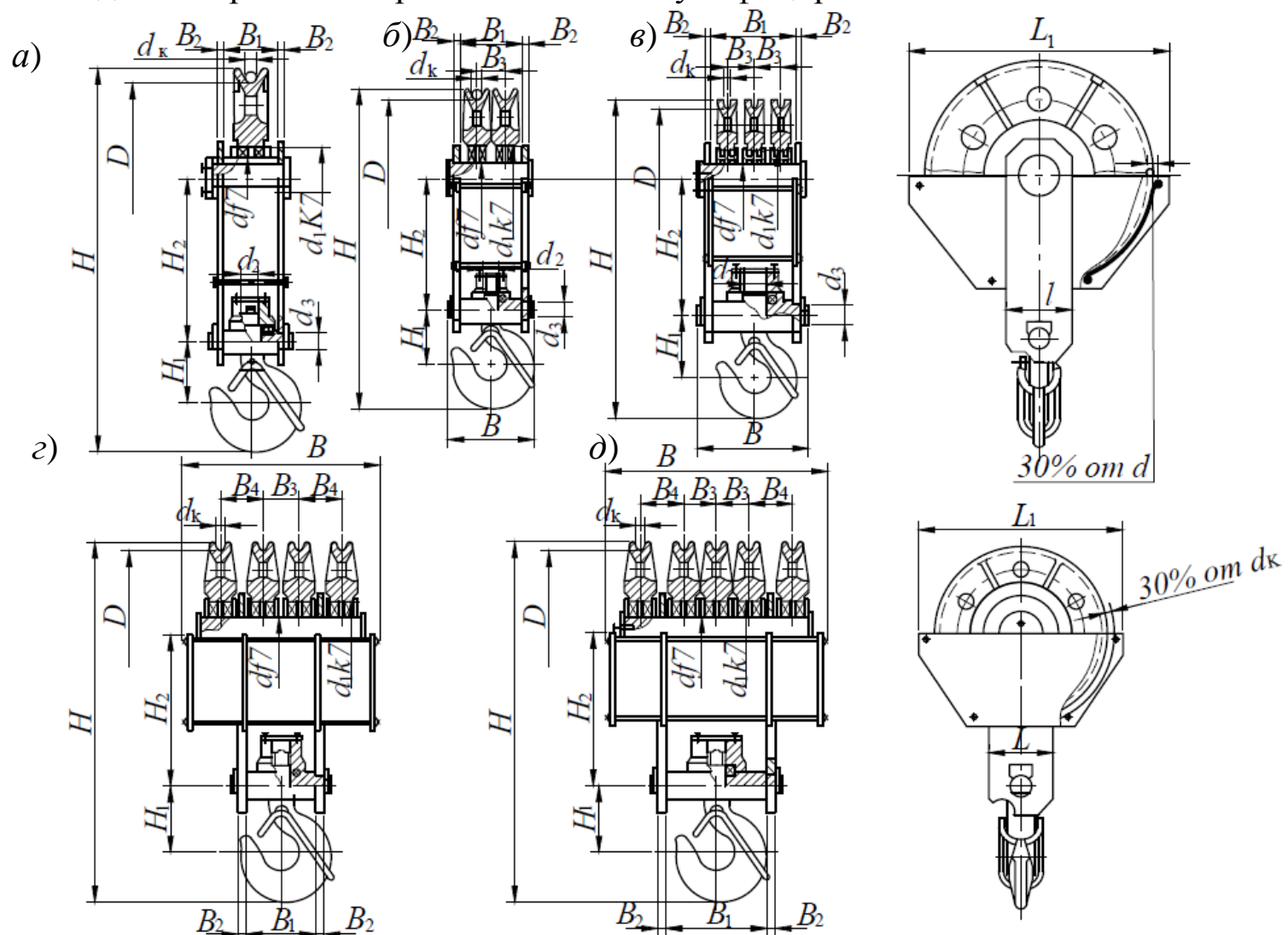


Рис. П.6. Крюковая подвеска крановая по ОСТ 24.191.08–81:
 а – одно-; б – двух-; в – трех-; г – четырех-; д – пятиблочная

Таблица П.11

Обозначение подвески	Грузоподъемность, т	Режим работы	Размеры, мм																			
			<i>D</i>	<i>d_к</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>d₂</i>	<i>d₃</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>B₂</i>	<i>B₃</i>	<i>B₄</i>	<i>H</i>	<i>H₁</i>	<i>H₂</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>				
1-3,2-336	3,2	М4–М6 (Л, С)	336	11 – 14	55	100	М33	28	138	90	8	–	–	666	106	285	110	440				
1-3,2-406	3,2	М7 (Т)	406	М36			32							772					114	330	520	
1-3,2-500	3,2	М8 (ВТ)	500											872						380		620
1-5-406	5	М4–М6 (Л, С)	406	14 – 17	90	140	М42	70	148	96				840	143	355	180	520				
1-5-500	5	М7 (Т)	500	М48			987							162					420	620		
1-5-610	5	М8 (ВТ)	610				1117												485		750	
2-5-336	5	М4–М6 (Л, С)	336	11 – 14	55	100	М42	55	170	118				12	56	766	143	320	110	440		
2-5-406	5	М7 (Т)	406	М48			887									162					370	520
1-5-500	5	М8 (ВТ)	500				987														420	
2-8-406	8	М4–М6 (Л, С)	406	14 – 17	90	140	М52	70	190	130						940	182	390	180	520		
2-8-500	8	М7 (Т)	500	М56			1079									202					440	620
2-8-610	8	М8 (ВТ)	610				1207														505	
2-10-406	10	М4–М6 (Л, С)	406	14 – 17	90	140	М64	90	250	192						977	242	390	180	520		
2-10-500	10	М7 (Т)	500	1172												475					620	
2-10-610	10	М8 (ВТ)	610	1302			540									750						
3-10-336	10	М4–М6 (Л, С)	336	11			М56	70	250	192	897	202	350					440				

Продолжение табл. П.11

3-10-406	10	M7 (Т)	406	14	90	140	M64	90	250	192	12	62	-	1072	242	425	180	520																									
3-10-500	10	M8 (BT)	500	-					1172					475		620																											
3-12,5-406	12,5	M4-M6 (Л, С)	406	14					1077					430		520																											
3-12,5-500	12,5	M7 (Т)	500	17			1215		260					480		620																											
3-12,5-610	12,5	M8 (BT)	610	18			1345							545		750																											
3-16-406	16	M4-M6 (Л, С)	406	14			1115							430		520																											
3-16-500	16	M7 (Т)	500	17	110	170	Трап. 80×10	110	290	206	16	70	-	1287	292	490	320	640																									
3-16-610	16	M8 (BT)	610	18					1417					555		770																											
4-16-406	16	M4-M6 (Л, С)	406	14					Трап. 70×10					110		445		152	76	92	1115	360	440	292	490	555	440	540															
4-16-500	16	M7 (Т)	500	17			1287																						490	640													
4-16-610	16	M8 (BT)	610	18			1417																						555	770													
4-20-406	20	M4-M6 (Л, С)	406	14			Трап. 80×10		130																				200	130	510	190	20	110	108	1187	292	440	540				
4-20-500	20	M7 (Т)	500	27	Трап. 90×12	130		510		190	20	110	108		1366		322																							515	260	640	
4-20-610	20	M8 (BT)	610	18																																							1511
4-32-610	32	M4-M6 (Л, С)		18	Трап. 100×12		150							270		150		710	318	30	104	130	1807	402	695	300	880																
4-32-710	32	M7 (Т)	710	23	1110																							745															980
4-32-810	32	M8 (BT)	810	23	Трап. 120×16																							150															270
5-50-710	50	M4-M6 (Л, С)	710	23	770				360																				980														
5-50-810	50	M7 (Т)	810	-	Трап. 140×16	170		310	150	770	360	30	118		154		2138												498	795	340	980											
5-50-960	50	M8 (BT)	960	28																													2283	865	2158								

4. Редукторы

4.1. Редукторы цилиндрические одноступенчатые горизонтальные типа Ц

Таблица П.12

Техническая характеристика

Типоразмер редуктора		Ц-200Н	Ц-250Н	Ц-300Н
Передаточное число	Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Н·м		
2,0	1000	2000	4000	4100
2,5	1000	2000	4000	5000
3,15	1000	—	4000	5000
	1500	2000	—	—
4,0	1500	2000	4000	5000
5,0	1500	2000	4000	5000
6,3	1500	2000	3800	5000

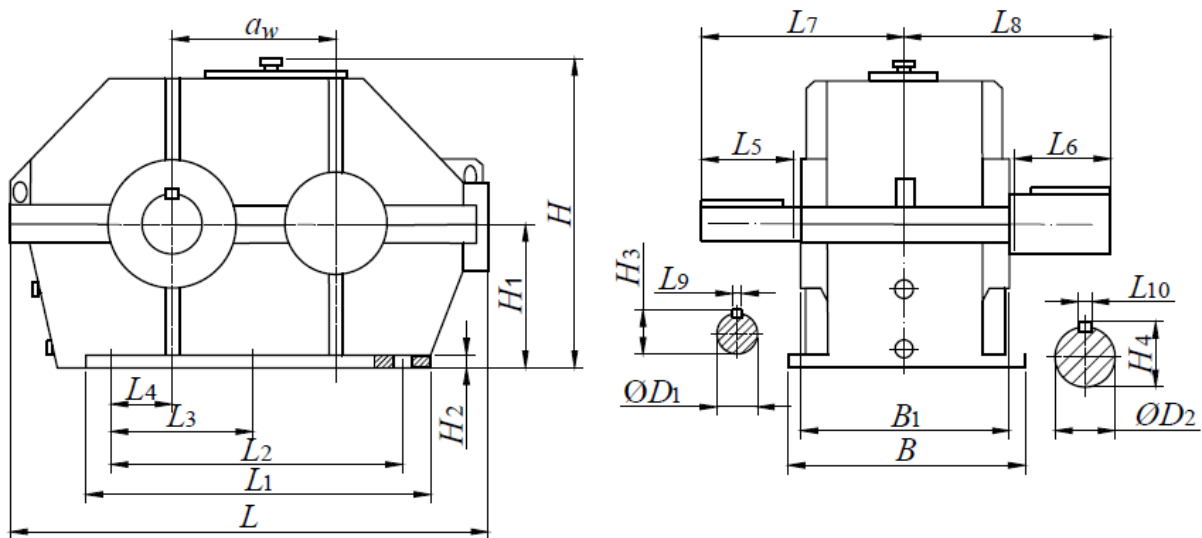


Рис. П.7. Редуктор цилиндрический одноступенчатый типа Ц

Таблица П.13

Габаритные и присоединительные размеры

Типоразмер	Размеры, мм										
	a_w	L	L_1	L_2	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	L_{10}
Ц-200Н	200	623	425	375	—	90	82	105	233	257	12
Ц-250Н	250	795	570	480	—	110	105	130	291,5	317	18
Ц-300Н	300	900	635	545	265	125	105	130	291,5	317	18

Продолжение табл. П.13

Типоразмер	Размеры, мм										n
	D	D ₁	D ₂	H	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	B	B ₁	
Ц-200Н	17	40k6	65m6	458	225	20	44,4	7134	300	250	4
Ц-250Н	22	60m6	85m6	540	265	25	66	93	375	325	4
Ц-300Н	22	60m6	85m6	640	315	25	66	93	410	350	6

Примечание. n – количество отверстий для фундаментных болтов.

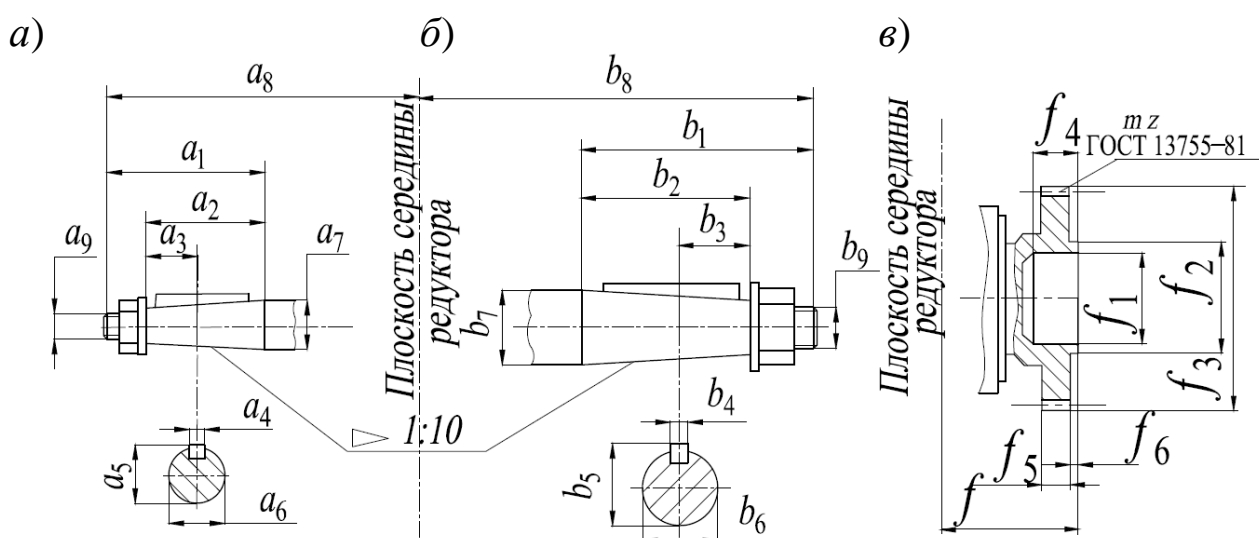


Рис. П.8. Размеры концов валов:
a, б – конических; в – в виде части зубчатой полушестерни

Таблица П.14

Размеры концов валов

Типоразмер	Размеры, мм								
	a ₁	a ₂	a ₃	a ₄	a ₅	a ₆	a ₇	a ₈	a ₉
Ц-200Н	110	82	41,0	10	39,2	35,90	40	261,0	M24×2
Ц-250Н	140	105	52,5	16	58,8	54,75	60	326,5	M42×3
Ц-300Н	140	105	52,5	16	58,8	54,75	60	326,5	

Продолжение табл. П.14

Типоразмер	Размеры, мм								
	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅	b ₆	b ₇	b ₈	b ₉
Ц-200Н	140	105	52,5	16	63,75	59,75	65	292	M42×3
Ц-250Н	170	130	65,0	20	83,00	78,50	85	357	M56×4
Ц-300Н	170	130	65,0	20	83,00	78,50	85	357	

Таблица П.15

Размеры концов валов в виде зубчатой полумуфты

Типоразмер	f	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	m	z
Ц-200Н	219	80 F8	100	126	45	20	15	3	40
Ц-250Н	266,5	90 F8	110	150	48	25	14		48
Ц-300Н	325	110 F8	130	174	55	25	17,5		56

4.2. Редукторы цилиндрические двухступенчатые горизонтальные типа Ц2У

Таблица П.16

Техническая характеристика

Пере- даточ- ное число	Типоразмер редуктора				
	Ц2У-100 1Ц2У-100	Ц2У-125 1Ц2У-125	Ц2У-160 1Ц2У-160	Ц2У-200 1Ц2У-200	Ц2У-250 1Ц2У-250
	Номинальный крутящий момент на тихоходном валу (Н·м) в числителе, допускаемая радиальная нагрузка на тихоходном валу (Н) в знаменателе				
8,00	$\frac{252}{3600}$	$\frac{504}{5040}$	$\frac{1000}{7200}$	$\frac{2000}{10000}$	$\frac{4000}{14400}$
10,32					
12,80					
16,00	$\frac{315}{4500}$	$\frac{630}{6300}$	$\frac{1250}{9000}$	$\frac{2500}{12500}$	$\frac{5000}{18000}$
20,64					
25,60					
32,55					
40,32					
Масса, кг					
	21,0	31,5	95,0	170,0	310,0

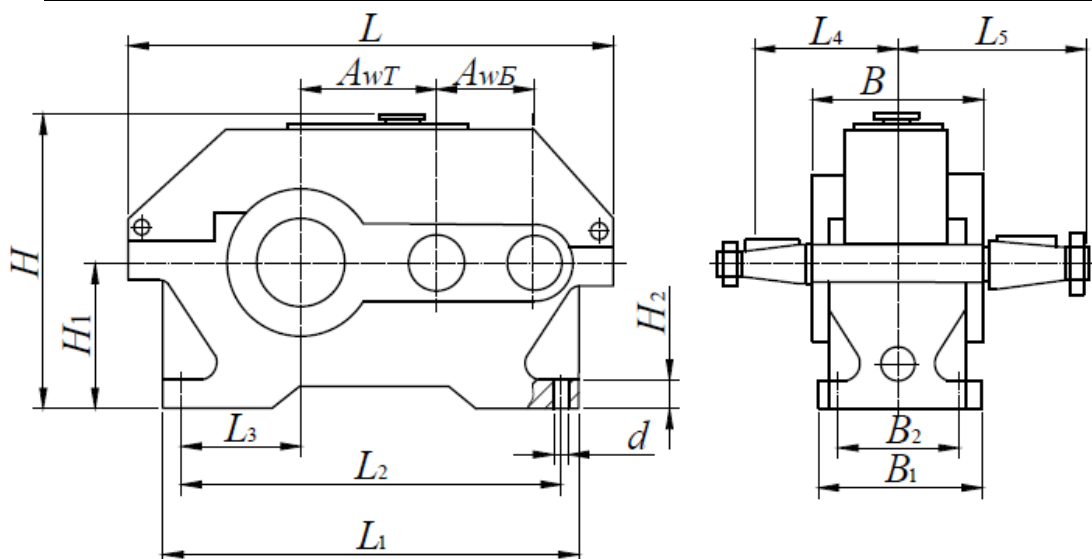


Рис. П.9. Редукторы цилиндрические двухступенчатые типа Ц2У

Основные размеры двухступенчатых цилиндрических редукторов типа Ц2У

Типоразмер редуктора	Размеры, мм												
	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	B	B_1	B_2	H	H_1	H_2	d
1Ц2У-100 (Ц2У-100)	390	325	290	85	136	165	155	145	109	230	112	20	15
1Ц2У-125 (Ц2У-125)	450	375	335	106	145	206	175	165	125	272	132	22	19
1Ц2У-160 (Ц2У-160)	557	475	425	135	170	224	206	195	140	345	170	24	24
1Ц2У-200 (Ц2У-200)	825	580	515	165	212	280	243	230	165	425	212	30	24
1Ц2У-250 (Ц2У-250)	890	730	670	212	265	335	290	280	218	530	265	32	28

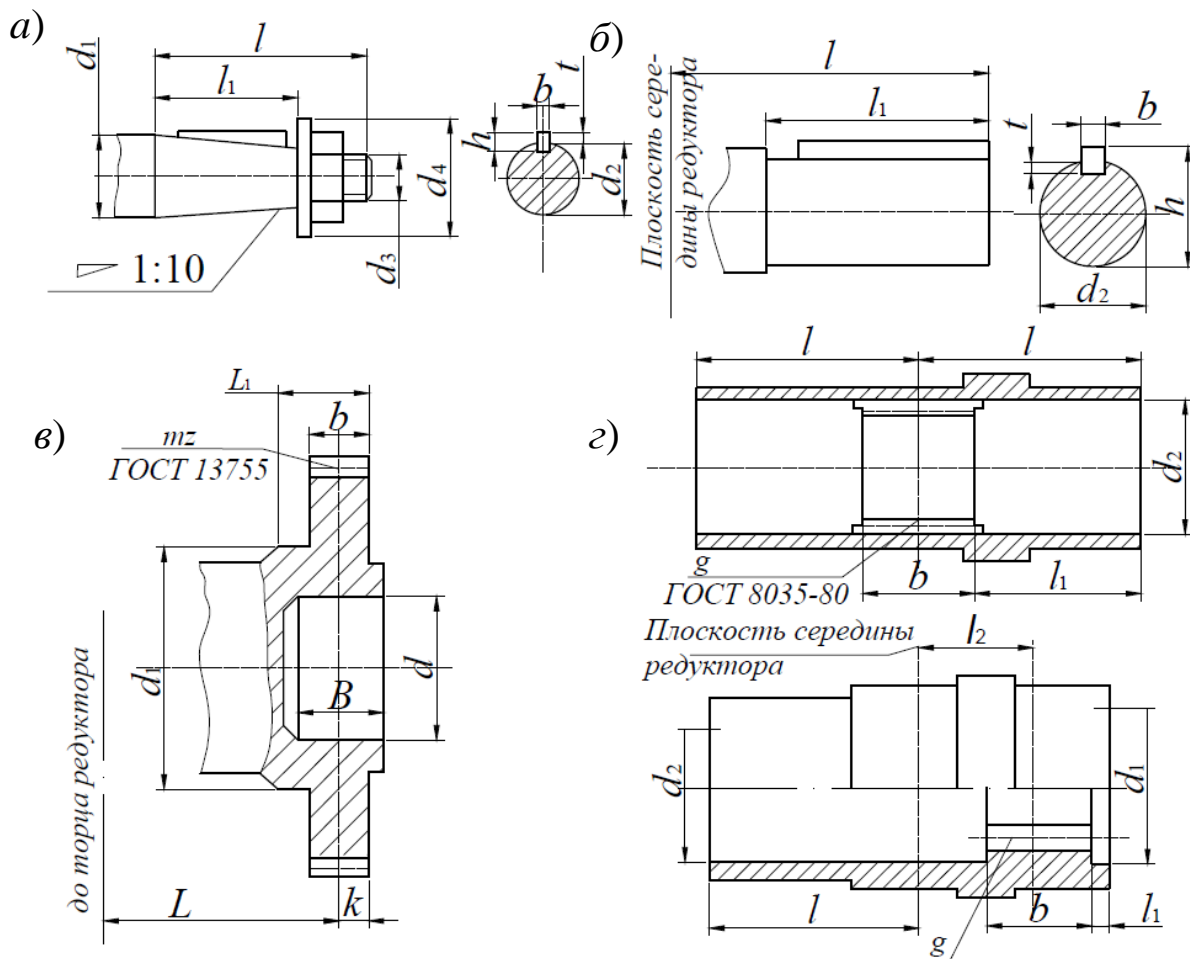


Рис. П.10. Концы валов редукторов типа Ц2У:
 а – конического; б – цилиндрического;
 в – в виде части зубчатой полумуфты; г – полого

Таблица П.18

Размеры конических концов валов редукторов типа Ц2У

Типоразмер редуктора	Вал	Размеры, мм								
		d_1	d_2	d_3	d_4	l	l_1	b	h	t
1Ц2У-100 (Ц2У-100)	входной	20	18,20	M12×1,25	30	50	36	4	4	2,5
	выходной	35	32,10	M20×1,50	45	80	58	6	6	3,5
Ц2У-125 (Ц2У-125)	входной	20	18,20	M12×1,25	30	50	36	4	4	2,5
	выходной	45	40,90	M30×2,00	56	110	82	12	8	5,0
1Ц2У-160 (Ц2У-160))	входной	25	22,90	M16×1,50	38	60	42	5	5	3,0
	выходной	55	50,90	M36×3,00	70	110	82	14	9	5,5
1Ц2У-200 (Ц2У-200)	входной	30	27,10	M20×1,50	45	80	58	5	5	3,0
	выходной	70	64,75	M48×3,00	100	140	105	18	11	7,0
1Ц2У-250 (Ц2У-250)	входной	40	35,90	M24×2,00	50	110	82	10	8	5,0
	выходной	90	83,50	M64×4,00	118	170	130	22	14	9,0

Таблица П.19

Размеры цилиндрических концов валов редукторов типа Ц2У

Типоразмер редуктора	Вал	Размеры, мм					
		d_2	l	l_1	b	h	t
1Ц2У-160 (Ц2У-160)	выходной	50m6	196	82	14	53,5	8
1Ц2У-200 (Ц2У-200)	выходной	65m6	243	105	18	71	10
1Ц2У-250 (Ц2У-250)	выходной	85m6	295	130	22	90	14

Таблица П.20

Размеры концов валов редукторов типа Ц2У
в виде части зубчатой полумуфты

Типоразмер редуктора	Вал	Размеры, мм								
		m	z	b	L	L_1	k	B	d	d_1
1Ц2У-160 (Ц2У-160)	выходной	4	40	20	48	20	19	38	72f7	95f9
1Ц2У-200 (Ц2У-200)	выходной	5	40	25	55	32	22	50	80f7	105f9
1Ц2У-250 (Ц2У-250)	выходной	4	56	35	63	16	31	50	120f7	170f9

Таблица П.21

Размеры полых концов валов редукторов типа Ц2У

Типоразмер редуктора	Вал	Размеры, мм						
		d_2	d_{21}	l	l_1	l_2	b	g
1Ц2У-200 (Ц2У-200)	выходной	75	—	125	90	—	71	70×2,5×9H
1Ц2У-250 (Ц2У-250)	выходной	115	115 H10	150	16	94	80	10×102×112H12× ×16D9

4.3. Редукторы двухступенчатые цилиндрические типа Ц2

Таблица П.22

Техническая характеристика двухступенчатых редукторов

Типоразмер редуктора	Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Режим работы	Мощность на быстроходном валу редуктора (кВт) при общем передаточном числе [25, 27]								
			8,32	9,80	12,41	16,30	19,88	24,90	32,42	41,34	50,94
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц2-200	600	M4, M5 (Л)	13,0	12,0	9,5	8,5	7,5	6,0	4,5	3,5	3,0
		M6 (С)	7,8	6,8	6,1	6,1	5,4	4,4	3,0	2,4	2,0
		M7 (Т)	5,9	5,2	4,2	4,2	3,6	2,5	1,6	1,6	1,1
	750	M4, M5 (Л)	14,5	14,5	12	10,5	8,5	7,0	6,0	4,5	3,7
		M6 (С)	9,3	8,0	6,7	6,7	5,5	5,4	3,8	3,2	2,7
		M7 (Т)	7,2	6,1	4,8	4,8	3,7	2,7	1,8	1,8	1,3
	1000	M4, M5 (Л)	18,0	15,5	14,0	12,5	10,5	8,5	7,2	5,3	4,7
		M6 (С)	11,5	10,0	8,0	7,9	6,6	5,4	4,1	4,1	3,7
		M7 (Т)	8,8	7,8	6,1	5,9	4,2	3,2	2,1	2,1	1,4
	1500	M4, M5 (Л)	25,0	21,5	18,0	16,0	14,5	13,2	11,5	8,0	6,5
		M6 (С)	13,0	11,5	10,8	10,8	8,7	6,6	4,8	4,7	3,9
		M7 (Т)	11,8	10,4	8,4	6,8	6,4	4,6	2,9	2,9	2,1
Ц2-250	600	M4, M5 (Л)	29,0	25,0	20,5	13,0	11,0	9,5	7,0	6,2	5,2
		M6 (С)	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7,0	5,2	4,2	3,9
		M7 (Т)	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3,0	2,6
		M8 (ВТ)	9,6	8,2	6,7	4,6	4,2	3,6	3,0	2,0	1,7
		ВТН	7,9	6,7	5,3	3,6	2,9	2,3	1,8	1,2	1,0
	750	M4, M5 (Л)	33,0	30,5	25,5	18,5	15,0	12,5	10,5	7,5	6,5
		M6 (С)	23,0	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2
		M7 (Т)	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3,0
		M8 (ВТ)	12,0	10,1	8,1	5,5	4,9	4,1	3,6	2,4	2,0
		ВТН	9,1	8,3	6,6	4,5	3,7	2,9	2,2	1,5	1,2

Продолжение табл. П.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц2-250	1000	M4, M5 (JI)	37,0	30,5	25,0	20,0	17,0	14,0	11,5	9,8	8,2
		M6 (C)	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6,0
		M7 (T)	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,6	5,0	4,2	3,5
		M8 (BT)	14,5	12,1	10,7	7,2	5,9	5,0	4,3	2,9	2,7
		BTH	12,0	10,0	8,0	6,0	3,9	3,9	3,0	2,0	1,6
	1500	M4, M5 (JI)	56,5	49,5	40,5	32,5	27,5	22,5	17,0	13,0	11,5
		M6 (C)	34,0	30,2	25,4	23,8	19,0	16,5	11,9	9,8	8,5
		M7 (T)	25,1	21,3	18,3	13,7	12,0	10,1	7,1	5,5	4,7
		M8 (BT)	22,1	18,6	14,7	9,9	9,0	7,1	5,5	3,8	3,2
		BTH	18,1	15,3	12,1	8,1	7,4	5,8	4,5	3,0	2,3
Ц2-300	600	M4, M5 (JI)	38,5	33,0	26,5	23,0	19,0	15,0	11,5	9,5	7,5
		M6 (C)	33,6	29,4	24,7	18,0	15,8	12,6	8,3	6,8	5,6
		M7 (T)	21,7	19,4	16,4	11,6	10,2	8,8	6,7	4,8	4,2
		M8 (BT)	15,3	13,1	10,8	7,2	6,8	5,8	4,8	3,3	2,8
		BTH	11,6	9,8	7,7	5,8	4,7	3,8	2,3	1,8	1,4
	750	M4, M5 (JI)	46,0	40,0	33,5	29,0	24,0	19,0	14,5	11,5	10,0
		M6 (C)	40,3	35,7	29,5	21,6	17,8	16,1	10,4	8,3	7,4
		M7 (T)	26,4	23,3	19,6	13,3	11,6	11,1	7,9	5,5	4,8
		M8 (BT)	17,4	14,7	12,8	8,7	7,7	6,6	5,8	3,9	3,2
		BTH	14,5	12,2	9,7	7,3	6,0	4,8	3,6	2,2	1,2
	1000	M4, M5 (JI)	49,0	43,0	35,5	31,5	29,0	20,0	18,0	14,0	12,5
		M6 (C)	44,2	39,7	31,2	25,0	20,6	18,3	14,6	11,6	9,7
		M7 (T)	30,6	28,2	24,4	16,2	13,9	11,5	9,7	7,3	6,9
		M8 (BT)	22,9	19,4	15,3	10,3	9,9	7,8	7,0	4,7	4,4
		BTH	16,1	13,6	10,8	8,6	7,0	6,3	4,5	2,8	2,3
	1500	M4, M5 (JI)	68,5	62,5	53,0	43,0	40,0	33,0	27,5	21,0	18,5
		M6 (C)	55,6	48,2	39,8	31,6	26,5	21,2	19,3	14,0	12,4
		M7 (T)	39,6	33,6	28,9	20,6	20,0	16,2	13,5	8,9	7,6
		M8 (BT)	34,7	29,5	23,3	15,7	12,9	11,3	8,5	5,8	5,2
		BTH	24,4	20,1	15,8	14,4	11,7	9,4	6,0	4,2	3,6

Продолжение табл. П.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц2-350	600	M4, M5 (JI)	62,0	54,5	49,5	35,8	30,5	25,7	19,5	15,2	12,5
		M6(C)	45,7	39,6	34,0	26,8	22,3	16,6	12,0	10,2	9,4
		M7 (T)	30,4	29,4	25,7	17,2	15,2	13,0	11,0	7,2	6,3
		M8 (BT)	20,6	17,7	16,1	10,9	10,0	8,6	7,3	5,0	4,2
		BTH	17,1	16,0	12,5	8,5	7,0	5,5	4,3	2,9	2,3
	750	M4, M5 (JI)	76,0	65,0	55,0	44,0	36,0	30,0	20,0	18,5	15,0
		M6 (C)	61,0	57,0	43,5	32,0	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1
		M7 (T)	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3
		M8 (BT)	26,0	21,8	17,6	13,2	11,5	9,9	8,7	5,9	4,9
		BTH	21,4	18,0	14,3	10,7	8,7	6,9	5,4	3,6	2,9
	1000	M4, M5 (JI)	80,0	78,0	62,0	47,0	43,5	36,0	27,5	22,0	20,0
		M6 (C)	71,9	61,2	50,7	37,1	33,5	27,1	21,8	17,3	14,5
		M7 (T)	42,8	39,0	33,0	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9,0
		M8 (BT)	34,5	28,6	23,0	15,6	14,0	11,9	10,3	7,1	6,5
		BTH	28,7	23,9	19,2	12,9	11,7	9,2	7,1	4,9	3,9
	1500	M4, M5 (JI)	134	117,5	96,5	71,0	59,5	54,0	40,0	31,5	27,5
		M6 (C)	97,5	84,7	70,0	51,4	43,7	39,5	30,2	24,4	20,4
		M7 (T)	59,0	50,0	43,3	28,6	25,6	24,1	21,5	13,3	11,4
		M8 (BT)	52,0	43,7	34,6	23,4	19,1	15,2	11,8	8,9	7,7
		BTH	43,0	36,2	28,7	19,4	15,9	12,6	10,7	7,3	5,9
Ц2-400	600	M4, M5 (JI)	98,0	97,0	80,5	70,0	60,0	49,5	39,0	29,5	24,5
		M6 (C)	63,0	55,0	48,4	48,4	43,6	36,6	24,6	20,1	16,3
		M7 (T)	47,6	42,4	33,6	33,6	26,1	18,8	12,0	12,0	9,4
		M8 (BT)	40,5	34,9	29,4	21,3	19,7	16,4	9,7	9,7	8,1
		BTH	33,5	28,4	22,4	16,7	13,6	10,9	5,7	5,7	4,6
	750	M4, M5 (JI)	102,5	102	91,0	86,5	71,5	60,0	48,5	36,5	30,5
		M6 (C)	63,5	58,8	53,6	53,6	46,5	38,6	28,9	26,3	19,9
		M7 (T)	53,0	45,2	39,2	38,9	30,0	21,6	13,1	13,8	9,8
		M8 (BT)	48,6	42,7	34,2	25,6	22,6	19,3	11,5	11,5	9,6
		BTH	55,6	46,3	37,3	25,2	20,6	18,2	9,5	9,5	7,7

Продолжение табл. П.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц2-400	1000	M4, M5 (JI)	138	137	111	92,0	77,0	70,5	54,0	43,5	39,7
		M6 (C)	72,8	68,5	54,5	54,5	49,4	44,5	34,3	30,1	24,0
		M7 (T)	65,0	57,4	43,6	42,8	33,6	26,8	16,8	16,8	11,9
		M8 (BT)	61,2	52,7	42,2	30,3	24,9	23,2	15,0	13,8	10,0
		BTH	55,6	48,3	37,3	25,2	20,6	18,2	13,6	9,5	7,7
	1500	M4, M5 (JI)	179	178	158	138	116	96,0	80,0	62,0	54,5
		M6 (C)	102	91,3	81,0	81,0	64,0	49,5	35,8	36,8	31,0
		M7 (T)	82,3	70,0	60,8	57,3	47,5	34,3	21,8	21,8	16,9
		M8 (BT)	81,8	68,3	57,2	45,3	37,3	29,7	17,4	17,4	15,0
		BTH	77,4	65,2	56,0	37,7	30,9	24,7	14,3	14,3	11,6
Ц2-500	600	M4, M5 (JI)	210	188	152	117	103,5	86,5	66,5	51,0	42,0
		M6 (C)	137	120	113	82,5	75,2	63,3	42,7	34,5	31,8
		M7 (T)	102	90,6	77,0	53,3	51,0	44,1	28,7	24,1	20,4
		M8 (BT)	64	54,5	45,0	32,5	31,0	26,6	21,6	13,5	12,0
		BTH	57,8	49,0	38,7	26,3	23,6	19,0	14,3	10,0	8,0
	750	M4, M5 (JI)	245	221	187	136	123	103	83,0	64,0	52,5
		M6 (C)	163	140	112	103	89,6	75,6	52,7	42,2	37,0
		M7 (T)	121	106	84,7	61,0	58,7	51,5	32,8	28,4	23,3
		M8 (BT)	87,5	74,0	59,0	40,0	39,0	33,0	29,3	20,2	16,8
		BTH	72,5	61,2	48,4	32,9	29,6	23,6	18,2	12,4	10,0
	1000	M4, M5 (JI)	301	257	218	159	134,5	122	100	75,0	67,5
		M6 (C)	197	178	143	122	104,0	91,7	68,6	58,5	49,0
		M7 (T)	145	132	103,2	74,2	65,4	52,8	40,2	37,0	28,5
		M8 (BT)	115	37,0	77,0	52,5	42,5	40,0	35,0	24,0	22,0
		BTH	97,0	82,0	64,0	44,0	36,0	31,4	24,0	16,5	13,5
	1500	M4, M5 (JI)	415	396	324	239	201	166	139	107	94,0
		M6 (C)	248	217	189	174	147	116	83,0	82,2	68,5
		M7 (T)	194	169	145	98,7	87,7	74,0	53,5	44,5	38,3
		M8 (BT)	160	149	117	80,0	65,4	52,0	43,4	29,2	26,5
		BTH	132	123	97	66,0	54,0	43,0	36,4	25,0	20,2

Продолжение табл. П.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц2-650	600	M4, M5 (JI)	368	326	261	217	188	156	124,5	94,5	79,0
		M6 (C)	266	240	199	159	137	113	89,5	64,4	58,2
		M7 (T)	204	177	148	118	102	83,6	57,3	56,0	41,7
		M8 (BT)	169	149	123	87,1	80,0	68,5	51,7	39,2	33,4
		BTH	141	122	100	67,0	55,9	44,5	34,3	23,4	19,1
	750	M4, M5 (JI)	432	374	321	258	222	187	150,5	125	95,5
		M6 (C)	315	264	234	189	162	137	110	84,5	69,8
		M7 (T)	220	191	164	148	116	99,5	83,5	63,5	47,1
		M8 (BT)	206	174	146	101	88,5	77,6	67,6	46,5	38,9
		BTH	172	145	120	88,6	68,4	55,6	42,6	29,5	23,8
	10000	M4, M5 (JI)	525	470	390	305	274	233	174,5	146	122
		M6 (C)	360	315	263	223	198	171	128	107	89,1
		M7 (T)	270	238	195	167	149	111	75,7	75,7	55,0
		M8 (BT)	253	226	188	177	106	91,0	74,3	54,4	48,1
		BTH	222	191	157	107	89,4	72,2	56,9	39,0	31,7
	1500	M4, M5 (JI)	–	610	530	430	360	310	260	200	170
		M6 (C)	–	396	331	314	268	221	162	152	125
		M7 (T)	–	308	252	230	197	151	99,6	89,5	73,7
		M8 (BT)	–	294	230	186	152	125	99,0	69,6	60,8
		BTH	–	267	221	157	127	105	83,1	57,6	47,5
Ц2-750	600	M4, M5 (JI)	510	455	380	305	263	223	177	135	113
		M6 (C)	376	336	280	222	194	162	130	98	82,6
		M7 (T)	278	249	207	166	145	119	96	80	65,3
	750	M4, M5 (JI)	610	530	450	360	310	220	210	160	135
		M6 (C)	460	389	312	265	228	197	158	120	99
		M7 (T)	313	273	232	198	168	143	110	94,5	79,2
	1000	M4, M5 (JI)	740	655	560	445	385	325	270	205	170
		M6 (C)	537	480	405	320	278	241	199	153	127
		M7 (T)	377	333	284	235	210	178	127	115	93
	1500	M4, M5 (JI)	–	–	740	580	515	435	370	285	240

Продолжение табл. П.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ц2-750	1500	M6 (C)	–	–	511	443	381	332	266	207	177
		M7 (T)	–	–	402	324	280	239	165	146	123
Ц2-850	600	M4, M5 (JI)	670	613	520	420	360	300	245	185	155
		M6 (C)	509	453	381	307	263	222	177	135	113
		M7 (T)	350	336	284	228	196	153	133	109	91,8
	750	M4, M5 (JI)	875	760	625	485	425	360	290	225	185
		M6 (C)	600	529	458	360	312	265	215	165	136
		M7 (T)	420	370	314	270	230	197	159	130	110
	1000	M4, M5 (JI)	905	895	760	605	525	445	360	280	190
		M6 (C)	725	650	556	438	378	368	259	209	175
		M7 (T)	507	451	391	330	286	241	194	157	137
	1500	M4, M5 (JI)	–	–	–	800	705	595	470	390	325
		M6 (C)	–	–	–	587	515	437	339	281	241
		M7 (T)	–	–	–	430	380	323	257	199	175
Ц2-1000	600	M4, M5 (JI)	1170	1040	885	775	620	520	400	315	265
		M6 (C)	849	765	641	524	453	347	303	232	197
		M7 (T)	641	565	481	384	336	280	222	190	159
	750	M4, M5 (JI)	1380	1280	1030	915	700	635	505	395	320
		M6 (C)	945	900	755	611	530	450	368	286	236
		M7 (T)	699	680	529	451	369	334	250	225	181
	1000	M4, M5 (JI)	–	1490	1030	1020	855	760	625	495	410
		M6 (C)	–	1080	922	745	645	540	465	350	303
		M7 (T)	–	770	660	536	464	396	286	259	210
	1500	M4, M5 (JI)	–	–	–	–	1200	1020	850	675	565
		M6 (C)	–	–	–	–	870	740	616	495	415
		M7 (T)	–	–	–	–	649	552	376	318	286

Примечание. КПД редуктора – 0,96.

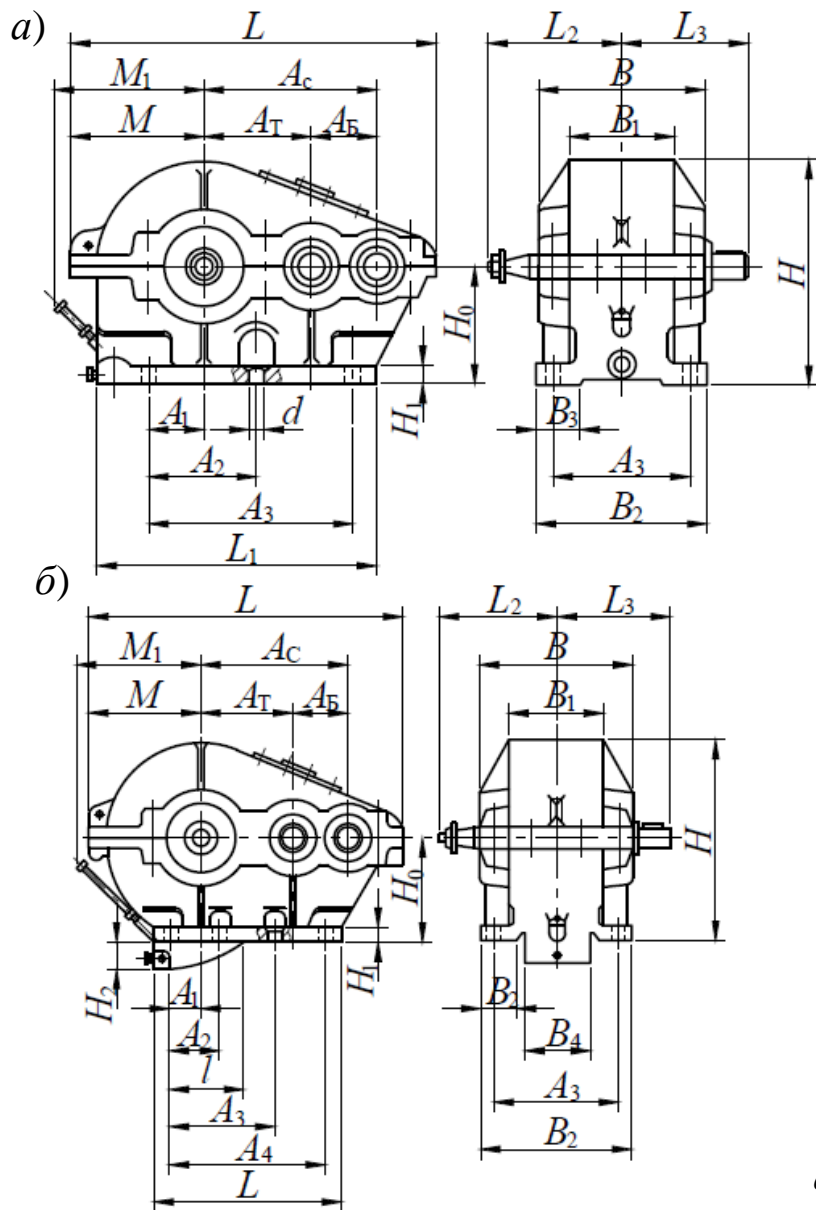


Таблица П.23
 Предельная консольная нагрузка (Н)
 на конце тихоходного вала

Типо- размер редук- тора	Предельная консольная нагрузка (Н) на конце тихоходного вала при группе классификации режима (режиме работы) [25]					Масса редуктора, кг (без масла)
	M4, M5 (Л)	M6 (С)	M7 (Т)	M8 (ВТ)	– (ВТН)	
Ц2-200	8000	6000	6300			62
Ц2-250	12000	18000	12500	6300	6300	85
Ц2-300	20000	22500	14000	8000	8000	136
Ц2-350	32000	25000	18000	10000	10000	204
Ц2-400	32000	25000	20000	14000	10000	317
Ц2-500	50000	40000	25000	20000	14000	505
Ц2-650	63000	71000	45000	25000	20000	1090
Ц2-750	100000	125000	63000	32000	32000	1630
Ц2-850	160000	160000	100000	*	*	2470
Ц2-1000	200000	250000	160000	*	80000	3770

Примечание. * – нет данных.

Рис. П.11. Редукторы типа Ц2:
 а – Ц2-200÷Ц2-500; б – Ц2-650÷Ц2-1000

Основные размеры редукторов Ц2-200 ... Ц2-1000

Типоразмер редуктора	Размеры, мм [25, 27]													
	A_C	A_B	A_T	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	B	B_1	B_2	B_3	B_4	H_0
Ц2-200	200	75	125	60	230	–	–	190	230	140	230	55	–	140
Ц2-250	250	100	150	75	285	–	–	210	260	167	260	60	–	160
Ц2-300	300	125	175	90	350	–	–	250	300	202	300	70	–	190
Ц2-350	350	150	200	100	200	400	–	280	330	228	330	70	–	212
Ц2-400	400	150	250	150	250	500	–	320	380	256	380	85	–	265
Ц2-500	500	200	300	190	320	640	–	360	440	310	440	100	–	315
Ц2-650	650	250	400	190	260	520	515	470	560	404	560	100	284	315
Ц2-750	750	300	450	225	300	600	565	560	650	463	650	120	320	355
Ц2-850	850	350	500	235	350	700	610	630	730	528	730	125	350	400
Ц2-1000	1000	400	600	300	400	800	780	760	860	612	860	150	380	450

Продолжение табл. П.24

Типоразмер редуктора	Размеры, мм [25, 27]											Число отверстий
	H	H_1	H_2	L	L_1	L_2	L_3	M	M_1	l	d	
Ц2-200	266	18	–	434	325	185	223	159	225	–	18	4
Ц2-250	310	18	–	515	400	220	253	182	247	–	22	
Ц2-300	362	22	–	620	475	255	288	215	275	–	26	
Ц2-350	409	25	–	700	550	300	313	238	300	–	26	6
Ц2-400	505	27	–	805	640	325	358	287	340	–	33	
Ц2-500	598	30	–	985	785	390	413	340	385	–	39	
Ц2-650	695	36	95	1270	910	480	473	443	410	515	46	8
Ц2-750	783	40	100	1455	1040	570	533	498	445	565	46	
Ц2-850	875	45	115	1660	1165	635	596	557	265	610	52	
Ц2-1000	1018	45	155	1905	1400	740	705	645	297	780	52	

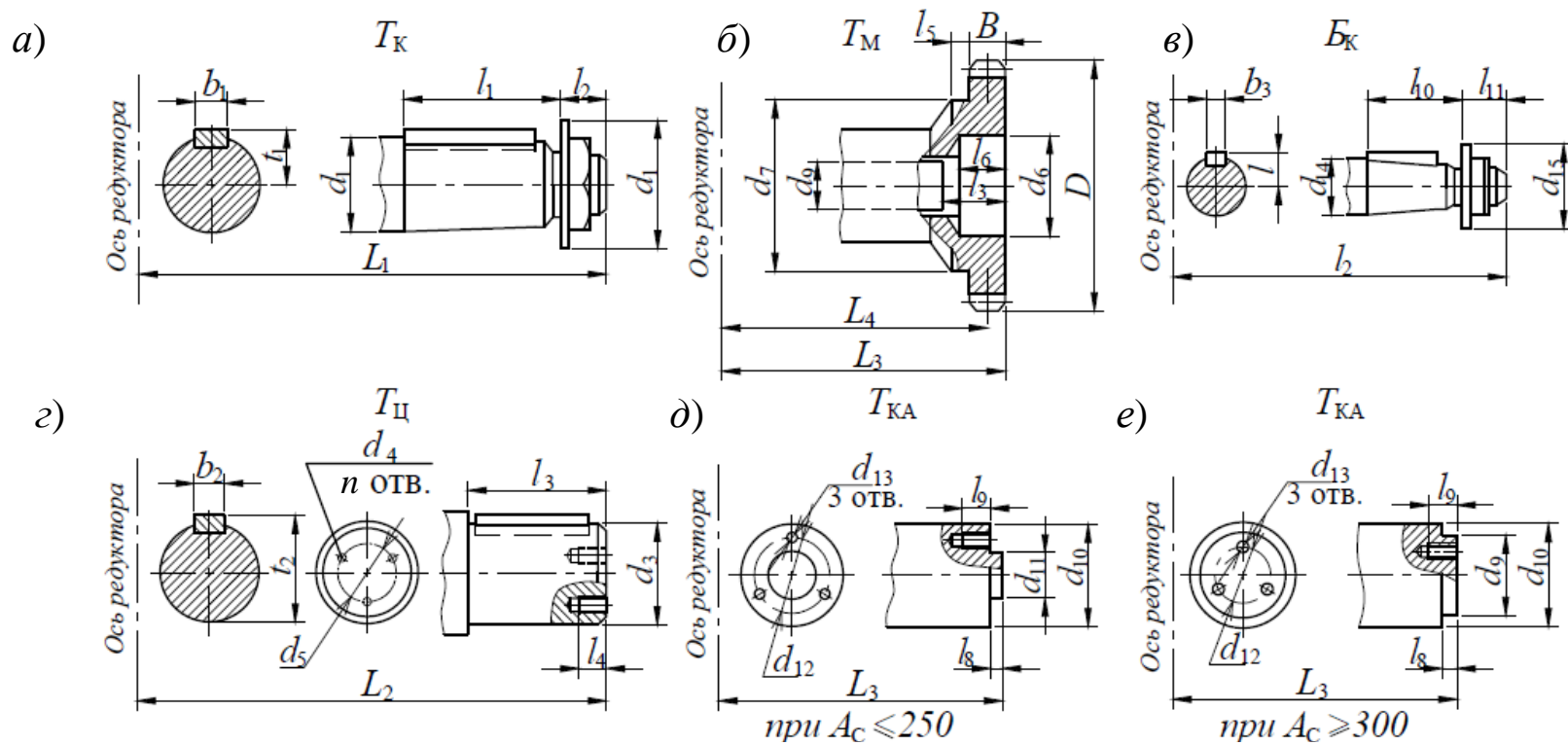


Рис. П.12. Размеры концов вала: а, б, г, д, е – тихоходного; в – быстроходного

Таблица П.25

Основные размеры концов валов редукторов Ц2-200 ... Ц2-1000

Типоразмер редуктора	Размеры тихоходных валов, мм [25, 27]															
	с коническим концом							с цилиндрическим концом								
	L_1	b_1	d_1	d_2	l_1	l_2	t_1	L_2	b_2	d_3	d_4	d_5	l_3	l_4	n	t_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Ц2-200	230	16	55	70	85	25	30,5	223	16	50	10	32	83	20	2	55,0
Ц2-250	280	20	70	95	108	32	38	253	20	65	10	32	103	20	2	71,5
Ц2-300	330	24	80	115	135	35	44	288	24	75	12	50	113	25	2	83,5

Продолжение табл. П.25

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Ц2-350	345	24	90	115	135	35	49	313	24	85	12	50	123	25	2	95,0
Ц2-400	415	28	100	140	170	40	54	358	28	95	12	50	138	25	2	106,0
Ц2-500	445	32	120	140	168	42	65	413	32	110	12	80	163	22	3	122,4
Ц2-650	550	40	150	190	205	45	81	473	40	140	12	80	163	22	3	156,0
Ц2-750	650	45	180	230	245	55	96	533	45	170	15	105	178	26	3	188,5
Ц2-850	740	45	200	265	285	65	105	598	45	190	20	140	198	32	3	208,8
Ц2-1000	800	50	220	300	285	65	117	705	50	220	20	140	240	32	3	241,0

Примечание. n – количество отверстий.

Продолжение табл. П.25

Типоразмер редуктора	Размеры тихоходных валов, мм [25, 27]																		
	с зубчатым концом												с концом для присоединения						
	m	z	D	B	L_4	L_5	d_6	d_7	d_9	l_5	l_6	l_7	L_3	d_{10}	d_{11}	d_{12}	d_{13}	l_8	l_9
Ц2-200	3	40	126	15	160	172,5	62	80	62	27,5	32	37	130	55	25	40	6	5	15
Ц2-250	3,5	40	147	20	180	198	72	95	62	61	38	43	145	70	25	40	6	5	15
Ц2-300	5	40	210	25	205	227,5	80	105	70	64,5	50	55	165	80	60	40	8	5	20
Ц2-350	6	40	252	30	230	255	110	140	100	40	60	65	180	90	75	55	8	5	20
Ц2-400	6	40	252	30	255	280	110	140	100	69	60	65	205	100	75	55	8	5	20
Ц2-500	8	40	336	40	295	330	150	215	60	20	66	85	235	120	75	55	8	5	20
Ц2-650	10	40	420	50	370	410	160	230	70	20	70	90	195	150	75	55	8	5	20
Ц2-750	12	40	504	60	430	480	200	290	140	45	90	105	340	180	75	55	8	5	20
Ц2-850	14	40	588	70	480	535	250	350	170	55	105	120	380	200	75	55	8	5	20
Ц2-1000	16	40	672	80	580	645	320	445	230	55	150	150	445	240	75	55	8	5	20

Примечание. m – модуль зубьев; z – число зубьев.

Продолжение табл. П.25

Типоразмер редуктора	Размеры быстроходных валов, мм [11, 25]						
	L_7	b_3	d_{14}	d_{15}	L_{10}	L_{11}	t
Ц2-200	175	8	25	40	45	15	14,5
Ц2-250	220	8	30	45	60	20	16,5
Ц2-300	255	10	35	48	60	20	19,5
Ц2-350	300	12	40	58	85	25	21,5
Ц2-400	325	16	50	70	85	25	28,0
Ц2-500	390	18	60	88	108	32	32,5
Ц2-650	480	20	70	95	108	32	38,0
Ц2-750	570	24	80	115	135	35	44,0
Ц2-850	635	24	90	115	135	35	49,0
Ц2-1000	740	28	100	140	168	42	54,0

4.4. Редукторы двухступенчатые коническо-цилиндрические

Таблица П.26

Техническая характеристика

Типоразмер редуктора	Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Мощность на быстроходном валу редуктора (кВт) при общем передаточном числе [20]				
		27,5	19,3	13,6	9,65	6,29
КЦ1-200	600	1,2	2,2	3,8	5,4	5,2
	1000	2,1	3,7	6,1	8,5	8,7
	1500	3,1	5,4	8,6	12,0	12,9
КЦ1-250	600	2,4	4,4	7,4	11,2	13,5
	1000	4,0	7,2	11,5	17,4	21,0
	1500	5,9	9,9	16,0	24,0	29,0
КЦ1-300	600	4,2	7,5	12,5	13,5	22,3
	1000	7,0	12,0	19,2	21,0	34,3
	1500	9,9	16,7	26,0	29,0	55,8
КЦ1-400	600	10,0	17,6	28,0	39,0	56,3
	1000	15,9	27,0	43,0	40,0	93,8
	1500	22,0	38,0	60,0	85,0	140,7
КЦ1-500	600	10,0	33,0	54,0	65,0	95,6
	1000	30,0	51,0	80,0	103,0	159,3
	1500	42,0	69,0	109,0	146,0	239,0

Примечания.

1. КПД редуктора – 0,94.

2. Допускаемая консольная нагрузка на тихоходном валу редуктора:
 КЦ1-200 – 5100 Н; КЦ1-250 – 7000 Н; КЦ1-300 – 12000 Н;
 КЦ1-400 – 18000 Н; КЦ1-500 – 25000 Н.

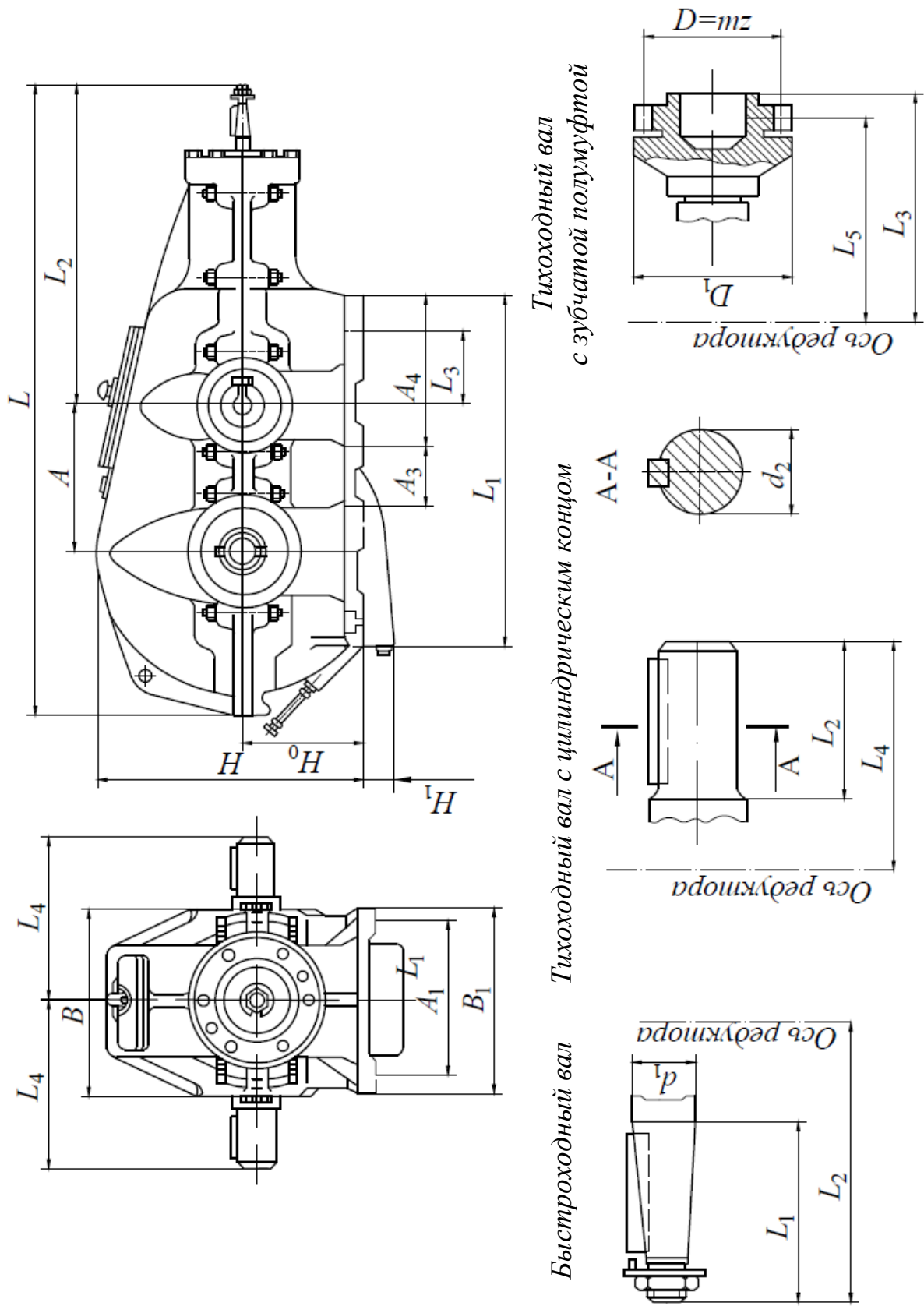


Рис. П.13. Редуктор двухступенчатый коническо-цилиндрический и концы валов

Таблица П.27

Основные размеры и масса двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов

Типоразмер редуктора	Основные размеры редукторов, мм [20]															Масса, кг
	A	A_1	A_2	A_3	A_4	B	B_1	L	L_1	L_2	H_0	H	H_1	d	z_1	
КЦ1-200	200	250	–	–	375	300	300	900	480	85	225	435	–	17	4	186
КЦ1-250	250	225	–	–	480	375	375	1170	600	120	265	515	–	22	4	391
КЦ1-300	300	250	–	265	280	450	450	1274	680	120	316	607	–	22	6	474
КЦ1-400	400	450	335	140	335	526	526	1703	930	212	320	705	95	26	8	1010
КЦ1-500	500	550	390	210	390	630	630	2085	1160	250	400	877	100	33	8	1470

Примечание. z_1 – количество отверстий для фундаментных болтов; d – диаметр отверстия под фундаментный болт.

Таблица П.28

Основные размеры концов валов двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов

Типоразмер редуктора	Основные размеры валов, мм [20]											
	быстроходных			тихоходных								
				с цилиндрическим			с зубчатым концом					
	d_1	L_1	L_2	d_2	L_2	L_4	m	z	D	D_1	L_3	L_5
КЦ1-200	40	85	460	45	80	247	3	40	126	130	219	194
КЦ1-250	50	85	625	55	110	319,5	3	48	150	150	257	240
КЦ1-300	50	85	625	70	140	385	3	56	174	180	325	295
КЦ1-400	60	108	848	98	170	452	4	56	232	240	370	338
КЦ1-500	90	135	1030	110	210	544	4	56	232	240	422	390

Примечание. m – модуль зубьев; z – число зубьев.

4.5. Редукторы трехступенчатые цилиндрические

Таблица П.29

Техническая характеристика

Типоразмер редуктора	Передаточное число	Допускаемый крутящий момент на тихоходном валу, Н·м, при режиме				Масса, кг
		М4–М5 (Л)	М6 (С)	М7 (Т)	(ВТН)	
1ЦЗУ-160 (ЦЗУ-160)	32,00; 41,33; 50,40; 82,66; 100,80; 130,19; 158,76; 44,00; 56,83; 65,09; 206,06	2500	2000	1600	1250	110
1ЦЗУ-200 (ЦЗУ-200)	32,21; 40,04; 49,60; 80,08; 99,20; 128,00; 158,72; 45,67; 55,06; 64,00; 204,80	5000	4000	3150	2500	190
1ЦЗУ-250 (ЦЗУ-250)	30,88; 39,91; 48,64; 81,40; 97,50; 128,06; 15,44; 19,44; 25,52; 43,40; 56,04; 61,24; 201,43	10000	8000	6300	5000	335

Примечания.

1. КПД редуктора – 0,96.
2. Допускаемая консольная нагрузка на тихоходном валу редуктора при соответствующих режимах: М4–М5 (Л); М6 (С); М7 (Т); (ВТН): 1ЦЗУ-160 – 12500 Н; 11200 Н; 10000 Н; 9000 Н; 1ЦЗУ-200 – 18000 Н; 16000 Н; 14000 Н; 12500 Н; 1ЦЗУ-250 – 25000 Н; 22400 Н; 20000 Н; 18000 Н.

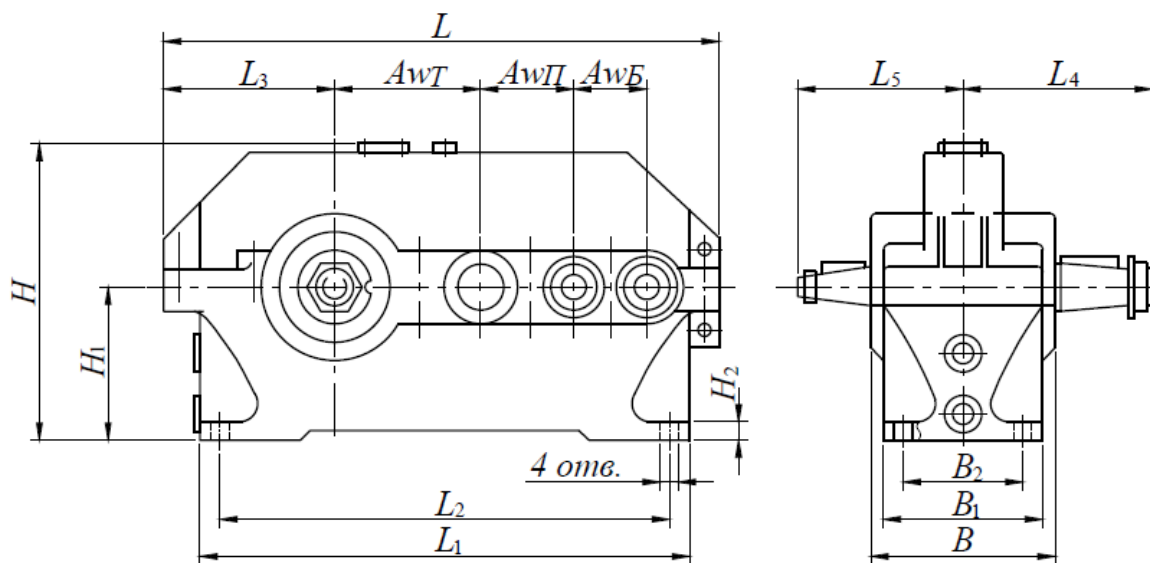


Рис. П.14. Редуктор трехступенчатый цилиндрический

Таблица П.30

Габаритные и присоединительные размеры редуктора типа 1ЦЗУ

Редуктор	Размеры, мм												
	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	B	B_1	B_2	H	H_1	H_2	d
1ЦЗУ-160 (ЦЗУ-160)	630	530	475	198	224	160	206	195	140	345	170	24	24
1ЦЗУ-200 (ЦЗУ-200)	775	650	580	236	280	190	243	230	165	425	212	30	24
1ЦЗУ-250 (ЦЗУ-250)	950	825	750	290	335	236	290	280	218	530	265	32	28

Таблица П.31

Размеры конического конца валов редуктора трехступенчатого цилиндрического (см. рис. П.10, а)

Типоразмер редуктора	Вал	Размеры, мм								
		d_1	d_2	d_3	d_4	l	l_1	b	h	t
1ЦЗУ-160 (ЦЗУ-160)	входной	20	18,2	M12×1,25	30	50	36	4	4	2,5
	выходной	55	50,9	M36×3,0	70	110	82	14	9	5,5
1ЦЗУ-200 (ЦЗУ-200)	входной	25	22,9	M16×1,5	38	60	42	5	5	3,0
	выходной	70	64,75	M48×3,0	100	140	105	18	11	7,0
1ЦЗУ-250 (ЦЗУ-250)	входной	30	27,1	M20×1,5	45	80	58	5	5	3,0
	выходной	90	83,5	M64×4,0	118	170	130	22	14	9,0

Таблица П.32

Размеры конца выходных валов в виде части зубчатой полумуфты (см. рис. П.10, в)

Типоразмер редуктора	Вал	Размеры, мм								
		m	z	b	L	L_1	K	B	d	d_1
1ЦЗУ-160 (ЦЗУ-160)	выходной	4	40	20	48	20	19	38	72f7	95f9
1ЦЗУ-200 (ЦЗУ-200)	выходной	5	40	25	55	32	22	50	80f7	105f9
1ЦЗУ-250 (ЦЗУ-250)	выходной	4	56	35	63	16	31	50	120f7	170f9

Таблица П.33

Типоразмер редуктора	Значение межосевого расстояния (см. рис. П.14)		
	A_{wT}	A_{wII}	A_{wB}
1ЦЗУ-160 (ЦЗУ-160)	160	100	80
1ЦЗУ-200 (ЦЗУ-200)	200	125	100
1ЦЗУ-250 (ЦЗУ-250)	250	160	125

4.6. Редукторы трехступенчатые коническо-цилиндрические

Таблица П.34

Техническая характеристика

Типоразмер редуктора	Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Мощность на быстроходном валу редуктора (кВт) при общем передаточном числе [20]				
		182	118	73	43,3	28,3
КЦ2-500	600	0,7	1,1	1,8	3,6	5,0
	1000	1,2	1,6	3,0	6,0	7,9
	1500	1,7	2,7	4,6	9,0	10,8
КЦ2-750	600	2,5	3,8	6,5	13,0	13,5
	1000	4,2	6,4	10,8	21,0	27,4
	1500	6,2	9,6	16,4	29,0	41,2
КЦ2-1000	600	5,9	9,1	15,6	31,0	39,0
	1000	9,8	15,0	26,0	50,0	60,0
	1500	14,7	23,0	39,0	71,0	86,0
КЦ2-1300	600	14,0	22,0	37,0	65,0	91,4
	1000	23,0	36,0	61,0	103,0	152,4
	1500	25,0	54,0	86,0	146,0	228,6

Примечание. КПД редуктора – 0,91.

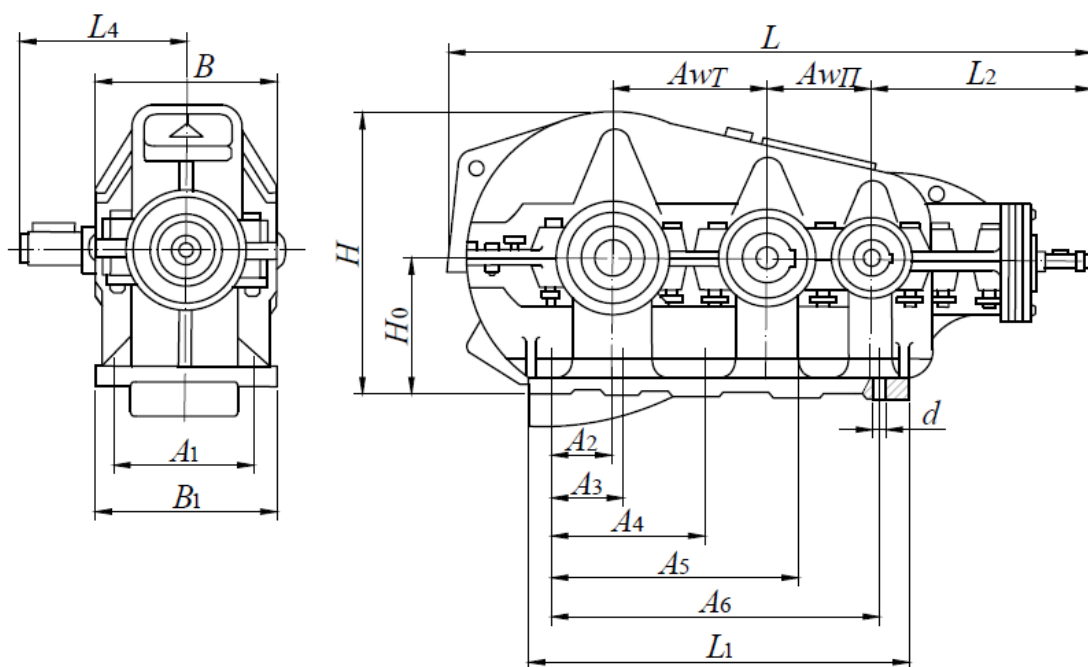


Рис. П.15. Редуктор трехступенчатый коническо-цилиндрический типа КЦ-2

Таблица П.35

Основные размеры и масса трехступенчатых коническо-цилиндрических редукторов

Типоразмер редуктора	Основные размеры редукторов, мм [20]																Масса, кг
	$A_{wП}$	A_{wT}	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	B	B_1	L	L_1	H_0	H	H_1	d	
КЦ2-500	200	300	300	115	—	310	—	705	350	1300	830	315	601	—	21	6	435
КЦ2-750	300	450	470	250	380	570	860	1120	550	1883	1260	335	765	130	32	10	1270
КЦ2-1000	400	600	600	365	530	810	1170	1530	690	2482	1700	400	956	200	32	10	2650
КЦ2-1300	500	800	740	500	700	1100	1560	2020	850	3168	2200	530	1272	240	38	10	5830

Примечание. z_1 – количество отверстий для фундаментных болтов.

Таблица П.36

Основные размеры концов валов трехступенчатых коническо-цилиндрических редукторов
(см. рис. П.14, П.15)

Типоразмер редуктора	Основные размеры валов, мм [20]											
	быстроходных			тихоходных								
				с цилиндрическим концом			с зубчатым концом					
	d_1	L_1	L_2	d_2	L_2	L_4	m	z	D	D_1	L_3	L_5
КЦ2-500	40	85	460	70	138	327	3	56	175	180	270	240
КЦ2-750	50	85	625	90	176	464	4	56	232	240	382	350
КЦ2-1000	60	108	848	130	255	615	6	46	288	300	481	443
КЦ1-1300	90	135	1030	190	350	790	6	56	348	360	605	605

Примечание. m – модуль зубьев; z – число зубьев.

4.7. Редукторы цилиндрические четырехступенчатые

Таблица П.37

Техническая характеристика четырёхступенчатых цилиндрических редукторов

Типоразмер редуктора	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н·м	Номинальные передаточные числа	Масса, кг	Межосевое расстояние A_w , мм
7Ц4-495	20000	100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450	550	495
7Ц4-540	27000		640	540
7Ц4-580	35000		776	580
7Ц4-630	45000		845	630
7Ц4-705	63500		1250	705
7Ц4-775	77000		1485	775
7Ц4-820	88000		2400	820
7Ц4-890	110000		2800	890
7Ц4-987	153000	100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355	3650	987
7Ц4-1035	175000		4200	1035
7Ц4-1095	240000		4787	1095
7Ц4-1190	300000		7200	1190
7Ц4-1250	345000		8500	1250
7Ц4-1387	420000		9500	1387
7Ц4-1442	470000		10200	1442
7Ц4-1505	560000		12500	1505
7Ц4-1570	640000		14000	1570
7Ц4-1695	800000		16500	1695
7Ц4-1785	900000	18000	1785	

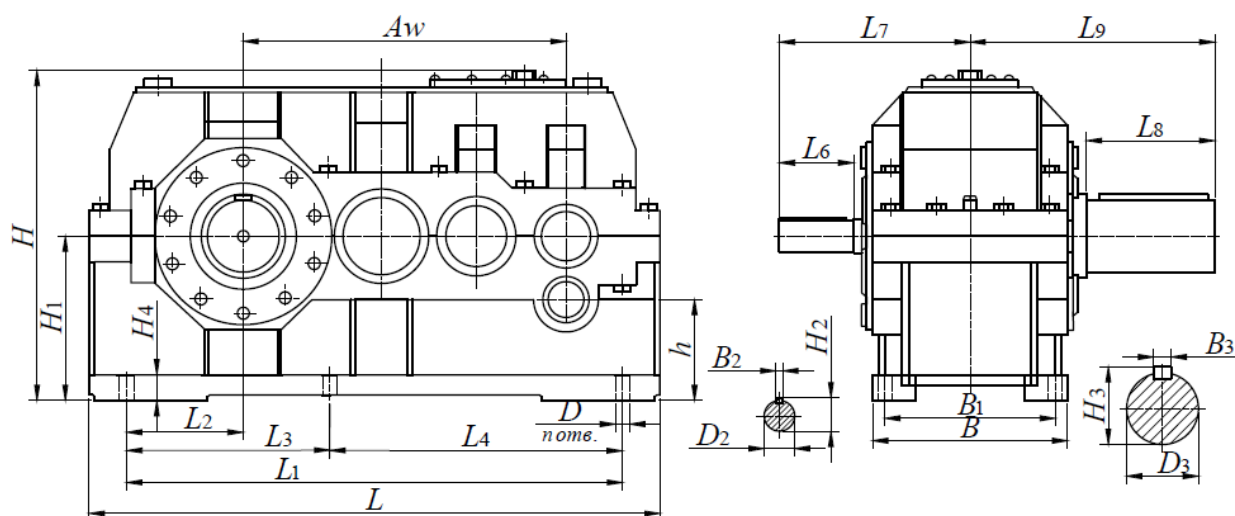


Рис. П.16. Редукторы цилиндрические четырехступенчатые

Таблица П.38

Основные размеры четырехступенчатых редукторов

Тип	Размеры, мм											
	h	H	H_1	H_2	H_3	H_4	D_2	D_3	B	B_1	B_2	B_3
7Ц4-495	200	572	280	33	127	35	30	120	300	260	8	32
7Ц4-540	200	582	280	33	137	40	30	130	370	320	8	32
7Ц4-580	200	662	320	38	148	40	35	140	370	320	10	36
7Ц4-630	230	662	320	38	169	50	35	160	430	370	10	40
7Ц4-705	270	782	380	48	179	50	45	170	430	370	14	40
7Ц4-775	270	790	380	48	190	62	45	180	550	475	14	45
7Ц4-820	310	900	440	54	210	72	50	200	625	535	14	45
7Ц4-890	310	900	440	54	221	72	50	210	625	535	14	50
7Ц4-987	340	1000	500	64	241	81	60	230	690	600	18	50
7Ц4-1035	390	1110	550	64	262	81	60	250	690	600	18	56
7Ц4-1095	390	1110	550	64	282	91	60	270	790	690	18	63
7Ц4-1190	435	1240	620	79	302	91	75	290	830	720	20	63
7Ц4-1250	435	1240	620	79	314	100	75	300	830	720	20	70
7Ц4-1387	475	1390	700	95	334	115	90	320	930	810	25	70
7Ц4-1442	475	1390	700	95	355	115	90	340	930	810	25	80
7Ц4-1505	555	1570	780	95	375	115	90	360	930	810	25	80
7Ц4-1570	555	1570	780	96	395	115	90	380	930	810	25	80
7Ц4-1695	595	1720	860	106	417	130	100	400	1045	910	28	90
7Ц4-1785	595	1720	860	106	437	130	100	420	1045	910	28	90

Таблица П.39

Основные размеры четырехступенчатых редукторов

Тип	Размеры, мм											n
	A_w	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8	L_9	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7Ц4-495	845	605	130	—	—	120	50	230	210	405	24	4
7Ц4-540	950	710	190	—	—	120	50	230	250	445	28	
7Ц4-580	1000	710	155	—	—	145	60	275	250	485	28	
7Ц4-630	1100	810	205	—	—	145	60	275	300	535	35	
7Ц4-705	1200	870	180	—	—	165	100	350	300	570	35	
7Ц4-775	1355	1025	265	—	—	165	100	350	300	570	35	
7Ц4-820	1395	1195	305	597	597	100	100	405	350	685	42	6
7Ц4-890	1535	133	375	597	737	100	100	405	350	685	42	
7Ц4-987	1680	1440	365	720	720	120	135	480	410	790	42	
7Ц4-1035	1770	1500	390	750	750	135	105	485	410	825	42	
7Ц4-1095	1890	1620	450	750	870	135	105	485	470	885	48	
7Ц4-1190	2030	1720	435	860	860	155	105	545	470	935	56	

Продолжение табл. П.39

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7Ц4-1250	2150	1840	495	860	980	155	105	545	500	965	56	6
7Ц4-1387	2340	2000	485	1000	1000	170	165	625	500	990	56	
7Ц4-1442	2450	2110	540	1000	1110	170	165	625	550	1040	56	
7Ц4-1505	2530	2170	550	1085	1085	180	130	635	590	1130	56	
7Ц4-1570	2660	2300	615	1215	1085	180	130	635	590	1130	56	
7Ц4-1695	2830	2430	590	1215	1215	200	205	770	650	1255	66	
7Ц4-1785	3010	2610	680	1395	1215	200	205	770	650	1255	66	

Примечание. n – количество отверстий для фундаментных болтов.

5. Электродвигатели

5.1. Крановые электродвигатели серии МТФ с фазным ротором с частотой тока 50 Гц, напряжением 220/380 В и 500 В

Таблица П.40

Техническая характеристика электродвигателей серии МТФ [25]

Тип электродвигателя	Мощность на валу (кВт) при относительной продолжительности включения				Частота вращения, мин ⁻¹	Максимальный момент, Н·м	Момент инерции ротора, кг·м ²	Масса, кг
	ПВ 15 %	ПВ 25 %	ПВ 40 %	ПВ 60 %				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТФ 011-6	2,0				800	39,2	0,0212	51
		1,7			850			
			1,4		885			
				1,2	910			
МТФ 012-6	3,1				785	55,9	0,0287	59
		2,7			840			
			2,2		890			
				1,7	920			
МТФ 111-6	4,5				850	85,3	0,0487	76
		4,1			870			
			3,5		895			
				2,8	920			
МТФ 112-6	6,5				895	137,3	0,0677	88
		5,8			915			
			5,0		930			
				4,0	950			

Продолжение табл. П.40

1	2	3	4	5	6	7	8	9
MTF 211-6	10,5				895	191,3	0,1148	120
		9,0			915			
			7,5		930			
				6,0	950			
MTF 311-6	14,0				925	313,9	0,2246	170
		13,0			935			
			11,0		945			
				9,0	960			
MTF 312-6	19,5				945	470,9	0,3120	210
		17,5			950			
			15,0		955			
				12,0	965			
MTF 411-6	30,0				945	637,6	0,5003	280
		27,0			955			
			22,0		965			
				18,0	970			
MTF 412-6	40,0				960	932,0	0,6749	345
		36,0			965			
			30,0		970			
				25,0	975			
MTF 311-8	10,5				665	264,8	0,2747	170
		9,0			680			
			7,5		695			
				6,0	710			
MTF 312-8	15,0				680	421,8	0,3865	210
		13,0			695			
			11,0		705			
				8,2	720			
MTF 411-8	22,0				685	569,0	0,5367	280
		18,0			700			
			15,0		710			
				13,0	715			
MTF 412-8	30,0				705	882,9	0,7485	345
		26,0			715			
			22,0		720			
				18,0	730			

5.2. Metallurgical electric motors of the MTH series

Table P.41

Technical characteristics of electric motors of the MTH series [25]

Type of motor	Power at the shaft (kW) at relative starting time				Speed, min ⁻¹	Maximum torque, N·m	Moment of inertia of the rotor, kg·m ²	Mass, kg
	25 %	40 %	60 %	100 %				
1	2	3	4	5	6	7	8	9
MTH 111-6	3,5				870	83,4	0,0487	76
		3,0			895			
			2,5		920			
				2,0	940			
MTH 112-6	5,3				885	117,7	0,0674	88
		4,5			910			
			3,6		930			
				3,0	945			
MTH 211-6	8,2				900	196,2	0,1148	120
		7,0			920			
			5,6		940	196,2	0,1148	120
				4,2	955			
MTH 311-6	13,0				925	313,9	0,2246	170
		11,0			940			
			9,0		955			
				7,0	965			
MTH 312-6	17,5				945	470,9	0,3120	210
		15,0			950			
			12,0		960			
				9,0	965			
MTH 411-6	30,0				950	637,6	0,5993	280
		27,0			960			
			22,0		965			
				18,0	975			
MTH 412-6	36,0				955	932,0	0,6739	345
		30,0			965			
			25,0		970			
				18,0	980			
MTH 311-8	9,0				690	264,8	0,2747	170
		7,5			700			
			6,0		715			
				4,5	725			

Продолжение табл. П.41

1	2	3	4	5	6	7	8	9
MTH 312-8	13,0				690	421,8	0,3120	210
		11,0			700			
			8,2		715			
				6,0	725			
MTH 411-8	18,0				695	569,0	0,5367	280
		15,0			705			
			13,0		710			
				10,0	720			
MTH 412-8	26,0				710	882,9	0,7495	345
		22,0			715			
			18,0		725			
				13,0	730			
MTH 511-8	34,0				695	1000,6	1,0742	470
		28,0			705			
			23,0		715			
				18,0	725			
MTH 512-8	45,0				695	1373,4	1,4225	570
		37,0			705			
			31,0		715			
				25,0	725			
MTH 611-10	53,0				560	2315,2	4,2428	900
		45,0			570			
			36,0		575			
				28,0	580			
MTH 612-10	70,0				560	3139,2	5,2385	1070
		60,0			570			
			48,0		575			
				35,0	580			
MTH 613-10	90,0				570	4120,2	6,2392	1240
		75,0			575			
			60,0		580			
				40,0	585			
MTH 711-10	125,0				580	4561,7	10,2515	1550
		100,0			584			
			80,0		588			
				65,0	592			
MTH 712-10	155,0				580	5689,8	12,7530	1700
		125,0			585			
			100,0		590			
				80,0	593			

Продолжение табл. П.41

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТН 713-10	200,0				582	7308,5	15,0093	1900
		160,0			586			
			125,0		590			
				100,0	593			

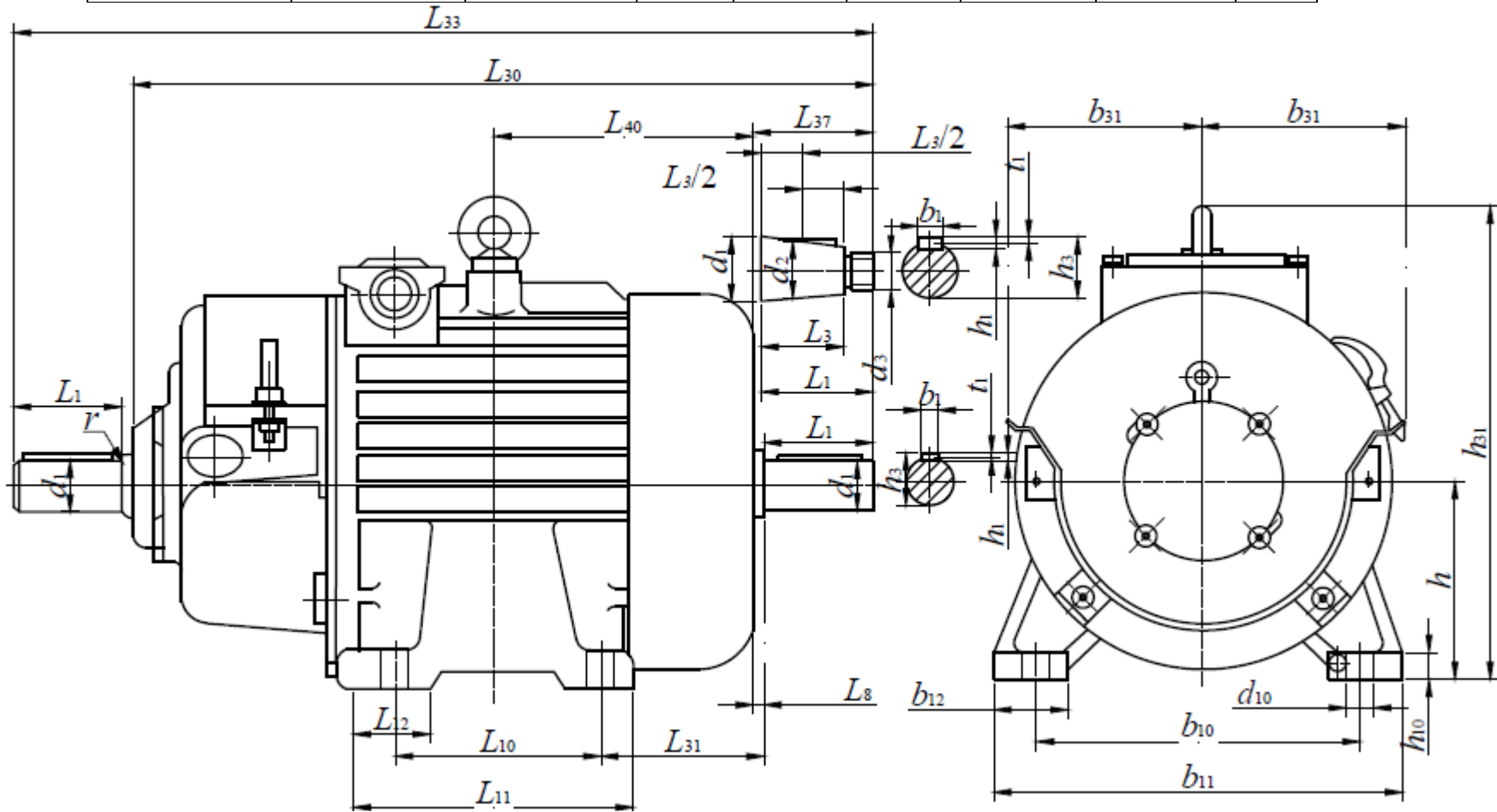


Рис. П.17. Электродвигатель серии МТФ и МТН

Таблица П.42

Габаритные, присоединительные и установочные размеры электродвигателей
серий МТФ и МТН [25]

Тип электродвигателя	Размеры, мм														
	b_1	b_{10}	b_{11}	b_{12}	b_{31}	d_1	d_2	d_3	d_{10}	h	h_1	h_3	h_{10}	h_{31}	L_1
МТФ 011	8	180	230	50	133	28	-	-	19	112	7	31	20	302	60
МТФ 012															
МТФ (Н) 111	10	220	290	60	137	35				132	8	38			
МТФ (Н) 112									12				245	320	65
МТФ (Н) 211	14	280	350	75	176	50				24	180	9			
МТФ (Н) 311															
МТФ (Н) 312	18	330	440	90	198	65	59,75	M42	28	225	11	64,88	26	527	140
МТФ (Н) 412															
МТН 511	20	380	500	106	212	70	64,75	M48	35	250	12	70,38	30	580	
МТН 512															
МТН 611	25	520	650	115	320	90	83,5	M64	42	315	14	90,75	50	770	170
МТН 612															
МТН 613															
МТН 711	32	640	790	145	383	110	101,75	M80	48	400	18	100,88	55	933	210
МТН 712															
МТН 713															

Продолжение табл. П.42

Тип электродвигателя	Размеры, мм											Концы валов	
	L_2	L_8	L_{10}	L_{11}	L_{12}	L_{30}	L_{31}	L_{33}	L_{34}	L_{40}	r		t_1
MTF 011	—	5	150	200	60	515,5	132	585	64,5	202,5	5	4,0	цилиндрические
MTF 012			190	240		550,5	127	520		217,5			
MTF (H) 111			235	285		583,5	140	673	86,5	228,5			
MTF (H) 112			243	306		623,5	135	713		246,0			
MTF (H) 211		8	260	320	70	700,5	150	820	118,5	263,0		5,5	
MTF (H) 311			320	380	80	748,0	155	859,5	118	277,5			
MTF (H) 312			335	395		823,0	170	934,5		322,5			
MTF (H) 411	105	10	420	480	85	877,0	175	1027	147	336,0	10	5,88	конические
MTF (H) 412			310	400	110	952,5	165	1102		368,5			
MTH 511			390	480		1014	251	1164	150	396,0			
MTH 512			345	446	1114	271	1264	456,0					
MTH 611	130	15	445	546	120	1152	256	1335	189	409,0	6,75		
MTH 612			540	640		1252	256	1435		459,0			
MTH 613			440	580		1347	256	1530		507,0			
MTH 711	165	18	510	650	155	1423	323	1645	230	523,0	8,88		
MTH 712			590	730		1493	323	1715		558,0			
MTH 713			1573	323		1795	593,0						

6. Муфты

6.1. Втулочно-пальцевые муфты с тормозными шкивами

6.1.1. Втулочно-пальцевые муфты с тормозными шкивами по ОСТ 24.848.03–79

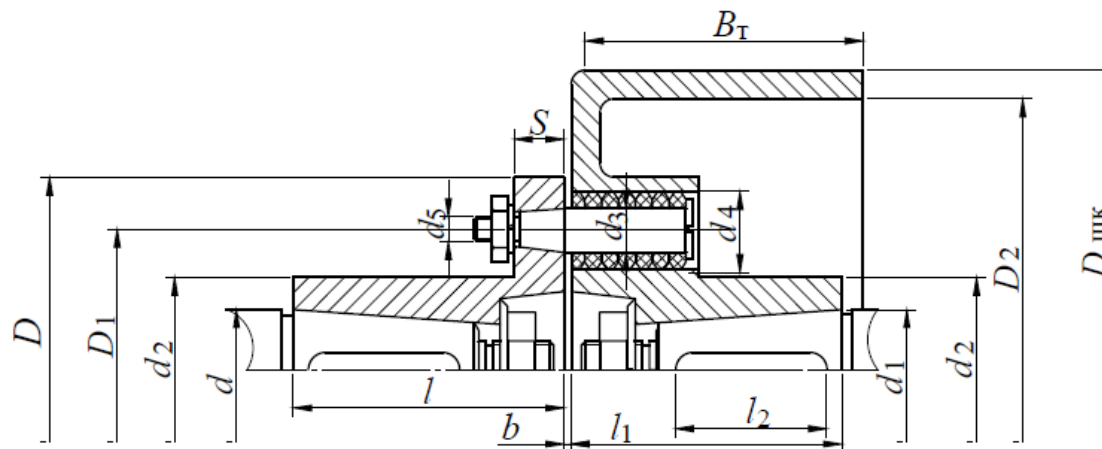


Рис. П.18. Втулочно-пальцевая муфта с тормозным шкивом

Таблица П.43

Основные размеры и параметры втулочно-пальцевых муфт с тормозными шкивами [5, 32]

Наибольший передаваемый крутящий момент $T_{н}$, Н·м	Размеры, мм										Число пальцев
	$d(H7)$	$d_1(H9)$	D	$D_{шк}$	D_1	D_2	d_2	d_3	d_4	d_5	
250	32–45	32–38	140	200	100	180	70	14	28	M10	6
500	40–45	40–45	170		120		80	18	36	M12	
710	56	56	190	200	*	*	*	*	*	*	*
1000	60–70	50–70	220	300	170	275	120	18	36	M12	10
2000	65–75	65–90	250	400	190	370	140	24	46	M16	
4000	80–95	80–95	250		242		175	30	58	M24	
8000	100–125	95–125	400	500 600	300	465 560	220	38	72	M30	

Продолжение табл. П.43

Наибольший передаваемый крутящий момент T_H , Н·м	Размеры, мм						Допустимое смещение валов, град		Момент инерции J_M , кг·м ²	Масса, кг
	l	l_1	l_2	S	B_T	b	радиальное	угловое		
250	80	80	60	16	100	1–5	0,3	1	0,24	13,5
	110									
500	110	110	85	22	95	6	0,3	1	0,32	18,5
710	82	82	*	*					0,14	32
1000	110	140	107	22	150	1–6	0,4	1	1,50	43
	140			28						
2000	140	170	135	36	190	1–8	0,5	0,5	28,0	211
	170									
4000	170	170	135	36	210	2–12	0,5	0,5	57,8	240
8000	210	210	170	44						

Примечание. * – нет данных.

Продолжение табл. П.44

Наибольший передаваемый крутящий момент T_H , Н·м	Тормозной момент T_T , Н·м	Частота вращения n , мин ⁻¹	Момент инерции муфты J , кг·м ²	Размеры, мм					Масса, кг						
				$D_{шк}$	отверстия под вал для		B_T	B		L					
					тормозного шкива	полумуфты									
					$d_{шк}$	$d_{пм}$									
55	100	5600	0,053	160	22	22	75	42	104	5					
		4750	0,062		28	25			115	7					
		4000	0,057		30	28			123						
130	250	4750	0,135	200	28	25	95	55	125	9					
240		4000	0,152		30	25			145	11					
130					32	32			165	12					
240					32	32			145	10					
450					40	35			165	11					
700		800	3000		0,0345	300			42	42	145	55	226	196	16
									48	48				17	
									50	55				20	
										45				28	
										50				29	
	1100			2650			1,105	1,132	300	60				60	145
65		65	38												
4000	1500	1700	5,614	400	90			85	350	111					

6.2. Зубчатые муфты с тормозными шкивами

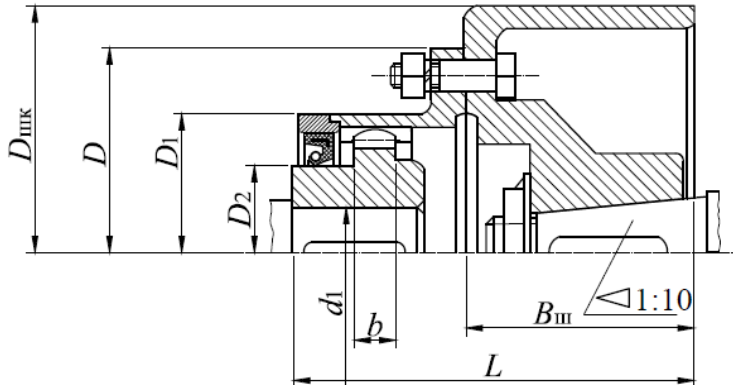


Рис. П.20. Зубчатая муфта с тормозным шкивом [5]

Таблица П.45

Характеристика зубчатых муфт (см. рис. П.20) [5]

T_n , Н·м	Размеры, мм										z	Масса, кг	J , кг·м ²
	d_1	D	D_1	D_2	l	L	m	b	$D_{шк}$	$B_{ш}$			
1000	40	145	105	60	82	174	2,5	12	200	95	30	13	0,1
1600	50	170	125	80				15	200	95	38	18	0,15
2500	60	185	135	85	105	220	3,0	20	300	145	36	30	0,6
4000	65	200	150	95					300	145	40	50	0,8
6300	80	230	175	115					130	270	400	185	48
10000	100	270	200	145	165	340	25	500	210	56	122	3,75	

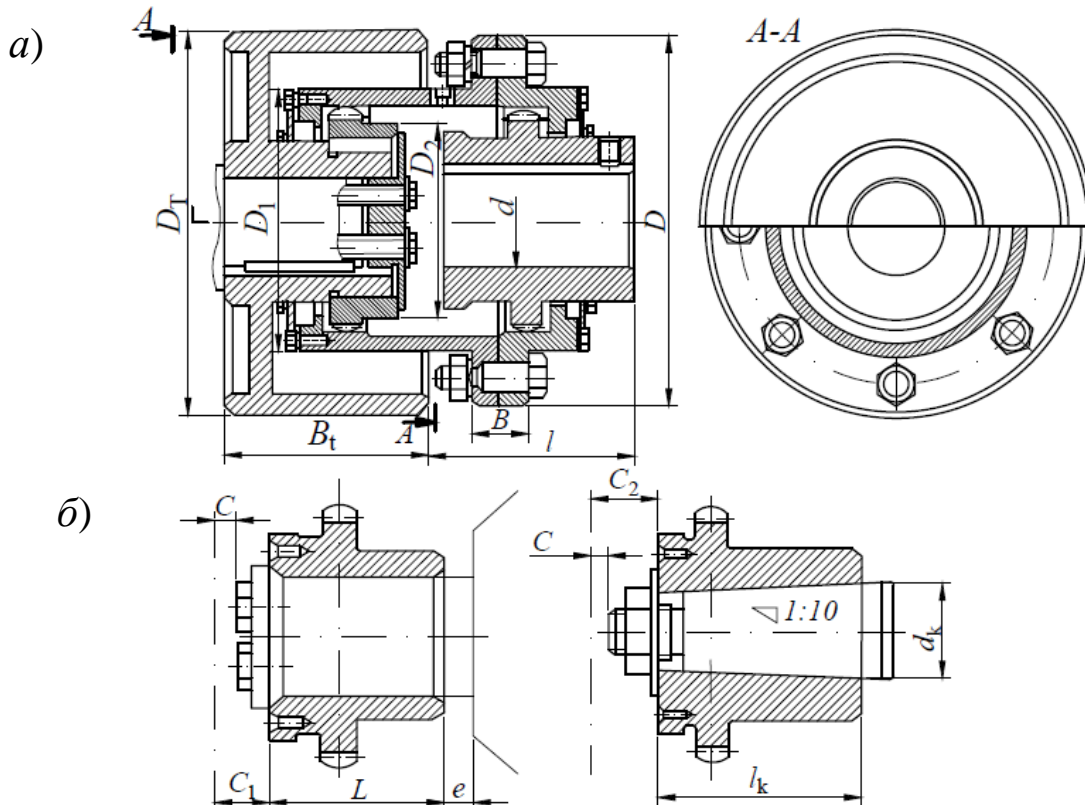


Рис. П.21. Зубчатые муфты с тормозными шкивами [24]:

a – муфта; b – варианты исполнения полумуфт

Таблица П.46

Техническая характеристика зубчатых муфт (см. рис. П.21)

Вращающий момент, Н·м	Частота вращения вала, мин ⁻¹	Момент инерции (без тормозного шкива), кг/м ³	Масса, кг
710	6300	0,12	10,2
1400	5000	0,21	14,3
3150	4000	0,42	24,0
5600	3350	0,85	38,0

Таблица П.47

Основные размеры зубчатых муфт (см. рис. П.21)

Размеры, мм													
d	d_k	B_t	D	D_1	D_2	B	l	l_k	c	c_1	c_2	e	D_T
40	38	95	170	110	55	34	55	55	2,5	11	18	12	160÷200
50	55	145	185	125	70	34	70	70	2,5	13	22	12	200÷300
60	55	185	220	150	90	40	90	85	2,5	15	25	18	300÷400
75	75	185	250	175	110	40	110	105	2,5	17	28	18	500

7. Тормозные устройства

7.1. Тормоза колодочные электромагнитные

7.1.1. Тормоза колодочные электромагнитные серии ТКП

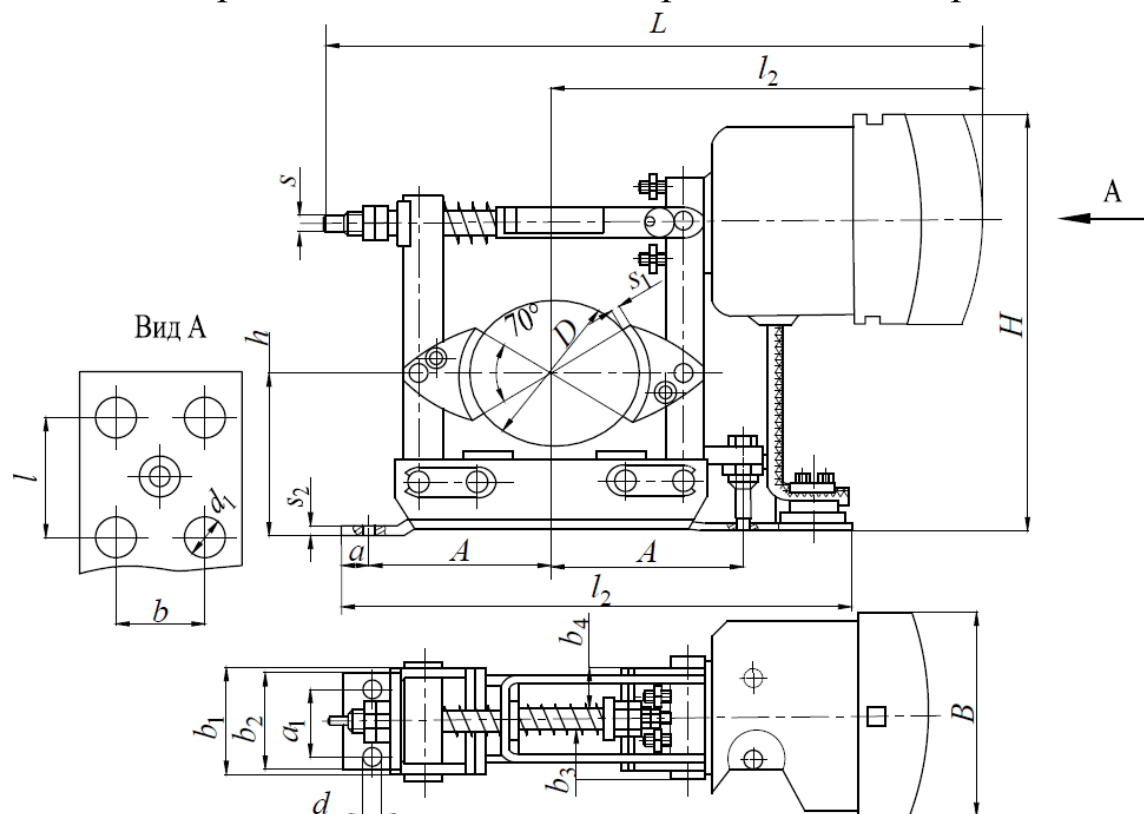


Рис. П.22. Колодочный тормоз серии ТКП с диаметрами шкивов 100÷300 мм

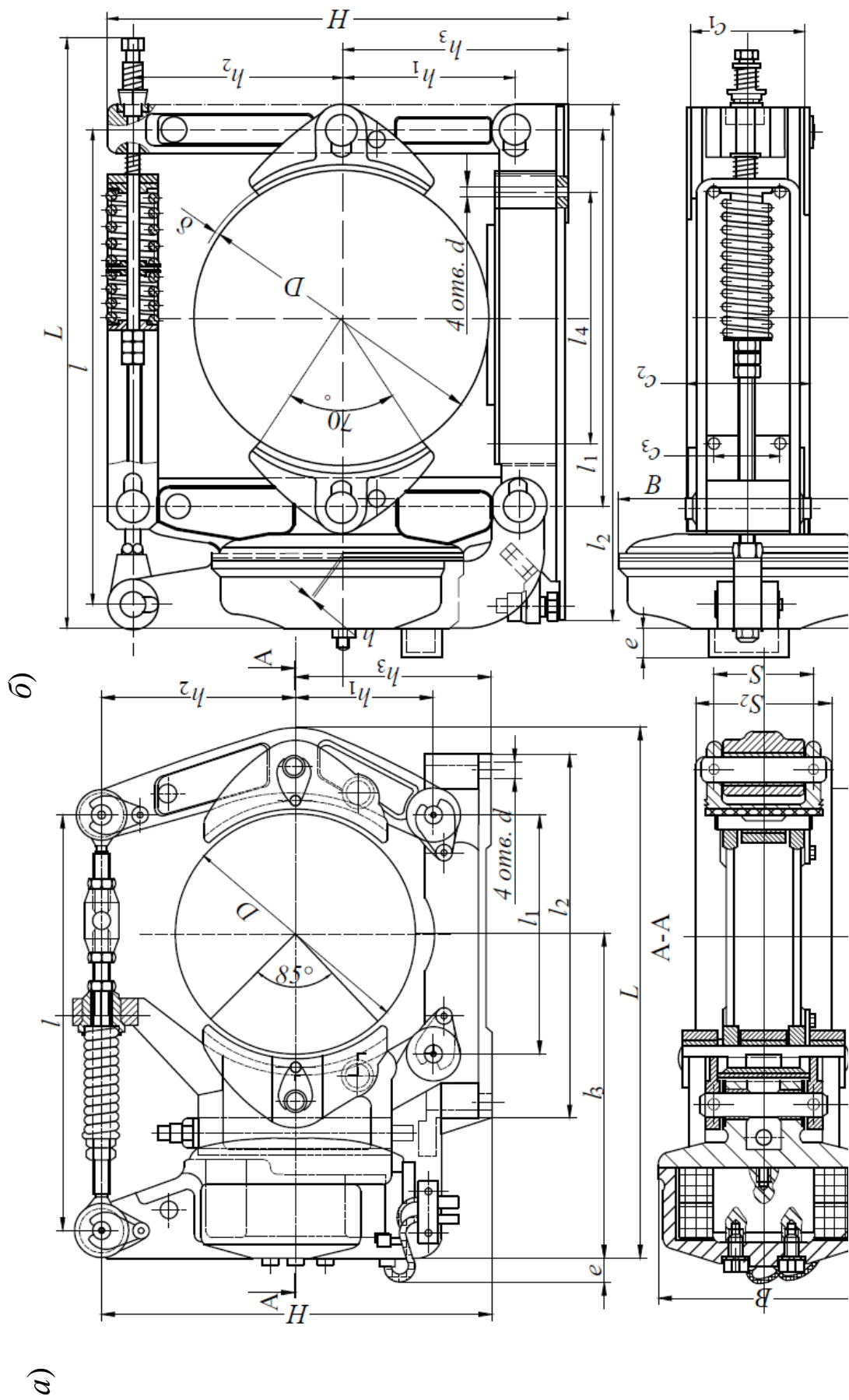


Рис. П.23. Колодочный тормоз серии ТКП с диаметрами шкивов: а – 400÷600 мм; б – 700÷800 мм

7.1.2. Тормоза колодочные электромагнитные серии ТКТ

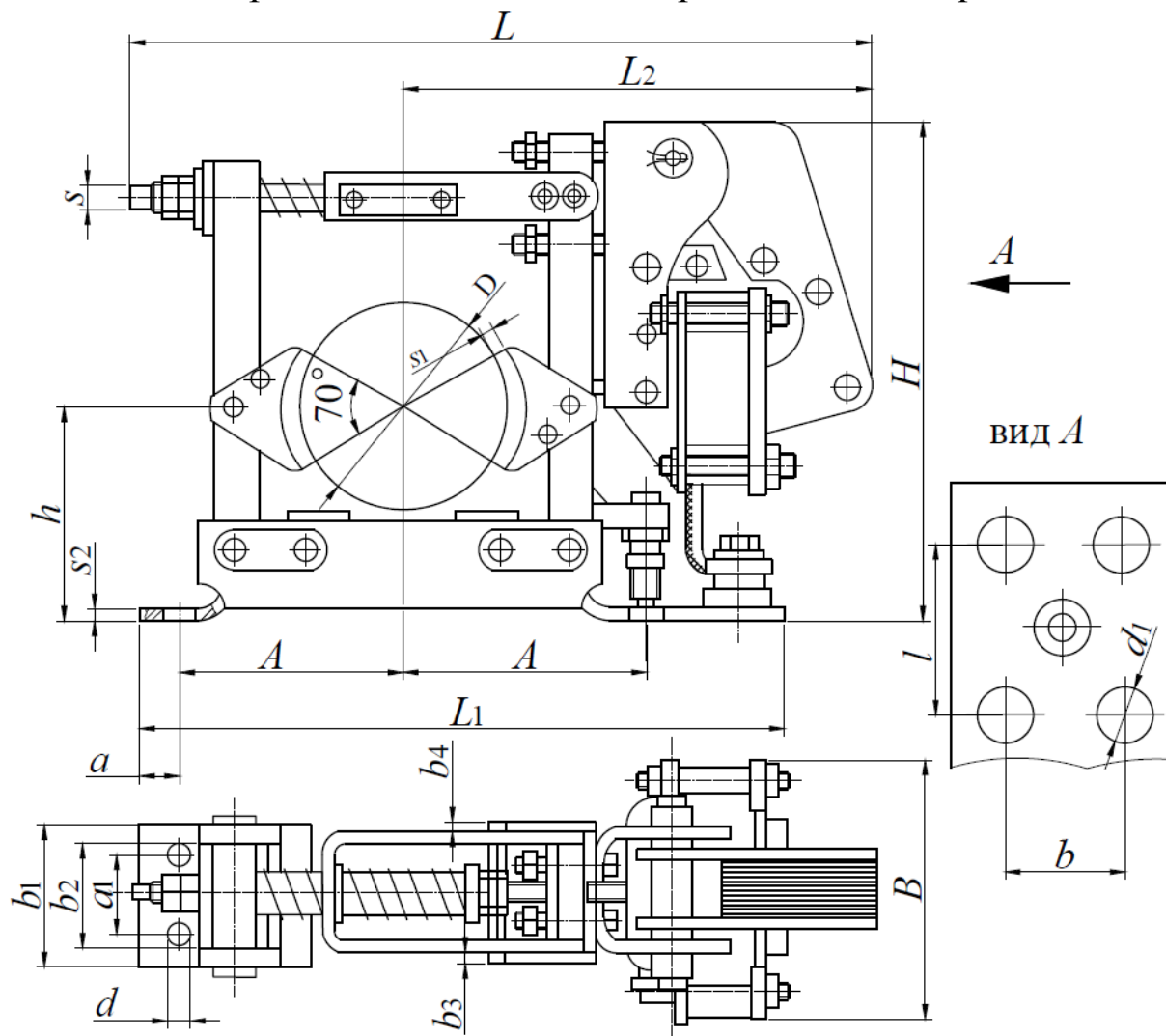


Рис. П.24. Колодочный тормоз серии ТКТ с диаметрами шкивов 100÷300 мм

Таблица П.48

Техническая характеристика колодочных электромагнитных тормозов серии ТКП и ТКТ с диаметрами шкивов 100÷300 мм [26]

Тип тормоза	Гормозной момент (Н·м) при ПВ %			Тип электромагнита	Диаметр шкива, мм	Отход колодки от шкива, мм	Масса, кг
	25	40	100				
ТКТ-100	—	20	10	МО-100Б	100	0,4	12
ТКП-100	20	16	8	МП-101			14
ТКТ-200/100	—	40	22	МО-100Б	200	0,4	25
ТКП-200/100	40	32	16	МП-101			30
ТКТ-200	—	160	80	МО-200Б			35
ТКП-200	160	125	54	МП-201	300	0,5	37
ТКТ-300/200	—	240	120	МО-200Б			70
ТКТ-300/200	240	190	80	МП-201			75
ТКП-300	500	420	170	МП-301	300	0,7	90

Таблица П.49

Основные размеры колодочных электромагнитных тормозов серии ТКП и ТКТ
с диаметрами шкивов 100÷300 мм [26]

Тип тормоза	Размеры, мм																			
	<i>L</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>b</i> ₂	<i>b</i> ₃	<i>b</i> ₄	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>A</i>	<i>a</i>	<i>a</i> ₁	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>s</i>	<i>s</i> ₁	<i>s</i> ₂
ТКТ-100	398	85	300	195	130	38	70	65	45	36	218	100	110	15	40	13	9	8	6	4
ТКП-100	353	44		223	132	30					274									
ТКТ-200/100	546	85	394	255	130	38	90	90	54	47	358	170	175	22	60	18	13	11	6	7
ТКП-200/100	501	44		283	132	30					414									
ТКТ-200	660	140	394	322	177	38	90	90	54	47	367	170	175	22	60	18	13	11	8	7
ТКП-200	546	80		328	178	437														
ТКТ-300/200	796	140	550	389	177	38	140	120	81	72	507	240	250	25	80	22	17	14	8	9
ТКТ-300/200	681	80		396	178	577														
ТКП-300	718	92	550	436	223	54	140	120	81	72	600	240	250	25	80	22	17	14	8	9

Таблица П.50

Техническая характеристика колодочных электромагнитных тормозов серии ТКП и ТКТ
с диаметрами шкивов 400÷800 мм [26]

Тип тормоза	Диаметр шкива <i>D</i> , мм	Тормозной момент, Н·м						
		катушка параллельного возбуждения при			катушка последовательного возбуждения при			
		ПВ 25 %	ПВ 40 %	ПВ 100 %	60 % тока		40 % тока	
					ПВ 25 %	ПВ 40 %	ПВ 25 %	ПВ 40 %
ТКП-400	400	1400	1100	530	1400	1100	840	540
ТКП-500	500	2350	1780	820	1780	1780	1430	980
ТКП-600	600	4750	3370	1520	3370	2870	2870	1950
ТКП-700	700	8000	5750	2800	5750	4800	4800	3250
ТКП-800	800	12500	9100	4400	9100	7500	7500	5000

Таблица П.51

Основные размеры колодочных электромагнитных тормозов серии ТКП и ТКТ
с диаметрами шкивов 400÷800 мм [26]

Тип тормоза	Размеры, мм																	
	H	L	B	l	l_1	l_2	l_3	l_4	h_1	h_2	h_3	c_1	c_2	c_3	a	d	h_{\min}	h_{\max}
ТКП-400	680	880	342	699	400	600	539	550	225	315	320	180	220	170	550	23	2,0	3,0
ТКП-500	805	1049	422	830	500	720	630	660	280	375	380	200	270	210	660	27	2,3	3,5
ТКП-600	955	1165	504	900	600	820	685	760	330	450	450	240	290	230	760	27	2,7	4,0
ТКП-700	1100	1363	624	–	890	1215	730	610	430	495	550	280	290	150	–	29	3,0	4,5
ТКП-800	1250	1532	683	–	1020	1420	827	700	480	580	600	320	330	180	–	29	3,3	5,0

Примечания. 1. h_{\min} , h_{\max} – минимальный и максимальный ход якоря. 2. $e = 70$ мм.

7.2. Тормоза колодочные с приводом от электрогидротолкателей

7.2.1. Тормоза колодочные серии ТКГ с приводом от электрогидротолкателей

Таблица П.52

Основные размеры колодочных тормозов серии ТКГ с электрогидротолкателем [26] (рис. П.25, a – b)

Тип тормоза	Размеры, мм																
	L	l	l_1	B	b	b_1	b_2	H	h	A	a	a_1	s	d	t	t_1	
ТКГ-160	490	147	268	201	116	120	70	415	144	200	90	90	6	13	25	15	
ТКГ-200	603	198	332	213	130	90	90	436	170	350	120	60	8	18	32	22	
ТКГ-300	772	275	421	232	130	120	140	550	240	500	150	80	8	22	50	30	
ТКГ-400	940	375	489	232	130	140	180	620	320	340	68	68	8	22	50	30	
ТКГ-500	1160	435	650	232	130	160	200	735	400	410	85	85	8	27	50	30	
ТКГ-600М	1420	560	860	365	125	250	240	940	475	500	126	126	8	38	55	35	
ТКГ-700М	1630	625	1005	390	145	290	280	1081	550	610	150	150	8	38	85	55	
ТКГ-800М	1975	696	1280	405	165	330	320	1216	600	700	180	180	8	38	135	90	

Таблица П.53

Основные размеры колодочных тормозов серии ТКГ с электрогидротолкателем (рис. П.26)

Тип тормоза	Размеры, мм																
	<i>L</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>A</i>	<i>A</i> ₁	<i>a</i>	<i>a</i> ₁	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>b</i> ₂	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>h</i> ₁	<i>S</i>	<i>h</i> ₂ max	<i>h</i> ₂ нач.
ТКГ-160	490	415	100	220± 0,8	110	90±0,8	90± 0,8	213	125	70	120	100	13	7	6	32	22
ТКГ-200	536	415	144	200± 0,8	100	90±0,8	90± 0,8	213	125	70	120	160	13	7	6	32	22
ТКГ-300	615	420	170	350± 0,8	175	120±0,8	60± 0,8	213	125	90	90	200	18	7	6	32 или 50	22 или 40
ТКГ-400	780	535	240	500± 0,8	250	150±0,8	80± 0,8	230	130	140	120	300	22	12	6	65	45
ТКГ-500	930	600	300	340± 0,6	170	68±0,5	68± 0,5	230	130	180	120	400	22	72	8	65	45
ТКГ-600	1165	735	400	410± 1,4	205	85±1,4	85± 1,4	230	130	200	160	500	27	74	8	65 или 80	45 или 60
ТКГ-700	1300	895	415	500± 0,8	250	126±0,5	126± 0,5	241	135	240	200	600	30	96	8	65 или 100	45 или 80
ТКГ-800	1570	1010	465	610± 0,8	305	150±0,5	150± 0,5	298	155	280	240	700	34	116	8	100	80

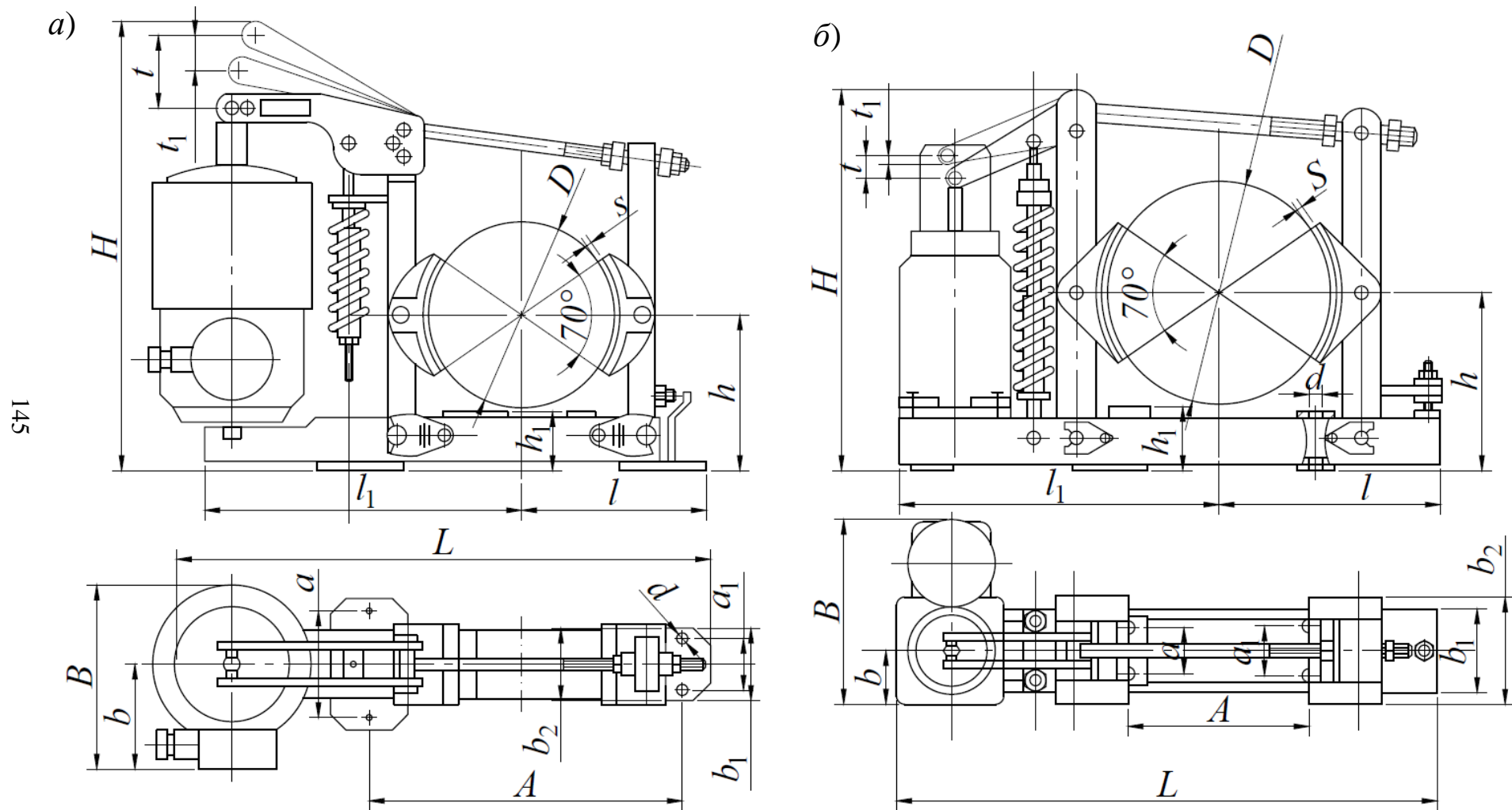


Рис. П.25. Колодочные тормоза серии ТКГ с приводом от электрогидротолкателей с диаметрами шкивов:
 a – 160÷500 мм; b – 600÷800 мм

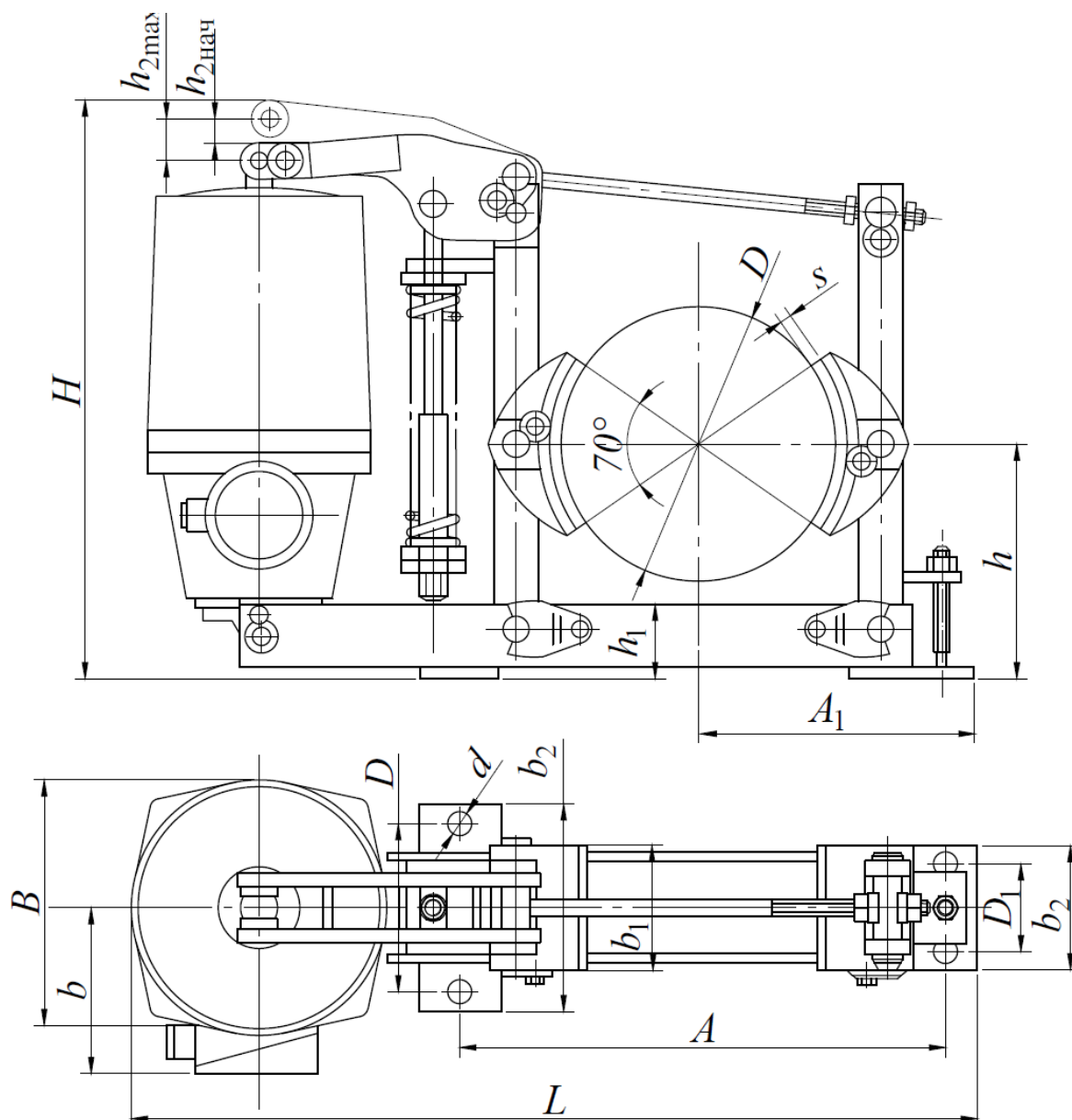


Рис. П.26. Колодочный тормоз серии ТКГ с приводом от электрогидротолкателя с диаметром шкива 100÷800 мм

Таблица П.54

Техническая характеристика колодочных тормозов серии ТКГ с приводом от электрогидротолкателей [26]

Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м	Тип толкателя		Диаметр шкива, мм	Масса, кг
		раннее исп.	совр. исп.		
1	2	3	4	5	6
ТКТГ-100	150		ТЭ-30	100	23,4
ТКГ-160	100	ТЭГ-16М	ТЭ-30	160	25
ТКГ-200	300	ТТМ-25	ТЭ-30	200	35
ТКГ-300	800	ТТМ-50	ТЭ-50М	300	80
ТКГ-400	1500	ТТМ-80	ТЭ-80М	400	120
ТКГ-500	2500	ТТМ-80	ТЭ-80М	500	155

1	2	3	4	5	6
ТКГ-600М	5000	ТЭ-160		600	420
ТКГ-700М	8000			700	595
ТКГ-800М	12000			800	845
ТКГ-600	5000		ТЭ-150	600	200
			ТЭ-200		203
			ТЭ-200/100		204
ТКГ-700	8500		ТЭ-200/100	700	240
ТКГ-800	12500		ТЭ-250/160	800	344

7.2.2. Тормоза колодочные серии ТКГГ с приводом от двухштоковых электрогидротолкателей [26]

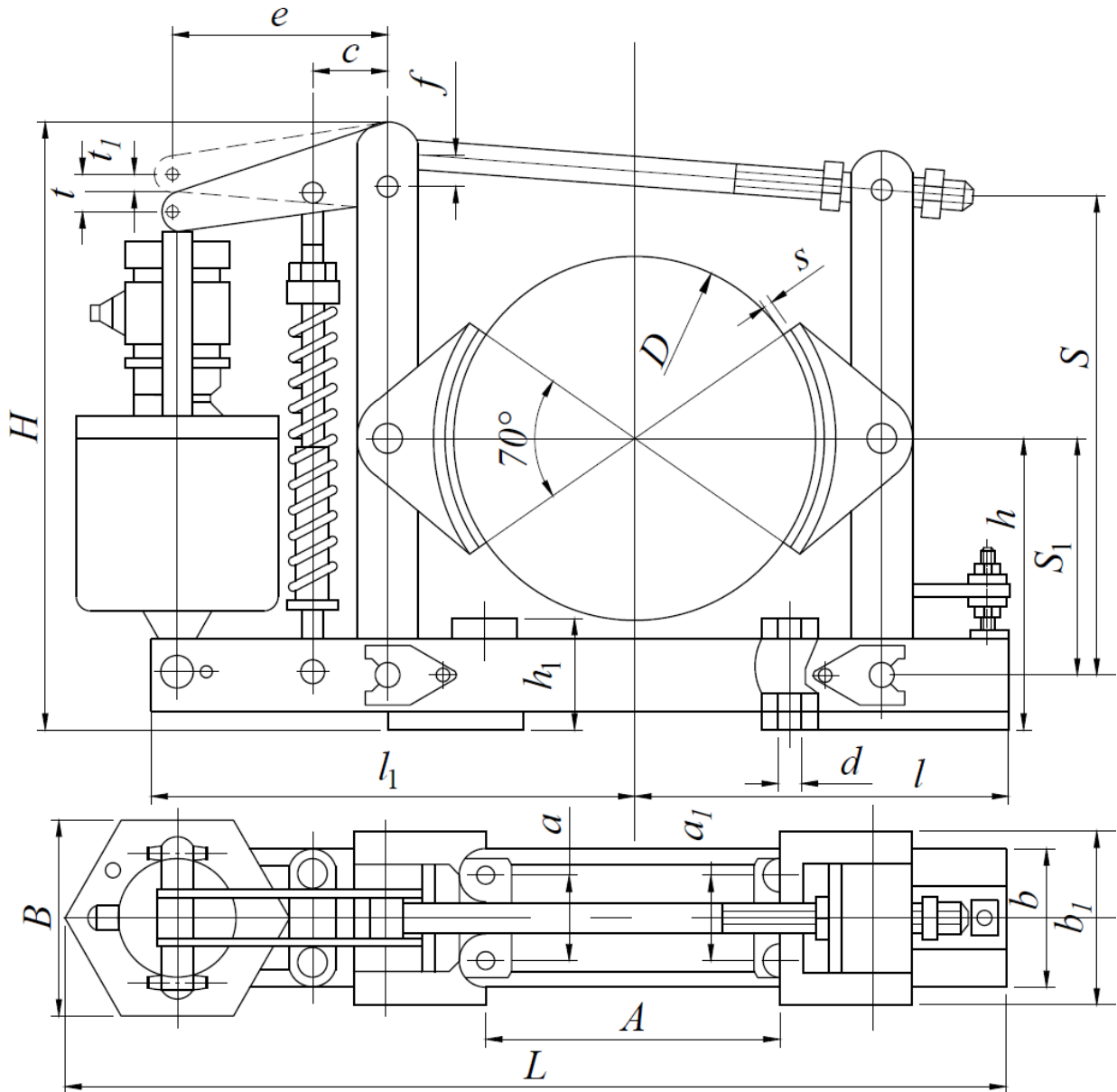


Рис. П.27. Колодочный тормоз с приводом от двухштокового электрогидротолкателя серии ТКГГ

Таблица П.55

Техническая характеристика колодочных тормозов серии ТКТГ с приводом от двухштоковых электрогидротолкателей [26]

Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м	Тип толкателя	Диаметр шкива, мм	Масса, кг
ТКТГ-600	5000	Т-160Б	600	435
ТКТГ-700	8000		700	605
ТКТГ-800	12000		800	845

7.2.3. Тормоза колодочные с комбинированным приводом

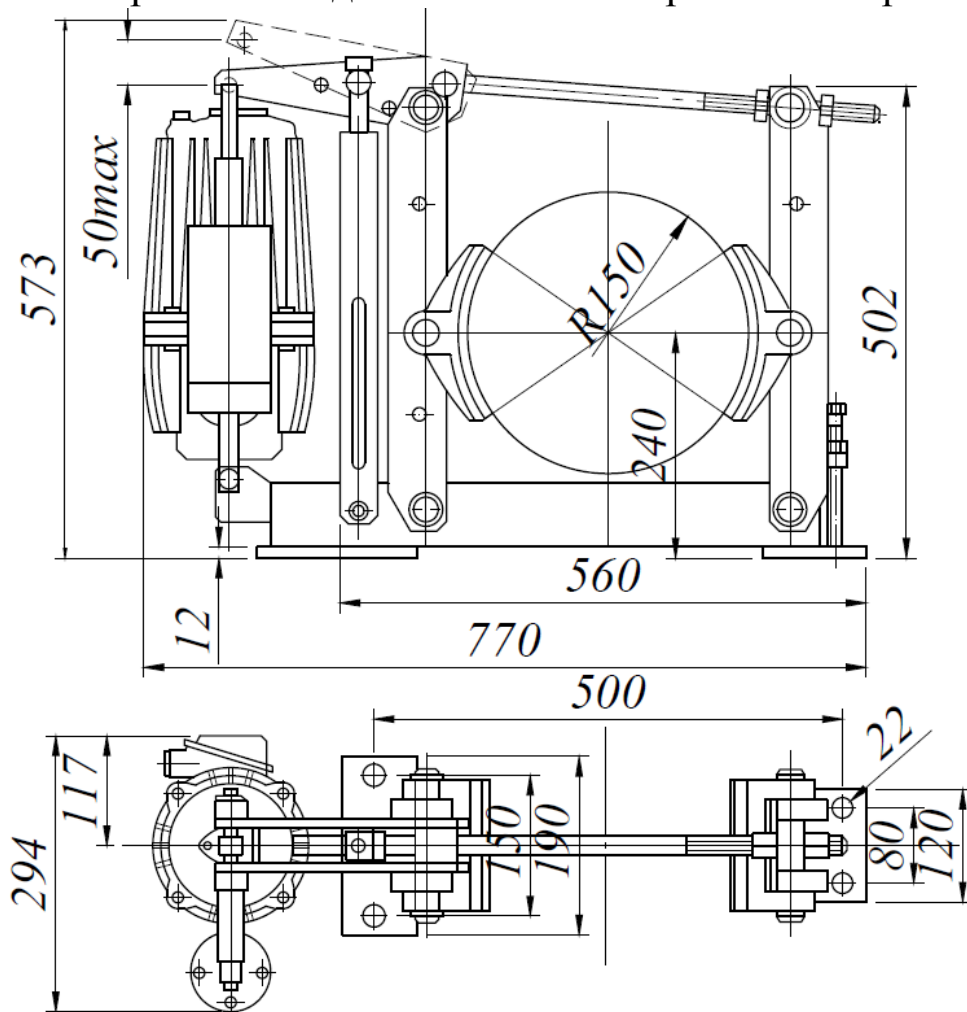


Рис. П.28. Тормоз ТКГП-300 с комбинированным приводом

Таблица П.56

Техническая характеристика колодочного тормоза ТКГП-300

Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м	Относительная продолжительность включения	Диаметр шкива, мм	Масса, кг
ТКГП-300	800	ПВ 100 %	300	70

Основные размеры колодочных тормозов серии ТКТГ с электрогидротолкателем [26] (см. рис. П.27)

Тип тормоза	Размеры, мм															
	L	l	l_1	B	b	b_1	H	h	h_1	A	a	a_1	s	d	t	t_1
ТКТГ-600	1428	560	740	268	250	240	940	475	132	500	126	126	8	38	55	35
ТКТГ-700	1640	625	885		290	280	1081	550	170	610	150	150	8	38	85	55
ТКТГ-800	1898	695	1075		330	320	1216	600	174	700	180	180	8	38	135	90

8. Подшипники

8.1. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные по ГОСТ 28428–90

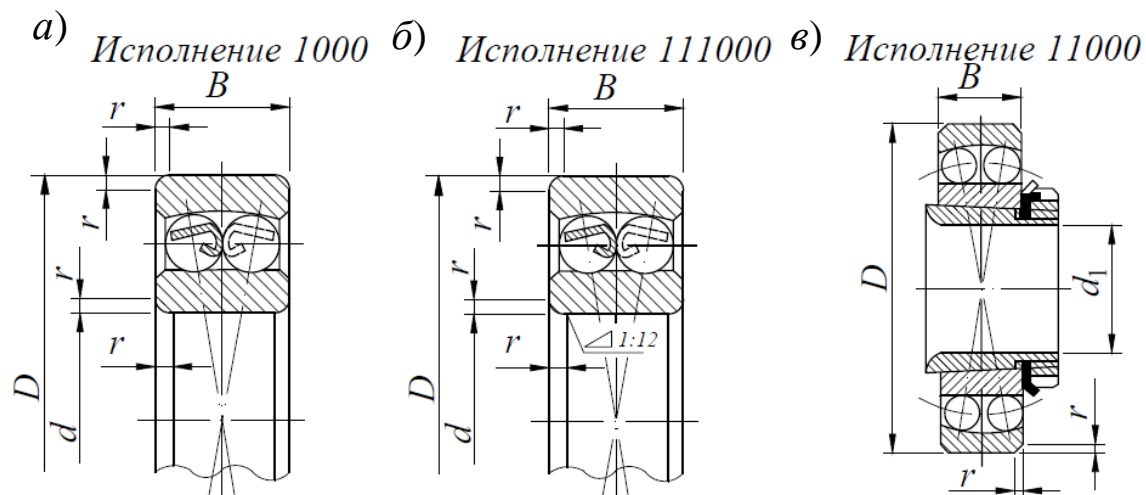


Рис. П.29. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные:

а – с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца; *б* – с коническим отверстием внутреннего кольца;
в – с закрепительной втулкой для установки на гладкие валы

Таблица П.58

Размеры подшипника серии диаметров 6, масса и значения грузоподъемностей

Обозначение		Размеры, мм					Масса, кг		Грузоподъемность, Н, не менее	
1000	111000	d	D	B	r	r_{\min}	1000	111000	динамическая C	статическая C_0
1604	111604	20	52	21	2,0	1,1	0,209	0,205	18000	6100
1605	111605	25	62	24	2,0	1,1	0,335	0,327	24500	8500
1606	111606	30	72	27	2,0	1,1	0,500	0,489	31500	11400
1607	111607	35	80	31	2,5	1,5	0,675	0,659	39000	14600
1608	111608	40	90	33	2,5	1,5	0,925	0,903	45000	17600
1609	111609	45	100	36	2,5	1,5	1,230	1,200	54000	22000
1610	111610	50	110	40	3,0	2,0	1,640	1,600	64000	26500
1611	111611	55	120	43	3,0	2,0	2,100	2,050	75000	31500
1612	111612	60	130	46	3,5	2,1	2,600	2,530	86500	37500
1613	111613	65	140	48	3,5	2,1	3,230	3,150	95000	43000
1614	111614	70	150	51	3,5	2,1	3,900	3,810	110000	50000
1615	111615	75	160	55	3,5	2,1	4,720	4,610	122000	56000
1616	111616	80	170	58	3,5	2,1	6,100	5,960	137000	64000
1617	111617	85	180	60	4,0	3,0	7,050	6,890	140000	68000
1618	111618	90	190	64	4,0	3,0	8,440	8,250	153000	76500
1619*	—	95	200	67	4,0	3,0	9,790	—	163000	83000
1620	111620	100	215	73	4,0	3,0	12,400	12,100	193000	104000
1621*	—	105	225	77	4,0	3,0	14,300	—	—	—
1622	111622	110	240	80	4,0	3,0	17,300	16,900	—	—

Примечания.

1. * – подшипники не рекомендуются к применению.
2. Не указанные значения статической и динамической грузоподъемностей для данных типоразмеров подшипников будут вводиться по мере их освоения.

Таблица П.59

Размеры подшипника серии диаметров 6, масса и значения грузоподъемностей

Обозначение	Размеры, мм					Масса, кг	Грузоподъемность, Н, не менее	
	d	D	B	r	r_{\min}		динамическая C	статическая C_0
11605	25	72	27	2,0	1,1	0,62	24000	10000
11606	30	80	31	2,5	1,5	0,82	39000	14600
11607	35	90	33	2,5	1,5	1,15	45000	17600
11608	40	100	36	2,5	1,5	1,50	54000	22000
11609	45	110	40	3,0	2,0	1,95	64000	26500
11610	50	120	43	3,0	2,0	2,45	75000	31500
11611	55	130	46	3,5	2,1	3,00	86500	37500
11612	60	140	48	3,5	2,1	3,70	95000	43000
11613	65	160	55	3,5	2,1	5,65	12200	56000
11614	70	170	58	3,5	2,1	7,25	13700	64000
11615	75	180	60	4,0	3,0	8,35	14000	68000
11616	80	190	64	4,0	3,0	10,0	15300	76500
11618	90	215	73	4,0	3,0	15,3	19300	104000

8.2. Подшипниковая опора

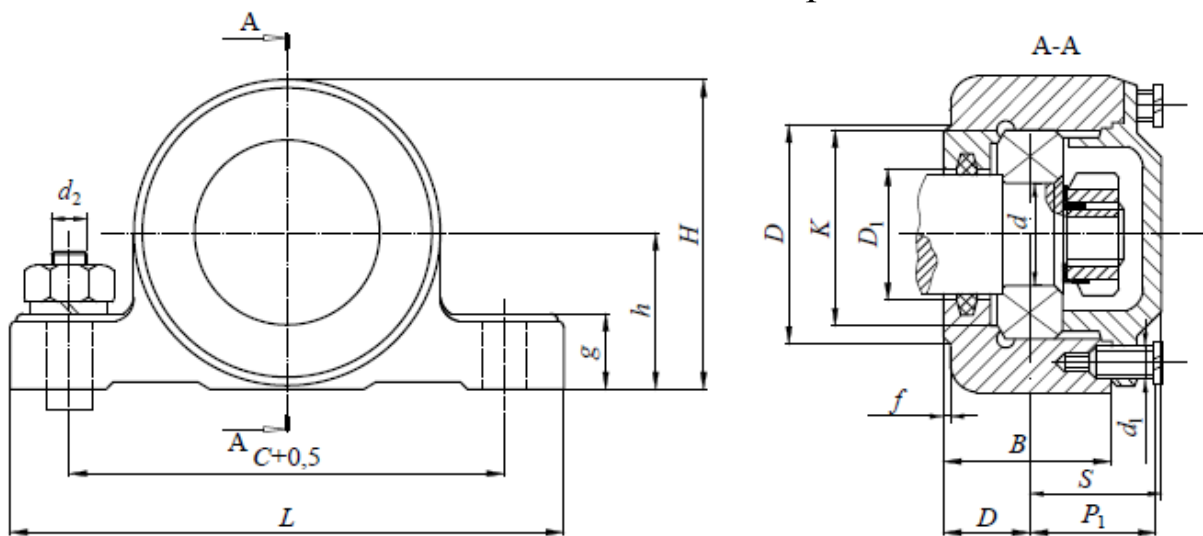


Рис. П.30. Подшипниковая опора

Таблица П.60

Размеры и масса подшипниковой опоры [27]

Размеры, мм														Масса, кг
D	h	H	C	L	g	B	D_1	S	f	P_1	k	d_1	d_2	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
52	40	80	110	145	20	40	22	31,5	2,0	33	48	6	12	1,9
62	45	90	125	160	22	45	25	36,0	2,5	35	56	6	12	2,6

Продолжение табл. П.60

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
80	55	110	150	195	25	50	25	37,5	–	40	72	6	16	3,5
90	65	130	175	220	30	55	30	41,0	2,5	40	82	8	16	6,0
100	70	140	190	240	30	55	27,5	41,0	–	42	92	8	16	6,3
110	80	160	210	265	35	60	33	45,5	3,0	47	102	8	20	9,4
120	85	170	230	285	35	65	32,5	48,0	–	48	112	8	22	11,2
130	90	180	240	300	40	70	35	52,0	–	56	120	10	24	13,3
160	110	220	300	380	45	80	44	59,0	4,0	60	148	10	30	22,3
200	135	270	370	460	50	90	45	65,5	–	70	168	13	36	34,8

9. Значение коэффициента безопасности

Таблица П.61

Коэффициент безопасности [25]

Наименование механизмов и узлов	k_6
Механизмы ручных кранов, тали, ручные лебедки	1,0
Механизмы подъема всех кранов, электротали, лебедки с механическим приводом	1,2
Приводы механизмов передвижения тележек и механизмов поворота кранов	1,3
Приводы механизмов передвижения кранов, ходовые колеса тележек и опоры механизмов поворота кранов	1,4
Ходовые колеса кранов	1,5

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основная литература

1. Масленников, Н. Р. Грузоподъемные машины и механизмы : учебное пособие / Н. Р. Масленников, Н. В. Ерофеева ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2015. – 214 с.

2. Масленников, Н. Р. Подъемно-транспортные машины. Практикум : учебное пособие / Н. Р. Масленников, Н. В. Ерофеева ; Кузбас. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2013. – 192 с.

2. Дополнительная литература

3. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учебник для вузов / М. П. Александров. – Москва : Высшая школа, 2000. – 552 с.

4. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров : учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – 6-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 1985. – 520 с.

5. Балашов, В. П. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов / В. П. Балашов : учебник для техникумов. – Москва : Машиностроение, 1987. – 384 с.

6. Бетман, Г. Грузоподъемные машины / Г. Бетман : перевод с немецкого С. Г. Кочергина. – 4-е изд. – Москва ; Ленинград : Госмашметиздание, 1934. – 652 с.

7. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций / А. А. Вайнсон : учебное пособие для технических вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1976. – 150 с.

8. Вайнсон, А. А. Крановые грузозахватные устройства : справочник / А. А. Вайнсон, А. Ф. Андреев. – Москва : Машиностроение, 1982. – 304 с.

9. Верременко, Е. И. Портовые грузоподъемные машины / Е. И. Верременко : учебник для вузов. – Москва : Транспорт, 1984. – 320 с.

10. Виниоли, И. И. Грузоподъемные и транспортные устройства / И. И. Виниоли : учебник для техникумов. – Москва : Машиностроение, 1967. – 196 с.

11. Гайдамака, В. Ф. Грузоподъемные машины / В. Ф. Гайдамака : учебник для вузов. – Киев : Вища школа, 1989. – 328 с.

12.Абрамович, И. А. Грузоподъемные краны промышленных предприятий. Справочник / И. А. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. – Москва : Машиностроение, 1989. – 360 с.

13.Дамаскин, Б. И. Подъемно-транспортные устройства в обувной, швейной и кожевенной промышленности / Б. И. Дамаскин, Л. В Кузнецов : учебное пособие для вузов. – Ленинград : Легкая индустрия, 1970. – 296 с.

14.Додонов, Б. П. Грузоподъемные и транспортные устройства / Б. П. Додонов : учебник для средних специальных учебных заведений / Б. П. Додонов, В. А Лифанов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1990. – 248 с.

15.Дукельский, А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны / А. И. Дукельский. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва ; Ленинград : Машиностроение, 1966. – 484 с.

16.Евневич, А. В. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов / А. В. Евневич : учебник для техникумов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва, 1957. – 288 с.

17.Заводчиков, А. А. Грузоподъемные машины / А. А Заводчиков. – Москва : Машгиз, 1955. – 280 с.

18.Заленский, В. С. Подъемно-транспортные и строительные машины / В. С. Заленский, Ф. Ф. Мовчан. – Москва : Машиностроение, 1968. – 350 с.

19.Иванченко, Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин / Ф. К. Иванченко. – Киев : Вища школа, 1983. – 351 с.

20.Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.

21.Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / С. А. Казак, В. Е. Дусье, Е. С. Кузнецов [и др.] : под редакцией С. А. Казака. – Москва : Высшая школа, 1989. – 319 с.

22.Моргачев, В. Л. Подъемно-транспортные машины / В. Л. Моргачев : учебное пособие для машиностроительных техникумов. – Москва : Машиностроение, 1964. – 344 с.

23.Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций / под редакцией М. П. Александрова и Д. Н. Решетова. – Москва : Машиностроение, 1987. – 122 с.

24. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Н. А. Вискребенцев [и др.]. – Москва : Колос, 1999. – 228 с.

25. Расчеты грузоподъемных и транспортных машин / Ф. К. Иванченко [и др.]. – Киев : Вища школа, 1978. – 360 с.

26. Расчеты крановых механизмов и их деталей / ВНИИПТМАШ / под общей редакцией Р. А. Лалаянца. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва, 1993. – Т. 1. – 187 с. ; Т. 2. – 163 с.

27. Руденко, Н. Ф. Грузоподъемные машины. Атлас конструкций : учебное пособие для вузов / Н. Ф. Руденко, В. Н. Руденко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1970. – 116 с.

28. Руденко, Н. Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / Н. Ф. Руденко, М. П. Александров, А. Г. Лысяков. – 3-е изд. – Москва : Машиностроение, 1971. – 464 с.

29. Современные методы расчета подъемно-транспортных машин на прочность, выносливость и долговечность при курсовом и дипломном проектировании : учебное пособие. – Свердловск, 1968. – 47 с.

30. Петухов, П. З. Специальные краны : учебное пособие для машиностроительных вузов / П. З. Петухов, Г. П. Ксюнин, Л. Г. Сердин. – Москва : Машиностроение, 1985. – 248 с.

31. Справочник по кранам. Общие расчеты, материалы, приводы, металлические конструкции / под редакцией А. И. Дукельского. – Москва ; Ленинград : Машиностроение, 1971. – Т. 1. – 399 с.

32. Справочник по кранам. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / под редакцией М. М. Гохберга. – Ленинград : Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1988. – Т. 2. – 559 с.

33. Справочник по кранам. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / под редакцией М. М. Гохберга. – Ленинград : Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1988. – Т. 1. – 536 с.

34. Суколенков, А. Е. Подъемно-транспортные машины и механизмы перегрузочных работ / А. Е. Суколенков, Ю. Г. Артюхин. – Москва : Транспорт, 1972. – 312 с.

35.Тормозные устройства : справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1984. – 312 с.

36.Фиделев, А. С. Подъемно-транспортные машины / А. С. Фиделев : учебник для вузов. – Киев : Вища школа, 1975. – 220 с.

37.Штремель, Г. Х. Грузоподъемные машины / Г. Х. Штремель : учебник для техникумов. – Москва : Высшая школа, 1963. – 271 с.

3. Нормативная литература

38.Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения». – Москва, 2014. – 90 с.

39.Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10-382-00. – Москва : ЭНАС, 2008. – 224 с.

40.ГОСТ 183–74. Машины электрические вращающиеся. Общие технические условия. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2001. – 26 с.

41.ГОСТ 380–94. Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1998. – 8 с.

42.ГОСТ 534–78. Краны мостовые опорные. Пролеты. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 3 с.

43.ГОСТ 977–88. Отливки стальные. Общие технические условия. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2004. – 35 с.

44.ГОСТ 1050–88. Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия. – Москва : Стандартиформ, 2008. – 19 с.

45.ГОСТ 1412–85.Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2004. – 3 с.

46.ГОСТ 1575–87. Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 5 с.

47.ГОСТ 2688–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6×19(1+6+6/6)+1о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 7 с.

48. ГОСТ 3069–80. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции $6 \times 7(1+6)+1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 6 с.

49. ГОСТ 3077–80. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции $6 \times 19(1+9+9)+1$ о.с. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1996. – 5 с.

50. ГОСТ 3079–80. Канат двойной свивки типа ТЛК-О конструкции $6 \times 37(1+6+15+15)+1$ о.с. Сортамент. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 4 с.

51. ГОСТ 3241–91. Канаты стальные. Технические условия. – Москва : Издательство стандартов, 2001. – 16 с.

52. ГОСТ 5721–75. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные. Типы и основные размеры. – Москва : Издательство стандартов, 1992. – 15 с.

53. ГОСТ 6627–74. Крюки однорогие. Заготовки. Типы, конструкция и размеры. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 6 с.

54. ГОСТ 6628–73. Крюки двурогие. Заготовки. Типы. Конструкция и размеры. – Москва : Издательство стандартов, 1988. – 7 с.

55. ГОСТ 7665–80. Канат двойной свивки типа ЛК-3 конструкции $6 \times 25(1+6;6+12)+1$ о.с. Сортамент. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 4 с.

56. ГОСТ 7668–80. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36(1+7+7/7+14)+1$ о.с. Сортамент. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 6 с.

57. ГОСТ 7808–70. Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А. Конструкция и размеры. – Москва : Издательство стандартов, 1998. – 7 с.

58. ГОСТ 7872–89. Подшипники упорные шариковые одинарные и двойные. Технические условия. – Москва : Издательство стандартов, 1989. – 26 с.

59. ГОСТ 9484–81. Резьба трапецеидальная. Профили. – Москва, 2003. – 4 с.

60. ГОСТ 10177–82. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная. Профиль и основные размеры. – Москва, 2003. – 13 с.

61. ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Кате-

гории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды. – Москва : Стандартинформ, 2005. – 59 с.

62. ГОСТ 20373–94. Редукторы и мотор-редукторы зубчатые. Варианты сборки. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1996. – 10 с.

63. ГОСТ 21424–93. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 11 с.

64. ГОСТ 25546–82. Краны грузоподъемные. Режимы работы. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 2001. – 9 с.

65. ГОСТ 25835–83. Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы. – Москва : Издательство стандартов, 1994. – 8 с.

66. ГОСТ 28428–90. Подшипники радиальные шариковые сферические двухрядные. Технические условия. – Москва : Стандартинформ, 2005. – 10 с.

67. ГОСТ Р 50895–96. Муфты зубчатые. Технические условия. – Москва : ИПК Издательство стандартов, 1996. – 30 с.

68. РТМ 24.090.17–76. Краны грузоподъемные. Подшипники качения. Расчет и выбор. – Москва : Министерство тяжелого и транспортного машиностроения, 1977. – 16 с.

4. Интернет-ресурсы

69. www.zarem.ru (техническая характеристика и основные размеры редукторов).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Режим работы грузоподъемных машин	4
1.1. Параметры грузоподъемных кранов	4
1.2. Режимы работы грузоподъемных кранов	5
1.3. Расчетные случаи нагрузок	14
1.4. Методы расчета элементов грузоподъемных машин	15
Контрольные вопросы	18
Глава 2. Расчет механизма подъема груза	19
2.1. Исходные данные для расчета	19
2.2. Компоновочная схема механизма	19
2.3. Выбор полиспаста, каната, диаметров блока и барабана	21
2.4. Выбор и расчет крюковой обоймы на прочность	26
2.4.1. Выбор крюка и гайки	26
2.4.2. Выбор упорного подшипника	27
2.4.3. Расчет траверсы нормальной крюковой обоймы	27
2.4.4. Расчет траверсы укороченной обоймы	29
2.4.5. Расчет оси канатного блока	30
2.4.6. Выбор подшипника блока	33
2.4.7. Расчет серьги	34
2.5. Расчет основных параметров барабана	35
2.5.1. Определение геометрических размеров	35
2.5.2. Расчет барабана на прочность	37
2.5.3. Расчет барабана на устойчивость	40
2.5.4. Расчет оси барабана и выбор подшипников	41
2.6. Расчет крепления конца каната к барабану	44
2.7. Определение статической мощности и выбор электродвигателя по каталогу	46
2.8. Определение передаточного числа, выбор схемы передачи и типа редуктора по каталогу	49
2.9. Определение моментов	52
2.10. Выбор соединительных муфт	54
2.11. Проверка редуктора по пусковому моменту и электродвигателя по среднеквадратичной мощности	56
2.12. Определение тормозного момента и выбор тормоза	60
2.13. Пример расчета механизма подъема груза	62
2.13.1. Исходные данные	62

2.13.2. Описание конструкции и область применения крана	62
2.13.3. Выбор схемы полиспаста, расчет и выбор каната, диаметра блоков и барабана	64
2.13.4. Расчет канатного барабана	65
2.13.5. Расчет барабана на устойчивость	69
2.13.6. Расчет оси (цапфы) барабана и выбор подшипников	70
2.13.7. Расчет крепления конца каната к барабану	74
2.13.8. Определение мощности и выбор двигателя	75
2.13.9. Определение передаточного числа и выбор редуктора	76
2.13.10. Определение моментов	77
2.13.11. Выбор соединительных муфт	78
2.13.12. Проверка электродвигателя по среднеквадратичной мощности	78
2.13.13. Определение тормозного момента и выбор тормоза	82
Контрольные вопросы	83
Заключение	84
Справочные материалы	86
Список литературы	153

Ерофеева Наталья Валерьевна

**Расчет механизма подъема
грузоподъемной машины**

Учебное пособие

Редактор З. М. Савина

Подписано в печать 21.10.2019. Формат 60×84/16
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman». Уч.-изд. л. 10,00
Тираж 100 экз. Заказ

КузГТУ 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28

Издательский центр УИП КузГТУ, 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4А