

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**  
**ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД**  
**«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**



**МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**  
**Кафедра основ конструювання механізмів і машин**

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ**  
**ПІДПРИЄМСТВ І СТАНЦІЙ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ.**  
**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-**  
**ГРАФІЧНОГО ЗАВДАННЯ**  
**«РОЗРАХУНОК ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО ПРИЛАДУ»**

для студентів напрямку підготовки 6.07010601  
Автомобільний транспорт

Дніпропетровськ  
НГУ  
2012

Підйомно-транспортне обладнання автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування. Методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічного завдання "Розрахунок вантажопідйомного приладу" для студентів напряму підготовки 6.070106 Автомобільний транспорт. (Автори: В.В. Проців, В.О. Захаренко – Д.: Національний гірничий університет, 2012. – 44 с.

Автори:

В.В. Проців, докт. техн. наук, доц., В.О. Захаренко, інж.

Затверджено до видання редакційною радою ДВНЗ "НГУ" (протокол № \_\_ від \_\_.\_\_.2012) за поданням методичної комісії напряму підготовки 6.07010601 Автомобільний транспорт (протокол № від 31.01.2012).

Методичні матеріали призначено для самостійної роботи студентів напряму 6.07010601 Автомобільний транспорт під час виконання графічно-розрахункового завдання з нормативної дисципліни "Підйомно-транспортне обладнання автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування".

Розглянуто теоретичні відомості про розрахунки вантажопідйомних приладів, що використовують у кранах автотранспортних підприємств та станцій технічного обслуговування. Приведені основні розрахункові залежності та довідкові матеріали.

Рекомендації орієнтовано на активізацію виконавчого етапу навчальної діяльності студентів.

Відповідальний за випуск завідувач основ конструювання механізмів і машин, канд. техн. наук, доц. К.А. Зіборов.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Объем, содержание и оформление расчетно-графического задания.....	6
1.1 Получение задания на выполнение работы.....	6
1.2 Варианты заданий.....	6
2 Выбор полиспастового механизма.....	6
3 Расчет и выбор стальных канатов.....	7
3.1 Максимальное усилие в ветви каната.....	7
3.2 Расчетное разрывное усилие в канате.....	8
3.3 Выбор стального каната.....	9
4 Определение основных размеров блоков и барабана.....	9
4.1 Диаметры блока и барабана, измеряемые по центру каната.....	9
4.2 Диаметр барабана, измеряемый по дну канавки.....	9
4.3 Длина каната, навиваемого на барабан.....	10
4.4 Рабочая длина барабана с учетом запасных витков.....	10
4.4.1 Для нарезного барабана с однослойной навивкой каната.....	10
4.4.2 Для барабана с многослойной навивкой каната.....	10
4.5 Полная длина барабана.....	11
4.5.1 Для барабанов с однослойной навивкой каната.....	11
4.5.2 Для барабанов с многослойной навивкой каната.....	11
4.5.3 Полная длина барабана для сдвоенных полиспастов.....	11
4.6 Проверка жесткости барабана.....	12
4.7 Определение толщины стенки барабана и проверка его прочности.....	12
4.7.1 Определение толщины стенки барабана.....	12
4.7.2 Проверка стенки барабана на прочность.....	12
5 Расчет крепления конца каната на барабане.....	12
5.1 Усилие в месте крепления каната к барабану.....	13
5.2 Усилие затяжки болтов крепления каната.....	13
5.3 Напряжения в болтах крепления.....	13
6 Расчет грузозахватного приспособления.....	15
6.1 Проверочный расчет крюка.....	15
6.1.1 Проверка на прочность хвостовика крюка.....	15
6.1.2 Проверка напряжений в зеве крюка.....	16
6.2 Расчет траверсы крюковой подвески.....	17
6.2.1 Уравнение прочности.....	17
6.2.2 Определение диаметра цапфы траверсы.....	20
6.2.3 Определение диаметра оси блоков подвески.....	21
6.3 Расчет серьги подвески.....	21
6.4 Определение мощности электродвигателя механизма подъема груза... ..	22
6.4.1 Определение статической мощности электродвигателя.....	22
6.5 Выбор электродвигателя.....	22
7 Определение передаточного числа и выбор редуктора.....	22
7.1 Определение передаточного числа редуктора.....	22
7.2 Выбор редуктора.....	23

8	Выбор и проверочный расчет тормоза.....	24
8.1	Определение необходимого тормозного момента и выбор тормоза.....	24
8.2	Проверочный расчет тормоза.....	24
8.2.1	Проверка тормоза на удельное давление.....	24
8.2.2	Проверка тормоза на нагрев.....	25
9	Выбор соединительных муфт.....	25
10	Проверка двигателя по времени пуска.....	26
11	Составление кинематической схемы механизма подъема груза.....	27
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	29
	Приложение А. Крюки грузозахватные.....	30
	Приложение Б. Стальные канаты.....	32
	Приложение В. Подшипники упорные.....	34
	Приложение Г. Шкивы (блоки) канатные.....	35
	Приложение Д. Электродвигатели.....	36
	Приложение Е. Редукторы.....	38
	Приложение Ж. Колодочные тормоза.....	41
	Приложение И. Соединительные муфты.....	42
	Приложение К. Условные обозначения кинематических схем.....	43

## ВВЕДЕНИЕ

Механізми і машини – складова будь-якого виробництва. Дисципліна «Підйомно-транспортне обладнання автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування» вивчає конструкції, принципи роботи і основи теорії роботи вантажопідйомних машин, які застосовуються при навантажувально-розвантажувальних роботах для обслуговування складів та контейнерних терміналів.

Це є необхідним для фахівців-бакалаврів технологічних спеціальностей, майбутні виробничі функції яких пов'язані з експлуатацією підйомно-транспортних та навантажувально-розвантажувальних машин, складанням технологічної документації, яка повинна відповідати стандартам, технічним умовам та потребам виробництва.

Методические указания разработаны для оказания помощи студентам, выполняющим расчетно-графического задания по курсу «Підйомно-транспортне обладнання автотранспортних підприємств і станцій технічного обслуговування» (далее задание), целью которого есть расчет грузоподъемных механизмов кранов с использованием САПР на базе программного комплекса КОМПАС российской компании АСКОН.

Настоящие методические указания оформлены в соответствии с требованиями, предъявляемыми ЕСКД к текстовым документам, и могут быть использованы студентами в качестве образца оформления пояснительной записки к заданию, а по всему их тексту принята единая система условных обозначений расчетных параметров.

## 1 Объем, содержание и оформление расчетно-графического задания

Предъявляемое студентом к защите расчетно-графическое задание по расчету грузоподъемного устройства [1] должно быть оформлено в виде пояснительной записки, выполненной в электронном виде в файле текстового формата КОМПАСа, а также отпечатанной (и переплетенной) на бумаге формата А4 [2].

### 1.1 Получение задания на выполнение работы

Каждый студент получает у преподавателя свой вариант технического задания на проектирование. Задание состоит из девяти показателей технических требований к изделию, которые должны быть учтены при проектировании грузоподъемного механизма.

### 1.2 Варианты заданий

Варианты заданий для проектирования приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Варианты заданий к расчету грузоподъемного устройства

№ варианта	Схема полиаста по рисунку 1.1*	Режим нагрузки механизма		Группа режима работы механизма		Вес поднимаемого груза $G_{гр}$ , кН			Высота подъема груза $H$ , м			Материал барабана**			Число слоев намотки барабана $n$			Скорость подъема груза, приблизительно $V_{гр}$ , м/с			Продолжительность включений ПВ, %	
		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	У	Ф	Х
1	<i>a</i>	L1	L3	M3	M6	3,2	63,0	8,0	5	10	20	Ч	Л	С	1	2	3	0,07	0,13	0,17	15	25
2	<i>б</i>	L2	L4	M4	M7	4,0	80,0	10,0	30	7	15	Л	С	Ч	4	6	1	0,18	0,45	0,60	40	60
3	<i>в</i>	L1	L4	M5	M8	5,0	100,0	12,5	9	25	40	С	Ч	Л	1	2	3	0,13	0,17	0,18	25	40
4	<i>a</i>	L2	L3	M4	M5	6,3	80,0	16,0	15	40	9	Ч	Л	С	4	6	1	0,45	0,60	0,18	40	60
5	<i>б</i>	L3	L4	M7	M8	8,0	63,0	20,0	10	20	5	Л	С	Ч	1	2	3	0,18	0,13	0,17	25	40
6	<i>в</i>	L1	L3	M4	M6	10,0	50,0	25,0	18	45	22	С	Ч	Л	4	6	1	0,17	0,07	0,13	15	25
7	<i>a</i>	L1	L4	M3	M5	12,5	40,0	63,0	17	12	23	Ч	Л	С	1	2	3	0,60	0,18	0,45	25	40
8	<i>б</i>	L1	L3	M4	M8	16,0	32,0	80,0	33	23	13	Л	С	Ч	4	6	1	0,18	0,13	0,17	15	25
9	<i>в</i>	L2	L4	M5	M7	20,0	25,0	100,0	11	37	27	С	Ч	Л	2	3	6	0,13	0,17	0,07	40	60

\*Схемы *a* и *в* предназначены для стрелового крана, *б* – для мостового крана.  
 \*\*Ч – чугун серый СЧ15-32; Л – стальное литье 35Л; С – рядовая сталь Ст.3.

## 2 Выбор полиастового механизма

В механизмах подъема груза кранов, использующих трос в качестве тягового органа, чаще всего применяют полиастовые механизмы [3]. Схема

полиспастного механизма выбирается в зависимости от типа крана, как это показано на рисунке 1.1. Здесь приведены схемы двукратного полиспаста стрелового крана (рисунок 1.1, а), двукратного полиспаста мостового крана с намоткой двух ветвей на один барабан (рисунок 1.1, б) и четырехкратного (рисунок 1.1, в) полиспаста стрелового крана.

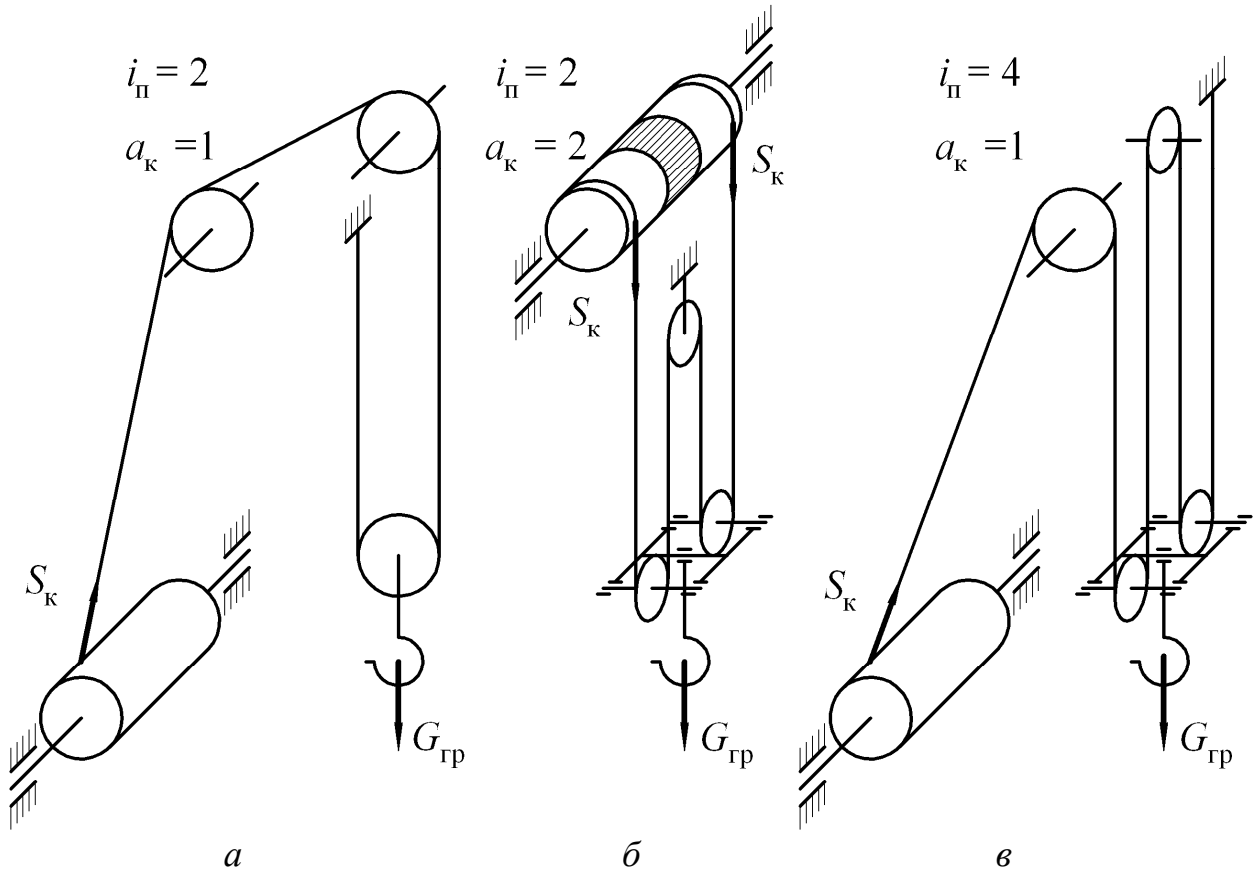


Рисунок 1.1

### 3 Расчет и выбор стальных канатов

#### 3.1 Максимальное усилие в ветви каната

Максимальное усилие в одной ветви каната полиспастового механизма, наматываемой на барабан, находят по такому выражению [4]

$$S_{\text{к}} = \frac{G_{\text{гр}} + qg}{a_{\text{к}} i_{\text{П}} \eta_{\text{П}} \eta_{\text{бл}}^m},$$

где  $G_{\text{гр}}$  – вес поднимаемого груза, Н; указан в задании (п. 1.2);

$q$  – масса грузозахватных устройств, кг; сюда входят масса крюка, траверсы, блоков с осью сарг и т.п., ориентировочно можно пронять, как

$$q = 5m_{кр};$$

$m_{кр}$  – масса крюка, кг; определяют из Приложения А по ГОСТ 6627-74 для соответствующего номера заготовки крюка в зависимости от грузоподъемности устройства, при этом грузоподъемность крюка (т) должна равняться весу поднимаемого груза  $G_{гр}$  (кН) с учетом вида привода (ручной или машинный) и группы режима работы грузоподъемного механизма;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$a_k$  – число, показывающее, сколько ветвей каната одновременно наматывается на барабан; для сдвоенных полиспастов равно двум;

$i_{п}$  – кратность полиспаста;

$\eta_{п}$  – коэффициент полезного действия (КПД) полиспаста;

$m$  – число отклоняющих блоков, не влияющих на кратность полиспаста.

КПД полиспаста находят по следующей формуле

$$\eta_{п} = \frac{1 - \eta_{бл}^{i_{п}}}{i_{п}(1 - \eta_{бл})},$$

где  $\eta_{бл}$  – КПД блока, составляет от 0,97 до 0,98 для блоков, установленных на подшипниках качения;

КПД полиспаста при кратности  $i_{п}$  меньше четырех можно определять по формуле

$$\eta_{п} = \eta_{бл}^{i_{п}}.$$

### 3.2 Расчетное разрывное усилие в канате

Расчетное разрывное усилие в канате находят по формуле

$$S_p = k S_k,$$

где  $k$  – коэффициент запаса прочности каната в зависимости от режима работы механизма, выбирают в соответствии с правилами Госгортехнадзора по таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Определение коэффициента запаса прочности каната  $k$

Режим работы механизма	L1	L2	L3 и L4
Коэффициент запаса прочности $k$	5,0	5,5	6,0



### 3.3 Выбор стального каната

Из таблиц стандартов на стальные канаты (Приложение Б) выбирают подходящий канат таким образом, чтобы его расчетное разрывное усилие превышало полученное значение  $S_p$ .

Из таблиц стандарта выписывают тип выбранного каната, его диаметр  $d_k$  (мм), суммарное разрывное усилие всех проволок и каната в целом.

## 4 Определение основных размеров блоков и барабана

### 4.1 Диаметры блока и барабана, измеряемые по центру каната

Минимальные диаметры блока и барабана из условия долговечности при перегибе на минимальном радиусе, измеряемые по центру каната определяют по формуле

$$D_{бд} = e_n d_k,$$

где  $e_n$  – коэффициент нагрузки, регламентируемый в зависимости от типа грузоподъемной машины и режима ее работы по таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Определение величины коэффициента  $e_n$

Тип грузоподъемной машины	Привод	Режим нагрузки механизма	Значение
Краны стреловые	Ручной	–	16
	Машинный	<i>L1</i>	16
	–“–	<i>L2</i>	18
	–“–	<i>L3</i>	20
	–“–	<i>L4</i>	25
Грузоподъемные машины остальных типов	Ручной	–	18
	Машинный	<i>L1</i>	20
	–“–	<i>L2</i>	25
	–“–	<i>L3</i>	30
	–“–	<i>L4</i>	35

### 4.2 Диаметр барабана, измеряемый по дну канавки

Диаметр барабана, измеряемый по дну канавки под навивку каната, находят по формуле

$$D_0 = (e_n - 1)d_k.$$

Далее по ГОСТ 22644-77 диаметр  $D_0$  округляют до ближайшего стандартного значения  $D_{0Г}$ , который принимается за диаметр по дну канавки под навивку для нарезных барабанов, и за наружный – для гладких барабанов при многослойной навивке. Согласно стандарту диаметры приводных и неприводных футерованных и нефутерованных барабанов следует выбирать из следующего ряда значений: 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 250; 1 400; 1 600; 2 000; 2 500 мм.

Затем находят диаметр барабана по центру навиваемого каната, как

$$D_{\text{б}} = D_{0Г} + d_{\text{к}},$$

который принимается как окончательный для дальнейших расчетов.

#### 4.3 Длина каната, навиваемого на барабан

Длину части каната, навиваемой на барабан при подъеме груза, находят из выражения

$$l_{\text{к}} = H i_{\text{п}},$$

где  $H$  – высота подъема груза, м; указана в задании (п. 1.2).

#### 4.4 Рабочая длина барабана с учетом запасных витков

##### 4.4.1 Для нарезного барабана с однослойной навивкой каната

При однослойной навивке каната рабочую длину нарезного барабана определяют по выражению

$$l_{\text{р}} = \left( \frac{l_{\text{к}}}{\pi D_{\text{б}}} + 1,5 \dots 2,0 \right) t_{\text{н}},$$

где  $t_{\text{н}}$  – шаг нарезки канавок на барабане, мм; определяют по формуле

$$t_{\text{н}} = d_{\text{к}} + (2 \dots 3).$$

##### 4.4.2 Для барабана с многослойной навивкой каната

При многослойной навивке каната рабочую длину барабана определяют по выражению

$$l_{p(m)} = \left( \frac{l_k}{\pi n (D_{0Г} + nd_k)} \right) d_k,$$

где  $n$  – число слоев навивки каната на барабан; указано в задании (п. 1.2).

#### 4.5 Полная длина барабана

##### 4.5.1 Для барабанов с однослойной навивкой каната

При однослойной навивке каната полную длину нарезного барабана определяют по формуле

$$L_{\Sigma} = l_p + l_{кр} + 2l_1;$$

где  $l_{кр}$  – длина барабана для закрепления каната, мм; определяют как

$$l_{кр} = (3...4)t_n;$$

$l_1$  – длина реборды барабана, принимается конструктивно равной от 10 до 30 мм.

##### 4.5.2 Для барабанов с многослойной навивкой каната

При многослойной навивке каната полную длину нарезного барабана определяют по формуле

$$L_{\Sigma} = l_{p(m)} + 2l_1.$$

##### 4.5.3 Полная длина барабана для сдвоенных полиспастов

Для сдвоенного полиспаста, изображенного на рисунке 1.1, б, полную длину барабана определяют по выражению

$$L_{\Sigma} = 2l_p + 2l_{кр} + 2l_1 + A,$$

где  $A$  – расстояние между правой и левой нарезными частями барабана, мм; находят как

$$A = 0,8D_{ур}.$$

Здесь  $D_{ур}$  – диаметр уравнительного блока, мм; принимают равным  $D_{0Г}$ .

#### 4.6 Проверка жесткости барабана

Проверку барабана на жесткость выполняют по следующему условию

$$\frac{L_{\Sigma}}{D_{\delta}} \leq 4.$$

При невыполнении этого соотношения либо увеличивают диаметр барабана, либо применяют гладкий барабан с многослойной навивкой.

#### 4.7 Определение толщины стенки барабана и проверка его прочности

##### 4.7.1 Определение толщины стенки барабана

Толщину стенки барабана (мм) находят как

$$\delta = 0,02D_{0Г} + (6...10),$$

а затем округляют до ближайшего большего целого значения.

##### 4.7.2 Проверка стенки барабана на прочность

Проверку стенки барабана производят методом определения величин действующих в ней напряжений сжатия (МПа) для указанного в задании (п. 1.2) материала барабана и последующим сравнением полученных значений с допустимыми напряжениями, по выражению

$$\sigma_c = \frac{S_k}{t_H \delta} \varphi \leq [\sigma_c],$$

где  $[\sigma_c]$  – допустимые напряжение сжатия; принимают равными 80 МПа для чугуна марки СЧ15-32; 130 МПа для стали 35Л; 140 МПа для стали Ст.3;

$\varphi$  – коэффициент, зависящий от числа слоев навивки каната; равен единице при однослойной навивке; 1,28 при двухслойной навивке; 1,36 при трехслойной навивке; 1,41 при четырехслойной навивке; 1,53 при шестислойной навивке.

Если условие прочности не выполняется, следует увеличить толщину стенки барабана  $\delta$ .

#### 5 Расчет крепления конца каната на барабане

Крепление конца каната на барабане осуществляется болтами с помощью прижимных планок.

### 5.1 Усилие в месте крепления каната к барабану

Натяжное усилие каната под прижимной планкой в месте крепления его к барабану находят по формуле

$$S_{\text{кр}} = \frac{S_{\text{к}}}{e^{\alpha f}},$$

где  $e$  – основание натурального логарифма, равно 2,71;

$\alpha$  – угол обхвата барабана запасными витками каната, принимают в диапазоне от  $3\pi$  до  $4\pi$  рад;

$f$  – коэффициент трения каната о поверхность барабана, принимают в пределах от 0,1 до 0,16.

### 5.2 Усилие затяжки болтов крепления каната

Усилие, необходимое для затяжки болтов крепления каната к вращающемуся барабану или неподвижному кронштейну рамы крана прижимной планкой, находят по выражению

$$N = \frac{S_{\text{кр}}}{(f + f_1)(e^{\alpha_1 f_1} + 1)},$$

где  $f_1$  – приведенный коэффициент трения между канатом и прижимной планкой; определяют как

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

где  $\beta$  – угол наклона боковой грани канавки прижимной планки; принимают равным  $40^\circ$ ;

$\alpha_1$  – угол обхвата барабана витком каната от одной стороны планки до другой, принимают равным  $2\pi$ .

Кроме растяжения болты испытывают также изгиб, вызванный силами трения каната о поверхность прижимной планки.

### 5.3 Напряжения в болтах крепления

Максимальное напряжение (МПа) в каждом болте крепления определяется по выражению

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3 k_1 N}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{k_1 l T}{0,1 z d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения при затяжке болтов;

$k_1$  – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану; принимают равным 1,5;

$z$  – число крепежных болтов прижимной планки; по нормам должно быть не менее двух;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы болта, мм; определяют по формуле

$$d_1 = 0,876 d_{\sigma},$$

где  $d_{\sigma}$  – диаметр болтов для крепления различных канатов, мм; рекомендуемые значения приведены в таблице 5.1;

Таблица 5.1 – Диаметр болта для планки крепления каната, мм

Диаметр каната $d_k$ , мм	Размер болта $d_{\sigma}$ , мм
3,6 – 5,6	M6
6,2 – 8,0	M8
9,1	M10
12,0	M12
13,0 – 15,0	M14
16,5 – 18,0	M16
19,5 – 22,5	M20
24,0 – 28,0	M22
30,5 – 56,0	M24

$T$  – сила, вызывающая изгиб болта, Н; находят как

$$T = N f_1;$$

$l$  – плечо приложения силы  $T$ , мм; находят как

$$l = d_k + (10...20);$$

$[\sigma_p]$  – допустимое напряжение на растяжение материала болта; принимают равным 100 МПа для Ст.3; 140 МПа для стали 35; 160 МПа для стали 45.

## 6 Расчет грузозахватного приспособления

Крюк проверяют на прочность при растяжении и сжатии в нескольких сечениях. В случае если проверка окажется неудачной, – увеличивают номер крюка на один размер, а расчеты повторяют.

### 6.1 Проверочный расчет крюка

Крюк уже был выбран в п. 3.1 по номеру его заготовки исходя из заданной грузоподъемности в зависимости от вида привода и группы режима работы грузоподъемного механизма.

#### 6.1.1 Проверка на прочность хвостовика крюка

Пример грузозахватного крюка показан на рисунке 6.1.

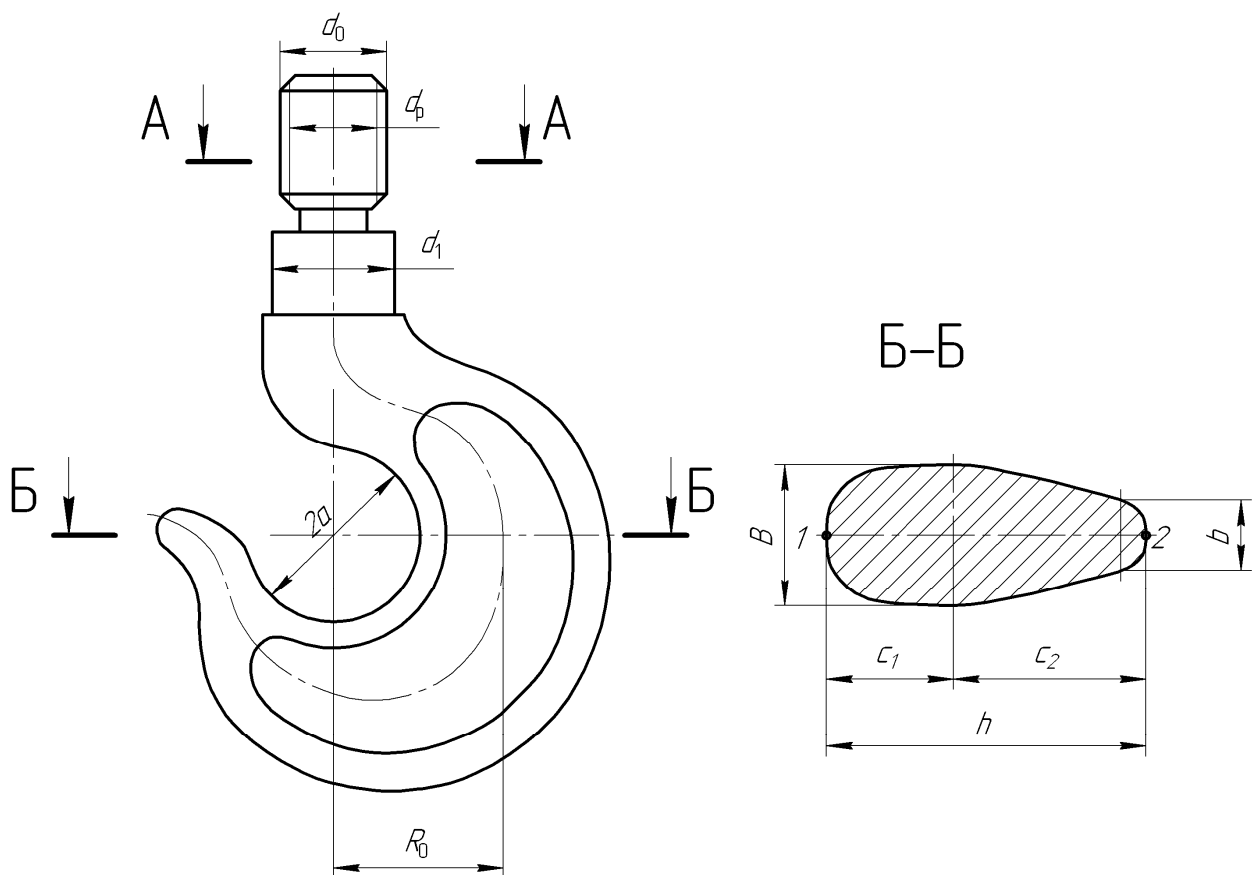


Рисунок 6.1 – Пример исполнения грузозахватного крюка

В сечении А-А хвостовик крюка рассчитывают на растяжение, определяя действующие значения напряжений (МПа) по формуле

$$\sigma_{\text{хр}} = \frac{4G_{\text{гр}}}{\pi d_{\text{р}}^2} \leq [\sigma_{\text{хр}}];$$

где  $d_{\text{р}}$  – внутренний диаметр резьбы хвостовика крюка, мм; определяют как

$$d_{\text{р}} = 0,876d_0;$$

$[\sigma_{\text{хр}}]$  – допускаемое напряжение на растяжение резьбовой части хвостовика крюков, изготовленных из стали 20, принимают в пределах от 50 до 60 МПа.

#### 6.1.2 Проверка напряжений в зеве крюка

Напряжения в зеве крюка проверяют в сечении Б-Б. Напряжение (МПа) в точке 1 определяют по формуле

$$\sigma_1 = \frac{G_{\text{гр}}c_1}{F K a} \leq [\sigma_{\text{зр}}];$$

где  $c_1$  – расстояние от центра тяжести сечения до внутренних волокон сечения крюка в точке 1, мм; находят как

$$c_1 = \frac{B + 2b}{B + b} \frac{h}{3};$$

$F$  – площадь тела крюка в сечении Б-Б, мм<sup>2</sup>; находят как

$$F = \frac{B + b}{2} h;$$

$a$  – половина диаметра зева крюка, мм;

$B$  – большое основание трапеции сечения Б-Б, мм;

$b$  – малое основание трапеции сечения Б-Б, мм; определяют как

$$b = \frac{aB}{h + a};$$



$h$  – длина сечения Б-Б крюка;

$K$  – коэффициент кривизны бруса зева, зависящий от формы сечений; для трапецидального сечения определяют как

$$K = \frac{2R_0}{(B+b)h} \left\{ \left[ b + \frac{B-b}{h}(R_0 + c_2) \right] \ln \frac{R_0 + c_2}{R_0 - c_1} - (B-b) \right\} - 1;$$

где  $R_0$  – радиус кривизны линии центров тяжести сечения Б-Б; находят как

$$R_0 = a + c_1;$$

$c_2$  – расстояние от центра тяжести до наружных волокон в точке 2; находят как

$$c_2 = h - c_1;$$

$[\sigma_{зр}]$  – допускаемое напряжение на растяжение зева крюка; для стали 20 принимают равным 150 МПа.

Напряжение (МПа) в точке 2 определяют аналогично по формуле

$$\sigma_2 = \frac{G_{гр} c_2}{F K (a + h)} \leq [\sigma_{зс}],$$

где  $[\sigma_{зс}]$  – допускаемое напряжение на сжатие зева крюка; для стали 20 принимают равным 150 МПа.

## 6.2 Расчет траверсы крюковой подвески

Траверсу изготавливают из стали марок 20 или 40 и рассчитывают на изгиб по среднему ослабленному сечению, рассматривая ее как балку на двух опорах, как это показано на рисунке 6.2.

### 6.2.1 Уравнение прочности

Условие максимальной прочности при действии изгибающего момента в ослабленном сечении нормальной и удлиненной траверсы имеет вид соответственно

$$\frac{M_{и}}{W} = [\sigma_{ит}], \quad \frac{M_{иу}}{W_y} = [\sigma_{ит}],$$

где  $M_{и}$  – изгибающий момент в опасном сечении траверсы, Н·м; находят как

$$M_{и} = \frac{G_{гр} l_0}{4},$$

где  $l_0$  – расчетная длина траверсы для нормальной подвески с одним блоком (рисунок 1.1, а), м; находят как

$$l_0 = D_{п} + 2l_{т} + 2\delta_{т} + \delta_{с},$$

где  $D_{п}$  – наружный диаметр упорного подшипника, мм; Находят в зависимости от диаметра хвостовика крюка  $d_1$  по таблице из стандарта на упорные подшипники, приведенной в Приложении В.

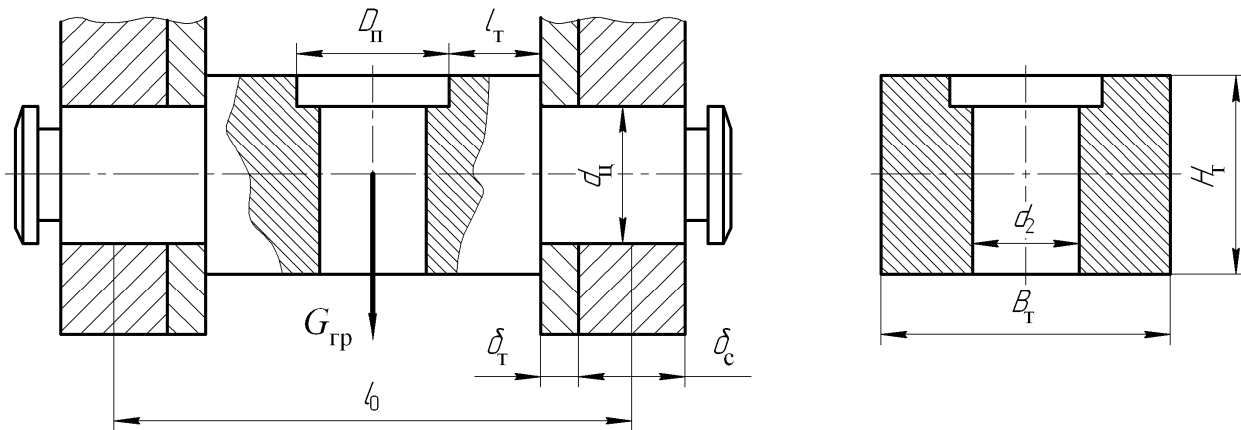


Рисунок 6.2 – Траверса

$l_{т}$  – конструктивная длина траверсы; принимают в диапазоне от 5 до 10 мм;

$\delta_{т}$  – конструктивная толщина траверсы; принимают в диапазоне от 2 до 5 мм;

$\delta_{с}$  – толщина серьги; принимают в диапазоне от 10 до 24 мм в соответствии с рекомендациями таблицы 6.1;

Таблица 6.1 – Рекомендуемые значения толщины серьги

Грузоподъемность крюковой подвески $G_{гр}$ , т	0,32 – 1,00	1,0 – 5,0	5,0 – 6,3	6,3 – 10,0	10 – 16	16 – 25
Толщина серьги $\delta_{с}$ , мм	3 – 5	5 – 10	10 – 12	12 – 16	16 – 18	18 – 24

$W$  – момент сопротивления ослабленного сечения траверсы,  $\text{мм}^3$ ; находят как

$$W = \frac{(B_T - d_2)H_T^2}{6};$$

$[\sigma_{\text{ит}}]$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа; определяют по выражению

$$[\sigma_{\text{ит}}] = \frac{1,4 \sigma_{-1}}{n_T k_T},$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала траверсы, МПа; определяют как  $0,43\sigma_B$ ;

$\sigma_B$  – предел прочности материала траверсы при растяжении (временное сопротивление), для стали 20Л принимают равным 420 МПа;

$n_T$  – коэффициент запаса прочности траверсы, принимают равным трем;

$k_T$  – коэффициент концентрации напряжения; принимают равным 1,3;

$B_T$  – ширина траверсы, мм; находят по формуле

$$B_T = D_{\text{п}} + (10 \dots 20);$$

$d_2$  – диаметр отверстия в траверсе, мм; находят как

$$d_2 = d_1 + (2 \dots 3);$$

$H_T$  – высота траверсы, мм; находят по выражению

$$H_T = \sqrt{\frac{6M_{\text{н}}}{(B_T - d_2)[\sigma_{\text{ит}}]}}.$$

Длину удлиненной траверсы  $l_{0y}$  (мм), несущей несколько блоков (рисунок 1.1, б и в), вместо  $l_0$  определяют по формуле

$$l_{0y} = D_{\text{п}} + 2l_T + l_{\text{ц}} + 2\delta_T + \delta_c,$$

где  $l_{\text{ц}}$  – размер удлиненной цапфы, если блоков больше одного (рисунок 1.1, б и в), мм; находят как

$$l_{\text{ц}} = B_{\text{бл}} z_{\text{бл}},$$

где  $B_{\text{бл}}$  – ширина одного блока, мм; находят из Приложения Г;

$z_{\text{бл}}$  – количество блоков, установленных на одной цапфе, определяют исходя из расчетной схемы (рисунок 1.1). Для схемы *a* – один блок, для *б* и *в* – два.

Тогда для удлиненной траверсы изгибающий момент (Н·м), высоту траверсы (мм) и сопротивления ослабленного сечения траверсы (мм<sup>3</sup>) находят по формулам

$$M_{\text{иу}} = \frac{G_{\text{гр}} l_{0\text{у}}}{4},$$

$$H_{\text{ту}} = \sqrt{\frac{6M_{\text{иу}}}{(B_{\text{т}} - d_2)[\sigma_{\text{ит}}]}};$$

$$W = \frac{(B_{\text{т}} - d_2)H_{\text{ту}}^2}{6}.$$

### 6.2.2 Определение диаметра цапфы траверсы

Диаметр цапфы траверсы (мм) определяют по формуле:

$$d_{\text{ц}} = 3\sqrt[3]{\frac{M_{\text{ц}}}{0,1[\sigma_{\text{ит}}]}}$$

где  $M_{\text{ц}}$  – изгибающий момент для нормальной подвески, Н·м; находят по выражению

$$M_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2} \left( \delta_{\text{т}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{2} \right);$$

$M_{\text{цу}}$  – то же, для удлиненной подвески, Н·м; находят как

$$M_{\text{цу}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2} \left( \frac{l_{\text{ц}}}{2} + \delta_{\text{т}} + \frac{\delta_{\text{с}}}{2} \right)$$

и подставляют вместо  $M_{\text{ц}}$  в выражение для определения  $d_{\text{ц}}$ .

Полученное значение  $d_{\text{ц}}$  округляют до ближайшего большего из следующего ряда *Ra* 40 предпочтительных чисел:

1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2;

2,1; 2,2; 2,4; 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4;  
 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10;  
 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20;  
 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50;  
 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100;  
 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200;  
 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450;  
 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950.

### 6.2.3 Определение диаметра оси блоков подвески

Диаметр оси блоков подвески определяют по выражению

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_0}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}},$$

где  $M_0$  – изгибающий момент, Н·м; для нормальной подвески (рисунок 1.1, а) находят как

$$M_0 = \frac{G_{\text{гр}}l_0}{4},$$

а для удлиненной (рисунок 1.1, б и в) – соответственно по выражению

$$M_0 = \frac{G_{\text{гр}}l_0y}{4};$$

$[\sigma_{\text{и}}]$  – допускаемое напряжение изгиба; принимают равным 100 МПа для стали 20 или Ст.4; 120 МПа для стали 40 или Ст.5. Полученное значение диаметра оси округляют до ближайшего большего из ряда  $Ra 40$ .

### 6.3 Расчет серьги подвески

Ширина серьги принимается конструктивно исходя из соотношения

$$b_c = (1,8...2,0)d_0.$$

Напряжение в опасном сечении серьги, ослабленном отверстием, находят по выражению

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{G_{\text{гр}}}{2(b_c - d_0)\delta_c} \leq [\sigma_{\text{ср}}],$$

где  $[\sigma_{\text{ср}}]$  – допускаемое напряжение на растяжение в серье; принимают равным 50...70 МПа для стали марок Ст.4, Ст.5.

## 6.4 Определение мощности электродвигателя механизма подъема груза

### 6.4.1 Определение статической мощности электродвигателя

Статическую мощность электродвигателя определяют по выражению

$$P_{\text{дс}} = \frac{(G_{\text{гр}} + q)V_{\text{гр}}}{1020 \eta_0},$$

где  $V_{\text{гр}}$  – скорость подъема груза, м/с, указана в задании (п. 1.2);

$\eta_0$  – общий КПД привода механизма подъема груза, с цилиндрическими зубчатыми колесами принимают равным от 0,80 до 0,85.

## 6.5 Выбор электродвигателя

По каталогам на электродвигатели рекомендуется выбирать электродвигатели типа МТ, МТК, МТВ в зависимости от расчетной мощности и заданного режима работы так, чтобы мощность, указанная в каталоге, была несколько меньше статической расчетной мощности, поскольку груз с максимальной массой поднимают не часто. При этом следует учитывать заданную в п. 1.2 продолжительность включений грузоподъемного устройства ПВ.

Из каталога выписываются необходимые данные:

- номинальная мощность двигателя  $P_{\text{д}}$ , кВт;
- частота вращения вала электродвигателя  $n_{\text{д}}$ , об/мин.
- максимальный момент электродвигателя  $T_{\text{max}}$ , Н·м;
- момент инерции ротора электродвигателя  $I_{\text{д}}$ , кг·м<sup>2</sup>.

В Приложении Д приведены технические характеристики металлургических электродвигателей серии МТН, которые можно применять для привода механизма подъема грузоподъемных механизмов.

## 7 Определение передаточного числа и выбор редуктора

### 7.1 Определение передаточного числа редуктора

Передаточное число редуктора механизма подъема груза определяют по формуле

$$u_p = \frac{n_d}{n_{\delta}},$$

где  $n_{\delta}$  – частота вращения барабана, об/мин; находят как

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot 10^3 i_{\Pi} V_{гр}}{\pi D_{\delta}}.$$

## 7.2 Выбор редуктора

Редуктор выбирают из каталогов в зависимости от заданной группы режима работы механизма, частоты вращения вала выбранного электродвигателя  $n_d$ , полученного выше расчетного значения передаточного числа  $u_p$ , и номинального или максимального момента на тихоходном валу  $T_{2p}$  (Н·м), определяемого по выражению

$$T_{2p} = \frac{S_k D_{\delta}}{2 \cdot 10^3} a_k.$$

В некоторых каталогах вместо момента на тихоходном валу следует учитывать максимальную передаваемую мощность  $P_{дс}$ .

Фактическое передаточное число выбранного редуктора  $u_{рф}$  должно быть максимально близким к расчетному  $u_p$ , чтобы примерно обеспечить заданную в п. 1.2 скорость подъема груза  $V_{гр}$ . Фактическое значение скорости подъема груза при этом будет определено как

$$V_{грф} = \frac{u_p}{u_{рф}} V_{гр}.$$

В Приложении Е приведены технические характеристики редукторов нескольких типов, которые можно применять в трансмиссии механизма подъема грузоподъемных механизмов.

Обычно, если передаточное число выбранного редуктора будет отличаться от расчетного более чем на 5%, то следует предусмотреть и выполнить расчет открытой зубчатой передачи между редуктором и барабаном, приближающей общее передаточное число трансмиссии к нужному, однако в выполняемом расчетно-графическом задании это не требуется.

## 8 Выбор и проверочный расчет тормоза

Выбор и проверочный расчет тормоза выполняется в зависимости от тормозного момента, который должен быть реализован для удерживания поднятого груза.

### 8.1 Определение необходимого тормозного момента и выбор тормоза

Требуемый тормозной момент (Н·м) находят по формуле

$$T_T = K_3 T_{CT},$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса торможения, в зависимости от продолжительности включений принимают следующие значения: 1,5 при ПВ 15 %; 1,75 при ПВ 25 %; 2,0 при ПВ 40 %.

$T_{CT}$  – статический тормозной момент, приведенный к валу, где установлен тормоз (вал электродвигателя), Н·м; находят как

$$T_{CT} = \frac{G_{гр} D_6 a_k}{2 \cdot 10^3 u_{рф} i_{п}} \eta_0.$$

По найденному значению  $T_T$  из каталогов выбирают тормоз. В Приложении Ж приведены технические характеристики колодочных тормозов типа ТКТ и ТКТГ, которые можно применять в трансмиссии механизма подъема грузоподъемных механизмов.

### 8.2 Проверочный расчет тормоза

#### 8.2.1 Проверка тормоза на удельное давление колодок

Проверочный расчет тормоза выполняется по величине удельного давления в тормозных колодках. Его величину находят по выражению

$$p = \frac{N_{ТК}}{F_{ТК}} \leq [p],$$

где  $N_{ТК}$  – сила нажатия одной колодки, Н; определяют как

$$N_{ТК} = \frac{T_T}{f D_T} 10^3;$$

$F_{ТК}$  – площадь колодки, мм<sup>2</sup>; находят по выражению



$$F_{\text{ТК}} = \frac{B_{\text{ТК}} \theta \pi D_{\text{Т}}}{360};$$

$[p]$  – допускаемое удельное давление, 0,6 МПа;

$f$  – коэффициент трения между тормозной колодкой и шкивом; равен 0,35 для тормозной асбестовой ленты по стали и чугуну; 0,41 – для ленты вальцованной по стали и чугуну [5];

$D_{\text{Т}}$  – диаметр тормозного шкива, мм;

$B_{\text{ТК}}$  – ширина тормозной колодки, мм;

$\theta$  – угол обхвата шкива тормозной колодкой, принимают от 60 до 120°.

### 8.2.2 Проверка тормоза на нагрев

Отсутствие перегрева тормозного шкива и колодок проверяется из условия

$$pV_{\text{Т}} \leq [pV_{\text{Т}}],$$

где  $V_{\text{Т}}$  – окружная скорость тормозного шкива, м/с; находят как

$$V_{\text{Т}} = \frac{\pi D_{\text{Т}} n_{\text{Д}}}{60 \cdot 10^3};$$

$[pV_{\text{Т}}]$  – допустимое значение, принимают равным от 2,0 до 2,5 МПа·м/с;

### 9 Выбор соединительных муфт

Муфта выбирается по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и по предельному крутящему моменту, передаваемому ей, как

$$T_{\text{М}} = T_{\text{Н}} n_1 n_2,$$

где  $T_{\text{Н}}$  – номинальный крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·м; при выборе муфты, соединяющей валы электродвигателя и колодочного тормоза, подставляют значение тормозного момента  $T_{\text{СТ}}$ . Тогда

$$T_{\text{М1}} = T_{\text{СТ}} n_1 n_2.$$

При выборе муфты, соединяющей валы редуктора и барабана, вместо  $T_{\text{Н}}$  подставляют значение  $T_{\text{СТ}} u_{\text{рф}} \eta_0$ . Тогда

$$T_{\text{М2}} = T_{\text{СТ}} u_{\text{рф}} \eta_0 n_1 n_2;$$

$n_1$  – коэффициент запаса прочности, учитывающий ответственность передачи; принимают равным 1,2 при возможности аварии машины; 1,5 – при возможности аварии ряда машин; 1,8 – при возможности человеческих жертв;

$n_2$  – коэффициент условий работы муфты; принимают от 1,1 до 1,3 при вибрации и толчках; от 1,3 до 1,5 – при работе с ударами и реверсированием.

По найденным значениям  $T_{M1}$  и  $T_{M2}$  из каталогов подбираются соединительные муфты и определяется значение их моментов инерции  $I_{M1}$  и  $I_{M2}$ , кг·м<sup>2</sup>.

Обычно используют втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом колодочного тормоза, а также зубчатую муфту, соединяющую выходной вал редуктора с приводным барабаном. В этом случае определяют их суммарный момент инерции как  $\sum I_M = I_{M1} + I_{M2}$ .

В Приложении И приведены технические характеристики втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом колодочного тормоза и зубчатых муфт типа МЗ, которые можно применять в трансмиссии механизма подъема грузоподъемных механизмов.

## 10 Проверка двигателя по времени пуска

Выбранный по каталогу электродвигатель будет считаться пригодным для механизма подъема груза, если время пуска его будет меньше нормативного, то есть

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{пр}} \omega_{\text{д}}}{T_{\text{изб}}} \leq [t_{\text{п}}],$$

где  $[t_{\text{п}}]$  – нормативное (допустимое) время пуска, равно от 1 до 5 с;

$I_{\text{пр}}$  – момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс механизма, приведенных к валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>; находят по формуле

$$I_{\text{пр}} = \beta(I_{\text{д}} + \sum I_{\text{М}}) + \frac{G_{\text{гр}} D_{\text{б}}^2}{4 \cdot 10^9 g u_{\text{рф}}^2 i_{\text{п}}^2};$$

$\omega_{\text{д}}$  – частота вращения вала двигателя, с<sup>-1</sup>; находят как

$$\omega_{\text{д}} = \frac{\pi n_{\text{д}}}{30};$$

$T_{\text{изб}}$  – избыточный момент на валу двигателя, Н·м; определяют как

$$T_{\text{изб}} = T_{\text{сп}} - T_{\text{ст}};$$

$T_{\text{сп}}$  – среднее значение пускового момента для двигателей с фазным ротором, Н·м; находят по формуле

$$T_{\text{сп}} = \frac{T_{\text{max}} + T_{\text{min}}}{2};$$

где  $T_{\text{max}}$  – максимальный пусковой момент электродвигателя, приведен в его технической характеристике, Н·м, (п. 6.5); если не указан, то его находят как

$$T_{\text{max}} = 1,8T_{\text{дн}};$$

$T_{\text{дн}}$  – номинальный момент двигателя, приведен в технической характеристике (п. 6.5), Н·м; если не указан, то его находят как

$$T_{\text{дн}} = 9550 \frac{P_{\text{д}}}{n_{\text{д}}};$$

$T_{\text{min}}$  – минимальный пусковой момент электродвигателя, приведен в технической характеристике (п. 6.5), Н·м; если не указан, то его находят как

$$T_{\text{min}} = 1,1T_{\text{дн}}.$$

Среднее значение пускового момента для электродвигателя с короткозамкнутым ротором определяется по формуле

$$T_{\text{сп}} = 0,85^2 T_{\text{max}};$$

$\epsilon$  – коэффициент, учитывающий момент инерции остальных вращающихся масс, находящихся за валом двигателя; принимают равным от 1,1 до 1,2.

## 11 Составление кинематической схемы механизма подъема груза

Используя условные обозначения кинематических схем, приведенные в Приложении К, составляют кинематическую схему рассчитанного выше механизма подъема груза. Пример кинематической схемы тележки крановой с навесным редуктором передвижения показан на рисунке 11.1.

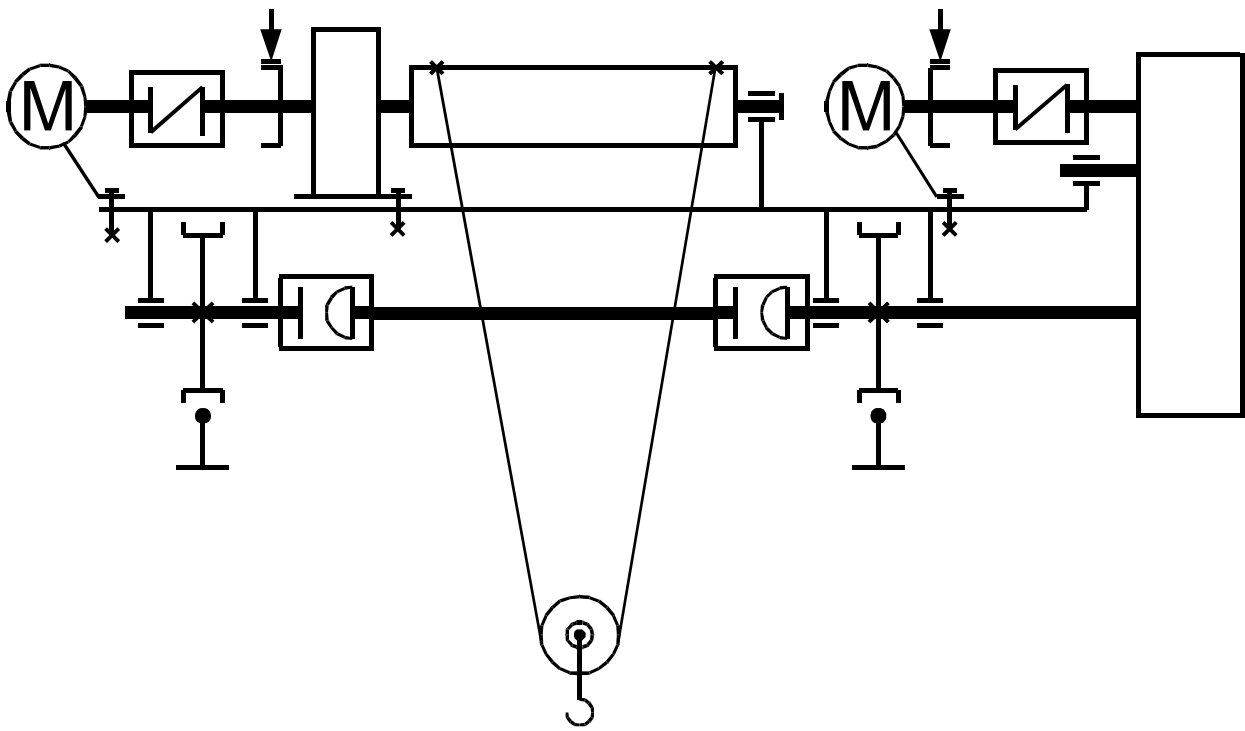


Рисунок 11.1 – Тележка крановая с навесным редуктором передвижения

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 БСЕ – М.: Рад. енциклопедія, 1977. – Т. 26. – 622 с.

2 Проців, В.В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст]: навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.

3 Колісник М. П. Основи розробки, виробництва, монтажу, випробувань та обстежень підйомно-транспортних машин / М. П. Колісник, А. Ф. Шевченко, В. В. Мелашич. – Дніпропетровськ: Пороги, 2007. – 191 с.

4 Ракша С. В. Розрахунки механізмів кранів мостового типу / С. В Ракша, В. В. Мелашич, М. П. Колісник. – Дніпропетровськ: Пороги, 2006. – 147 с.

5 Довідник. Тертя, зношування та змазка/ Під. ред. І.В. Крательського і В.В. Алісіна. – М.: Машинобудування, 1979, – 357 с.

## Приложение А. Крюки грузозахватные

Крюки однорogie. Заготовки. Типы. Конструкция и размеры. ГОСТ 6627-74. Грузоподъемность и размеры крюков приведены в таблицах А1 и А2.

Эскиз крюка с обозначением некоторых размеров приведен на рисунке 6.1.

Таблица А1 – Наибольшая грузоподъемность крюков, т

Номер заготовки крюка	Для машин и механизмов с ручным приводом	Для машин и механизмов с машинным приводом	
		Группа режима работы механизма подъема по ГОСТ 25835-83	
		до М6	М7; М8
1	0,40	0,32	0,25
2	0,50	0,40	0,32
3	0,63	0,50	0,40
4	0,80	0,63	0,50
5	1,00	0,80	0,63
6	1,25	1,00	0,80
7	1,60	1,25	1,00
8	2,00	1,60	1,25
9	2,50	2,00	1,60
10	3,20	2,50	2,00
11	4,00	3,20	2,50
12	5,00	4,00	3,20
13	6,30	5,00	4,00
14	8,00	6,30	5,00
15	10,00	8,00	6,30
16	12,50	10,00	8,00
17	16,00	12,50	10,00
18	20,00	16,00	12,50
19	–	20,00	16,00
20	–	25,00	20,00
21	–	32,00	25,00
22	–	40,00	32,00
23	–	50,00	40,00
24	–	63,00	50,00
25	–	80,00	63,00
26	–	100,00	80,00

Пример условного обозначения для крюка грузового однорогого № 17 с удлиненным хвостовиком:

*Крюк однорогий, тип Б, № 17 ГОСТ 6627-74.*

Таблица А2 – Некоторые размеры заготовок однорогих крюков, мм

Номер заготовки крюка	$2a$	$B$	$d_1$	$d_0$	$h$	Масса крюка, кг
1	20	12	12	M12	18	0,2
2	22	13	12	M12	21	0,3
3	25	15	15	M14	24	0,5
4	30	18	17	M16	26	0,6
5	32	20	17	M16	28	0,7
6	36	22	20	M20	32	1,0
7	40	24	20	M20	36	1,5
8	45	26	25	M24	40	1,9
9	50	30	30	M27	45	2,9
10	55	34	30	M30	52	4,1
11	60	38	35	M33	55	5,7
12	65	40	40	M36	65	8,9
13	75	48	45	M42	75	12,2
14	85	54	50	M48	82	17,7
15	95	60	55	M52	90	23,0
16	110	65	60	M56	100	33,0
17	120	75	70	M64	115	44,5
18	130	80	75	Tr 70'10	130	56,0
19	150	95	85	Tr 80'10	150	82,5
20	170	102	100	Tr 90'12	164	121,0
21	190	115	110	Tr 100'12	184	150,0
22	210	130	120	Tr 110'12	205	206,0
23	240	150	140	Tr 120'16	240	312,0
24	270	165	150	Tr 140'16	260	400,0
25	300	190	170	Tr 160'16	290	600,0
26	320	200	180	Tr 170'16	320	695,0

## Приложение Б. Стальные канаты

В грузоподъемных устройствах применяются, в том числе, и канаты типа ЛК-Р. Сортамент канатов двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19(1+6+6/6)+1о.с. по ГОСТ 2688-80 представлен в таблице Б1.

Таблица Б1 – Сортамент канатов типа ЛК-Р по ГОСТ 2688-80

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м каната, кг	Суммарное разрывное усилие всех проволок / разрывное усилие каната в целом $S_p$ (Н) для маркировочных групп, Н/мм <sup>2</sup> (кгс/мм <sup>2</sup> )						Номер барабана	Количество метров на барабане
			1570(160)		1670(170)		1770*(180)			
3,6	4,98	48,8	–	–	–	–	<b>2780</b>	7465	6	4000
3,8	5,63	55,1	–	–	–	–	<b>9930</b>	8400	6	4000
4,1	6,55	64,1	–	–	–	–	<b>11550</b>	9750	6	4000
4,8	8,62	84,4	–	–	–	–	<b>15200</b>	12850	6	4000
5,1	9,76	95,5	–	–	–	–	<b>17200</b>	14600	7	2000
5,6	11,9	116,5	18650	15800	19800	16800	<b>20950</b>	17800	7	2000
6,2	14,47	141,6	22650	19250	24100	20100	<b>25500</b>	21100	7	2000
6,9	18,05	176,6	28300	24000	30050	25500	<b>31800</b>	26300	7	2000
7,6	21,57	211,0	33860	28700	35900	30500	<b>38000</b>	32300	7	1000
8,3	26,15	256,0	41000	34800	43550	36950	<b>46100</b>	38150	7	1000
9,1	31,18	305,0	48850	41500	51900	44100	<b>55000</b>	45450	7	1000
9,6	36,66	358,6	57450	48850	61050	51850	<b>64650</b>	53450	7	1000
11,0	47,19	461,6	73950	62850	78600	66750	<b>83200</b>	68800	10а	1000/2000
12,0	53,87	527,0	84450	71750	89700	76200	<b>95000</b>	78550	10а	1000/2000
13,0	61,00	596,6	95600	81250	101500	86800	<b>107500</b>	89000	10а	1000/2000
14,0	74,40	728,0	116500	98950	123500	105000	<b>131000</b>	108000	10а	1000/2000
15,0	86,28	844,0	135000	114500	143500	122000	<b>152000</b>	125500	11	1000/2000
16,5	104,61	1025,0	164000	139000	174000	147500	<b>184500</b>	152000	12	1000/2000
18,0	124,73	1220,0	195500	166000	207500	176000	<b>220000</b>	181500	12	1000/2000
19,5	143,61	1405,0	225000	191000	239000	203000	<b>253000</b>	209000	12	1000
21,0	167,03	1635,0	261500	222000	278000	236000	<b>294500</b>	243500	12	1000
22,5	188,78	1850,0	296000	251000	314500	267000	<b>333000</b>	275000	12	1000
24,0	215,00	2110,0	337500	287000	359000	304500	<b>380000</b>	314000	12	1000
25,5	244,00	2390,0	382500	324500	406500	345000	<b>430000</b>	356000	13, 14	1000
27,0	274,31	2685,0	430000	365000	457000	388000	<b>483500</b>	399500	15	1000
28,0	297,63	2910,0	466500	396000	495500	421000	<b>525000</b>	434000	15	1000
30,5	256,72	3490,0	559000	475000	594000	504500	<b>629000</b>	520000	16	1000
32,0	393,06	3845,0	616000	523500	654500	556000	<b>693000</b>	573000	16	1000
33,5	431,18	4220,0	676000	574000	718000	610500	<b>760500</b>	629000	16	1000
37,0	512,00	5015,0	804000	683000	854000	725000	–	–	16	1000
39,5	586,59	5740,0	919500	781500	977000	828000	–	–	18	1000
42,0	668,12	6535,0	1045000	890000	1110000	945000	–	–	18	1000
44,5	755,11	7385,0	1180000	1000000	1255000	1035000	–	–	20	1000
47,5	861,98	8430,0	1350000	1145000	1435000	1185000	–	–	20	1000
51,0	976,00	9545,0	1530000	1295000	1625000	1340000	–	–	20	1000
56,0	1190,53	11650,0	1865000	1580000	1980000	1635000	–	–	20	1000

\*Рекомендуемый столбец для выбора разрывное усилие каната в целом



Пример условного обозначения каната диаметром  $d_k$ , равным 13 мм, грузового назначения, из проволоки без покрытия, высшей марки, левой односторонней завивки, не раскручивается, маркировочной группы 1570 МПа:

*Канат 13-Г-В-Л-О-Н-1570 ГОСТ 2688-80.*

Канат предназначен для кранов и талей, для подъемных устройств шахтных установок, для экскаваторов, для подвесных дорог и кабель-кранов, для скиповых подъемников доменных печей, для металлургических кранов и стоячего такелажа. Канат устойчив к воздействию агрессивных сред, к интенсивному знакопеременному изгибу при работе на открытом воздухе. Изготавливается с органическим сердечником. Эскиз сечения каната приведен на рисунке Б1.

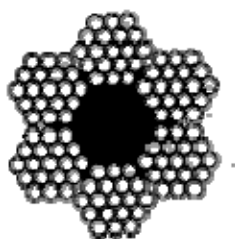


Рисунок Б1 – Эскиз сечения каната

## Приложение В. Подшипники упорные

Подшипники упорные шариковые однорядные и двойные. Технические условия. ГОСТ 7872-89.

Размеры подшипников представлены в таблице В1.

Таблица В1 – Некоторые размеры упорных подшипников по ГОСТ 7872-89, мм

Обозначение подшипника	Внутренний диаметр $d_1$	Наружный диаметр $D_{\Pi}$
8201	12	28
8202	15	32
8203	17	35
8204	20	40
8205	25	47
8206	30	52
8207	35	62
8208	40	68
8209	45	73
8210	50	78
8211	55	90
8212	60	95
8213	65	100
8214	70	105
8215	75	110
8216	80	115
8217	85	125
8218	90	135
8220	100	150
8222	110	160
8224	120	170
8226	130	190
8228	140	200
8230	150	215
8232	160	225
8236	180	250

Пример условного обозначения упорного подшипника с внутренним диаметром, равным 45 мм и наружным диаметром – 73 мм:

*Подшипник 8209 ГОСТ 7872-89.*

### Приложение Г. Шкивы (блоки) канатные

Размеры канатных шкивов (блоков) не регламентированы государственными стандартами, а лишь отраслевыми и стандартами предприятий. Ориентировочно можно принимать размеры, приведенные в таблице Г1.

Таблица Г1 – Некоторые размеры канатных блоков, мм

Диаметр каната $d_k$	Диаметр блока	Ширина блока (длина ступицы) $B_{\text{бл}}$
8 – 11	160	60
11 – 14	200	70
14 – 18	315	80
18 – 26	400	90
26 – 35	500	100
35 – 44	630	120
44 – 56	800	150

## Приложение Д. Электродвигатели

Металлургические электродвигатели серии МТН с фазовым ротором широко применяются в грузоподъемных устройствах различного назначения. Их технические характеристики приведены в таблице Д1.

Таблица Д1 – Технические данные электродвигателей серии МТН

Двигатель	Мощность на валу $P_э$ , кВт, при				Частота вращения $n_э$ , мин <sup>-1</sup>	Максимальный момент $T_{max}$ , Н·м	Момент инерции ротора $I_э$ , кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг
	ПВ 15 %	ПВ 25 %	ПВ 40 %	ПВ 60 %				
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
МТН 111-6	3,5	3	2,5	2	870 895 920 940	85	0,0496	76
МТН 112-6	5,3	4,5	3,6	3	885 910 930 945	120	0,0687	88
МТН 211-6	8,2	7	5,6	4,2	900 920 940 955	200	0,1170	120
МТН 311-6	13	11	9	7	925 940 955 965	320	0,2290	170
МТН 312-6	17,5	15	12	19	945 950 960 965	480	0,3180	210
МТН 411-6	27	22	18	14	950 960 965 975	650	0,5090	280
МТН 412-6	36	30	25	18	955 965 970 980	950	0,6870	345
МТН 311-8	9	7,5	6	4,5	675 690 705 715	270	0,2800	170
МТН 312-8	13	11	8,2	6	690 700 715 725	430	0,3180	210

## Продолжение таблицы Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МТН 411-8	18	15	13	10	695 705 710 720	580	0,5470	280
МТН 412-8	26	22	18	13	710 715 725 730	900	0,7640	345
МТН 511-8	34	28	23	18	695 705 715 725	1020	1,0950	470
МТН 512-8	45	37	31	25	695 705 715 725	1400	1,4500	570
МТН 611-10	53	45	36	28	560 570 575 580	2360	4,3250	900
МТН 612-10	70	60	48	35	560 565 575 580	3200	5,3400	1070
МТН 613-10	90	75	60	40	570 575 580 585	4200	6,3600	1240
МТН 711-10	125	100	80	65	580 584 588 592	4650	10,4500	1550

## Приложение Е. Редукторы

Трехступенчатые цилиндрические редукторы типа ВКН применяются в грузоподъемных устройствах различного назначения. Их технические характеристики приведены в таблице Е1.

Таблица Е1 – Технические параметры редукторов типа ВКН

Редуктор	Передаточное число $u_p$	Частота вращения быстроходного вала $n_3$ , мин <sup>-1</sup>							
		750				1 000			
		по М5	М6	М7	М8	по М5	М6	М7	М8
		Крутящий момент на выходном валу $T_{2p}$ , кН·м							
ВКН-280	10,0	0,454	0,211	0,190	0,169	0,476	0,159	0,151	0,143
	16,0	0,507	0,237	0,203	0,186	0,507	0,216	0,190	0,178
	31,5	0,466	0,333	0,300	0,266	0,474	0,250	0,225	0,200
	50,0	0,476	0,370	0,317	0,264	0,396	0,317	0,277	0,238
ВКН-320	12,5	0,859	0,410	0,357	0,317	0,803	0,337	0,297	0,277
	20,0	0,761	0,507	0,380	0,338	0,888	0,444	0,349	0,317
	40,0	1,057	0,719	0,507	0,465	0,888	0,571	0,380	0,349
	63,0	0,799	0,599	0,466	0,399	0,849	0,549	0,350	0,300
ВКН-420	16,0	1,319	0,845	0,812	0,761	1,154	0,888	0,824	0,685
	25,0	1,321	0,925	0,793	0,793	1,209	0,971	0,872	0,773
	50,0	1,480	1,110	0,845	0,634	1,387	1,110	0,872	0,753
	80,0	1,945	1,522	1,099	0,845	1,966	1,395	1,078	0,824
	125,0	2,114	1,585	1,321	1,189	1,684	1,387	1,189	0,991
ВКН-480	20,0	2,473	1,543	1,015	0,972	2,283	1,427	0,999	0,840
	31,5	2,763	1,665	1,332	1,099	2,572	1,648	1,198	1,024
	63,0	3,129	2,264	1,665	1,332	2,946	2,047	1,498	1,248
	100,0	3,488	3,488	2,325	1,902	3,250	2,378	2,140	1,744
ВКН-560	20,0	4,206	2,811	2,050	1,733	3,662	2,632	1,918	1,538
	25,0	4,095	3,065	2,167	1,982	4,340	2,794	2,041	1,803
	40,0	4,523	3,297	2,748	2,325	4,407	3,171	2,505	2,124
	50,0	4,650	3,435	2,906	2,536	4,796	3,408	2,655	2,338
	80,0	4,988	3,720	3,297	2,790	4,946	3,488	3,044	2,663
ВКН-630	20,0	5,644	4,037	3,805	3,276	5,675	3,900	3,630	3,266
	25,0	5,496	3,963	3,990	3,038	5,271	3,884	3,686	3,052
	31,5	5,992	4,328	4,228	3,263	5,768	4,794	3,895	3,271
	40,0	6,088	5,242	4,566	3,297	5,770	4,122	3,836	3,139
	50,0	6,236	4,545	4,862	3,488	5,905	4,320	4,478	3,250
	63,0	7,077	4,652	5,242	3,735	6,241	4,521	4,865	3,391
	80,0	6,933	5,073	5,918	4,227	6,595	4,692	5,517	3,868
	100,0	6,870	4,967	5,813	4,333	6,579	4,597	5,469	4,043
125,0	7,794	5,416	6,605	5,020	7,431	4,657	6,539	4,459	

Двухступенчатые цилиндрические редукторы типа Ц2 нашли применение в грузоподъемных устройствах различного назначения. Их технические характеристики приведены в таблице Е2.

Таблица Е2 – Технические параметры редукторов типа Ц2

Редуктор	Передаточное число $u_p$	Группа режима работы механизма							
		по М5		М6		М7		М8	
		Частота вращения быстроходного вала $n_э$ , мин <sup>-1</sup>							
		600	960	600	960	600	960	600	960
Крутящий момент на тихоходном валу $T_{2p}$ , кН·м									
Ц2-250	10; 12,5	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1,0	0,9
	16; 20	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,0	0,9
	25; 31,5	3,8	3,3	2,7	2,6	1,5	1,3	1,2	1,0
	40; 50	4,0	3,8	2,8	2,7	1,5	1,3	1,2	0,9
Ц2-300	10; 12,5	5,0	4,0	4,4	3,5	2,3	2,0	1,4	1,4
	16; 20	5,8	5,0	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5	5,8	5,0	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40; 50	6,0	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6
Ц2-350	10; 12,5	8,0	7,1	6,0	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20	9,0	7,3	6,8	5,6	3,5	3,0	2,2	1,9
	25; 31,5	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5	14,0	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20	18,0	14,0	11,5	8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5	18,5	16,5	11,5	9,0	6,0	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17,0	11,5	9,0	6,0	4,6	5,0	4,4
Ц2-500	10; 12,5	28,0	24,0	18,0	16,0	11,2	9,0	7,3	7,3
	16; 20	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9,0	7,3	6,5
	25; 31,5	31,5	30,0	21,2	20,0	13,2	9,7	7,3	6,5
	40; 50	31,5	30,0	21,2	20,0	13,2	10,6	7,3	6,5
Ц2-650	10; 12,5	50,0	40,0	33,5	26,5	23,6	18,0	19,0	18,0
	16; 20	56,0	45,0	37,5	33,5	27,2	20,0	20,0	19,0
	25; 31,5	60,0	51,5	42,5	36,5	27,2	20,0	20,0	20,0
	40; 50	60,5	56,0	42,5	41,2	27,2	21,2	23,0	20,0
Ц2-750	10; 12,5	69,0	58,0	51,5	42,5	37,5	30,0	31,5	29,0
	16; 20	77,5	71,0	56,0	47,5	42,5	35,5	3,5	28,0
	25; 31,5	87,5	80,0	63,0	56,0	42,5	32,5	34,5	30,0
	40; 50	87,5	80,0	63,0	60,0	45,0	32,5	36,5	30,0

Трехступенчатые цилиндрические редукторы типа ВКУ широко применяются в грузоподъемных устройствах различного назначения. Их технические характеристики приведены в таблице ЕЗ.

Таблица ЕЗ – Технические параметры редукторов типа ВКУ

Частота вращения быстроходного вала $n_3$ , мин <sup>-1</sup>	Группа режима работы	Типоразмер редуктора												
		ВКУ-500М		ВКУ-610М		ВКУ-765М			ВКУ-965М					
		Передаточное число $u_p$												
		20	63	25	40	80	25	63	80; 100	125; 140	25	63	80; 100	125; 140
Крутящий момент на выходном валу $T_{2p}$ , кН·м														
960	по М5	4,20	4,68	8,10	8,50	14,9	14,6	14,9			28,2			
	М6	3,30	4,30	6,00	7,90	8,3	13,1	14,9			19,7	24,6	27,2	27,2
	М7	2,20	2,90	4,90	5,40	6,1	9,3	11,7	12,5	12,5	16,8	24,6	24,6	25,1
	М8	1,85	2,40	3,70	4,40	4,5	8,2	9,2	9,7	9,8	3,7	7,1	19,4	19,4
750	по М5	4,45	4,64	8,60			14,9				28,2			
	М6	3,40	4,64	7,70	8,60	8,6	14,9				19,7	24,6	27,2	27,2
	М7	2,36	3,16	5,10	5,80	6,7	10,8	12,5	13,2	14,0	17,6	24,6	25,1	25,1
	М8	1,92	2,50	4,30	4,40	5,9	9,2	9,6	10,6	11,1	15,0	19,4		
600	по М5	4,66	4,66	8,60			14,9				28,2			
	М6	3,68	4,66	8,20	8,60	8,6	14,9				22,0	25,9	27,2	27,2
	М7	2,50	3,38	5,50	6,10	7,1	11,4	12,7	14,6	14,6	21,0	25,1		
	М8	2,10	2,79	4,50	4,90	6,1	9,5	9,7	11,1	11,5	13,8	19,4		



## Приложение Ж. Колодочные тормоза

Колодочные тормоза типа ТКТ широко применяются в грузоподъемных устройствах различного назначения. Их технические характеристики приведены в таблице Ж1.

Таблица Ж1 – Технические параметры колодочных тормозов типа ТКТ

Тип тормоза	Ширина колодки $B_{ТК}$ , мм	Диаметр шкива $D_T$ , мм	Угол обхвата шкива $\theta$ , град	Тормозной момент $T_T$ , Н·м		Давление $p$ , МПа	Отход колодки		Тип магнита	Масса тормоза, кг
				Группа режима работы			нормальной	Максимальный		
				по М7	М8					
ТКТ-100	70	100	37	20	11	0,12	0,4	0,6	МО-100Б	12
ТКТ-200/100	90	200	47	40	22	0,09	0,4	0,6	МО-100Б	25
ТКТ-200	90	200	47	160	80	0,18	0,5	0,8	МО-200Б	37
ТКТ-300/200	140	300	72	240	120	0,08	0,5	0,8	МО-200Б	68
ТКТ-300	140	300	72	500	200	0,16	0,7	1,0	МО-300Б	92

Колодочные тормоза типа ТКТГ успешно применяются в грузоподъемных устройствах различного назначения. Их технические характеристики приведены в таблице Ж2.

Таблица Ж2 – Технические параметры колодочных тормозов типа ТКТГ

Тип тормоза	Ширина колодки $B_{ТК}$ , мм	Диаметр шкива $D_T$ , мм	Угол обхвата шкива $\theta$ , град	Тормозной момент $T_T$ , Н·м		Давление $p$ , МПа	Отход колодки, мм	Тип магнита	Масса тормоза, кг
				Группа режима работы					
				по М8					
ТКТГ-200	90	200	47	250		0,16	1,00	ТЭ-30РД	30
ТКТГ-200М	90	200	47	300		0,16	1,00	ТЭ-30РД	30
ТКТГ-300М	140	300	72	800		0,16	1,20	ТЭ-50	55
ТКТГ-400М	140	400	72	1 500		0,16	1,40	ТЭ-80	95
ТКТГ-500М	160	500	72	2 500		0,16	1,60	ТЭ-80	150
ТКТГ-600	230	600	72	5 000		0,16	1,75	ТЭ-200	260
ТКТГ-700	260	700	72	8 000		0,16	1,80	ТЭ-200	420
ТКТГ-800	300	800	72	12 500		0,16	2,10	ТЭ-200	460

## Приложение И. Соединительные муфты

Для соединения вала двигателя и быстроходного вала редуктора используют, в том числе, втулочно-пальцевые муфты с тормозным шкивом, по которому трутся колодки колодочного тормоза в случае необходимости торможения грузоподъемного механизма. Технические характеристики таких муфт приведены в таблице И1.

Таблица И1 – Технические параметры втулочно-пальцевых муфт с тормозным шкивом

Диаметр тормозного шкива $D_T$ , мм	Наибольший крутящий момент $T_M$ , Н·м	Размеры ступицы, мм			Число пальцев, шт	Момент инерции, $I_M$ кг·м <sup>2</sup>	Масса наибольшая, кг
		диаметр пальца	длина барабана	длина хвостовика вала			
100	300	30	60	80	4	0,0376	15
200	500	50	95	110	4	0,1274	25
300	800	60	145	110	6	0,6370	60
400	5500	70	185	150	6	2,2940	125
500	7000	–	210	–	8	5,1000	175
600	12 500	–	245	–	8	10,700	260
700	20 000	–	290	–	8	21,200	350



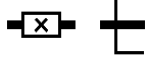






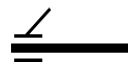



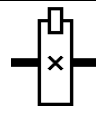
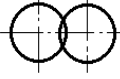
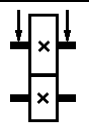
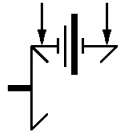

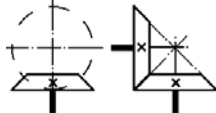

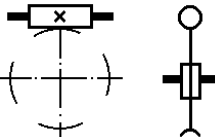
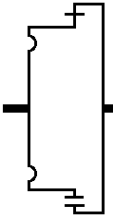
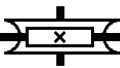
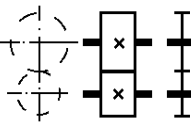
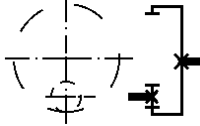
Для соединения тихоходного вала редуктора и канатного барабана используют, в том числе, зубчатые муфты типа МЗ. Технические характеристики таких муфт приведены в таблице И2.

Таблица И2 – Технические параметры зубчатых муфт типа МЗ

Номер муфты	Номинальный крутящий момент $T_M$ , Н·м	Момент инерции $I_M$ , кг·м <sup>2</sup>	Масса, кг
1	1 000	0,05	6,7
2	1 600	0,06	9,2
3	2 500	0,08	10,2
4	4 000	0,15	15,2
5	6 300	0,25	22,6
6	10 000	0,50	36,9
7	16 000	1,15	62,5
8	25 000	2,25	100,0
9	40 000	5,20	146,0
10	63 000	10,50	179,0

## Приложение К. Условные обозначения кинематических схем

Таблица К1 – Условные обозначения кинематических схем по ГОСТ 2.770-68

Неподвижное соединение		Пружины цилиндрические	
	— частей звена		— сжатия
	— детали с валом		— растяжения
Подшипники без уточнения типа		— болтовое соединение	
	— радиальные		
	— упорные		— фундаментный болт
Муфты		Пары кинематические	
	— упругая		— поступательная
	— компенсирующая		— сферическая
		Механизмы	
			— храповой зубчатый
			— мальтийский
Передачи			
Фрикционная			
	— с цилиндрическими роликами		— с коническими роликами
	— цепью		— зубчатая коническая
	— винтовая		— червячная
	— волновая		
Зубчатая цилиндрическая			
	— внешнее зацепление		— внутреннее зацепление

Навчальне видання

**Проців** Володимир Васильович  
**Захаренко** Віталій Олександрович

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ  
ПІДПРИЄМСТВ І СТАНЦІЙ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ.  
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-  
ГРАФІЧНОГО ЗАВДАННЯ  
«РОЗРАХУНОК ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО ПРИЛАДУ»**

Підписано до друку 11.11.2012. Формат 42×30/4.  
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 10,5.  
Обл. -вид. арк. 14,3. Тираж 300 пр. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано  
у ДНВЗ «Національний гірничий університет».  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004 р.  
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.