

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ  
МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ.  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением  
по аграрному техническому образованию  
в качестве учебно-методического пособия  
для студентов учреждений высшего образования  
группы специальностей 74 06 Агроинженерия*

Минск  
БГАТУ  
2019

УДК 621.86(07)  
ББК 39.9я7  
П45

Составители:

кандидат технических наук, доцент *Н. Н. Романюк*,  
кандидат технических наук, доцент *К. В. Сашко*,  
кандидат технических наук, доцент *В. А. Агейчик*,  
старший преподаватель *А. Л. Вольский*,  
старший преподаватель *П. В. Клавсуть*,  
старший преподаватель *А. И. Оскирко*,  
старший преподаватель *О. В. Сокол*

Рецензенты:

заведующий кафедрой деталей машин  
и подъемно-транспортных устройств БГТУ,  
кандидат технических наук, доцент *С. Е. Бельский*;  
главный инженер РУП «НПЦ НАН Беларуси  
по механизации сельского хозяйства»,  
кандидат технических наук *А. Л. Рапинчук*

П45 **Подъемно-транспортные машины и механизмы. Курсовое проектирование** :  
учебно-методическое пособие / сост. : Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2019. – 302 с.  
ISBN 978-985-519-957-2.

Содержит цели курсового проектирования, график выполнения курсовой работы, определяет объем и содержание пояснительной записки и графической части работы, требования, предъявляемые к защите курсовой работы, и список рекомендуемой литературы.

Задания на курсовую работу разработаны с учетом будущей специальности студентов. Приводятся требования по оформлению текстового материала расчетно-пояснительной записки, чертежей сборочных единиц и рабочих чертежей деталей.

В приложении в качестве примеров приведены образцы сборочных единиц подъемно-транспортных машин, эскизы и таблицы размеров наиболее часто применяемых стандартных деталей.

УДК 621.86(07)  
ББК 39.9я7

ISBN 978-985-519-957-2

© БГАТУ, 2019

## Содержание

Введение.....	4
1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования.....	5
2 Расчет механизма подъема груза.....	7
2.1 Методика расчета механизма подъема груза с электроприводом.....	7
2.2 Методика расчета механизма подъема груза с ручным приводом.....	34
3 Расчет механизмов передвижения грузоподъемных машин.....	41
3.1 Методика расчета механизма передвижения с электроприводом.....	41
3.2 Методика расчета механизма передвижения с ручным приводом.....	54
3.3 Методика расчета механизма передвижения с канатной тягой.....	56
4 Методика расчета сребковых конвейеров со сплошными высокими скребками.....	60
5 Методика расчета пластинчатого конвейера.....	66
6 Методика расчета ленточного конвейера.....	72
7 Методика расчета винтового транспортера.....	95
8 Методика расчета ковшовых элеваторов.....	102
9 Методика расчета механизма изменения угла наклона транспортера тяжелой конструкции.....	110
10 Оформление конструкторской документации.....	112
Рекомендуемая литература для выполнения курсовой работы по подъемно-транспортным машинам и механизмам.....	124
Приложение А. Задания на курсовые работы и практические занятия.....	126
Образцы выполнения курсовой работы.....	180
Приложение Б. Пример выполнения курсовой работы по грузоподъемным машинам.....	181
Приложение В. Пример выполнения курсовой работы по транспортирующим машинам.....	185
Приложение Г. Примеры выполнения сборочных единиц.....	277
Приложение Д. Справочные табличные данные.....	290

## Введение

Увеличение объемов поставок сельским хозяйством продуктов питания и сырья для промышленности с одновременным снижением затрат на их производство неразрывно связано с комплексной механизацией агропромышленного комплекса. Важная роль в обеспечении готовности техники принадлежит ремонтно-обслуживающим предприятиям, базам материально-технического обеспечения.

Особое внимание при этом уделяется механизации погрузо-разгрузочных работ, т. к. по некоторым видам продукции затраты на ее перевозку и погрузо-разгрузочные работы достигают 70 % от всех затрат на ее производство.

Снижение затрат на погрузо-разгрузочные работы предусматривается за счет разработок и внедрения в производство высокоэффективных универсальных погрузочных и транспортирующих машин, контейнеризации и пакетирования, бестарной перевозки сыпучих грузов на специальном транспорте, совершенствования конструкции и повышения надежности средств малой механизации: подъемников, тележек, лебедок, спусков и т. д.

Правильный выбор подъемно-транспортного оборудования является решающим фактором нормальной работы и высокой продуктивности производства. Нельзя обеспечить его устойчивый ритм на современной ступени интенсификации без согласованной и безотказной работы современных средств механизации внутрицехового и межцехового транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции на всех стадиях обработки и складирования.

Современные высокопроизводительные грузоподъемные и транспортирующие машины, работающие с большими скоростями и обладающие высокой грузоподъемностью, являются результатом постепенного развития этих машин в течение долгого времени.

Успешное выполнение задач по механизации погрузо-разгрузочных работ во многом зависит от уровня знаний будущих инженеров по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы» и, в частности, от навыков конструирования, которые приобретают студенты при выполнении курсовой работы по подъемно-транспортным машинам и механизмам.

Курсовое проектирование способствует развитию у студентов самостоятельности, творческой инициативы, умения проводить литературный и патентный поиск, анализировать технические решения, систематизирует конструкторские навыки и завершает общеинженерную подготовку студентов по проектированию, на основе которой выполняются курсовые проекты по специальным дисциплинам, а затем и дипломный проект.



## 1 Цель, задачи и тематика курсового проектирования

Целью курсового проектирования является закрепление теоретического материала и практических навыков решения инженерных задач, а также необходимость развить умение студентов самостоятельно разрабатывать конструкцию и чертежи подъемно-транспортных машин и механизмов.

Задачи курсовой работы:

- закрепление и углубление теоретических и практических знаний по естественнонаучным, общетехническим и профессиональным дисциплинам избранной специальности и применение их для решения конкретных задач;
- формирование навыков ведения самостоятельной проектно-конструкторской и исследовательской работы, овладение методикой проектирования и научного исследования и эксперимента;
- приобретение навыков обобщения и анализа результатов, полученных другими разработчиками и исследователями;
- выяснение подготовленности студента для самостоятельной работы в условиях современного производства.

Курсовое проектирование является важным элементом подготовки высококвалифицированных специалистов.

В процессе выполнения курсового проекта у студентов вырабатывается умение самостоятельно работать с литературой, обобщать и анализировать теоретический и практический материал, применять на практике методы выбора оптимальных вариантов решений задач для условий конкретного предприятия.

При проектировании необходимо, с учетом последних достижений науки и производства, выбирать схемы и основные параметры механизмов, разрабатывать конструкции нестандартных узлов и деталей с учетом их условий эксплуатации и предъявляемых к ним требований.

Это позволит научить будущих инженеров основам расчета и рационального проектирования машин и элементов их конструкции с обеспечением высокого уровня надежности, работоспособности и долговечности, что возможно обеспечить на примере проектирования конкретной машины и, в частности, при проектировании любой из подъемно-транспортных машин и механизмов (ПТМ и М).

В соответствии с учебной программой объектами курсовой работы могут быть:

- а) грузоподъемные машины – краны (мостовые, козловые, поворотные, гидравлические), подъемники, разгрузчики и др.;
- б) транспортирующие машины – ленточные, пластинчатые, скребковые, винтовые, элеваторы и др.;
- в) механизмы безрельсового и рельсового транспорта;
- г) механизмы с ручным приводом.

Приступая к проектированию, следует учитывать новые тенденции в подъемно-транспортном машиностроении: модернизацию существующих машин с учетом литературного и патентного поиска; снижения массы машины благодаря применению новых кинематических схем, рациональных профилей металла.

Технологические и прочностные расчеты необходимо проводить по учебной и справочной литературе.

Курсовая работа состоит из пояснительной записки (объем 25–30 страниц) и графической части, включающей чертеж одной или двух сборочных единиц и чертежи деталей.

Задания на курсовую работу представлены в приложении А.

Структурно пояснительная записка состоит из следующих элементов (материалы приведены в порядке их расположения):

- обложки;
- титульного листа;
- задания на проектирование;
- ведомости комплекта проектной документации;
- реферата;
- содержания;
- текста, включающего расчеты ПТМ и М с иллюстративным материалом, таблицами и т. п.;
- раздела по охране труда;
- заключения;
- списка использованных источников;
- приложений;
- спецификаций.

Методики расчетов механизмов ПТМ и М приведены во втором разделе.

Образец оформления пояснительной записки по заданию «Механизм подъема груза» приведен в приложении Б, а образец оформления пояснительной записки по заданию «Конвейер ленточный стационарный» приведен в приложении В.

В приложении Г приведены образцы выполнения чертежей сборочных единиц.

Справочные данные для конструирования опор валов приведены в приложении Д.

Пояснительная записка и графическая часть курсовой работы должны быть оформлены в соответствии с ЕСКД и учебно-методическим пособием «Общие требования к организациям проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ)» [12].

Основные требования, касающиеся оформления пояснительной записки, приведены в разделе 3.

При выполнении курсовой работы следует придерживаться графика работы.

## 2 Расчет механизма подъема груза

### 2.1 Методика расчета механизма подъема груза с электроприводом

#### Расчет деталей крюковой подвески

Расчету деталей крюковой подвески предшествует построение схемы полиспаста и выбор каната.

Рассмотрим методику построения схем полиспастов.

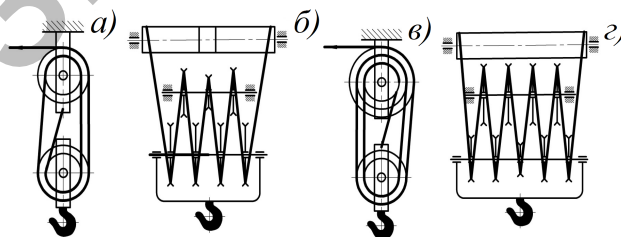
Для наглядности схем допускаем, что блоки в обоймах мы изображаем окружностями разных диаметров (в действительности диаметры блоков в обойме одинаковые).

**Кратностью полиспаста** называют отношение числа ветвей каната, удерживающих груз  $Z_{гр}$  (подсчитывается при мысленном пересечении ветвей каната между обоймами блоков), к числу ветвей каната, набегающих на барабан  $Z_б$ :

$$i_n = Z_{гр} / Z_б \quad (2.1)$$

**Сдвоенный полиспаст** – это два параллельно работающих одинарных полиспаста, у которых ветвь каната, идущая на барабан, сходит с подвижной обоймы блоков подвески. Для устранения перекосов здесь используют уравнительный блок, который при четной кратности находится на неподвижной оси, а при нечетной кратности – подвижной оси блоков. Его диаметр на 4 % меньше основных блоков.

На рисунке 2.1 представлены принципиальные схемы одинарного и сдвоенного полиспастов кратностью  $i_n = 4$  и  $i_n = 5$ .



а) – одинарный  $i_n = 4$ ; б) – сдвоенный  $i_n = 4$ ;  
в) – одинарный  $i_n = 5$ ; г) – сдвоенный  $i_n = 5$

Рисунок 2.1 – Принципиальные схемы полиспастов

При построении схем следует помнить, что при четной кратности одинарного полиспаста количество блоков в обоймах одинаково и равно числу половины кратности, конец каната крепится на неподвижной обойме. При нечетной кратности

канат крепится к подвижной обойме, и число блоков там на один больше, чем в неподвижной обойме. Общее число блоков у одинарного полиспаста всегда равно его кратности.

У сдвоенного полиспаста кратность равна числу подвижных блоков. При нечетной кратности уравнительный блок находится на подвижной оси, при четной – на неподвижной.

При выборе типа и кратности полиспаста (таблица 2.1) учитывают, что в мостовых кранах обычно применяют сдвоенные полиспасты, обеспечивающие строго вертикальный подъем груза, а в стреловых кранах преимущественно используются только одинарные полиспасты.

Таблица 2.1 – Рекомендуемая кратность полиспаста

Тип полиспаста	Кратность полиспаста при весе груза (кН)				
	до 10	20...60	50...100	150...200	300...400
Одинарный	1, 2	2, 3	3, 4	4, 6	–
Сдвоенный	2	2	2	2, 3	3, 4

По правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов в зависимости от типа каната и режима работы принимают коэффициент запаса для расчета стальных проволочных канатов –  $Z_p$ .

Разрывное усилие каната  $F$  определяется по формуле

$$F_{\text{разр}} = F_{\text{max}} Z_p, \quad (2.2)$$

где  $F_{\text{max}}$  – максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната, набегающей на барабан;

$Z_p$  – коэффициент использования канатов: его значения приведены в таблице 2.2, согласно характеристике механизмов грузоподъемных машин по режиму работы по Гостехнадзору СССР и международному стандарту ИСО 4301/1 (таблица 2.3).

Таблица 2.2 – Коэффициенты использования канатов  $Z_p$  для расчета стальных канатов

Группа классификации (режима) механизма	Подвижные канаты	Режим работы по Гостехнадзору СССР
	$Z_p$	
M1	3,15	легкий (ПВ = 15 %) средний (ПВ = 25 %) тяжелый (ПВ = 40 %) весьма тяжелый (ПВ = 65 %)
M2	3,35	
M3	3,35	
M4	4,00	
M5	4,50	
M6	5,60	
M7	7,10	
M8	9,00	

Таблица 2.3 – Характеристики механизмов грузоподъемных машин по группам классификации, (режима) механизма

Группа режима	Характеристика режима	Механизмы
по ИСО 4301/1		
М1–М4	Ручной привод	Механизмы с ручным приводом
М5	Работа с большими перерывами, редкая работа с номинальным грузом, с малыми скоростями и малым числом включений (до 60 в час) аппаратуры управления и электродвигателей (с учетом разгонов до неполной скорости), с малой относительной продолжительностью включения (легкий)	Механизмы вспомогательного назначения; механизмы подъема и передвижения ремонтных кранов, работающих в машинных зонах; механизмы передвижения строительных и порталных кранов, мостовых перегружателей и башен кабельных кранов; лебедки противоугонных захватов и другие редко работающие механизмы
М6	Работа с грузами различной массы со средними скоростями, средним числом включений (до 120 в час) средней продолжительностью включения (средний)	Механизмы подъема и передвижения кранов механических и сборочных цехов заводов со среднесерийным производством кранов ремонтно-механических цехов; механизмы поворота строительных кранов; электростали, механизмы монтажных кранов на строительство
М7	Постоянная работа с грузами, близкими по массе к номинальным, с высокими скоростями, большим числом включений (до 240 в час), высокой продолжительностью включения (тяжелый)	Механизмы технологических кранов, цехов и складов на заводах с крупносерийным производством, кранов литейных цехов и механизмы подъема строительных кранов, подъема, поворота и изменения вылета крюковых порталных кранов
М8	Постоянная работа с грузами номинальной массы с высокими скоростями, большим числом включений (до 600 в час), высокой продолжительностью включения (весьма тяжелый)	Механизмы технологических кранов металлургического производства; механизмы подъема и передвижения тяжелых рудных и угольных перегружателей; механизмы грейферных, магнитных и складских кранов металлургических заводов; механизмы подъема поворота и изменения для подъема людей

Максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната, набегающей на барабан, определяется по формуле

$$F_{max} = \frac{F_{гр}}{m i_n \eta_{пол}}, \quad (2.3)$$

где  $F_{гр}$  – вес груза, Н;

$m = 1$  – для одинарного полиспаста;

$m = 2$  – для сдвоенного полиспаста;

$i_n$  – кратность полиспаста;

$\eta_{пол}$  – КПД полиспаста.

Коэффициент полезного действия блока – это отношение полезной работы при подъеме груза весом  $F_{гр}$  на высоту  $H$  к полной работе, совершенной при этом силой на том же пути  $H$  с учетом преодоления потерь на трение и жесткости каната. Поэтому для неподвижного блока, у которого перемещение набегающей и сбегающей ветвей каната одинаково, КПД выражается формулами:

$$\eta_n = \frac{F_{наб}}{F_{сб}}. \quad (2.4)$$

$$\eta_n = \frac{1 + \eta_n}{2}. \quad (2.5)$$

Ориентировочно КПД полиспастов определяют по формулам (2.6) для оди-  
нарных подвесок и (2.7) для сдвоенных

$$\eta_{пол} = \eta_n^{z_1} \eta_{п}^{z_2}, \quad (2.6)$$

$$\eta_{пол} = \eta_n^{z_1/2} \eta_{п}^{z_2/2}, \quad (2.7)$$

где  $\eta_n$  – КПД подвижных блоков;

$\eta_{п}$  – КПД неподвижных блоков;

$z_1$  – число подвижных блоков;

$z_2$  – число неподвижных блоков.

Более точно КПД блоков и полиспастов определяется экспериментально.

Подбор каната производится по разрывному усилию  $F_{разр}$  для одного из его типов согласно таблицам (см. таблицу 2.4).

Установлена следующая структурная схема условного обозначения стальных канатов:

Канат -х/2 -х/3 -х/4 -х/5 -х/5 -х/6 -х/7 -х/8 -х/9 -х/10,

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 сочетания направлений свивки элементов каната;  $8$  – обозначение способа свивки каната;  $9$  – маркировочная группа, МПа;  $10$  – обозначение стандарта на выбранный тип каната.

Таблица 2.4 – Канат двойной свивки типа ЛК–Р ГОСТ 2688–80

Диаметр каната, мм	Масса 1000 м, Н	Маркировочная группа проволок по временному сопротивлению разрыву, МПа						
		1470	1568	1666	1764	1862	1960	2058
		Разрывное усилие, Н не менее						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
5,1	955				14600	15150	15800	16450
5,6	1165		15800	16800	17800	18550	19350	
6,2	1416		19250	20400	21100	22250	23450	
6,9	1760		24000	25500	26300	27450	28700	
8,3	2560		34800	36950	38150	39850	41600	
9,1	3050		41550	44100	45450	47500	49600	
9,9	3586		48850	51850	53450	55960	58350	
11	4616		62850	66750	68800	72000	75150	
12	5270		71750	76200	78550	81900	88750	
13	5960	76190	81250	86300	89000	92800	97000	
14	7280	92850	98950	105000	108000	112500	118000	
15	8440	107000	114500	122000	125500	131000	137000	
16,5	10250	13000	139000	147500	152000	159000	166000	
18	12200	155000	166000	176800	181500	189500	198000	
19,5	14050	179500	191000	203000	205000	218500	228001	
21	16350	208000	222000	236000	243500	254000	265500	
22,5	18500	235500	251000	267000	275000	287500	303500	
24	21100	269000	287000	304500	314000	328000	343000	
25,5	23900	304500	321500	345000	355000	372000	388500	
27	26850	342000	365000	388000	399500	418000	436500	
28	29100	371000	396000	421000	434000	453500	473500	
30,5	34900	445500	475000	504500	520000	554000	567500	

Обозначение признаков стальных канатов приведено в таблице 2.5. Если отсутствует обозначение какого-нибудь признака каната, то в записи характеристики каната условное обозначение этого признака опускается.

*Пример условного обозначения каната*

Канат 16Г-1-Л-О-Н-1666 ГОСТ 2688–80 соответствует следующей характеристике каната: канат диаметром 16 мм грузовой, из проволоки марки 1, левой односторонней свивки, нераскручивающийся, с маркировочной группой по временному сопротивлению разрыву 1666 МПа.

Таблица 2.5 – Обозначение признаков стальных канатов

Признаки, по которым подразделяются канаты	Обозначения
1 Назначение:	
грузолюдские	ГЛ
грузовые	Г
2 Механические свойства проволок:	
высшей марки	В
первой марки	І
второй марки (с согласия потребителя)	ІІ

Окончание таблицы 2.5

Признаки, по которым подразделяются канаты	Обозначения
3 Вид покрытия поверхности проволок: из проволоки без покрытия из оцинкованной проволоки для особо жестких агрессивных условий работы из оцинкованной проволоки для жестких агрессивных условий работы из оцинкованной проволоки для средних агрессивных условий работы	– ОЖ Ж С
4 Направление свивки прядей: правая левая	– Л
5 Сочетание направлений свивки элементов каната: крестовая односторонняя комбинированная нераскручивающаяся раскручивающаяся	– О К Н Р
6 Род свивки: с точным касанием проволок одинакового диаметра с линейным касанием проволок одинакового диаметра в отдельных слоях пряди с линейным касанием проволок разных диаметров в верхнем слое пряди с линейным касанием проволок разного и одинакового диаметров по отдельным слоям пряди с линейным касанием и заполняющими проволоками меньшего диаметра между двумя слоями проволок с точечным и линейным касанием проволок в пряди кратность свивки: одинарная (спиральная) двойная (тросовая) тройная (кабельная)	ТК ЛК–О ЛК–Р ЛК–РО ЛК–З ТЛК – – –

Определение диаметра каната выполнено в следующем порядке:

1 В таблице ГОСТ 2688–80 находим столбик значений разрывного усилия каната в целом для значения  $[\sigma]_p = 1666$  МПа.

2 В данном столбике таблицы находим ближайшее большее значение разрывного усилия к нашему расчетному.

3 В столбике значений диаметра каната находим величину в одной строчке с принятым табличным значением  $F_{\text{разр}}$ , которая и будет искомым значением диаметра каната.

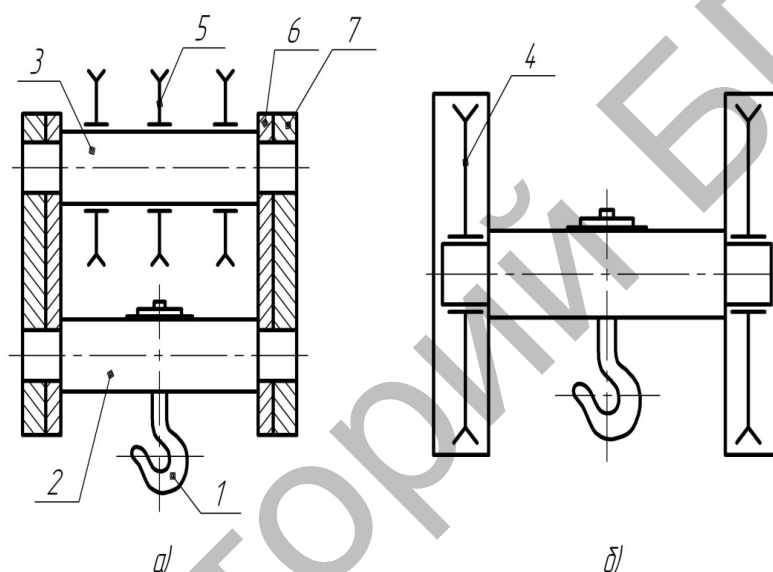
Грузозахватные устройства делят на две основные группы:

- а) общего назначения – крюки, петли, скобы;
- б) специального назначения – стропы, захваты, электромагниты, ковши, бабды, лотки, грейдеры и др.



Наибольшее применение в грузоподъемных машинах нашли крюки, которые являются основной деталью крюковых подвесок, используемых для непосредственного подвешивания груза или других грузозахватных устройств.

В грузоподъемных машинах используют две конструкции крюковых подвесок: нормальную (рисунок 2.2, а) и укороченную (рисунок 2.2, б), из которых первая является наиболее универсальной и распространенной. Исходя из заданного веса груза, рода привода и режима работы по ГОСТ 6627–76 (см. таблицу 2.6) определяется номер крюка, выписываются параметры и вычерчивается эскиз крюка (рисунок 2.3). При выборе параметров следует помнить, что крюки типа А используются для нормальных подвесок, а крюки типа Б для укороченных подвесок. Для стандартных крюков проверочный расчет на прочность не производят.



1 – крюк; 2 – траверса; 3 – ось блоков; 4 – основной блок;  
5 – уравнильный блок; 6 – щека; 7 – серьга

Рисунок 2.2 – Нормальная (а) и укороченная (б) конструкции крюковых подвесок

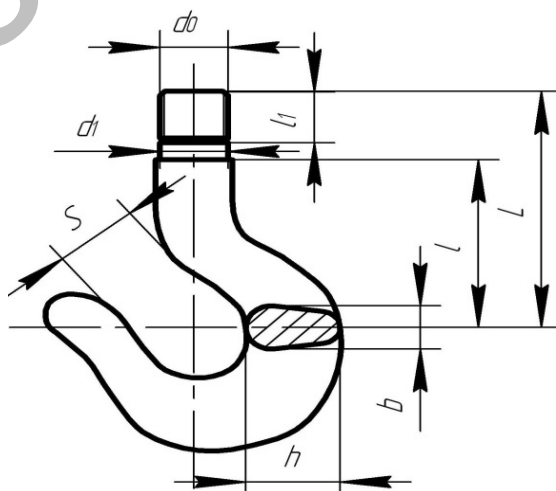


Рисунок 2.3 – Эскиз крюка

Таблица 2.6 – Крюки однорогие для груза весом, кН (не более) (ГОСТ 6627–80)

№ крюка	С ручным приводом	С механическим приводом при ПВ %		Размеры крюка, мм								
				$D$	$b$	$h$	$d_1$	$d_0$	$L$		$l$	$l_1$
		М4–М6	М7, М8						Тип А	Тип В		
1	до 4	до 3,2	до 2,5	20	12	18	12	М12	65	80	30	20
2	5	4	3,2	22	13	21	12	М12	70	90	32	20
3	6,3	5	4	25	15	24	15	М14	75	100	35	20
4	8	6,3	5	30	18	26	17	М16	85	110	40	25
5	10	8	6,3	32	20	28	17	М16	90	120	45	25
6	12,5	10	8	36	22	32	20	М20	105	130	50	30
7	16	12,5	10	40	24	36	20	М20	120	140	55	30
8	20	16	12,5	45	26	40	25	М24	130	160	65	35
9	25	20	16	50	30	45	30	М27	145	180	70	40
10	32	25	20	55	34	52	30	М30	165	220	85	45
11	40	32	25	60	38	60	35	М33	180	300	90	50
12	50	40	32	65	40	65	40	М36	195	375	95	55
13	63	50	40	75	48	75	45	М42	250	410	105	60
14	80	63	50	85	54	82	50	М48	280	475	120	70
15	100	80	63	95	60	95	55	М52	310	520	135	75
16	125	100	80	110	65	110	60	М56	340	580	150	80
17	160	125	100	120	75	120	70	М64	415	600	165	90
18	200	160	125	150	80	130	75	Трап 70×10	440	630	180	95
19		200	160	150	90	150	85	Трап 80×10	480	660	210	100
20		250	200	170	102	170	100	Трап 90×12	535	730	230	115
21		320	250	190	115	190	110	Трап 100×12	580	800	260	130
22		400	320	210	130	210	120	Трап 110×12	675	960	280	140
23		500	400	240	150	240	140	Трап	730	1050	330	150
24		630	500	270	165	270	150	Трап 140×16	820	1100	360	175
25		800	630	300	190	300	170	Трап 160×16	840	1200	400	190

Ось блоков рассчитывается на изгиб и смятие по уравнению прямого бруса. Ось блоков изготавливается из сталей Ст 5, Ст 6 и 40, 45. Расчетная схема представлена на рисунке 2.4. Допускаемые напряжения деталей подвески определяются на основании таблиц 2.7 и 2.8.

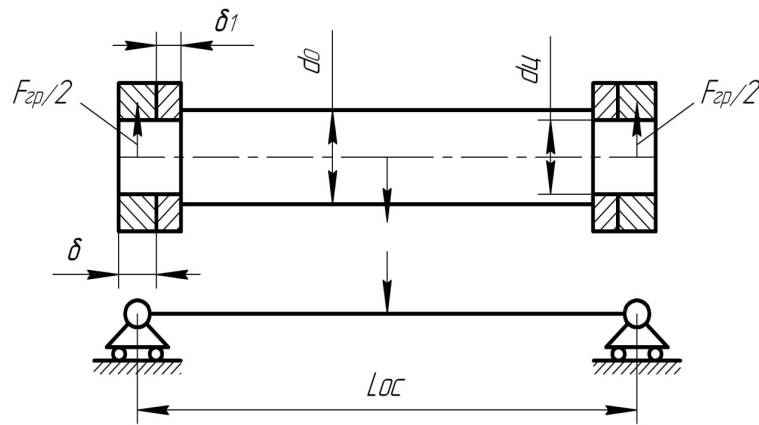


Рисунок 2.4 – Эскиз и расчетная схема оси блоков

Расчетный диаметр оси блоков

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_{из}]}} \quad (2.8)$$

$$M_{из} = \frac{F_{гр}}{2} \frac{L_{ос}}{2} \quad (2.9)$$

Расчетная длина оси определяется по формуле

$$L_{ос} = \delta + 2\delta_1 + Z_1 l_{ст} + \Delta,$$

где  $\delta$  и  $\delta_1$  – толщина серьги, щеки (определяется по таблице 2.9);

$Z_1$  – количество подвижных блоков на оси крюковой подвески;

$l_{ст}$  – длина ступицы блока (см. таблицу 2.10);

$\Delta$  – зазор между торцами ступиц блока (1...5 мм).

Таблица 2.7 – Рекомендуемые значения допускаемых напряжений при различных видах статического нагружения

Вид нагружения	Материал	
	пластичный	хрупкий
Растяжение	$[\sigma_p] = \sigma_t / n_\sigma$	$[\sigma_p] = \sigma_{ни} / n_\sigma$
Сжатие	$[\sigma_{сж}] = [\sigma_p]$	$[\sigma_{сж}] = 3[\sigma_p]$
Смятие	$[\sigma_{см}] = 1,5[\sigma_p]$	–
Изгиб	$[\sigma_{и}] = [\sigma_p]$	$[\sigma_{и}] = [\sigma_p]$

Окончание таблицы 2.7

Вид нагружения	Материал		
	пластичный	хрупкий	
Срез	$[\tau_{ср}] = 0,75[\sigma_p]$	$[\tau_{ср}] = [\sigma_p]$	
Кручение	$[\tau_{кр}] = 0,5[\sigma_p]$	$[\tau_{кр}] = 0,7[\sigma_p]$	
Зависимости между усталостными и статическими характеристиками металлов			
Вид нагружения	Цикл переменных напряжений		
	симметричный	от нулевой	
Изгиб	$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_{\text{пн}}$	$\sigma_0 = 0,6 \sigma_{\text{пн}}$	
Растяжение-сжатие	$\sigma_{-1} = 0,36 \sigma_{\text{пн}}$	$\sigma_0 = 0,5 \sigma_{\text{пн}}$	
Кручение	$\tau_{-1} = 0,22 \sigma_{\text{пн}}$	$\tau_0 = 0,3 \sigma_{\text{пн}}$	
Предел прочности $\sigma_{\text{пн}}$ и допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_к$ при статическом нагружении чугунов			
Марка чугуна	Предел прочности $\sigma_{\text{пн}}$ , МПа	Твердость НВ	$[\sigma]_к$ , МПа
СЧ 21	206	170...241	800...900
СЧ 35	343	197...269	1200...1300
СЧ 40	392	207...285	1300...1400

Таблица 2.8 – Механические характеристики некоторых углеродистых сталей

Марка стали	$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1F}$	$\tau_{-1}$
	МПа			
Ст 1	340...420	210	–	–
Ст 2	350...450	220	–	–
Ст 3	400...490	240	170...220	100...130
Ст 4	440...540	260	–	–
Ст 5	520...620	300	220...300	130...180
12 А	450...600	240	180	–
35	560...660	320	230...320	140...190
40	600...720	340	250...310	150...200
45	640...760	360	270...350	160...220
50	680...800	380	290...360	170...220
35Л	480...500	280	375...400	–
40Г	640...760	360	–	–
50Г	730...850	400	290...360	–
40Г2	750...870	460	310...400	180...220
Механические характеристики некоторых легированных сталей				
Марка стали	$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1F}$	$\tau_{-1}$
	МПа			
15X	750	600	–	–
20X	800	650	310...380	120...230
40X	1000	850	350...420	210...260

## Окончание таблицы 2.8

Марка стали	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1F}$	$\tau_{-1}$
	МПа			
40ХС	1250	1100	–	–
35ХГСА	1650	1400	480...700	280...400
40ХФА	900	750	380...490	–
30ХЮ	950	800	–	–
38ХМЮА	1000	850	–	–
30ХН	900...1000	700	420	–
40ХН	1000	850	460...600	–
12ХНЗА	1000	850	420...640	220...300
20ХНЗА	1400	1200	–	–
40ХНВА	1100	950	500	–
40ХНМА	1000	850	500...700	270...380
15ХР	800	600	–	–

## Расчетный диаметр оси блоков

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_{из}]}}$$

$$M_{из} = \frac{F_{гр}}{2} \frac{L_{ос}}{2}$$

Здесь расчетная длина оси определяется по формуле

$$L_{ос} = \delta + 2\delta_1 + Z_1 l_{ст} + \Delta, \quad (2.10)$$

где  $\delta$  и  $\delta_1$  – толщина серьги, щеки (определяется по таблице 2.9);

$Z_1$  – количество подвижных блоков на оси крюковой подвески;

$l_{ст}$  – длина ступицы блока (см. таблицу 2.10);

$\Delta$  – зазор между торцами ступиц блока (1...5 мм).

Таблица 2.9 – Ориентировочные значения толщины серьги ( $\delta$ ) и щеки ( $\delta_1$ ) в зависимости от веса груза, кН

	до 63	80...100	250	160	210...250	320...400	500...800	800...1000
$\delta$	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	24,0	30,0
$\delta_1$	4,0	5,0	5,0	5,0	6,0	6,0	8,0	10,0

Таблица 2.10 – Длина ступицы, мм

Диаметр блока	160	200	250	320	400	450	500	560	630
Длина ступицы	40	50	50	50	60	70	100	120	150

Диаметр блока предварительно определяется по формуле

$$D_{\delta} \geq h_2 d, \quad (2.11)$$

где  $d$  – диаметр каната;

$h_2$  – коэффициент из таблицы 2.11.

Найденные значения диаметра блока согласуются с размерами (см. таблица 2.10).

Таблица 2.11 – Коэффициенты выбора для определения диаметров барабана ( $h_1$ ), блока ( $h_2$ ) и уравнительного блока ( $h_3$ )

Группа классификации механизма	Коэффициент выбора диаметров		
	$h_1$	$h_2$	$h_3$
М 1	11,2	12,5	11,2
М 2	12,5	14,0	12,5
М 3	14,0	16,0	12,5
М 4	16,0	18,0	14,0
М 5	18,0	20,0	14,0
М 6	20,0	22,4	16,0
М 7	22,4	25,0	16,0
М 8	25,0	28,0	18,0

Допускаемое напряжение изгиба в соответствии с таблицей 2.7

$$[\sigma_{\text{и}}] = [\sigma_{\text{р}}] = \sigma_{\text{т}} / n_{\sigma},$$

где  $\sigma_{\text{т}}$  – предел текучести материала, принимают из таблицы 2.8, предварительно задавшись маркой стали;

$n_{\sigma}$  – коэффициент запаса прочности, который принимают:

$n_{\sigma} = 1,6 \dots 1,8$  – при статической нагрузке;

$n_{\sigma} = 2 \dots 2,5$  – при динамической нагрузке;

$n_{\sigma} = 2,7 \dots 3$  – для хрупких материалов.

Проверка расчетного диаметра оси блоков по направлениям смятия на контактной поверхности между серьгой и осью блока

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{гр}}}{2d_{\text{ц}}\delta} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (2.12)$$

где  $d_{\text{ц}} = d_0 - 5$  – диаметр цапфы, мм.

Траверса изготавливается из стали 4, 15, 20 и 45 и рассчитывается как прямой брус на изгиб от действия веса груза и грузозахватывающих устройств. Расчетная схема представлена на рисунке 2.5.

Для расчета траверсы конструктивно принимаем  $L_{тр} = L_{ос}$ ;

$d_1' = d_1 + (2...5)$  мм.

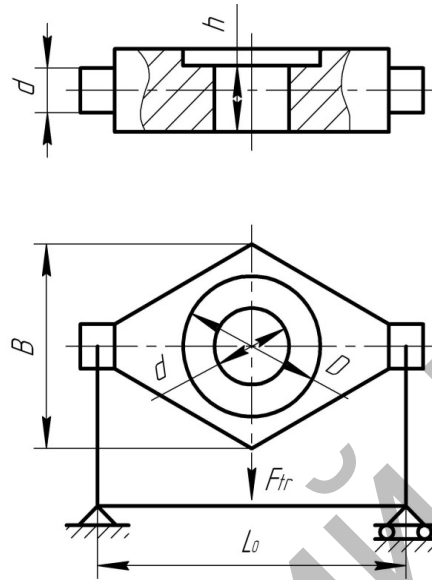


Рисунок 2.5 – Эскиз и расчетная схема траверсы

Ширина траверсы рассчитывается по формуле

$$B \geq 1,2 D_n, \quad (2.13)$$

где  $D_n$  – наружный диаметр подшипника (подшипник упорный выбирается по диаметру  $d_1$  и весу груза  $F_{тр}$  по таблице 2.12).

Таблица 2.12 – Упорные подшипники для установки крюка в поперечине (траверсе)

№ подшипника	Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр, мм	Статическая нагрузка подшипника
1	2	3	4
8104	20	35	20
8105	25	42	24
8106	30	47	27
8206	30	53	44
8207	35	62	64
8208	40	68	75
8209	45	73	85

Окончание таблицы 2.12

1	2	3	4
8210	50	78	99
8211	55	90	120
8212	60	95	140
8314	70	125	285
8315	75	135	325
8317	85	150	225
8220	100	170	325
8222	110	190	350
8324	120	210	780
8328	140	240	960
8330	150	250	1040

Высота траверсы определяется по зависимости

$$h = \sqrt{\frac{3F_{\text{гр}} L_{\text{ос}}}{2[\sigma]_{\text{из}} (B - d_1)}} \quad (2.14)$$

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

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{F_{\text{гр}} (\delta + 2\delta_1)}{0,4[\sigma]_{\text{из}}}} \quad (2.15)$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{гр}}}{2d_{\text{ц}} \delta} \leq [\sigma]_{\text{см}} \quad (2.16)$$

Серьга изготавливается из стали (Ст 3, Ст 4) и рассчитывается по напряжениям растяжения.

Ширину серьги принимаем равной

$$B_c = (1,8 \dots 2,0) d_{\text{ц}} \quad (2.17)$$

Условие прочности серьги

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{гр}}}{2(B_c - d_{\text{ц}}) \delta} \leq [\sigma]_p \quad (2.18)$$



## Расчет барабана механизма подъема груза

Барабаны служат для преобразования вращательного движения привода механизма в поступательное движение подвески с закрепленным к ней грузом.

По числу слоев навивки каната различают барабаны с однослойной и многослойной навивкой. При однослойной навивке поверхность барабана имеет нарезные винтовые канавки, в которые укладывается канат, что значительно понижает удельное давление между канатом и поверхностью барабана, устраняет трение между соседними витками, вследствие наличия зазора между ними. Все это существенно повышает срок службы каната.

Шаг нарезки выбирается равным

$$t = d + (2...3), \quad (2.19)$$

где  $d$  – диаметр каната, мм.

Шаг нарезки округляется до целого значения.

Диаметр барабана  $D_\delta$  (рисунок 2.6), измеренный по дну нарезанной канавки

$$D_\delta \geq h_1 d, \quad (2.20)$$

где  $h_1$  – коэффициент запаса (таблица 2.11).

Полученное значение  $D_\delta$  следует округлить в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров: 160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000 мм.

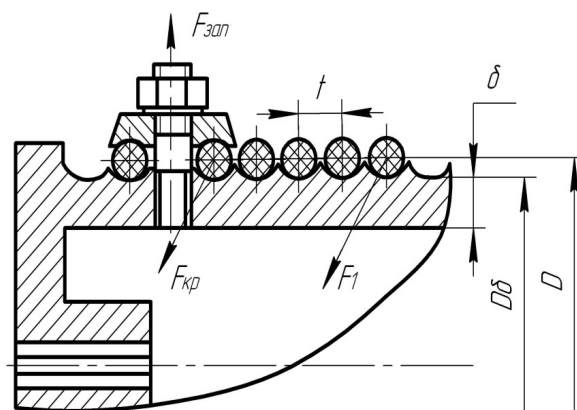


Рисунок 2.6 – Крепление каната к барабану

Диаметр барабана  $D$ , измеренный по средней линии навитого каната

$$D = D_6 + d . \quad (2.21)$$

Длина нарезного барабана:

для одинарного полиспаста (рисунок 2.7, а)

$$L_6 = l_n + 2l_k ; \quad (2.22)$$

для сдвоенного полиспаста (рисунок 2.7, б)

$$L_6 = 2l_n + 2l_k + l_0 , \quad (2.23)$$

где  $l_n$  – длина нарезного участка;

$l_0$  – длина гладкого среднего участка;

$l_k$  – длина гладкого концевой участка.

Длина нарезного участка

$$l_n = (Z_p + Z_n + Z_{кр}) t , \quad (2.24)$$

где  $Z_p$  – число рабочих витков для навивки каната;

$Z_n$  – число неприкосновенных витков, ( $Z_n = 1,5 \dots 2$ );

$Z_{кр}$  – число витков для крепления конца каната, ( $Z_{кр} = 2 \dots 3$ );

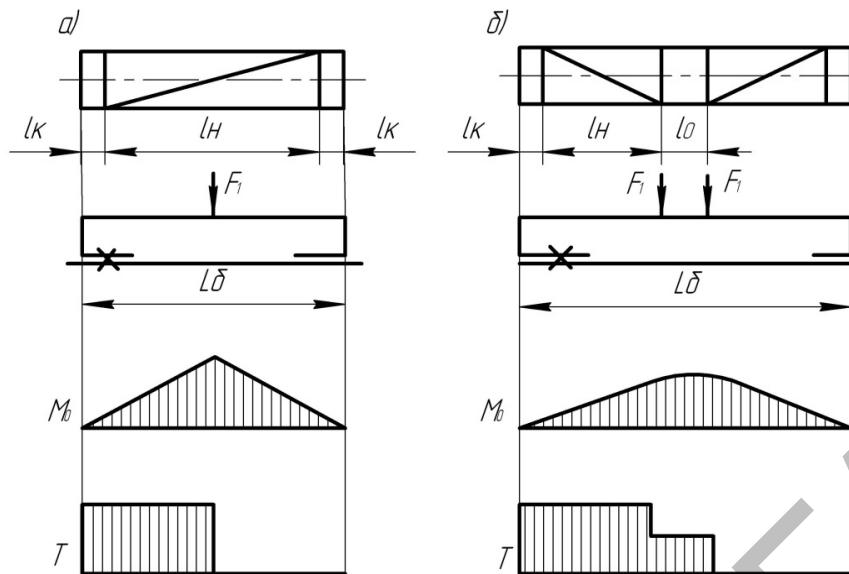
$t$  – шаг нарезки.

Число рабочих витков определяют по формуле

$$Z_p = \frac{H i_n 10^3}{\pi D_6} , \quad (2.25)$$

где  $H$  – высота подъема, м;

$i_n$  – кратность полиспаста.



а) – для одинарного полиспаста; б) – для сдвоенного полиспаста

Рисунок 2.7 – Расчетная схема барабана

Длина гладкого концевго участка, необходимого для закрепления заготовки барабана в станке при нарезании канавок,

$$l_k = (4 \dots 5) d. \quad (2.26)$$

Величину  $l_0$  выбирают конструктивно такой, чтобы канат, когда подвеска находится в крайнем верхнем положении, при сходе с барабана не отклонялся на угол больше, чем шесть градусов. Предварительно можно принять  $l_0 = 100 \dots 300$  мм.

Барабаны выполняют литыми из чугуна марок СЧ15, СЧ18, СЧ24, стали марок 20, 35Л, 55Л или сварными из листовой стали Ст3. Толщина стенки литого барабана определяется по эмпирической формуле:

чугунного  $\delta = 0,02D_0 + (6 \dots 10)$  мм;

стального  $\delta = 0,01D_0 + (3 \dots 5)$  мм.

Таблица 2.13 – Допустимые напряжения для некоторых материалов

Материал	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$[\sigma_{сж}]$ , МПа, при режиме работы			
			М5	М6	М7	М8
Сталь:						
20	245	-	176	157	137	118
35Л	274	-	216	176	147	127
55Л	243	-	235	206	167	147
Чугун:						
СЧ15	-	314	98	88	-	-
СЧ18	-	535	118	98	98	-
СЧ24	-	431	147	118	108	98

Стенка барабана испытывает сложное напряжение от сжатия, изгиба и кручения. Напряжение от сжатия определяется по формуле

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{max}}}{t\delta} \leq [\sigma_{\text{сж}}], \quad (2.27)$$

где  $F_{\text{max}}$  – максимальное натяжение каната, н;

$t$  – шаг нарезки, мм;

$\delta$  – толщина стенки барабана, мм;

$[\sigma_{\text{сж}}]$  – допускаемое напряжение сжатия (таблица 2.7).

Для барабанов, имеющих длину  $L_{\text{б}} \geq 3 D_{\text{б}}$ , следует дополнительно проверить стенку барабана на изгиб и кручение.

При расчете барабан рассматривается как балка, свободно лежащая на опорах.

Для одинарных полиспастов

изгибающий момент  $M_{\text{и}} = \frac{F_{\text{max}} L_{\text{б}}}{4}$ ;

вращающий момент  $T = \frac{F_{\text{max}} D}{2}$ .

Для сдвоенных полиспастов

$$M_{\text{и}} = \frac{F_{\text{max}} L_{\text{б}}}{2}; T = F_{\text{max}} D.$$

Напряжения от изгиба в стенке барабана

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}, \quad (2.28)$$

где  $W_{\text{и}} = \frac{\pi}{32} D_{\text{б}}^3 (1 - \alpha^4)$ ;  $\alpha = 1 - \frac{2\delta}{D_{\text{б}}}$ .

Напряжения при кручении

$$\tau = \frac{T}{W_{\text{п}}}, \quad (2.29)$$

где  $W_{\text{п}} = \frac{\pi}{16} D_{\text{б}}^3 (1 - \alpha^4)$ .

Эквивалентные напряжения в стенке чугунного барабана по теории Мора

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_1 - k\sigma_3, \quad (2.30)$$

где  $\sigma_1 = \frac{\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}}}{4} + \tau}$  – главное наибольшее напряжение;

$\sigma_3 = \frac{\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}}}{2} - \sqrt{\frac{\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}}}{4} + \tau}$  – главное наименьшее напряжение;

$k = \frac{[\sigma_{\text{р}}]}{[\sigma_{\text{сж}}]} = \frac{[\sigma_{\text{р}}]}{3[\sigma_{\text{р}}]} = \frac{1}{3}$  – коэффициент запаса.

После подстановки и преобразования получим

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}}}{3} + \frac{2}{3} \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{\text{р}}]. \quad (2.31)$$

Для стальных барабанов

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{\text{р}}]. \quad (2.32)$$

При огибании барабана канатом на некоторый угол натяжение в ветви, идущей от полиспаста, больше, чем в ветви, намотанной на барабан, на величину приращения силы трения  $dF$ .

Установим зависимость между этими силами. Выделим на барабане элементарный участок (рисунок 2.8).

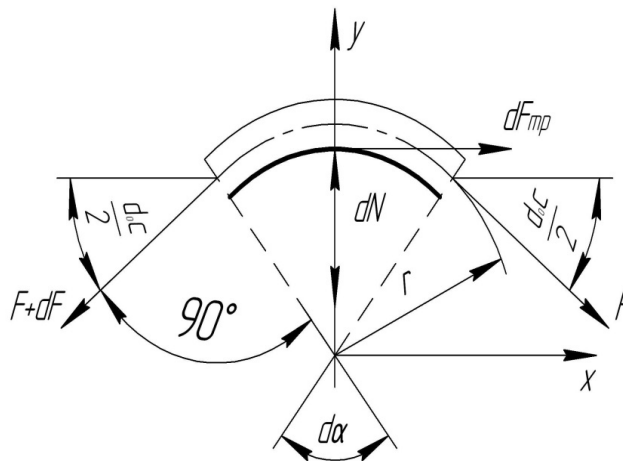


Рисунок 2.8 – Схема огибания барабана канатом

Запишем условия равновесия сил, спроектировав их на координатной оси  $\Sigma X = 0$

$$(F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} - dF - F \cos \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

Так как  $d\alpha$  мал, то  $\cos \frac{d\alpha}{2} = 1$ . Тогда получим

$$dF = dF_{\text{тр}},$$

т. е. приращение силы натяжения каната равно силе трения на элементарном участке  $\Sigma y = 0$

$$dN - F \sin \frac{d\alpha}{2} - (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} = 0.$$

Ввиду малости угла  $d\alpha$  можно принять  $\sin d\alpha \approx d\alpha$ , а  $\frac{dF}{2} \approx 0$ . После преобразования получим  $dN = F d\alpha$ .

Элементарная сила трения  $dF_{\text{тр}} = fdN$  или с учетом ранее полученных зависимостей  $dF = fF d\alpha$ , или  $\frac{dF}{F} = fd\alpha$ .

Проинтегрировав полученное уравнение с учетом интервала изменения силы  $F$  от  $F_{\text{max}}$  до  $F_{\text{кр}}$ , а угла обхвата от 0 до  $\alpha$ , получим

$$\ln F \Big|_{F_{\text{кр}}}^{F_{\text{max}}} = f \Big|_0^{\alpha}; \quad \ln \frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{кр}}} = f\alpha;$$

$$F_{\text{max}} = F_{\text{кр}} e^{f\alpha}. \quad (2.33)$$

Анализ формулы показывает, что натяжение быстро возрастает с увеличением угла  $\alpha$  и не зависит от радиуса барабана. Это уравнение Эйлера.

Конструкция крепления каната к барабану должна обеспечить надежность, доступность для осмотра, легкость обслуживания смены каната. Канаты в месте крепления не должны подвергаться резкому изгибу.

Все конструкции крепления каната основаны на использовании сил трения.

При креплении каната на барабане с помощью прижимной планки (см. рисунок 2.6) диаметр винта определяется по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma_p]}}, \quad (2.34)$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемые напряжения растяжения (таблицы 2.7, 2.8);

$F_{\text{зат}}$  – сила, растягивающая винт

$$F_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{кр}}}{2f}. \quad (2.35)$$

Усилие в точке крепления каната

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{max}}}{e^{f\alpha}}, \quad (2.36)$$

где  $F_{\text{max}}$  – усилие в канате, набегающем на барабан;

$e$  – основание натурального логарифма ( $e = 2,71$ );

$f$  – коэффициент трения между канатом и барабаном ( $f = 0,1 \dots 0,15$ );

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

Расчет ведется для одной прижимной планки, а устанавливают не менее двух.

В случае крепления каната прижимными планками с двумя винтами на барабане устанавливают одну планку для каната диаметром до 31 мм, а при большем диаметре – две.

### Расчет привода механизма подъема груза

Для привода крановых подъемных механизмов, работающих при повторно-кратковременном режиме, предназначаются электродвигатели серии МТ. Обозначение МТ соответствует электродвигателям с фазным ротором, обозначение МТК – с короткозамкнутым ротором. Первая цифра двузначного числа условно характеризует наружный диаметр статорных листов, вторая – их длину, третья – полюсность машины.

Статическая мощность двигателя при подъеме груза, кВт

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_{\text{гр}} V_{\text{гр}}}{1000\eta}, \quad (2.37)$$

где  $F_{\text{гр}}$  – номинальный вес груза, Н;

$V_{гр}$  – скорость подъема груза, м/с;

$\eta$  – общий КПД привода. При двухступенчатом зубчатом редукторе  $\eta = 0,8$ .

По расчетной мощности по таблице 2.14 выбирают двигатель. Из таблиц выписываются: частота вращения  $n_{дв}$ , момент инерции ротора  $I_{дв}$ , максимальный момент выбранного двигателя  $[T_{max}]$ .

Для электрических талей разрешается применять асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором общепромышленной серии 4А [1] для привода лебедок, электроталей. Механические характеристики этих электродвигателей аналогичны характеристикам двигателей серии МТКФ, однако они имеют меньшие значения кратности пускового ( $K_{п} = 1,2 \dots 2,0$ ) и максимального ( $K_{н} = 2,2$ ) моментов.

Необходимое передаточное число привода

$$U_{дв} = \frac{n_{дв}}{n_{б}}, \quad (2.38)$$

где  $n_{дв}$  – частота вращения двигателя;

$n_{б}$  – частота вращения барабана.

$$n_{б} = \frac{60V i_n}{\pi D}, \quad (2.39)$$

где  $V$  – скорость подъема груза, м/с;

$i_n$  – кратность полиспаста;

$D$  – диаметр барабана, м.

По таблице 2.15 или каталогу на крановые редукторы выбирают редуктор с передаточным числом  $U_p$ , близким к расчетному. Затем проверяют отклонение передаточного числа редуктора

$$\Delta U_p = \frac{(U_p - U) 100 \%}{U} \leq [\Delta U], \quad (2.40)$$

где допустимое отклонение не более  $[\Delta U] = 15 \%$ .

Если отклонение больше допустимого, вводят открытую передачу с передаточным числом



$$U_{\text{оп}} = \frac{U_{\text{пр}}}{U_p}. \quad (2.41)$$

Таблица 2.14 – Технические характеристики асинхронных крановых двигателей с фазовым ротором серии МТФ

Типоразмер электро- двигателя	Мощность и частота вращения						Момент инерции ротора, кг $\text{м}^2 J_{\text{дв}}$	Максимальный вращающий момент, Н·м $[T_{\text{max}}]$	Масса, кг
	$P_{\text{дв}}$ , кВт	$n_{\text{дв}}$ , мин <sup>-1</sup>	$P_{\text{дв}}$ , кВт	$n_{\text{дв}}$ , мин <sup>-1</sup>	$P_{\text{дв}}$ , кВт	$n_{\text{дв}}$ , мин <sup>-1</sup>			
	М5		М6		М7-М8				
МТФ011-6	2,0	800	1,7	850	1,4	885	0,09	40	51
МТФ012-6	3,1	785	2,7	840	2,2	890	0,12	57	58
МТФ111-6	4,5	850	4,1	870	3,5	895	0,20	87	76
МТФ112-6	10,5	895	5,8	915	5	930	0,27	140	83
МТФ211-6	10,5	895	9	915	7,5	930	0,46	195	120
МТФ311-6	14	925	13	935	11	945	0,90	320	170
МТФ312-6	19,5	945	17,5	950	15	955	1,25	480	210
МТФ411-6	30	945	27	955	22	965	2,0	650	280
МТФ412-6	40	960	36	965	30	970	2,7	950	345
МТФ311-8	10,5	665	9	680	7	695	1,1	270	170
МТФ312-8	15	680	13	695	11	705	1,55	430	210
МТФ411-8	22	685	18	700	15	710	2,15	580	260
МТФ412-8	30	705	26	715	22	720	3,0	900	345

Примечание: маркировка МТФ 411-8 обозначает крановый электродвигатель с фазным ротором с классом нагревостойкости изоляции F ( $t < 155^{\circ}$ ) 4-й величины, модернизированный, 1-й длины, восьмиполосный.

Таблица 2.15 – Технические характеристики цилиндрических редукторов типа Ц2У

Марка редуктора	Передачное число $u_p$	Вращающий момент на тихоходном валу, кН м	Допустимая радиальная консольная нагрузка на выходном валу, кН	КПД	Масса, кг
Ц2У-100	8;10;12,5;16;18;20;22,4; 25;28;31,5;35,5;40	0,25	4,0	0,97	3,5
Ц2У-125	8;10;12,5;16;18;20;22,4; 25;28;31,5;35,5;40	0,5	5,6	0,97	5,3
Ц2У-160	8;10;12,5;16;18;20;22,4; 25;28;31,5;35,5;40	1,0	8,0	0,97	9,5
Ц2У-200	8;10;12,5;16;18;20;22,4; 25;28;31,5;35,5;40	2,0	11,2	0,97	17,0
Ц2У-250	8;10;12,5;16;18;20;22,4; 25;28;31,5;35,5;40	4,0	16,0	0,97	32,0

Примечания: 1. Редукторы допускают кратковременные нагрузки в 2,2 раза, если число циклов нагружения за срок службы не более  $10^6$ .

2. При повторно-кратковременном режиме работы редуктора вращающий момент может быть увеличен в 2 раза, если число циклов не более  $10^6$ .

Проверка двигателя по пусковому моменту.

В периоды изменения скорости (пуск, торможение) возникают вращающие моменты, существенно отличающиеся от моментов, действующих при установившемся движении.

Статический момент на валу двигателя

$$T_{ст} = F_{max} \frac{D_6}{2} \frac{1}{U_{пр} \eta} \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.42)$$

где  $F_{max}$  – усилие в канате, навиваемое на барабан, Н;

$D_6$  – диаметр барабана, м;

$U_{пр}$  – передаточное число привода от двигателя до барабана;

$\eta$  – КПД привода.

Динамический момент на валу двигателя от инерции поднимаемого груза

$$T_{ин1} = \frac{F_{гр} D_6^2 n_{дв}}{375 i_n^2 U_{пр}^2 t_n \eta} \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.43)$$

где  $F_{гр}$  – вес поднимаемого груза, Н;

$n_{дв}$  – частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$D_6$  – диаметр барабана, м;

$U_{пр}$  – передаточное число привода;

$\eta$  – КПД передачи;

$i_n$  – кратность полиспаста;

$t$  – время пуска (1...5 с).

Динамический момент от вращающихся деталей.

Динамический момент от ротора электродвигателя

$$T_{инр} = J_{дв} \frac{n_{дв}}{9,55 t_n} \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.44)$$

Для учета инерционных сил, действующих на весь привод, динамический момент на валу двигателя увеличивают на 15...25 %:

$$T_{ин2} = 1,2 J_{дв} \frac{n_{дв}}{9,55 t_n} \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.45)$$

где  $J_{дв}$  – момент инерции ротора,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$n_{дв}$  – частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Пусковой момент на валу двигателя

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{ин1}} + T_{\text{ин2}}. \quad (2.46)$$

Номинальный момент на валу двигателя, Н·м

$$T_{\text{дв}} = \frac{9550P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}. \quad (2.47)$$

Проверка двигателя по обеспечению надежного пуска

$$T_{\text{пуск}} \leq [T_{\text{max}}], \quad (2.48)$$

где  $[T_{\text{max}}]$  – максимальный момент, Н·м.

*Расчет колодочного тормоза с короткоходным электромагнитом  
и пружинным замыканием*

Величина тормозного момента механизма подъема груза определяется из выражения

$$T_{\text{т}} = \beta \frac{F_{\text{гр}} D_{\text{б}} \eta_{\text{м}}}{2U_{\text{пр}} i_{\text{п}} \eta_{\text{п}}}, \quad (2.49)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса торможения (таблица 2.16);

$F_{\text{гр}}$  – вес груза, Н;

$D$  – диаметр барабана, мм;

$U_{\text{пр}}$  – передаточное число привода;

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

$\eta_{\text{м}}$  – КПД механизма ( $\eta_{\text{м}} = 0,8 \dots 0,85$ );

$\eta_{\text{п}}$  – КПД полиспаста.

Таблица 2.16 – Коэффициент запаса торможения

Группа режима	М4-М5	М6	М7	М8
Коэффициент запаса $\beta$	1,5	1,75	2	2,5

По найденному  $T_T$  выбирается стандартный тормоз (таблица 2.17).

Таблица 2.17 – Колодочные тормоза типа ТКТ

Типоразмер тормоза	Тормозной момент Н·м	Диаметр тормозного шкива, мм	Отход колодок, мм	Электромагнит			e мм	a мм	b мм
				тип	$M_{\text{ЭЛМАГН}}$ Н·м	Ход штока мм			
ТКТ-100	20	100	0,4	МО-100Б	5,5	2	22	100	210
ТКТ-200/100	40	200	0,4	МО-100Б	5,5	2	22/40	170	360
ТКТ-200	160	200	0,5	МО-200Б	40	2,5	40	170	360
ТКТ-300/200	240	300	0,5	МО-200Б	40	2,5	40/40	240	500
NRN-300	500	300	0,7	МО-300Б	100	3,0	46	240	500
КГ-3а									

Усилие прижатия колодки к тормозному шкиву

$$F_k = \frac{T_T}{f D_T}, \quad (2.50)$$

где  $f$  – коэффициент трения (таблица 2.18);

$D_T$  – диаметр тормозного шкива (таблица 2.17).

Таблица 2.18 – Допускаемое давление  $[p]$  и коэффициент трения  $f$  в тормозах

Материал трущихся поверхностей	$[p]$ , МПа		$f$
	стопорный тормоз	спускной тормоз	
Чугун и сталь по чугуну	2,0	1,5	0,15
Сталь по стали	0,4	0,2	0,2
Тормозная асбестовая лента по чугуну и стали	0,6	0,3	0,35
Вальцованная лента по чугуну и стали	0,6	0,4	0,42

Примечание: стопорный тормоз производит остановку механизма, спускной тормоз – ограничивает скорость движения механизма.

Среднее давление между колодкой и шкивом проверяется по формуле

$$p = \frac{F_k}{A} \leq [p], \quad (2.51)$$

где  $[p]$  – допускаемое давление с обкладками из тормозной ленты (таблица 2.18);

$A$  – расчетная площадь соприкосновения колодки и шкива определяется по формуле

$$A = \frac{\pi D_T}{360^\circ} \beta^\circ b,$$

где  $b$  – ширина колодки  $b = (0,3 \dots 0,5) D_T$ ;

$\beta^\circ$  – угол обхвата шкива колодкой ( $\beta \approx 70^\circ$ ).

Проверка тормоза на износ и нагрев выполняется по формуле

$$Pv \leq [pv] = (1,5 \dots 3,0) \text{ МПа}\cdot\text{м/с}.$$

Расчетное усилие в основной пружине

$$F_{\text{расч}} = F_{\text{пр}} + F_1. \quad (2.52)$$

Усилие вспомогательной пружины ( $F_1 = 40 \dots 60$  Н).

Усилие, действующее на штоке  $F_{\text{пр}}$ ,

$$F_{\text{пр}} = \frac{T_T a}{f D_T \eta b}, \quad (2.53)$$

где  $\eta$  – КПД рычажной системы ( $\eta = 0,9 \dots 0,95$ );

$a$  и  $b$  – размеры плеч (таблица 2.17).

Диаметр проволоки основной пружины определяется по формуле

$$d_{\text{пр}} = 1,6 \sqrt{\frac{C F_{\text{расч}} K}{[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (2.54)$$

где  $C$  – индекс пружины, он выбирается в пределах  $4 \dots 12$  (рекомендуется принимать  $5 \dots 6$ );

$K$  – коэффициент кривизны проволоки пружины  $\left( K = \frac{4C+2}{4C-3} \right)$ ;

$[\tau]_{\text{кр}}$  – допускаемое напряжение на кручение (для стали 60 С2  $[\tau]_{\text{кр}} = 750$  МПа).

Средний диаметр основной пружины

$$D_{\text{ср}} = C d_{\text{пр}}.$$

Число витков основной пружины определяется из формулы  $n = \frac{L_{\text{пр}}}{t_{\text{пр}}}$ ,

где  $L_{\text{пр}}$  – длина пружины;  $L_{\text{пр}} = (0,4 \dots 0,6) D_{\text{т}}$ ;

$t_{\text{пр}}$  – шаг пружины в сжатом состоянии;  $t_{\text{пр}} \leq 1,2d_{\text{пр}}$ .

Длина проволоки для изготовления пружины

$$L = \sqrt{((\pi D_{\text{ср}})^2 + t^2) n}, \quad (2.55)$$

где  $t$  – шаг пружины в свободном состоянии, мм;

$$\text{обычно } t = \frac{D_{\text{ср}}}{2} - \frac{D_{\text{ср}}}{3}.$$

Проверка электромагнита по работе оттормаживания выполняется по формуле

$$\begin{aligned} W_{\text{эл. магн.}} &\geq W_{\text{расч}}; \\ W_{\text{эл. магн.}} &= \frac{M_{\text{эл. магн.}}}{e} h_{\text{шт}} K'; \\ W_{\text{расч}} &= 2F_{\text{к}} \frac{\Delta}{\eta}, \end{aligned} \quad (2.56)$$

где  $M_{\text{эл. магн.}}$  – момент электромагнита, Н·м; (таблица 2.17);

$e$  – плечо, в мм; (таблица 2.17);

$h_{\text{шт}}$  – ход штока, мм (таблица 2.17);

$K'$  – коэффициент использования хода якоря электромагнита ( $K' = 0,8 \dots 0,85$ );

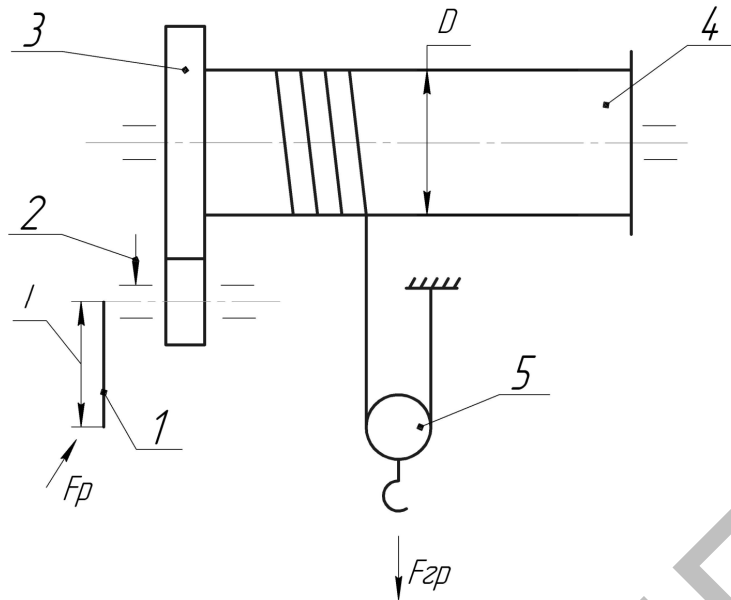
$\Delta$  – отход колодок от тормозного шкива (0,6...1,0 мм).

## 2.2 Методика расчета механизма подъема груза с ручным приводом

Построение схемы полиспаста, выбор каната, расчет барабана (обычно применяется гладкий), деталей крюковой подвески производится аналогично, как и у механизма подъема с электроприводом.

В приводе механизма используются различные зубчатые передачи.

Необходимое передаточное число привода зависит от момента, создаваемого рабочим, и момента возникающего на барабане (рисунок 2.9).



1 – безопасная рукоятка; 2 – храповой останов; 3 – зубчатая передача;  
4 – барабан; 5 – крюковая подвеска

Рисунок 2.9 – Расчетная схема

Момент на рукоятке, создаваемый рабочим

$$T_p = \varphi n F_p l, \quad (2.57)$$

где  $F_p$  – усилие одного рабочего (принимают 100–200 Н);

$n$  – число рабочих;

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий неравномерность приложения силы при совместной работе нескольких человек ( $\varphi = 0,8$  – для двух рабочих;  $\varphi = 0,7$  – для четырех рабочих);

$l$  – длина рукоятки (350...400 мм).

Момент, создаваемый грузом на барабане

$$T_{\bar{6}} = F_{max} \frac{D_{\bar{6}}}{\alpha}. \quad (2.58)$$

Тогда передаточное число привода

$$U_{пр} = \frac{T_{\bar{6}}}{T_p \eta_m}, \quad (2.59)$$

где  $\eta_m$  – КПД привода (принимают  $\eta_m = 0,8$ ).

В зависимости от величины передаточного числа привода выбирают тип зубчатой передачи (цилиндрическую одно-или двухступенчатую, червячную или планетарную) и производят ее расчет.

Расчет рукоятки ведут из условия приложения силы  $800 \text{ Н}$ .

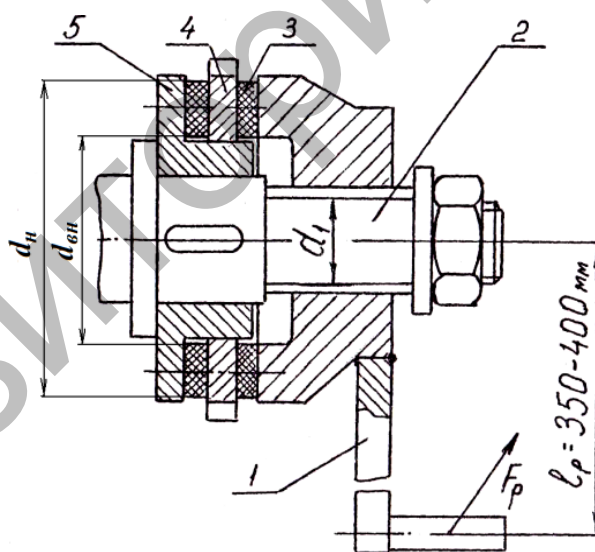
Скорость подъема груза

$$V_{\text{гр}} = \frac{n \varphi F_p V_p \eta_m}{F_{\text{гр}}}, \quad (2.60)$$

где  $V_p$  – скорость движения руки рабочего ( $V_p = 1 \text{ м/с}$ ).

### Порядок расчета безопасной рукоятки

Согласно правилам все ручные подъемные механизмы снабжаются безопасными рукоятками (рисунок 2.10), не допускающими опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием веса груза.



1 – рукоятка; 2 – ведущий вал; 3 – фрикционная накладка;  
4 – храповой останов; 5 – ступица

Рисунок 2.10 – Схема безопасной рукоятки с дисковыми поверхностями трения

Расчет безопасной рукоятки и ведущего вала ведут из условия приложения к рукоятке усилия  $F_p = 150 \dots 200 \text{ Н}$ .



Поперечное сечение рукоятки определяется из условия прочности на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{k F_{\text{п}} l_{\text{п}}}{W_z} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (2.61)$$

где  $k = 4$  – динамический коэффициент запаса;

$l_{\text{п}}$  – длина рукоятки;

$W_z$  – момент сопротивления поперечного сечения рукоятки (зависит от формы поперечного сечения).

Внутренний диаметр резьбы ведущего вала  $d_1$  находится из условия

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{k F_{\text{п}} l_{\text{п}}}{0,2 [\tau_{\text{кр}}]}}. \quad (2.62)$$

Пониженные допускаемые напряжения принимаются равными  $[\tau_{\text{кр}}] \leq 15 \dots 25$  МПа. По найденному значению  $d_1$  подбирают стандартную ходовую резьбу.

Осевая сила, необходимая для сжатия дисков и передачи вращающего момента

$$T = \beta F_{\text{п}} l_{\text{п}}. \quad (2.63)$$

$$F_a = \frac{2 T}{d_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho')}, \quad (2.64)$$

где  $\beta = 1,25 \dots 1,56$  – коэффициент запаса сцепления;

$l_{\text{п}} = 350 \dots 400$  мм – длина рукоятки;

$d_1$  – средний диаметр резьбы, мм;

$\alpha$  – угол заострения профиля резьбы, град.;

$\rho'$  – приведенный угол трения, град.

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.65)$$

где  $f = 0,1 \dots 0,15$  – коэффициент трения в резьбе.

Число пар трения определяется из условия износостойкости

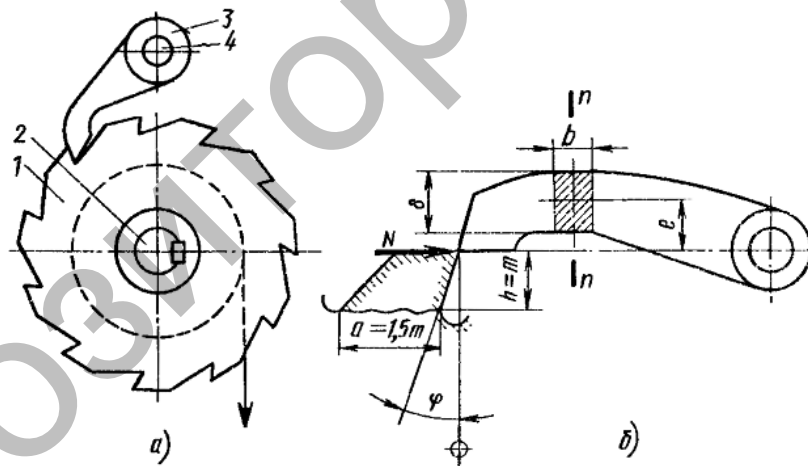
$$Z = \frac{4F_a}{\pi(d_H^2 - d_{BH}^2)[\rho]}, \quad (2.66)$$

где  $d_H$  и  $d_{BH}$  – наружный и внутренний диаметры фрикционных накладок (назначаются конструктивно), мм;

$[\rho]$  – допускаемое давление ( $[\rho] = 0,8$  МПа для фрикционного материала по стали или чугуны).

### Расчет храпового останова

Остановы – устройства, предназначенные для удержания груза в подвешенном состоянии. Их назначение – исключить возможное самопроизвольное движение. По конструкции различают остановки храповые и фрикционные. В современных транспортирующих машинах (наклонные ленточные транспортеры, ковшовые или люлочные элеваторы), а также простейших ГПМ преимущественно применяют храповые остановки (рисунок 2.11).



1 – храповое колесо; 2 – вал; 3 – собачка; 4 – ось

Рисунок 2.11 – Храповой останов

Останов состоит их храпового колеса 1, сидящего на шпонке на валу 2, и собачки 3, ось 4 которой закреплена на корпусе механизма. Собачка острым концом входит во впадину между зубьями храпового колеса, и препятствуя вращению последнего в сторону опускания груза (по часовой стрелке), не препятствует вращению колеса в противоположную сторону на подъем груза. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления.

Расчетным случаем (наиболее опасным для деталей устройства) является положение, когда острый конец собачки упирается в вершину зуба храпового колеса. В данном положении рассчитывают напряжение смятия в материале кромки зуба колеса и собачки по распределенной нагрузке

$$q = \frac{F}{b} \leq [q], \quad (2.67)$$

где  $F$  – окружное усилие, Н;

$b$  – ширина кромки зуба, мм;

$[q]$  – распределенная допустимая нагрузка на кромку зуба с учетом динамического характера нагружения, Н/мм (таблица 2.19).

При этом окружное усилие равно

$$F_T = \frac{2T_T}{D_T} = \frac{2T_T}{2m}, \quad (2.68)$$

где  $T_{кр}$  – крутящий момент, действующий на валу храпового колеса, Н·мм;

$D_T$  – внешний диаметр храпового колеса, мм;

$z$  – количество зубьев храпового колеса (рекомендуется принимать  $z = 15 \dots 30$  шт.);

$m$  – модуль зубчатого зацепления храпового колеса, мм (рекомендуется применять  $m = 6 \dots 30$  мм).

Ширину зуба  $b$  – определяют с учетом соотношения  $\psi = b/m$ , принимаемого по таблице 2.19.

Таблица 2.19 – Параметры для расчета останова

Материал	$\sigma_T$ , МПа	Коэффициент $\psi = b/m$	$[q]$ , Н/мм	Коэффициент запаса прочности, $n$
Чугун ( $\sigma_B > 150$ МПа)		2...6	150	5
Сталь: литейная 35л, 55л	320	1,5...4,0	300	4
Сталь 3	320	1...2	350	3
Сталь 45	360	1...2	400	3

Большие значения принимают для храповых останов, работающих со значительными ударными нагрузками. Для компенсации возможных неточностей при сборке ширину собачки –  $b_c$  применяют на 2...4 мм больше ширины зуба храпового колеса. Из условия расчета кромок зубьев на смятие, преобразуя выражение (2.67), получаем выражение для определения модуля, мм

$$m = \sqrt{\frac{2T_{кр}}{z[q]\psi}}. \quad (2.69)$$

При принятом значении модуля зубьев храпового колеса, которое равно или больше 6 мм, можно ограничиваться приведенным расчетом. При меньшем значении модуля следует провести дополнительный проверочный расчет зуба на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma_u], \quad (2.70)$$

где  $M_u = Fh = \frac{2T_{кр} m}{z m} = \frac{2T_{кр}}{z}$  – изгибающий момент при  $h = m$ , Н·мм;

$W = \frac{b a^2}{6} = \frac{b(1,5m)^2}{6}$  – момент сопротивления зуба изгибу при  $a = 1,5 m$ , мм<sup>3</sup>;

$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{n}$  – допускаемое напряжение изгиба для материала колеса, МПа,

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала колеса;

$n$  – коэффициент запаса прочности (таблица 2.19).

Собачку храпового останова изготавливают только из стали с пределом прочности не менее 660 МПа (например, сталь 40Х) с термообработкой до твердости не менее HRC 48...50. Собачка работает на сжатие и изгиб (рисунок 2.11), поэтому и рассчитывают на сложное сопротивление в опасном сечении  $n-n$

$$\sigma = \frac{F}{b_c S} + \frac{6F_e}{b_c S^2} \leq [\sigma_u], \quad (2.71)$$

где  $b_c$  – ширина собачки в данном сечении, мм;

$S$  – высота собачки в данном сечении, мм;

$e$  – эксцентриситет силы  $F$ , мм (обычно  $e = (0,5 \dots 0,7)h$ ).

С учетом динамического характера приложения нагрузки коэффициент запаса прочности принимают равным 5.

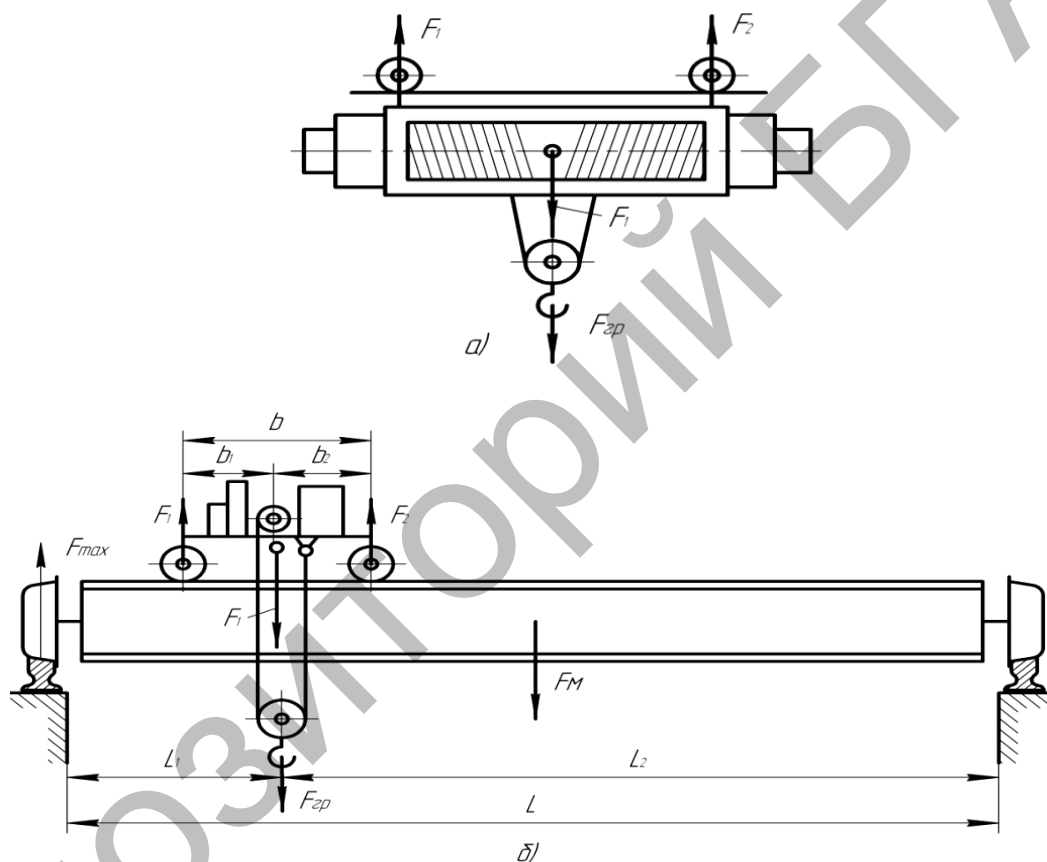
С целью снижения уровня шума применяют конструкции бесшумных собачек, у которых специальное устройство за счет сил трения отводит собачку от храпового колеса при движении последнего в сторону подъема груза.

### 3 Расчет механизмов передвижения грузоподъемных машин

#### 3.1 Методика расчета механизма передвижения с электроприводом

##### Выбор ходовых колес

Для механизма передвижения необходимо нагрузку на колеса распределить равномерно. Это возможно для тельферов, тележек кранов (рисунок 3.1, *а*) и невыполнимо для ходовой части крана вследствие перемещения тележки, когда нагрузка на колесо достигает наибольшей величины при ее крайнем положении (рисунок 3.1, *б*).



*а)* – электротельфера; *б)* – мостового крана

Рисунок 3.1 – Схема для определения распределения нагрузки на колеса механизма передвижения

Число ходовых колес в зависимости от грузоподъемности можно принять по следующей рекомендации:

Вес груза, кН	50	75...125	150...200	250...300
Число ходовых колес	4	6	12	16

При симметрично расположенном грузе (рисунок 3.1, а) нагрузка на колесо будет равна

$$F_{max} = \frac{(F_{гр} + F_T)}{z}, \quad (3.1)$$

где  $F_{гр}$  и  $F_T$  – соответственно вес груза и тельфера;

$z$  – число колес.

При несимметричном расположении груза (рисунок 3.1, б) при перемещении тележки с грузом в одно из крайних положений моста

$$F_{max} = \frac{F_{гр} + F_T}{2} + \frac{F_M}{4}, \quad (3.2)$$

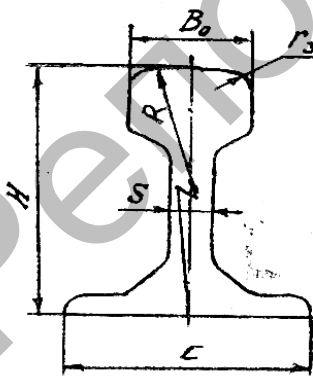
где  $F_M$  – вес моста;

$F_T$  – вес тележки.

Предварительно можно принять вес моста  $F_M = 0,7 F_{гр}$ ; вес тележки  $F_T \approx 0,3 F_{гр}$ .

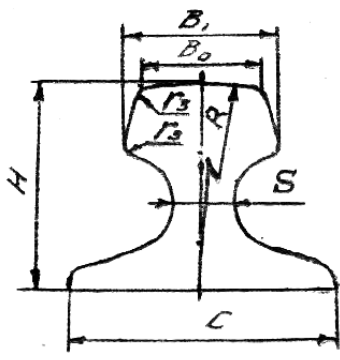
Исходя из максимальной статической нагрузки, скорости передвижения и группы классификации (режима) механизма, по таблице 3.7 подбирают ходовые колеса и рельс. Размеры ходовых колес и рельс приведены в таблицах 3.1...3.6.

Таблица 3.1 – Рельсы железнодорожные узкой и широкой колеи



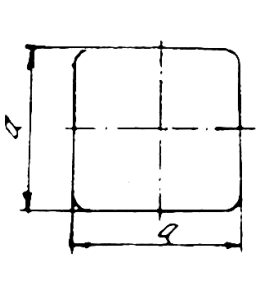
Тип рельсов	Основные размеры мм						ГОСТ на конструкцию и размеры
	H	C	B <sub>0</sub>	S	r <sub>3</sub>	r <sub>3</sub>	
P8	65	54	25	7	-	5	ГОСТ 6368-82
P11	80,5	66	32	7	95	1	ГОСТ 6368-82
P15	90	80	40	10	90	9	ГОСТ 6368-82
P24	108	92	51	10,5	200	10	ГОСТ 6368-82
P38	135	114	68	13	300	13	ГОСТ 3542-47
P43	140	114	70	14,5	300	13	ГОСТ 7173-54
P50	152	132	72	16	500	15	ГОСТ 7174-75
1P65	180	150	75	18	500	15	ГОСТ 8161-75
2P65	180	150	75	18	500	15	ГОСТ 8161-75

Таблица 3.2 – Рельсы крановые (ГОСТ 4121–76)



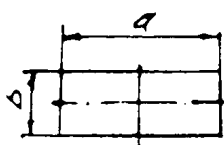
Тип рельсов	Основные размеры, мм						
	H	C	B1	B0	S	R	r3
КР70	120	120	76,5	70	28	400	6
КР80	130	130	87	80	32	400	8
КР100	150	150	108	100	38	450	8
КР120	170	170	129	120	44	500	8
КР140	170	170	150	140	60	700	10

Таблица 3.3 – Сталь горячекатаная квадратная (ГОСТ 2591–57)



а, мм	30	40	50	60	70	80	90	100
Площадь поперечного сечения	900	1600	2500	3600	4900	6400	8100	10000
Вес 1 м, Н	70,6	126	196	283	395	502	636	785

Таблица 3.4 – Сталь горячекатаная полосовая (ГОСТ 103–57)

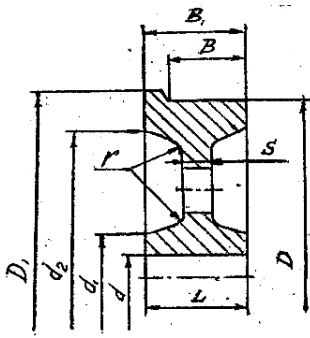


а, мм	30	40	50	60	70	80	90	100
б, мм	16	16	20	20	20	30	30	30
Вес 1 м, Н	38	50,2	62,8	78,5	94,2	143	188	326

Таблица 3.5 – Основные размеры крановых колес (ГОСТ 3569–74)

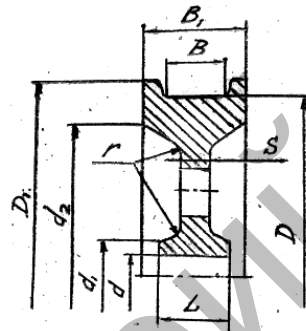
D	D <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	B	B <sub>1</sub>	L	S	r	масса, кг
200	230	50	80	175	50	80	80	18	18	20
250	230	55	85	220	70	110	110	18	18	30
320	360	70	120	275	80	120	120	20	20	50
400	450	95	150	350	80-100	130-150	120-130	20	20	50
500	550	110	170	440	90-100	150	135	25	25	90
500	550	115	175	440	90-100	150	150	35	35	140
560	600	100; 150	230; 310	500	90	130	180	35	35	140
630	680	135	200	530	90-130	140-180	150	35	20	200
710	770	135; 145	200	640	100-150	150-200	150; 160	35-40	40	250
								35-60	40	410

Таблица 3.6 – Основные размеры одноробордных колес



D	D <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	B	B <sub>1</sub>	L	S	r	масса, кг
160	180	40	70	130	60	70	70	18	15	10
200	230	50	80	175	65	80	80	18	18	12
250	290	60	85	215	70	90	90	18	18	20
320	360	65	95	285	80	100	100	18	20	31
320	360	85	145	285	80	100	100	18	20	31
400	450	85	130	360	105	130	130	22	20	61
400	450	85	145	360	105	130	110	22	20	61
500	550	95	155	442	125	150	150	28	30	113
500	550	105	155	442	125	150	150	28	30	113

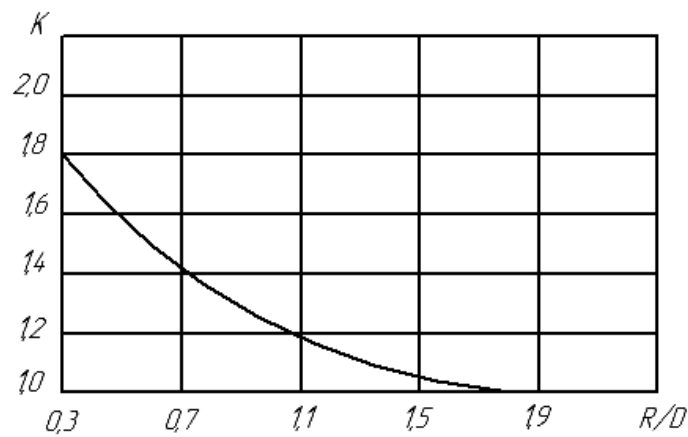
Таблица 3.7 – Одно- и двухребордные колеса. Наибольшие допустимые нагрузки



Скорость передвижения, м/мин	Нагрузка на колесо при режимах работы, кН											
	M4-M5	M6	M7	M4-M5	M6	M7	M4-M5	M6	M7	M4-M5	M6	M7
	160/P8*			200/P11			250/P15			320/P24		
20	26,8	15,4	10,8	42,5	23,2	16,3	70,0	58,3	50,0	123	102	65,0
40	22,9	12,6	8,7	34,6	19,0	13,2		58,3	41,5	123	84,5	59,0
63	19,8	11,0	7,8	29,8	16,5	11,5		52,0	36,2	123	74,5	51,5
80	19,6	10,2	7,1	28,0	15,4	10,7		48,5	33,8	123	68,5	47,5
100	17,3	9,6	6,8	26,3	14,4	10,0		46,6	31,6	115	64,0	44,5
120	16,2	9,0	6,2	24,4	13,4	9,4		42,2	29,6	108	60,0	42,0
160	15,1	8,8	5,8	22,9	12,5	6,8		39,5	27,5	101	55,8	33,0
	400/P38			500/КР70			560/КР70			630/КР70		
20	218	188	128	320	296	229	400	356	302	490	409	350
40	218	159	110		267	188		353	245		409	296
63	218	138	96		235	164		308	216		366	258
80	218	128	90		220	153		288	200		345	240
100	218	120	84		206	144		268	188		322	223
120	200	120	78		192	134		256	175		300	209
160	190	104	74		178	124		234	163		280	195

\* диаметр колеса в мм / тип рельса



Рисунок 3.2 – Зависимость коэффициента  $K$  от  $R/D$ 

Выбранные колеса проверяют по контактной прочности как критерию работоспособности.

При линейном контакте

$$\sigma_{\text{к.л.}} = 5050 \sqrt{\frac{K_{\text{д}} F_{\text{max}}}{B D}} \leq [\sigma_{\text{к}}]. \quad (3.3)$$

При точечном контакте

$$\sigma_{\text{к.т.}} = 7875 K^3 \sqrt{\frac{K_{\text{д}} F_{\text{max}}}{D^2}} \leq [\sigma_{\text{к}}], \quad (3.4)$$

где  $F_{\text{max}}$  – максимальная статическая нагрузка на колесо, кН;

$D$  – диаметр ходового колеса, мм;

$K_{\text{д}}$  – динамический коэффициент;  $K_{\text{д}} = 1 + \alpha V$ ;

$V$  – скорость передвижения, м/с;

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

$K$  – коэффициент, зависящий от отношения радиуса  $R$  закругления головки рельса к диаметру колеса  $D$ , определяемому по рисунку 3.2;

$B$  – рабочая ширина плоского рельса (без учета скругленных углов), мм.

$$B = B_0 - 2r_3$$

где  $B_0$  – ширина рельса, мм;

$r_3$  – радиус закругления на углу рельса, мм;

$[\sigma]_{\text{к}}$  – допускаемые контактные напряжения (таблица 3.8).

Таблица 3.8 – Значения предельных контактных напряжений для некоторых сталей

Марки стали, термообработка	$[\sigma_k]$ , МПа
Кованные колеса	
Сталь 35, нормализованная	430
Сталь 45, нормализованная	510
Сталь 50, закалка, отпуск до HB240	650
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск до HB260	630
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск до HB290	750
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск до HB330	860
Сталь 75 и 65Г, закалка, обод прокатан до HB330	920
Литые колеса	
Сталь 35Л, отжиг	410
Сталь 55Л, отжиг	490
Сталь 40ГЛ, отжиг	540
Сталь 50Г2, нормализованная	850

Примечание: при точечном контакте  $[\sigma_k]$  можно принимать в 2 раза больше, чем при линейном контакте.

### Расчет электропривода

Определяют сопротивление передвижению в установившемся режиме работы, Н

$$F_y = F_{\text{тр}} + F_{\text{ук}} + F_{\text{в}} . \quad (3.6)$$

Сопротивление сил трения в ходовых частях крана (тележки), Н,

$$F_{\text{тр}} = \frac{F_o}{D} (2\mu + f d_{\text{ц}}) K_p, \quad (3.7)$$

где  $d_{\text{ц}}$  – диаметр цапфы колеса (предварительно можно принять  $d_{\text{ц}} = \frac{D}{4...5}$ );

$\mu$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу, мм (таблица 3.9);

$f$  – коэффициент трения в цапфах оси колеса (таблица 3.10);

$K_p$  – коэффициент трения реборд о головку рельса (таблица 3.10).

Суммарная нагрузка, действующая на все колеса и приведенная к одному колесу:

для механизма передвижного моста

$$F_o = F_{гр} + F_m + F_T;$$

для механизма передвижной тележки

$$F_o = F_{гр} + F_T.$$

Таблица 3.9 – Значения коэффициента  $\mu$ , мм

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

Таблица 3.10 – Значения коэффициентов  $f$  и  $K_p$

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

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

$$F_{ук} = F_o \alpha . \quad (3.8)$$

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

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

Сила сопротивления движению от ветровой нагрузки при работе кранов на открытом воздухе

$$F_b = p(k A_{кр} + A_{гр}), \quad (3.9)$$

где  $p = (150...200)$  Па – давление ветра и  $k = 1,2$  – аэродинамический коэффициент;  
 $A_{кр}$  и  $A_{гр}$  – соответственно площади подветренных сторон крана и груза,  $m^2$ .  
 При работе крана в закрытых помещениях  $F_b = 0$ .

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

$$F_{\text{и}} = (m_{\text{к(т)}} + Q)a, \quad (3.10)$$

где  $m_{\text{к(т)}}$  – масса крана (тележки), кг.

$Q$  – грузоподъемность, кг;

$a$  – ускорение, м/с

или

$$F_{\text{и}} = 0,1F_o V_{\text{к(т)}} / t_{\text{п}},$$

где  $V_{\text{к(т)}}$  – скорость передвижения крана (тележки), м/с;

$t_{\text{п}}$  – время пуска, предварительно принимают:  $t_{\text{п}} = 6 \dots 8$  с – для крана;

$t_{\text{п}} = 2 \dots 4$  с – для тележки.

Полное сопротивление движению

$$F_{\text{п}} = F_{\text{у}} + (1,1 \dots 1,3)F_{\text{и}}. \quad (3.11)$$

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

Для передвижных кранов и тележек малой грузоподъемности требуется небольшая мощность. В этом случае часто используют асинхронные двигатели переменного тока серий 4А, 4АС (с повышенным пусковым моментом) мощностью от 0,4 кВт или используют асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором серии 4АЕ. Эти двигатели со встроенным электромагнитным тормозом имеют мощность до 25 кВт.

Кроме перечисленных выше электродвигателей общего назначения в приводах механизма передвижения используют крановые двигатели с фазным ротором серии МТ и короткозамкнутым ротором серии МТК от 1,4 кВт.

Необходимая (расчетная) пусковая мощность электродвигателя, кВт,

$$P_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}} V_{\text{к(т)}}}{\eta}, \quad (3.12)$$

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

Электродвигатели механизмов передвижения, обладающие повышенным пусковым моментом, рекомендуется подбирать по мощности, меньше расчетной

$$P_{\text{п.ср.}} = \frac{P_{\text{п.}}}{\Psi_{\text{п.ср.}}}, \quad (3.13)$$

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

$\Psi_{\text{п.ср.}}$  – кратность среднего пускового момента по отношению к номинальному, принимаемая из следующих значений

Асинхронные крановые двигатели серий	$\Psi_{\text{п.ср.}}$
МТ (с фазным ротором)	1,5...1,6
МТК (с короткозамкнутым ротором)	1,3...2,6
4АС	1,65...1,8
4АЕ	1,1...1,8

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

$$P_{\text{дв.}} \geq P_{\text{п.ср.}}$$

для механизма с отдельным приводом.

$$P_{\text{дв.}} \geq \frac{P_{\text{п.ср.}}}{Z_{\text{п.}}}, \quad (3.14)$$

где  $Z_{\text{п.}}$  – число приводов механизма передвижения.

Выбранный двигатель проверяют по условиям пуска или по пусковому моменту.

Условие по времени пуска

$$t_{\text{п.}} = \frac{(m D^2)_0 n_{\text{дв.}}}{38T_{\text{п.}}} \leq [t_{\text{п.}}], \quad (3.15)$$

Маховой момент всех движущихся масс механизма, приведенный к быстроходному валу двигателя, кг · м<sup>2</sup>,

$$(mD^2)_0 = 1,2[(mD^2)_p + (mD^2)_r] + (mD^2) . \quad (3.16)$$

Маховой момент крана с грузом, приведенный к валу двигателя, кг·м<sup>2</sup>,

$$(mD^2)_0 = \frac{365(Q + m_{к(т)})V_{к(т)}^2}{n_{дв}^2 \eta} . \quad (3.17)$$

Номинальный момент двигателя, Н·м,

$$T_H = P_{дв} / \omega_{дв} .$$

Относительное время пуска  $t_{п.о.}$  определяют по методике ВНИИПТМаш (рисунок 3.3, а, б).

В зависимости от коэффициента

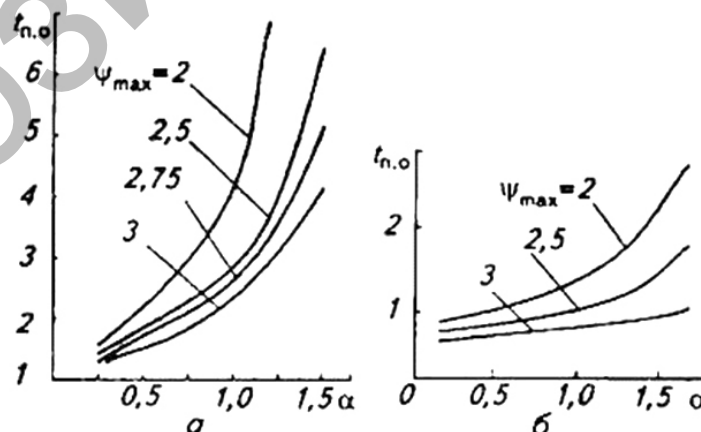
$$\alpha = T_c / T_H ;$$

$$\omega_{max} = T_{max} / T_H .$$

Момент сопротивления движению в установившемся режиме, Н·м,

$$T_c = \frac{F_y V_{(т)}}{\omega_{дв} \eta} . \quad (3.18)$$

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



а – для двигателей с фазовым ротором (контактными) кольцами;

б – для двигателей с короткозамкнутым ротором

Рисунок 3.3 – Зависимости относительного времени пуска  $t_{п.о.}$  от величины  $\alpha$

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

Условие по ускорению

$$a_{\text{п}} = \frac{V_{\text{к(Т)}}}{t_{\text{п}}} \leq [a], \quad (3.19)$$

где  $[a]$  – допустимое ускорение,  $\text{м/с}^2$  (для механизмов общего назначения  $[a] = 0,6 \text{ м/с}^2$ ).

При выборе двигателя механизма передвижения крана или тележки с приводом на колеса следует соблюдать условия сцепления приводных колес с рельсами. Запас сцепления  $K_{\text{сц}}$  проверяют для режима работы крана или тележки без груза, когда сила сцепления приводных колес с рельсами наименьшая. Для этого случая

$$K_{\text{сц}} = \frac{F'_{\text{пр}} \varphi_{\text{сц}}}{W'_y + F_{\text{к(Т)}} \left[ a'_{\text{п}} / g - z_{\text{пр}} f d_{\text{ц}} / (z_{\text{к}} D_{\text{к}}) \right]} \geq 1,2, \quad (3.20)$$

где  $F'_{\text{пр}}$  – суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза, Н;

$\varphi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления приводных колес с рельсами: для кранов, работающих на открытом воздухе, – 0,12; для кранов, работающих в помещении, – 0,15;

$F'_y$  – сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза, Н;

$a'_{\text{п}}$  – ускорение при пуске двигателя без учета груза,  $\text{м/с}^2$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$z_{\text{пр}}$  – число приводных колес;

$f$  – коэффициент трения в цапфах колес (см. таблицу 3.10);

$d_{\text{ц}}$  – диаметр оси колеса (цапфы), мм;

$z_{\text{к}}$  – число ходовых колес;

$D_{\text{к}}$  – диаметр ходового колеса, мм.

Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза, Н

$$F'_{\text{пр}} = K \frac{F_{\text{к(Т)}}}{z_{\text{к}}} z_{\text{пр}}, \quad (3.21)$$

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

Сопrotивление передвижению в установившемся режиме без груза, Н

$$W'_y = W'_{\text{тр}} + W'_{\text{ук}} + W'_B . \quad (3.22)$$

Слагаемые сопротивления передвижению

$$W'_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{к(Г)}}}{D_{\text{к}}} (2\mu + f d_{\text{ц}}) K_{\text{п}} ; \quad (3.23)$$

$$W'_{\text{ук}} = F_{\text{к}} \alpha ; \quad (3.24)$$

$$W'_B = p k A_{\text{кр}} . \quad (3.25)$$

Ускорение при пуске без груза, м/с<sup>2</sup>

$$a'_{\text{п}} = V / t'_{\text{п}} . \quad (3.26)$$

Время пуска рассчитываем по формуле (3.15) без учета массы груза.

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя, при установившемся движении крана без груза, Н·м

$$T'_c = \frac{W'_y D_{\text{к}}}{2u \eta} . \quad (3.27)$$

Передаточное число механизма

$$u = n_{\text{дв}} / n_{\text{к}} . \quad (3.28)$$

Частота вращения ходовых колес, мин<sup>-1</sup>

$$n_{\text{к}} = \frac{V 60}{\pi D_{\text{к}}} . \quad (3.29)$$

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

### Проверка двигателя по пусковому моменту

В периоды изменения скорости (пуск, торможение) возникают вращающие моменты, существенно отличающиеся от моментов, действующих при установившемся движении.



Статический момент на валу двигателя, Н·м

$$T_{\text{ст}} = F_{\text{п}} \frac{D_{\text{к}}}{2} \frac{1}{U \eta}, \quad (3.30)$$

где  $F_{\text{п}}$  – полное сопротивление движению, Н;

$D_{\text{к}}$  – диаметр колеса, м;

$U$  – передаточное число привода от двигателя до колеса;

$\eta$  – КПД привода.

Динамический момент на валу двигателя от инерции в момент пуска, Н·м

$$T_{\text{ин1}} = \frac{F_{\text{о}} D_{\text{к}}^2 n_{\text{дв}}}{375 U^2 t_{\text{п}} \eta}, \quad (3.31)$$

где  $F_{\text{о}}$  – вес груза, моста и тележки, Н;

$n_{\text{дв}}$  – частота вращения двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$D_{\text{к}}$  – диаметр колеса, м;

$U$  – передаточное число привода;

$\eta$  – КПД передачи;

$t$  – время пуска (1...5 с).

Динамический момент от ротора электродвигателя, Н·м

$$T_{\text{ин2}} = J_{\text{дв}} \frac{n_{\text{дв}}}{9,55 t_{\text{п}}}. \quad (3.32)$$

Для учета динамического момента от остальных вращающихся деталей, действующих на весь привод, динамический момент на валу двигателя увеличивают на 15...25 %

$$T_{\text{ин2}} = 1,2 J_{\text{дв}} \frac{n_{\text{дв}}}{9,55 t_{\text{п}}}, \quad (3.33)$$

где  $J_{\text{дв}}$  – момент инерции ротора, кг·м<sup>2</sup>;

$n_{\text{дв}}$  – частота вращения двигателя, мин<sup>-1</sup>.

Пусковой момент на валу двигателя

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{ин1}} + T_{\text{ин2}}. \quad (3.34)$$

Проверка двигателя по обеспечению надежного пуска

$$T_{\text{пуск}} \leq [T_{\text{max}}], \quad (3.35)$$

где  $[T_{\text{max}}]$  – максимальный момент, Н·м.

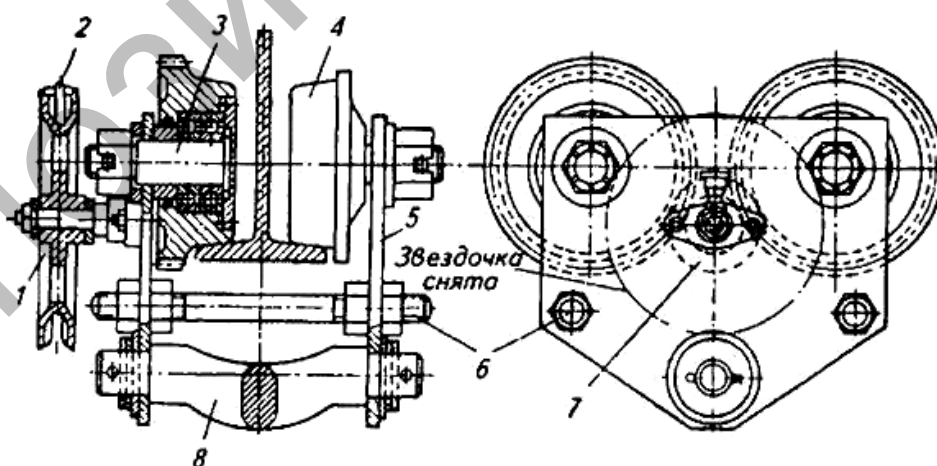
Тормоз выбирается по тормозному моменту, Н·м

$$T_{\text{T}} = \left( 1,2 \frac{J_{\text{дв}} \eta_{\text{дв}}}{9,55 t_{\text{п}}} + \frac{F_o D_{\text{к}} \eta_{\text{дв}}}{375 t_{\text{п}} U^2} - \frac{F_{\text{п}} D_{\text{к}}}{2U \eta} \right) \beta, \quad (3.36)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса торможения (см. таблицу 2.16).

### 3.2 Методика расчета механизма передвижения с ручным приводом

В механизмах передвижения кранов или тележек ручной привод используют при грузоподъемности до 5 т, невысоких скоростях передвижения и ненапряженных режимах работы. Схема механизма передвижения с ручным приводом представлена на рисунке 3.4.



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

Рисунок 3.4 – Тележка с ручным механизмом передвижения

Привод осуществляется тяговыми колесами. Скорость движения руки рабочего на тяговой цепи по правилам Госгортехнадзора должна быть не более 0,6 м/с.

При проектировании механизма передвижения определяют его передаточное число

$$u = \frac{T_c}{T_p \eta}. \quad (3.37)$$

Статический момент сопротивления движению на валу приводного колеса, Н·м

$$T_c = (F_{гр} + F_T)(\mu + f d_{ц} / 2) K_p. \quad (3.38)$$

Рабочий момент на валу тягового колеса, Н·м

$$T_p = F_p (D_{т.к.} / 2) \varphi i, \quad (3.39)$$

где  $F_p$  – усилие рабочего, прикладываемое к тяговой цепи (см. таблицу 3.13);

$D_{т.к.}$  – диаметр тягового колеса, м (рекомендуется принимать в пределах 0,3...0,7 м);

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий совместную работу нескольких человек: двух рабочих – 0,8, четырех – 0,7;

$i$  – число рабочих;

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

$K_p$  – коэффициент трения реборд о головку рельса (см. таблицу 3.10).

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

Таблица 3.13 – Максимальные расчетные значения усилий  $F_p$ , Н, на приводных рукоятках и тяговых цепях

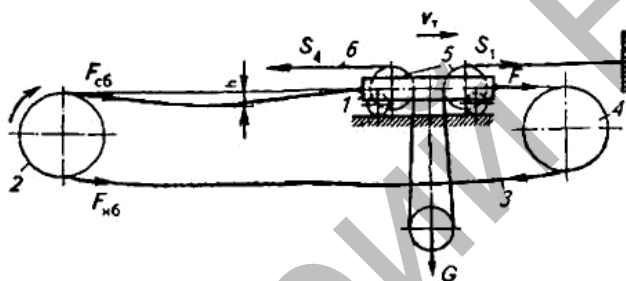
Характер работы	Место приложения усилия			
	приводная рукоятка	тяговая цепь	педаль управления	рычаг управления
Длительная с кратковременными перерывами	120	200	250	180
Кратковременная, продолжительностью не более 5 мин	250	400	350	200

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

### 3.3 Методика расчета механизма передвижения с канатной тягой

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

На первом этапе проектирования разрабатывают схему механизма передвижения (рисунок 3.5).



1 – тележка; 2 – приводной барабан; 3 – канат механизма передвижения;  
4 – обводной блок; 5 – блок механизма подъема; 6 – канат механизма подъема

Рисунок 3.5 – Схема механизма передвижения с гибким тяговым органом

Приводной механизм, размещенный вне тележки, применяют в поворотных кранах с переменным вылетом, в подвесных рельсовых и канатных дорогах, перегружателях.

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

При определении сопротивления передвижению следует учитывать, что тележка с канатной тягой имеет относительно небольшие массу и габаритные

размеры, а потому в режимах разгона и торможения возникают незначительные инерционные нагрузки, которыми в расчетах можно пренебречь. Силы инерции учитывают лишь при высоких скоростях передвижения (более 2,5 м/с).

В установившемся режиме сопротивление передвижению тележки

$$F_y = F_{\text{тр}} + F_{\text{к}}, \quad (3.40)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сопротивление от сил трения в ходовых частях тележки [см. формулу (3.7)];

$F_{\text{к}}$  – сопротивление от разности усилий  $S_1$  и  $S_2$  в ветвях грузового каната (см. рисунок 3.5).

Если груз подвешен на двух ветвях каната, то

$$F_{\text{к}} = S_2 - S_1 = \frac{F_{\text{гр}} (1 - \eta_{\text{бл}}^3)}{(1 + \eta_{\text{бл}}) \eta_{\text{бл}}}; \quad (3.41)$$

при подвесе груза на  $m$  ветвях каната

$$F_{\text{к}} = F_{\text{гр}} \frac{(1 - \eta_{\text{бл}})(1 - \eta_{\text{бл}}^{m+1})}{\eta (1 - \eta_{\text{бл}}^m)}, \quad (3.42)$$

где  $\eta_{\text{бл}}$  – КПД блока механизма подъема.

Таким образом,

$$F_y = \frac{F_{\text{гр}} + F_{\text{тр}}}{D_{\text{к}}} (2\mu + f d_{\text{ц}}) K_{\text{п}} + F_{\text{гр}} \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^3)}{(1 + \eta_{\text{бл}}) \eta_{\text{бл}}}. \quad (3.43)$$

Статическая мощность двигателя в установившемся режиме, Вт

$$P_{\text{с}} = \frac{F_y V_{\text{Т}}}{\eta_{\text{бл}} \eta}, \quad (3.44)$$

где  $V_{\text{Т}}$  – скорость передвижения тележки, м/с;

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

$\eta_{\text{бл}}$  – КПД обводного блока.

Электродвигатель выбирают и проверяют по условиям пуска на основе общепринятой методики.

Привод тележки осуществляется стальными канатами, наматываемыми на барабан. Стальные канаты, используемые в качестве тяговых органов в механизмах передвижения, подбирают по разрывному усилию

$$S_{\text{разг}} \geq S_{\text{max}} n .$$

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

$$S_{\text{max}} = F_{\text{нб}} = \frac{F}{\eta_{\text{бл}}} = \frac{F_y}{\eta_{\text{бл}}}, \quad (3.45)$$

где  $F = F_y$  – усилие в тяговой ветви каната.

Если в механизме два тяговых каната, то

$$S_{\text{max}} = F_{\text{нб}} = \frac{F_y}{2\eta_{\text{бл}}}.$$

Усилие в сбегающей с барабана ветви каната

$$F_{\text{сб}} = \frac{ql^2}{8[y]}, \quad (3.46)$$

где  $q$  – масса 1 м каната, кг;

$l$  – длина сбегающей ветви каната, равная расстоянию от барабана до тележки, м;

$[y] = (1/30 \dots 1/50) l$  – допустимое провисание сбегающей ветви, м.

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

$$\frac{F_{\text{нб}}}{F_{\text{сб}}} \leq e^{f\alpha}, \quad (3.47)$$

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

$f = 0,1 \dots 0,15$  – коэффициент трения каната по барабану;

$\alpha$  – угол обхвата барабана канатом, рад:  $\alpha = 2\pi z_T$ ;

$z_T$  – число витков трения, обычно принимаемое равным 1,5; 2,5; 3,5.

При выборе числа витков трения следует иметь в виду, что с уменьшением его значения возрастает усилие пружины, требуемое для натяжения каната.

Усилие пружины, необходимое для натяжения сбегающей ветви каната,

$$F_{\text{пр}} \approx F_{\text{сб}} = \frac{F_{\text{нб}}}{e^{f\alpha}}. \quad (3.48)$$

Диаметр барабана определяют по формуле

$$D_{\text{б}} \geq e d_{\text{к}}.$$

Диаметр блоков принимают равными диаметру барабана.

Рабочая длина барабана для одной ветви каната

$$L_{\text{б}} = \left( \frac{L_{\text{к}}}{\pi D_{\text{б}}} + z_{\text{г}} \right) t, \quad (3.49)$$

где  $L_{\text{к}} = L - (1 \dots 1,5)$  м – длина каната, наматываемого на барабан, м;

$L$  – вылет стрелы, м;

$t = d_{\text{к}} + (1 \dots 2)$  мм – шаг канавок нарезного барабана, мм.

#### 4 Методика расчета скребковых конвейеров со сплошными высокими скребками

Производительность конвейера, т/ч

$$\Pi_m = 3600 K_{\text{ж}} h_{\text{ж}}^2 \psi K_{\beta} \gamma V, \quad (4.1)$$

где  $K_{\text{ж}} = B_{\text{ж}} / h_{\text{ж}} = 2 \dots 4$  соответственно рабочие ширина и высота желоба, м;

$\psi$  – коэффициент заполнения желоба: для легкосыпучих легких грузов  $\psi = 0,5 \dots 0,6$ , для плохосыпучих кусковых грузов  $\psi = 0,7 \dots 0,8$ ;

$K_{\beta}$  – коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера (таблица 4.1);

$\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;

$V$  – скорость транспортирования, м/с (для корнеклубнеплодов –  $0,3 \dots 0,5$ , для пылевидных, муки, навоза –  $0,5 \dots 1$ , для зерна –  $0,7 \dots 1,2$ ; для других грузов  $0,1 \dots 1$  м/с).

Таблица 4.1 – Среднее значение коэффициента  $K_{\beta}$

Характеристика груза	Угол наклона конвейера, градусы					
	0	10	20	30	35	40
Легкосыпучий	1	0,85	0,65	0,5	-	-
Плохосыпучий, кусковой	1	1	1	0,75	0,6	0,5

Рабочая высота желоба, м

$$h_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{\Pi_m}{3600 K_{\text{ж}} \psi K_{\beta} \gamma V}}. \quad (4.2)$$

Высота скребка  $h_c$  конструктивно принимается на  $25 \dots 50$  мм больше высоты желоба.

Ширина желоба

$$B_{\text{ж}} = K_{\text{ж}} h_{\text{ж}} \quad (4.3)$$

Полученные размеры скребка согласовывают с размерами нормализованных скребков (таблица 4.2 или ТУ 23.2.2149–90) и уточняют ширину желоба с учетом выбранных зазоров.



Таблица 4.2 – Основные параметры нормализованных скребковых конвейеров с высокими сплошными скребками

Размер скребка, мм		Шаг скребков, мм	Тип скребков	Шаг звеньев цепи, мм	К-во цепей. Производительность, м <sup>3</sup> /ч		Наибольшие размеры куска груза, мм	
Ширина $B_c$ , мм	Высота $h_c$ , мм						рядового	сортированного
200	100	320	консольный	160	1	30	50	30
250	125	320	консольный	160	1	50	60	40
320	160	500	консольный	250	1	60	80	50
400	200	500	консольный и симметричный	250	2	100	180	200
500	200	640	ящичный	320	2	125	220	155
650	250	640	ящичный	320	2	200	300	200
800	250	640	ящичный	320	2	250	300	220
1000	320	800	ящичный	400	2	400	350	300
1200	400	800	ящичный	400	2	630	400	350

(Размеры скребков одноцепных конвейеров сельскохозяйственных машин по ТУ 23.2.2149...90 ( $B_c \times h_c$ ):

(120×71; 150×75; 160×90; 160×100; 200×100; 230×100; 260×100 мм).

Шаг расстановки скребков  $t_c = (2...4) h_c$  кратен шагу цепи, (шаг цепи по ГОСТ 568–81 10, 50, 63, 60, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 мм). Уточняют ширину желоба с учетом зазора 5...15 мм с каждой стороны между скребком и желобом.

Уточненную ширину желоба и шаг расстановки скребков проверяют по гранулометрическому составу груза, исходя из наибольшего типичного размера куска груза

$$B_{\text{ж}} \geq K_{\text{к}} a ; t_c \geq 1,5a , \quad (4.4)$$

где  $K_{\text{к}}$  – коэффициент крупности груза (для двухцепных конвейеров при сортированном грузе  $K_{\text{к}} = 3...4$  и рядовом грузе  $K_{\text{к}} = 2...2,5$ ; для одноцепных конвейеров соответственно  $K_{\text{к}} = 5...7$  и  $K_{\text{к}} = 3...3,5$ );

$a$  – максимальный линейный размер типичного куска, мм.

Уточняют скорость транспортирования груза по формуле

$$V_y = \frac{\Pi_m}{3600 K_\beta \gamma \psi B_c h_c},$$

где  $B_c$  и  $h_c$  – стандартные ширина и высота скребка, м.

Определяют погонные нагрузки:

$$q_\Gamma = \frac{\Pi_m}{0,36 V_y} \text{ – погонная нагрузка от груза, Н/м;}$$

$$q_o = K_x q_\Gamma \text{ – погонная нагрузка от ходовой части, Н/м.}$$

$K_x$  – эмпирический коэффициент (для одноцепных конвейеров  $K_x = 0,5 \dots 0,6$ ; двухцепных –  $K_x = 0,6 \dots 0,8$ ).

Минимальное натяжение цепи в конвейерах с высокими скребками из условия устойчивости скребка, Н

$$F_{\min} \geq \frac{q_\Gamma t_c h (\sin \beta + f \cos \beta)}{t_{\text{ц}}} \text{ctg} \varepsilon, \quad (4.5)$$

где  $t_c$ ,  $t_{\text{ц}}$ ,  $h$  – значение в м;

$h$  – плечо действия силы сопротивления движению порции груза, передвигаемого скребком, м (для кусковых грузов  $h = h_c$ ; для зернистых  $h = 0,8 h_c$ );

$\varepsilon = 2 \dots 3^\circ$  – допускаемый угол отклонения скребка ( $\text{ctg } 2^\circ = 26$ ).

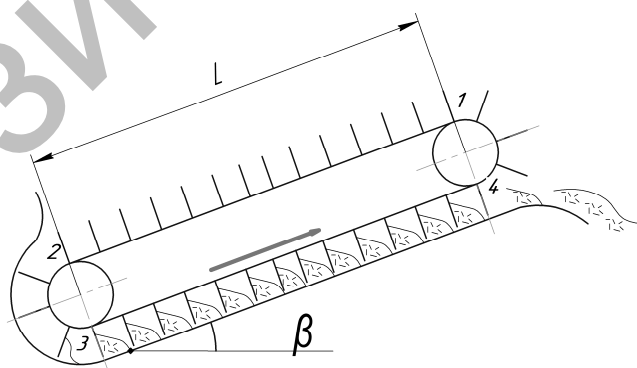


Рисунок 4.1 – Схема транспортера

При тяговом расчете скребковых конвейеров следует учитывать сопротивление от силы трения скребков с цепью (ходовой части) и груза.

Общее сопротивление движению рабочей ветви наклонного конвейера длиной  $L$  с углом наклона  $\beta$  к горизонту, Н

$$W_p = (q_r \omega_p + q_0 \omega_0) L \cos \beta \pm (q_r + q_0) L \sin \beta, \quad (4.6)$$

для холостой ветви 
$$W_x = q_0 \omega_0 L \cos \beta \pm q_0 L \sin \beta, \quad (4.7)$$

где  $\omega_p = 1,1f$  – коэффициент сопротивления движению груза;

$f$  – коэффициент трения груза по желобу в движении (таблица 4.3);

$\omega_0$  – коэффициент сопротивления движению ходовой части (с ходовыми катками на подшипниках скольжения  $\omega_0 = 0,1 \dots 0,13$ ; для цепей без катков, движущихся скольжением  $\omega_0 = 0,25 \dots 0,4$ ).

Знак (+) принимается при движении вверх, знак (–) – при движении вниз.

Таблица 4.3 – Значения коэффициентов трения сельскохозяйственных материалов

Наименование материала	$\gamma$ т/м <sup>3</sup>	Коэффициент трения по стали
Картофель, корнеплоды	0,65...0,75	0,47...0,5
Кукуруза	0,6...0,8	0,25...0,57
Мука пшеничная	0,8...1,25	0,65
Пшеница	0,6...0,8	0,6
Овес	0,4...0,6	0,38
Торф сухой кусковой	0,3...0,5	0,6
Песок сухой	0,85...1,0	0,8
Сода кальцинированная	1,0...3,0	0,3...0,4

Сопротивление при огибании звездочки учитывается коэффициентом  $K_\alpha = 1,06$ . Усилие в сбегавшей ветви

$$F_{сб.} = F_{наб.} K_\alpha.$$

Обход по контуру скребкового конвейера выполняется аналогично обходу по контуру ленточного конвейера. Натяжение тягового элемента определяют, начиная с точки с минимальным натяжением  $F_{min}$  на рабочей ветви.

Для схемы транспортера (рисунок 4.1)  $F_{min} = F_3$ .

Тогда  $F_4 = F_3 + W_p = F_3 + (q_r \omega_p + q_0 \omega_0) L \cos \beta + (q_r + q_0) L \sin \beta$ .

$$F_2 = \frac{F_3}{K_\alpha}; \quad F_1 = F_2 - W_x = F_2 - q_0 \omega_0 L \cos \beta + q_0 L \sin \beta.$$

Расчет мощности электродвигателя и подбор редуктора производится аналогично, как и у ленточного транспортера.

## Расчет приводной станции

Необходимая мощность электродвигателя, кВт

$$P_{\text{Э}} = 1,1 \frac{F_{\text{пр}} V_y}{1000 \eta_{\text{пр}}}, \quad (4.8)$$

где  $F_{\text{пр}}$  – тяговое усилие на приводной звездочке

$$\begin{aligned} F_{\text{пр}} &= F_4 - F_1 + F_{\text{доп}}, \\ F_{\text{доп}} &= 0,05(F_1 + F_4); \end{aligned} \quad (4.9)$$

$\eta_{\text{пр}} = 0,9$  – КПД привода конвейера.

Подбираем серийный электродвигатель и выписываем марку, мощность  $P$  и число оборотов ротора  $n_{\text{э}}$ .

Частота вращения приводного вала конвейера

$$n_{\text{п.в.}} = 60 V_y / (Z t), \quad (4.10)$$

где  $Z$  – число зубьев звездочки ( $Z = 6 \dots 9$ );

$t$  – шаг цепи.

Требуемое передаточное число привода

$$U = n_{\text{э}} / n_{\text{п.в.}}$$

Расчетная мощность на быстроходном валу редуктора

$$P_p = P K_p,$$

где  $K_p$  – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора;

$K_p = 1$  – для машин непрерывного действия.

Тяговая цепь выбирается по расчетной разрушающей нагрузке

$$F_{\text{расч}}^{\text{разр}} = \frac{K}{\alpha_{\text{ц}}} (F_{\text{max}} + F_{\text{дин}}) \geq F_{\text{разр}}, \quad (4.11)$$

где  $K$  – коэффициент запаса прочности (для горизонтальных конвейеров –  $K = 6 \dots 8$ , с наклонными участками –  $K = (8 \dots 10)$ );

$\alpha_{\text{ц}}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между тяговыми цепями (при одной цепи  $\alpha_{\text{ц}} = 1$ , при двух цепях  $\alpha_{\text{ц}} = 1,6 \dots 1,8$ );

$F_{max}$  – максимальное натяжение цепи (определяется при обходе по контуру);

$F_{min}$  – максимальная динамическая нагрузка, которая учитывается при скорости транспортирования  $V_y > 0,2$  м/с.

Она определяется по зависимости.

$$F_{дин} = \frac{60V_y^2 L}{Z^2 t_1 g} (q_r + K_1 q_0), \quad (4.12)$$

где  $V_y$  – скорость, м/с;

$L$  – длина конвейера, м;

$Z$  – число зубьев приводной звездочки ( $Z = 5 \dots 9$ );

$t$  – шаг цепи, м;

$K_1$  – коэффициент приведения массы ( $K_1 = 2$  при  $L \leq 25$  м;  $K_1 = 1,5$  при  $25 \leq L \leq 60$  м и  $K_1 = 1$  при  $L > 60$  м);

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

Подбор электродвигателя редуктора и расчет натяжного устройства выполняются так же, как для ленточного конвейера.

### Расчет натяжного устройства

Натяжение цепи транспортера осуществляется перемещением натяжной звездочки при помощи винтового устройства. Для уменьшения длины конвейера винты натяжного устройства будут работать на сжатие.

Сила, действующая на натяжное устройство, Н

$$F_{нат} = F_3 + F_2 + F_{доп}, \quad (4.13)$$

Расчетное усилие одного винта

$$F_B = (1,5 \dots 1,8) 0,5 F_{нат}, \quad (4.14)$$

Рабочая длина винта, мм

$$L_{нат} = 6 t. \quad (4.15)$$

Внутренний диаметр резьбы винта, мм

$$d_1 = 0,12 \sqrt[4]{F_B L_{нат}^2}. \quad (4.16)$$

## 5 Методика расчета пластинчатого конвейера

### Определение ширины настила

Расчет пластинчатого конвейера начинают с определения ширины настила  $B$ . На настиле без бортов насыпной груз располагается по треугольнику (рисунок 5.1), так как и у ленточного транспортера. Однако жесткость настила и малая скорость позволяют принимать угол  $\varphi$  и размер  $b$  больше, чем на ленточном транспортере.

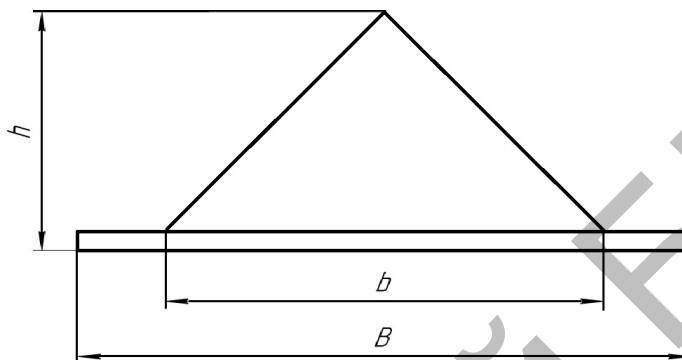


Рисунок 5.1 – Расчетная схема

Площадь сечения насыпного груза

$$A = b (h/2) k_{\beta} = k_{\beta} (b^2/4) \operatorname{tg} \varphi \approx 0,18 k_{\beta} B^2 \operatorname{tg} \varphi,$$

где  $b = 0,85 B$ ;

$k_{\beta}$  – коэффициент учитывающий наклон транспортера ( таблица 5.1).

$\varphi$  – угол естественного откоса груза в движении (принимать  $\varphi = 21 \dots 28^{\circ}$ ).

Таблица 5.1 – Значения коэффициента  $k_{\beta}$

Угол наклона конвейера, град.	Тип настила	
	без бортов	с бортами
до 10	1,0	1,0
10...20	0,9	0,95
более 20	0,85	0,9

Исходя из формулы производительности  $\Pi_{\text{м}} = 3600 A \gamma V$ , ширина настила без бортов  $B$  определится по формуле

$$B_{\text{п}} = \sqrt{\frac{\Pi_{\text{м}}}{648 k_{\beta} V \gamma \operatorname{tg} \varphi}}, \quad (5.1)$$

где  $\Pi_{\text{м}}$  – производительность, т/ч;

$V$  – скорость движения настила (таблица 5.2), м/с;

$\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>.

Ширину настила согласуют со стандартными значениями (таблица 5.2).

При несовпадении значений уточняют скорость движения настила по формуле

$$V_y = V \frac{B^2}{B_{ст}^2},$$

где  $B^2$  – расчетная ширина настила;

$B_{ст}^2$  – стандартная ширина настила.

Таблица 5.2 – Рекомендуемая скорость движения полотна пластинчатых конвейеров

Ширина настила, мм	Скорость движения полотна, м/с
400; 500	0,125...0,4
650; 800	0,125...0,5
1000; 1200	0,2...0,63
1400; 1600	0,25...0,63

Ширина настила с бортами (расстояние между бортами) при транспортировании насыпных грузов, м

$$B = \sqrt{\frac{\Pi_m}{900\gamma p k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)} + \left(\frac{2h\varphi}{k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)}\right)^2} - \frac{2h\varphi}{k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)}, \quad (5.2)$$

где  $h$  – высота бортов (таблицы 5.3 и 5.4), мм;

$\varphi$  – коэффициент, характеризующий степень использования высоты бортов,

$\varphi = 0,65...0,8$ .

Таблица 5.3 – Рекомендуемая высота бортов при транспортировании насыпных грузов

Наибольший размер типичного куска груза, мм	Наименьшая высота бортов, мм
160	100
200	125
250	160
350	200
450	250
550	320

Таблица 5.4 – Рекомендуемая высота бортов пластинчатого конвейера

При номинальной ширине настила, мм							
400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
100	100	100	100	100	100	100	100
125	125	125	125	125	125	125	125
160	160	160	160	160	160	160	160
200	200	200	200	200	200	200	200
	250	250	250	250	250	250	250
		320	320	320	320	320	320

### Определение погонных нагрузок

Погонные нагрузки,  $\frac{H}{m}$ ;

от веса груза

$$q_{гр} = \frac{\Pi_m}{0,36V_y}, \quad (5.3)$$

где  $\Pi_m$  – производительность, т/ч;

$V_y$  – скорость цепи, м/с;

от веса цепей с настилом

$$q_0 = 600B + A, \quad (5.4)$$

где  $B_{ст}$  – ширина настила, м;

$A$  – параметр (таблица 5.5).

Таблица 5.5 – Значения параметра  $A$ 

Характеристика груза по плотности ( $\rho$ , т/м <sup>3</sup> )	Ширина настила без бортов, м			Ширина настила с бортами, м		
	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более
Легкий, $\rho < 1$	350	450	600	400	500	700
Средний, $\rho = 1 \dots 2$	500	600	900	600	700	1000
Тяжелый, $\rho > 2$	700	1000	1300	800	1100	1500



## Определение точки с минимальным натяжением цепи

Для определения точки, в которой будет минимальное натяжение цепи, необходимо определить сопротивление передвижению холостой ветви на наклонном участке  $W_{1-2}$  (рисунок 5.2).

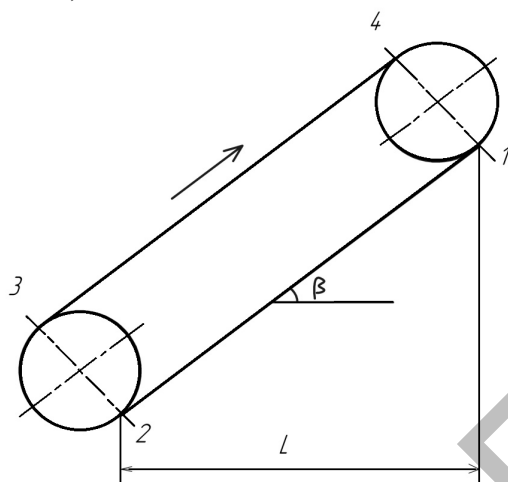


Рисунок 5.2 – Схема транспортера

$$W_{1-2} = W_{1-2}^{\Gamma} - W_{1-2}^{\text{B}} = q_0 L \omega_0 - q_0 L \operatorname{tg} \beta, \quad (5.5)$$

где  $\omega_0$  – коэффициент сопротивления (таблица 5.6).

Таблица 5.6 – Значения коэффициента сопротивления  $\omega_0$  для пластинчатых конвейеров

Тип цепи конвейера по ГОСТ 588–81	Обозначение цепи	Диаметр валика цепи, мм	Условия работы конвейера**		
			хорошие	средние	тяжелые
Втулочная	1		0,2...0,25*	0,3...0,35*	0,4...0,45*
Роликовая	2		0,2...0,25*	0,3...0,35*	0,4...0,45*
Катковая с гладкими Катками	3	до 20	0,07	0,09	0,11
		более 20	0,06	0,08	0,10
Катковая с ребордами на катках	4	до 20	0,08	0,10	0,13
		более 20	0,07	0,09	0,12

\* Большие значения принимаются при путях с центрирующими устройствами, предохраняющими цепь от сдвига.

\*\* При работе в зимних условиях в неотапливаемом помещении или на открытом воздухе приведенные значения увеличиваются в 1,5 раза.

Минимальное натяжение цепи  $F_{min}$  будет в точке 1,

$$F_{min} = F_1, \text{ если } W_{1-2} \geq 0.$$

Минимальное натяжение цепи  $F_{min}$  будет в точке 2,

$$F_{min} = F_2, \text{ если } W_{1-2} \leq 0.$$

$F_{min}$  принимают 1000...3000 Н.

Сопротивление передвижению грузовой ветви транспортера

$$W_{3-4} = W_{3-4}^Г + W_{3-4}^Б = (q_{гр} + q_0) L \omega + (q_{гр} + q_0) L \operatorname{tg} \beta. \quad (5.6)$$

Сопротивление на звездочках

$$F_3 = K\alpha F_2; K\alpha = 1,1.$$

### Тяговая сила

Тяговая сила конвейера, Н

$$F_0 = F_4 - F_1 + 0,05(F_4 + F_1), \quad (5.7)$$

Мощность на приводном валу конвейера, кВт

$$P_o = \frac{F_o V_y}{10^3 \eta_{п.в}}, \quad (5.8)$$

где  $\eta_{п.в}$  – КПД привода,

$$\eta_{п.в} = 0,94 \dots 0,96.$$

Максимальное статическое натяжение тягового органа

$$F_{max} \approx 1,05 F_4. \quad (5.9)$$

Динамическая нагрузка на цепи, Н

$$F_{дин} \approx \frac{60 V_y^2 L}{z^2 t} (q_{гр.} + k_1 q_o), \quad (5.10)$$

где  $L$  – длина конвейера, м;

$z$  – число зубьев ведущей звездочки тяговой цепи ( $Z = 5 \dots 9$ );

$t$  – шаг тяговой цепи, м (таблица 5.8);

$k_1$  – коэффициент приведения массы, зависящий от длины цепи (таблица 5.7).

Таблица 5.7 – Значения коэффициента  $k_l$ 

Длина конвейера, м	$k_l$
Менее 25	2
24...60	1,5
Более 60	1

Таблица 5.8 – Рекомендуемый шаг цепей пластинчатых конвейеров

Ширина настила, мм	Шаг цепи, мм
400	250
500	320
650	400
800	400
1000	500
1200	500
1400	630
1600	630

При скорости полотна до 0,2 м/с динамические нагрузки на цепи можно не учитывать.

Расчетное натяжение тягового органа

$$F_{\text{расч}}^{\text{ц}} = F_{\text{max}} + F_{\text{дин.}} \quad (5.11)$$

Если тяговый орган двухцепной, расчетное натяжение одной цепи

$$F_{\text{расч}}^{\text{ц}} = 0,6 F_{\text{расч}} \quad (5.12)$$

Для одноцепного тягового органа  $F_{\text{расч}}^{\text{ц}} = F_{\text{расч}}$ .

Разрушающая нагрузка цепи

$$F_{\text{разр}} \geq k F_{\text{расч}}^{\text{ц}}, \quad (5.13)$$

где  $k$  – коэффициент запаса прочности цепи: для горизонтальных конвейеров  $k = 6...8$ , с наклонными участками –  $k = 8...10$ .

Расчет приводной станции и натяжного устройства производится аналогично, как и для скребкового транспортера.

## 6 Методика расчета ленточного конвейера

Для расчета конвейера необходимо знать характеристики транспортируемого груза, объемную  $\Pi_v$ , м<sup>3</sup>/ч, или массовую  $\Pi_m$ , т/ч, производительность, трассу транспортирования, условия размещения и эксплуатации конвейера, способ его разгрузки и загрузки. Расчет сводится к определению размеров тягового элемента, барабанов, мощности двигателя, параметров привода, натяжного, загрузочного и разгрузочного устройств.

При транспортировании сыпучих грузов объемная производительность определяется по формуле

$$\Pi_v = 3600A V, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (6.1)$$

массовая по формуле

$$\Pi_m = 3600A V \gamma, \text{ т/ч}, \quad (6.2)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения груза на ленте, м<sup>2</sup>.

В соответствии с ГОСТ 22644–77 номинальная скорость ленты выбирается из ряда: 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10 м/с, отклонение  $\pm 10\%$ .

При разгрузке в промежуточных пунктах барабанными разгрузателями скорость ограничивается 2 м/с, плужковыми – 1...1,6 м/с.

При перемещении штучных грузов производительность, т/ч

$$\Pi_m = 3,6 \frac{m_r}{l_r} V, \quad (6.3)$$

где  $m_r$  – масса груза, кг;

$l_r$  – шаг расстановки грузов, м;

$V$  – скорость ленты, м/с.

$V$  – скорость перемещения груза, м/с (таблица 6.1);

$\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup> (таблица 6.1).

Площадь поперечного сечения груза на ленте зависит от ширины ленты, типа роlikоопоры и угла естественного откоса груза в движении  $\varphi_d$ .

Таблица 6.1– Рекомендуемые скорости грузов

Груз	Скорость, $V$ , м/с	$\gamma$ т/м <sup>3</sup>	Груз	Скорость, $V$ , м/с	$\gamma$ т/м <sup>3</sup>
Зерно (кукуруза, рожь, пшеница, и др.)	2,0...4,5	0,6...0,8	Мука, Отруби	0,8...1,25	0,45...0,60
	2,0...3,0	0,4...0,6		1,5...2,0	0,2...0,3
Зерно (овес, ячмень, подсолнух и др.)	1,0...2,0	0,33...0,4	Песок, соль, уголь	1,0...3,0	0,75...1,0
	0,7...1,5	0,65...0,75		0,8...1,4	0,15...0,25
Зерно дробленое, торф	1,0...1,6	0,53...0,88	Солома	1,5...2,0	0,50...0,70
	1,5...2,5	0,6...0,7		1,0...3,0	0,80...0,95
Картофель, корнеплоды			Известь, зола	0,5...1,0	1,20...1,80
				Клубни свеклы	0,47...0,70

### Расчет ширины ленты

Ширина ленты при заданной объемной производительности  $\Pi_v$  определяется по формуле

$$B = 1,1 \left( \sqrt{\frac{\Pi_v}{c V k}} + 0,05 \right). \quad (6.4)$$

При заданной массовой производительности  $\Pi_m$  ширина ленты

$$B = 1,1 \left( \sqrt{\frac{\Pi_m}{c V k \gamma}} + 0,05 \right), \quad (6.5)$$

где  $B$  – грузонесущая ширина ленты, м;

$C$  – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения груза на ленте (таблица 6.2);

$k$  – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера при его наклоне к горизонту (таблица 6.3);

$\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup> (таблица 6.1).

Таблица 6.2 – Значение коэффициента  $C$ 

Показатели	Тип роlikоопоры				
	прямая	желобчатая			
		двухроlikовая	трехроlikовая		
Угол наклона боковых роlikов, град.	10	15	20	30	35
Коэффициент $C$	240... 235	450... 535	470...550	550...625	585...655

Таблица 6.3 – Значения коэффициента  $K$ 

Угол наклона конвейера	10°	12°	14°	16°	18°	20°
Коэффициент $K$	1,0	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85

При транспортировании кусковых грузов полученную ширину проверяют на кусковатость груза по условию

$$B \geq K_k a + 200, \text{ мм}, \quad (6.6)$$

где  $K_k$  – коэффициент крупности груза (принимают для сортирования груза  $K_k = 3,5$ ; рядового –  $K_k = 2,5$ );

$a$  – максимальный линейный размер типичных (более 10 % по массе) кусков, мм.

Сортированный груз, если  $\frac{a_{max}}{a_{min}} \leq 2,5$ ; рядовой –  $\frac{a_{max}}{a_{min}} > 2,5$ ,

где  $a_{max}$  – наибольший размер кусков,

$a_{min}$  – наименьший размер. Если в пробе кусков наибольшего размера меньше 10 % по массе, за наибольший размер принимают размер наибольших типичных кусков.

Ширину ленты для транспортирования штучных грузов выбирают в зависимости от габаритов груза. По обе стороны от груза должны оставаться свободные поля 50...100 мм.

Определенная ширина ленты округляется до ближайшей стандартной  $B_{ст}$ . Нормальный ряд ширины ленты 300; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000 (ГОСТ 22644–77). После выбора ширины ленты уточняют скорость ее движения по формуле

$$V_y = V \frac{B^2}{B_{ст}^2}. \quad (6.7)$$

### Определение сопротивлений передвижению ленты

При движении ленты по трассе транспортирования возникают сопротивления, на преодоление которых расходуется энергия двигателя привода. Сопротивления на отдельных участках трассы (контура конвейера) могут быть распределе-

ны по всему участку или сосредоточены на определенных участках контура с ограниченной длиной по сравнению с длиной контура. На горизонтальных участках контура сопротивление движению оказывает сила трения в опорах ленты. Эти силы возникают от веса груза, ленты и роlikоопор. На вертикальных участках контура сопротивление оказывает вес груза и ленты. Наклонные участки можем рассматривать как горизонтальный и вертикальный, используя принцип независимости действия сил.

Сопротивление на горизонтальном участке рабочей ветви конвейера, Н

$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp})L \omega_p, \quad (6.8)$$

холостой

$$W_x = (q_l + q_{px})L \omega_x, \quad (6.9)$$

где  $q_r$ ,  $q_l$ ,  $q_{pp}$ ,  $q_{px}$  – погонные нагрузки от груза, ленты, роlikоопор рабочей и холостой ветвей соответственно, Н/м;

$L$  – длина участка, м;

$\omega_p$ ,  $\omega_x$  – коэффициенты сопротивления движению рабочей и холостой ветвей соответственно (таблица 6.4).

Таблица 6.4 – Значение коэффициента сопротивления движению

Опора ролик	Условия работы конвейера	Для роlikоопор	
		прямых	желобчатых
Подшипник качения	• Хорошие (чистое сухое помещение без пыли)	0,018	0,02
	• Средние (отапливаемое помещение, нормальная влажность воздуха, небольшое содержание абразивной пыли)	0,022	0,025
	• Тяжелые (неотапливаемое помещение или вне помещения, большое содержание абразивной пыли, повышенная влажность)	0,035	0,04
	• Очень тяжелые	0,04	0,06

Для подшипников скольжения коэффициент сопротивления принимают в 3...4 раза больше.

Погонная нагрузка от рассыпного груза

$$q_r = \frac{P_m}{0,36 V_y}, \quad (6.10)$$

штучного

$$q_r = \frac{m_r g}{l_r}, \quad (6.11)$$

где  $P_m$  – производительность, т/ч;

$V$  – скорость, м/с;

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

$m_r$  – масса груза, кг;

$l_r$  – шаг расстановки груза, м.

Погонная нагрузка от веса ленты

$$q_l = 0,011 (1,25 Z + \delta_1 + \delta_2) B, \quad (6.12)$$

где  $Z$  – число прокладок (предварительно принимают  $Z = 3$ );

$B$  – ширина ленты, мм;

$\delta_1 = 1,5 \dots 3,5$  мм – толщина обкладки с рабочей поверхности;

$\delta_2 = 1 \dots 1,5$  мм – толщина обкладки с нерабочей поверхности.

Погонные нагрузки от роlikоопор

$$q_{pp} = \frac{m_{pp} g}{l_{pp}}, \quad (6.13)$$

$$q_{px} = \frac{m_{px} g}{l_{px}}, \quad (6.14)$$

где  $m_{pp}$ ,  $m_{px}$  – масса вращающейся части роlikоопоры рабочей и холостой ветвей, кг;

$g$  – ускорение свободного падения;

$l_{pp}$  – расстояние между роlikоопорами на рабочей ветви ( $l_{pp} = 1 \dots 2$  м);

$l_{px}$  – расстояние между роlikоопорами на холостой ветви ( $l_{px} = 2 l_{pp}$ ).



По таблице 6.5 определяют диаметр ролика роlikоопоры.

Таблица 6.5 – Данные для выбора диаметра ролика

Диаметр ролика, мм	Ширина ленты, мм	Насыпная плотность материала, т/м <sup>3</sup> , не более	Скорость движения ленты, м/с, не более
63	300...600	1,0	1,25
89	400...650,800	1,6	2
108	400...650, 800...1200	1,6	2,5
133	800...1200	2,0	
159	800...1200	3,15	4,0

В зависимости от выбранного диаметра ролика по таблице 6.6 определяют массу роlikоопоры.

Таблица 6.6 – Определение массы роlikоопор

Диаметр ролика, мм	Масса роlikоопоры, кг	
	прямая	желобчатая
до 89	6В + 2	6В + 3
102, 108	7В + 4	7В + 5
127, 133	8В + 3	8В + 5
152, 159	10В + 3	10В + 7

где  $B$  – ширина ленты, м.

Для наклонного участка конвейера длиной  $L$  с углом наклона  $\beta$  к горизонту сопротивления движению определяются по зависимостям:

– на рабочей ветви:

$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp}) L \omega'_p \cos \beta \pm (q_r + q_l) L \sin \beta, \quad (6.15)$$

– на холостой ветви:

$$W_x = (q_l + q_{px}) L \omega'_x \cos \beta \pm q_l L \sin \beta. \quad (6.16)$$

В данных уравнениях первая составляющая – это сопротивление на горизонтальном участке  $L \cos \beta$ , вторая – на вертикальном  $L \sin \beta$ . Вторая составляющая прибавляется к первой при движении ленты вверх и вычитается из нее при движении ленты вниз.

Сосредоточение сопротивления движения возникает при огибании лентой барабанов, роликовых батарей (предназначены для плавного поворота ленты); в пунктах загрузки, разгрузки и очистки. Различные участки сосредоточенных сопротивлений показаны на рисунке 6.1. Чтобы преодолеть возникающее сопротивление, натяжение ленты после участка  $F_{сб}$  должно быть больше на величину потерь  $W$ , чем перед участком  $F_{нб}$

$$F_{сб} = F_{нб} + W . \quad (6.17)$$

Для участков огибания лентой барабанов, роликов и батарей роликов (рисунк 6.1, *a, б*).

$$F_{сб} = K F_{нб} , \quad (6.18)$$

где  $K$  – коэффициент сопротивления при огибании. Принимается  $K = 1,02 \dots 1,03$  при угле огибания до  $90^\circ$  и  $K = 1,05 \dots 1,07$  при угле огибания  $180^\circ$ .

Сопротивление в пункте загрузки (рисунк 6.1, *з*) приближено

$$W_{зар} = 0,1 q_r (V_y^2 - V_0^2) , \quad (6.19)$$

где  $V_y$  – скорость ленты конвейера, м/с;

$V_0$  – начальная скорость груза в направлении движения ленты, м/с (предварительно можно принять  $V_0 = 0$ ).

Сопротивление в пункте разгрузки плужковым разгрузителем (рисунк 6.1, *д*)

$$W_{np} = (2,7 \dots 3,6) q_r B , \quad (6.20)$$

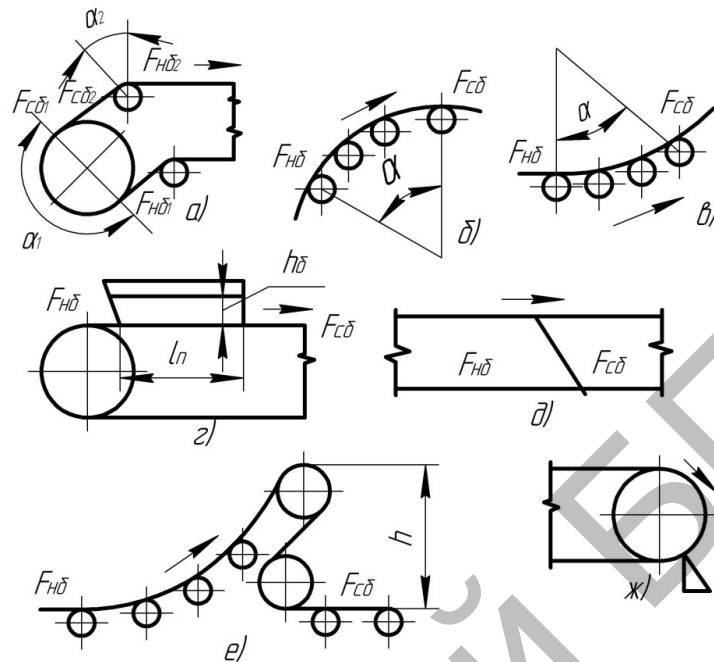
где  $B$  – ширина ленты, м.

Для барабанных разгрузителей (рисунк 6.1, *е*) сопротивление определяется как сумма сопротивлений на криволинейных участках и сопротивления для подъема груза на высоту разгрузки  $h$ .

Сопротивление скребковых очистных устройств (рисунк 6.1, *ж*)

$$W_{оч} = g_{оч} B, \text{ Н}, \quad (6.21)$$

где  $g_{оч}$  – удельное сопротивление очистки,  $g_{оч} = 300 \dots 500 \text{ Н/м}$ .



а) – отклоняющий барабан; б), в) – роликовая батарея; г) – пункт загрузки; д) – пружинный сбрасыватель; е) – барабанный разгрузатель; ж) – чистик

Рисунок 6.1 – Схемы участков сосредоточенных сопротивлений

### Определение натяжения тягового элемента и мощности электродвигателя

Для определения натяжения тягового органа в различных точках конвейера воспользуемся методом обхода по контуру. Всю трассу разбиваем на отдельные участки по ходу движения ленты и определяем сопротивления на каждом из них. Натяжение  $F_{нб}$  тягового органа в точке набегания на приводной барабан равно сумме натяжения  $F_{сб}$  в точке сбегания с приводного барабана и сопротивлений на всех участках трассы. Так как на участках поворота ленты натяжения определяются по зависимости (6.20), то в общем случае на приводном барабане

$$F_{нб} = A F_{сб} + D, \quad (6.22)$$

где  $A$  – коэффициент, равный произведению коэффициентов сопротивления на участках поворота ленты;

$D$  – сумма сопротивлений по всему контуру конвейера от точки сбега ленты с приводного барабана к точке набегания.

С другой стороны, тяговая способность приводного барабана определяется зависимостью (уравнение Эйлера)

$$F_{нб} \leq F_{сб} e^{f\alpha}, \quad (6.23)$$

где  $e$  – основание натурального логарифма;

$f$  – коэффициент трения между лентой и приводным барабаном (таблица 6.7);

$\alpha$  – угол обхвата лентой ведущего барабана, рад.

При совместном решении уравнений (6.22) и (6.23) определяем значение  $F_{сб}$ , а затем натяжение ленты в остальных точках контура.

С целью увеличения срока службы ленты и обеспечения работоспособности конвейера прогиб ленты между роликами не должен превышать допустимого:

$$[Y_{\max}] = (0,025 \dots 0,0125) l_{pp}. \quad (6.24)$$

Таблица 6.7 – Значения коэффициента трения прорезиненной ленты с приводным барабаном

Поверхность барабана	Состояние поверхности	Значение коэффициента $f$
стальная или чугунная без футеровки	чистая	0,3...0,35
	пыльная	0,3
	влажная атмосфера	0,2
футерованная резиной	чистая	0,4...0,5
	пыльная	0,4
	очень влажная атмосфера	0,15
футерованная деревом	чистая	0,35
	пыльная	0,3
	очень влажная атмосфера	0,15

Наибольший прогиб будет наблюдаться на рабочей ветви конвейера в точке с наименьшим натяжением ленты

$$y_{\max} = \frac{(q_r + q_l) l_{pp}^2 \cos\beta}{8 F_{\min p}} \leq [Y_{\max}]. \quad (6.25)$$

Из зависимости (6.25) с учетом (6.24) минимальное натяжение ленты рабочей ветви

$$F_{\min p} \geq (4 \dots 5) (q_r + q_l) l_{pp} \cos \beta, \quad (6.26)$$

где  $q_r, q_l$  – погонные нагрузки от груза и ленты соответственно, Н/м;  
 $l_{pp}$  – расстояние между роlikоопорами рабочей ветви, м;  
 $\beta$  – угол наклона конвейера к горизонту.

Если фактическое натяжение ленты меньше рассчитанного, по зависимости (6.24) можно уменьшить расстояние между роlikоопорами или увеличить натяжение ленты. В случае уменьшения расстояния изменяются погонные нагрузки от веса роlikоопор, поэтому весь расчет необходимо повторить. При увеличении натяжения ленты в точке рабочей ветви с наименьшим натяжением задают значения, рассчитанные по зависимости (6.24), а затем определяют натяжения в остальных точках, обходя в направлении к ведущему барабану. Если идем по ходу движения ленты, сопротивления на участках суммируются с силой натяжения ленты, против хода – вычитаются.

Для подбора электродвигателя определяют окружное усилие на приводном барабане

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{нб}} - F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}}, \quad (6.27)$$

где  $F_{\text{нб}}, F_{\text{сб}}$  – сила натяжения ленты в точках набегания на барабан и сбегания с него соответственно, Н.

$F_{\text{доп}}$  – дополнительная сила для преодоления потерь на приводном барабане от сил трения в опорах и жесткости ленты

$$F_{\text{доп}} = K_{\text{пр}} (F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}}). \quad (6.28)$$

$K_{\text{пр}} = 0,04 \dots 0,08$  – коэффициент сопротивления (меньше значения принимаются для опор на подшипниках качения, больше – скольжения).

Мощность электродвигателя, кВт

$$P_{\text{пр}} = 1,1 \frac{F_{\text{пр}} V}{1000 \eta_{\text{пр}}}, \quad (6.29)$$

где 1,1 – коэффициент запаса мощности на неучтенные потери и преодоление динамических нагрузок;

$V$  – скорость движения ленты, м/с;

$\eta_{пр} = 0,8 \dots 0,9$  – коэффициент полезного действия привода.

По мощности выбираем стандартный электродвигатель общего назначения серии 4А.

Определяем общее передаточное отношение привода и вычерчиваем кинематическую схему привода.

### Расчет натяжного винтового устройства

Сила, действующая на натяжное устройство

$$F_{нат} = F_{нб} + F_{сб} + F_{доп}, \quad (6.30)$$

где  $F_{нб}$ ,  $F_{сб}$  – натяжение ленты в точках набегания на натяжной барабан и сбегания с него соответственно;

$F_{доп} = (150 \dots 200)$  Н – дополнительное усилие для преодоления сил трения на передвижение ползуна или тележки. Для двух натяжных винтов расчетное усилие одного винта

$$F_{в} = (1,5 \dots 1,8) 0,5 F_{нат}. \quad (6.31)$$

Рассчитываем внутренний диаметр резьбы винта, работающего на растяжение, мм

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \times 4 F_{в}}{\pi [\sigma_p]}} \quad \text{или} \quad d_1 = \sqrt{\frac{5,2 F_{в}}{\pi [\sigma_p]}}. \quad (6.32)$$

Винт, работающий на сжатие и имеющий длину  $L_{нат} > 10d_1$ , рассчитываем по продольному изгибу при коэффициенте приведения длины  $\mu = 2$  и коэффициенте запаса устойчивости  $S = 5$

$$d_1 \geq 0,12 \sqrt[4]{F_{в} L_{нат}^2}, \quad (6.33)$$

где  $[\sigma_p] = 120 \dots 150$  Н/мм<sup>2</sup> – допускаемые напряжения;

$L_{нат}$  – длина винта, мм, ход натяжки  $L_{нат} = (0,01 \dots 0,02) L_{тр}$ , где  $L_{тр}$  – длина транспортера, мм.

### Определение числа прокладок ленты

Необходимое число прокладок  $z$  резиноканевой ленты определяется из условия ее прочности по зависимости

$$z \geq z_{min} = \frac{F_{max}}{K_p B}, \quad (6.34)$$

где  $z_{min}$  – минимально необходимое число тяговых прокладок;

$F_{max}$  – максимальная сила натяжения ленты транспортера, Н;

$K_p$  – максимальная допускаемая рабочая нагрузка тяговой прокладки, Н/мм (таблица 6.8);

$B$  – ширина ленты, мм.

Таблица 6.8 – Допускаемая рабочая нагрузка для конвейерных лент

Вид ленты	Угол установки конвейера (по оси концевых барабанов), град.	Число тяговых прокладок	Максимально-допустимая рабочая (расчетная) нагрузка тяговой прокладки при номинальной прочности, Н/мм				
			400	300	200	100	55
общего назначения, морозостойкая, пищевая, трудновоспламеняющаяся для угольных и сланцевых шахт	от 0 до 10	< 5	50	36	25	12	7,0
		> 5	45	32	22	11	6,0
	От 10 До 18	< 5	45	32	22	11	6,0
		> 5	40	30	20	10	5,5
теплостойкая 2Т1 2Т2 2Т3	От 0 До 18	От 3	-	20	13	10	-
		От 3	-	20	13	10	-
		До 6	-	15	10	-	-

### Определение диаметра барабана

Диаметр барабана определяют по зависимости

$$D_0 = K Z, \quad (6.35)$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от типа прокладок и назначения барабана (см. таблицу 6.9);

$Z$  – число прокладок ленты.

Таблица 6.9 – Значения коэффициента  $K$ 

Ткань прокладки	Барабаны стационарных конвейеров			Барабаны передвижных конвейеров	
	приводной	натяжной	отклоняющий	приводной	натяжной
комбинированная синтетическая	100...125	80...100	50	80...120	60...100
	200...220	160...180	110	180...200	140...180

Большие значения принимаются при большем числе прокладок и большей ширине ленты. Расчетный диаметр барабана округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 22644–77 (160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1400, 1600, 2000, 2500 мм). Диаметр футерованного барабана увеличивается на двойную толщину футеровки.

Длина обечайки барабана в соответствии с ГОСТ 22644–77 больше ширины ленты на 100 мм для лент шириной 300...650 мм; на 150 мм для лент 800...1000 мм; на 200 мм для лент 1200...2000 мм и на 300 мм для лент свыше 2000 мм.

Выбранный диаметр барабана проверяют по давлению ленты на барабан

$$P = \frac{360}{\alpha \pi B D_6} (F_{нб} + F_{сб}) \leq [P], \quad (6.36)$$

где  $\alpha$  – угол обхвата барабана лентой, град.;

$B$  – ширина ленты, мм;

$D_6$  – принятый диаметр барабана, мм;

$F_{нб}$ ,  $F_{сб}$  – натяжение соответственно ветви ленты набегающей и сбегающей с барабана при установившемся движении, Н;

$[P]$  – допускаемое давление, равное для резинотканевой ленты 0,2...0,3 МПа.

### **Пример расчета ленточного конвейера**

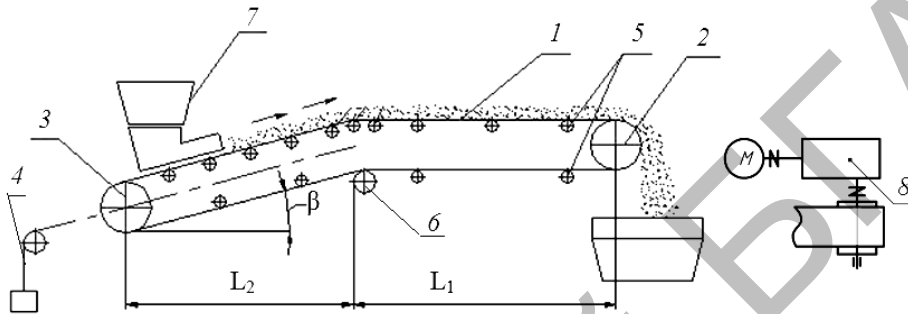
#### **Схема конвейера**

Ленточные конвейеры просты по конструкции, надежны в работе и удобны в эксплуатации. Отличаются высокой производительностью (до 30000 т/ч) при транспортировке на значительные (3...4 км в одном конвейере и до 100 в системе) расстояния и относительно небольшом расходе энергии. Поэтому они являются наиболее распространенным типом транспортирующих машин непрерывного транспорта как насыпных, так и штучных грузов. Могут быть стационарными и мобильными,



широко используются в сельскохозяйственном производстве как отдельные машины, так и в качестве составных элементов сложных машин и установок.

Конвейер состоит (рисунок 6.2) из гибкой бесконечной ленты 1, являющейся одновременно грузонесущим и тяговым органом, приводного барабана 2, натяжного барабана 3, натяжного устройства 4, поддерживающих роликов 5 на рабочей и холостой ветвях ленты, отклоняющего барабана 6, загрузочного устройства 7. Для вращения приводного барабана предназначен привод 8. Все элементы конвейера смонтированы на общей раме.



1 – лента; 2 – барабан приводной; 3 – барабан натяжной; 4 – устройство натяжное; 5 – ролики поддерживающие; 6 – барабан отклоняющий; 7 – устройство загрузочное; 8 – привод

Рисунок 6.2 – Схема ленточного конвейера

### Исходные данные

Производительность	$\Pi_M = 100$ т/ч
Длина горизонтального участка	$L_1 = 6$ м
Длина наклонного участка	$L_2 = 9$ м
Угол наклона к горизонту	$\beta = 20^\circ$
Насыпная плотность груза	$\gamma = 0,7$ т/м <sup>3</sup>
Характеристика груза: максимальный линейный размер типичных (более 10 % по массе) кусков составляет 2 мм.	

#### Определение ширины ленты

Ширина ленты  $B$  определяется по формуле

$$B = 1,1 \left( \sqrt{\frac{\Pi_M}{c V k \gamma}} + 0,05 \right),$$

где  $c$  – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения груза на ленте (таблица 6.2). Принимаем  $c = 450$ ;

$V$  – скорость перемещения груза; выбираем по таблице 6.1 в зависимости от насыпной плотности груза,  $V = 2,0$  м/с;

$k$  – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера при его наклоне к горизонту (таблица 6.3). Принимаем  $k = 0,85$ .

Тогда расчетная ширина ленты

$$B = 1,1 \left( \sqrt{\frac{100}{450 \cdot 2,0 \cdot 0,85 \cdot 0,7}} + 0,05 \right) = 0,53 \text{ м} = 530 \text{ мм.}$$

При наличии в грузе крупных кусков полученную ширину проверяют на кусковатость груза по условию

$$B \geq K_K a + 200,$$

где  $K_K$  – коэффициент крупности груза; принимаем равным  $K_K = 3,5$  (для сортированного груза  $K_K = 3,0$ ; рядового –  $K_K = 2,5$ );

$a$  – максимальный линейный размер типичных (более 10 % по массе) кусков, мм;  $a = 2$  мм.

$$K_K \cdot a + 200 = 3,5 \cdot 2 + 200 = 207 \text{ мм.}$$

Условие на кусковатость выполняется:

$$B = 530 \text{ мм} > 207 \text{ мм.}$$

Данная ширина ленты пригодна для перемещения груза.

Определенная ширина ленты округляется до ближайшей стандартной, предусмотренной ГОСТ 22644–77 (300; 400; 500; 650; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000). Принимаем  $B = 650$  мм.

Уточняем скорость движения ленты

$$V_y = V \frac{B^2}{B_{ст}^2},$$

где  $V$  – принятая скорость ленты, м/с;

$B$  – расчетная ширина ленты, мм.  $B = 530$  мм;

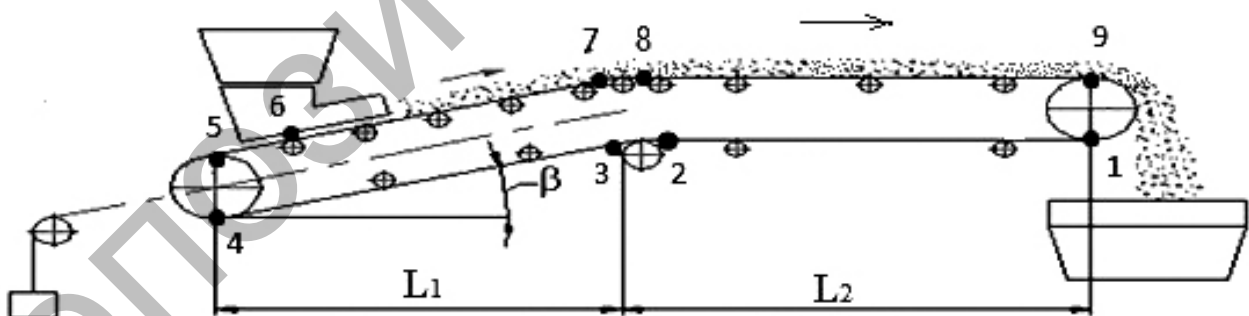
$B_{ст}$  – принятая по ГОСТ ширина ленты, мм.  $B_{ст} = 650$  мм.

$$V_y = 2,0 \cdot \frac{530^2}{650^2} = 1,33 \text{ м/с.}$$

### Определение сопротивлений передвижению ленты

При движении ленты по трассе транспортирования возникают сопротивления, на преодоление которых расходуется энергия двигателя привода. Сопротивления на отдельных участках трассы (контура конвейера) могут быть распределены по всему участку или сосредоточены на определенных участках контура с ограниченной длиной по сравнению с длиной контура. На горизонтальных участках контура сопротивление движению оказывает сила трения в опорах ленты. Эти силы возникают от веса груза, ленты и роlikоопор. На вертикальных участках контура сопротивление возникает от веса груза и ленты. Наклонные участки можем рассматривать как горизонтальный и вертикальный участки, используя принцип независимости действия сил.

Расчетная схема представлена на рисунке 6.3. Расчет натяжения ленты производится методом обхода по контуру. Натяжение ленты определяется в характерных точках 1...9, располагаемых на границах сопряжения прямолинейных и криволинейных участков контура и в местах приложения сосредоточенных нагрузок, в нашем случае в месте загрузки ленты. Принято нумеровать точки, начиная от точки 1 сбегания ленты с приводного барабана, в направлении движения ленты.



1-9 – характерные точки

Рисунок 6.3 – Расчетная схема транспортера

Сопротивление на горизонтальном участке конвейера рабочей ветви:

$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp}) L \omega_p,$$

ХОЛОСТОЙ ВЕТВИ:

$$W_x = (q_l + q_{px}) L \omega_x,$$

где  $q_r$ ,  $q_l$ ,  $q_{pp}$ ,  $q_{px}$  – погонные нагрузки от груза, ленты, роlikоопор рабочей и холостой ветвей соответственно, Н/м;

$L$  – длина участка, м;

$\omega_r$ ,  $\omega_x$  – коэффициент сопротивления движению рабочей и холостой ветвей соответственно;  $\omega_r = 0,02$ ,  $\omega_x = 0,018$ , принимается по таблице 6.4.

Рассчитываем погонные нагрузки:

погонная нагрузка от веса рассыпного груза

$$q_r = \frac{\Pi_M}{0,36 V_y},$$

$$q_r = \frac{100}{0,36 \cdot 1,33} = 208,9 \text{ Н/м};$$

погонная нагрузка от веса ленты

$$q_l = 0,011 (1,25 Z + \delta_1 + \delta_2) B,$$

где  $Z$  – число прокладок, принимаем  $Z = 3$ ;

$\delta_1$ ,  $\delta_2$  – толщина обкладок, соответственно, с рабочей и нерабочей поверхностей ленты ( $\delta_1 = 1,5 \dots 3,5$  мм, принимаем равным 2 мм,  $\delta_2 = 1 \dots 1,5$  мм, принимаем равным 1 мм);

1,25 – среднее значение толщины прокладки лент сельскохозяйственного назначения, мм;

$$q_l = 0,011(1,25 \cdot 3 + 2 + 1) 650 = 48,3 \text{ Н/м};$$

погонные нагрузки от роlikоопор

$$q_{pp} = \frac{m_{pp} g}{l_{pp}};$$

$$q_{\text{px}} = \frac{m_{\text{px}} g}{l_{\text{px}}},$$

где  $m_{\text{pp}}$ ,  $m_{\text{px}}$  – масса вращающейся части роlikоопор рабочей и холостой ветвей, кг;  
 $g$  – ускорение свободного падения;

$l_{\text{pp}}$ ,  $l_{\text{px}}$  – расстояние между роlikоопорами рабочей и холостой ветвей, м;

$$l_{\text{pp}} = 0,8 \dots 1,5 \text{ м},$$

$$l_{\text{px}} = (2 \dots 2,5) l_{\text{pp}}.$$

Принимаем  $l_{\text{pp}} = 1$  м и  $l_{\text{px}}$  соответственно 2 м. Диаметр роlikоопор выбирается в зависимости от ширины ленты (таблица 6.5).

Массу роlikоопор принимают согласно каталогам завода-изготовителя. Для учебных целей ориентировочно массу можно определить в зависимости от диаметра по таблице 6.6.

В нашем случае при скорости движения  $v = 1,33$  м/с и ширине ленты 650 мм, примем диаметр ролика равным 89 мм;

$$m_{\text{pp(px)}} = 6 \cdot B + 3 = 6 \cdot 0,65 + 3 = 6,9 \text{ кг},$$

$$q_{\text{pp}} = \frac{6,9 \cdot 9,81}{1} = 67,6 \text{ Н/м},$$

$$q_{\text{px}} = \frac{6,9 \cdot 9,81}{2} = 33,8 \text{ Н/м}.$$

Теперь определяем сопротивления на характерных участках транспортера

$$W_{1-2} = (q_{\text{л}} + q_{\text{px}}) L_2 \omega_x = (48,3 + 33,8) \cdot 9 \cdot 0,018 = 13,3 \text{ Н},$$

$$W_{3-4} = (q_{\text{л}} + q_{\text{px}}) L_1 \omega_x - q_{\text{л}} L_1 \text{tg} \beta = (48,3 + 33,8) \cdot 6 \cdot 0,018 - 48,3 \cdot \text{tg} 20 \cdot 6 = -96,6 \text{ Н},$$

$$W_{6-7} = (q_{\text{р}} + q_{\text{л}} + q_{\text{pp}}) L_1 \omega_p + (q_{\text{р}} + q_{\text{л}}) L_1 \text{tg} \beta = \\ = (208,9 + 48,3 + 67,6) \cdot 6 \cdot 0,02 + \\ + (208,9 + 48,3) \cdot 0,36 \cdot 6 = 600,7 \text{ Н},$$

$$W_{8-9} = (q_{\text{р}} + q_{\text{л}} + q_{\text{pp}}) L_2 \omega_p = \\ (208,9 + 48,3 + 67,6) \cdot 9 \cdot 0,02 = 58,5 \text{ Н}.$$

Дополнительные сопротивления возникают при огибании лентой барабанов, роликовых батарей (предназначены для планового поворота ленты); в пунктах загрузки, разгрузки и т. д. Для преодоления сопротивления натяжение ленты после участка сбегания должно быть больше на величину потерь  $W$ , чем перед участком набегания

$$F_{сб} = F_{нб} + W.$$

Для участков огибания лентой барабана, роликов и батарей роlikоопор

$$F_{сб} = K F_{нб},$$

где  $K$  – коэффициент сопротивления при огибании. Принимается равным 1,05...1,07 при угле обхвата  $180^\circ$ , 1,03...1,04 – при угле обхвата более  $90^\circ$  и 1,02...1,03 при угле обхвата до  $90^\circ$ .

Находим силы сопротивления в характерных точках транспортера.

$F_1$  – неизвестно;

$$F_2 = F_1 + W_{1-2} = F_1 + 13,3;$$

$$F_3 = F_2 \cdot K = F_1 \cdot 1,02 + 13,6;$$

$$F_4 = F_3 + W_{3-4} = F_1 \cdot 1,02 - 83,0;$$

$$F_5 = F_4 \cdot K = F_1 \cdot 1,04 - 84,7;$$

$$F_6 = F_5 + W_{загр} = F_5 + 0,1q_r (V_y^2 - V_0^2);$$

$$W_{загр} = 0,1q_{гр} (V_y^2 - V_0^2);$$

$$V_0 = 0;$$

$$W_{загр} = 0,1 \cdot 208,9 \cdot 1,33^2 = 37,0 \text{ Н};$$

$$F_6 = 1,04 F_1 - 84,7 + 37,0 = 1,04 F_1 - 47,7;$$

$$F_7 = F_6 + W_{6-7} = 1,04 F_1 - 47,7 + 600,7 = 1,04 F_1 + 553,0;$$

$$F_8 = F_7 \cdot K = F_1 \cdot 1,06 + 564,1;$$

$$F_9 = F_8 + W_{8-9} = 1,06 F_1 + 564,1 + 58,5 = 1,06 F_1 + 622,6.$$

Теперь для нахождения  $F_1$  составим систему уравнений:

$$\begin{cases} F_9 = 1,06 F_1 + 622,6; \\ F_9 = F_1 e^{f\alpha}, \end{cases}$$

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

$f = 0,3$  – коэффициент трения между лентой и приводным барабаном (таблица 6.7);

$\alpha$  – угол обхвата лентой ведущего барабана, рад;  $\alpha = 3,14$ .

Решаем систему:

$$2,71^{3,14 \cdot 0,3} \cdot F_1 = 1,06 F_1 + 622,6.$$

$$F_1 = 412,3 \text{ Н.}$$

Находим остальные силы натяжения ленты в точках контура.

$$F_2 = F_1 + 13,3 = 412,3 + 13,3 = 425,6 \text{ Н;}$$

$$F_3 = F_1 \cdot 1,02 + 13,6 = 412,3 \cdot 1,02 + 13,6 = 434,1 \text{ Н;}$$

$$F_4 = F_1 \cdot 1,02 - 83,0 = 412,3 \cdot 1,02 - 83,0 = 337,5 \text{ Н;}$$

$$F_5 = F_1 \cdot 1,04 - 87,7 = 412,3 \cdot 1,04 - 87,7 = 344,1 \text{ Н;}$$

$$F_6 = F_1 \cdot 1,04 - 47,7 = 412,3 \cdot 1,04 - 47,7 = 381,1 \text{ Н;}$$

$$F_7 = F_1 \cdot 1,04 + 553,0 = 412,3 \cdot 1,04 + 553,0 = 981,8 \text{ Н;}$$

$$F_8 = F_1 \cdot 1,06 + 564,1 = 412,3 \cdot 1,06 + 564,1 = 1001,1 \text{ Н;}$$

$$F_9 = F_1 \cdot 1,06 + 622,6 = 412,3 \cdot 1,06 + 622,6 = 1059,6 \text{ Н.}$$

С целью увеличения срока службы ленты и обеспечения работоспособности конвейера прогиб ленты между роликами не должен превышать допустимого:

$$y_{max} = (0,025 \dots 0,0125) l_{pp};$$

$$y_{max} = 0,025 \cdot 1 = 0,025 \text{ м;}$$

$$y_{max} \leq [y];$$

$$[y] = \frac{(q_r + q_n) l_{pp}^2 \cos \beta}{8 F_{min}};$$

$$F_{min} \geq (4 \dots 5) (q_n + q_r) l_{pp} \cos \beta;$$

$$F_{min} \geq (4 \dots 5) (q_n + q_r) l_{pp} \cos \beta = 5 \cdot (208,9 + 48,3) \cdot 1 \cdot \cos 20 = 1208,4 \text{ Н.}$$

Так как  $F_{min} > F_5$  и при этом будет недопустимый прогиб ленты на рабочей ветви, проведем перерасчет. Принимаем  $F_5 = 1210 \text{ Н}$ .

$$F_6 = F_5 + W_{загр} = 1210 + 37 = 1247 \text{ Н;}$$

$$F_7 = F_6 + W_{6-7} = 1247 + 600,7 = 1847,7 \text{ Н;}$$

$$F_8 = F_7 \cdot K_\alpha = F_7 \cdot 1,03 = 1,03 \cdot 1847,7 = 1903,1 \text{ Н;}$$

$$F_9 = F_8 + W_{8-9} = 1903,1 + 58,5 = 1961,6 \text{ Н;}$$

$$F_4 = \frac{F_5}{K_\alpha} = \frac{1210}{1,05} = 1152,4 \text{ Н};$$

$$F_3 = F_4 + W_{3-4} = 1152,4 - 96,6 = 1055,8 \text{ Н};$$

$$F_2 = \frac{F_3}{K_\alpha} = \frac{1055,8}{1,02} = 1035,1 \text{ Н};$$

$$F_1 = F_2 + W_{1-2} = 1035,1 + 13,3 = 1048,4 \text{ Н}.$$

### Определение мощности и подбор электродвигателя

Для подбора электродвигателя определяем усилие на приводном барабане

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{нб}} - F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}},$$

где  $F_{\text{доп}} = K_{\text{пр}} (F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}})$  – дополнительная сила для преодоления потерь на приводном барабане от сил трения в опорах и жесткости ленты;

$K_{\text{пр}} = 0,04 \dots 0,08$  – коэффициент сопротивления (меньшие значения принимаются для опор на подшипниках качения, большие – скольжения).

$$F_{\text{доп}} = 0,04 (F_9 + F_1) = 0,04 \cdot 3010,0 = 120,4 \text{ Н},$$

$$F_{\text{пр}} = F_9 - F_1 + F_{\text{доп}} = 1961,6 - 1048,4 + 120,4 = 1033,6 \text{ Н}.$$

Мощность двигателя равна

$$P_{\text{дв}} = 1,1 \frac{F_{\text{пр}} V_y}{1000 \eta_{\text{пр}}},$$

где 1,1 – коэффициент запаса мощности на неучтенные потери и преодоление динамических нагрузок;

$V_y$  – скорость ленты, м/с;

$\eta_{\text{пр}} = 0,8 \dots 0,9$  – коэффициент полезного действия привода.

$$P_{\text{дв}} = 1,1 \frac{1033,6 \cdot 1,33}{1000 \cdot 0,85} = 1,8 \text{ кВт}.$$

По ГОСТ 19523–81 (приложение В) выбираем электродвигатель по расчетной мощности: 4А112МА8УЗ, мощность 2,2 кВт, синхронная частота вращения 750 мин<sup>-1</sup>, номинальная частота вращения 720 мин<sup>-1</sup>.



Определяем число прокладок ленты. В качестве тяговой принимаем ленту БКНЛ-65 ГОСТ 1970–70, для которой по таблице 6.8 коэффициент  $K = 5,5$  Н/мм.

$$Z = \frac{F_{max}}{K B} = \frac{1961,6}{5,5 \cdot 650} = 0,55.$$

Оставляем ранее принятое число прокладок в ленте  $Z = 3$ . Тогда диаметр барабана

$$D_{\sigma} = k Z.$$

При коэффициенте  $k = 125$  (таблица 6.9) и числе прокладок  $Z = 3$ , диаметр приводного барабана

$$D_{\sigma} = k Z = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное значение

$$D_{\sigma} = 400 \text{ мм.}$$

Частота вращения барабана

$$n_{\sigma} = \frac{60 V_y}{\pi D_{\sigma}} = \frac{60 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 0,4} = 63,5 \text{ мин}^{-1},$$

а передаточное число привода

$$U_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_{\sigma}} = \frac{720}{63,5} = 11,3.$$

Выбираем редуктор с передаточным числом  $U_p = 8,0$ . Тогда передаточное число открытой передачи будет равно

$$U_{рем} = \frac{U_{пр}}{U_p} = \frac{11,3}{8} = 1,4.$$

Расчет натяжного винтового устройства ведем по силе, действующей на него

$$F_{\text{нат}} = F_4 + F_5 + F_{\text{доп}} = 1210 + 1152,4 + 200 = 2562,4 \text{ Н},$$

где  $F_4, F_5$  – натяжение ленты в точках набегания на натяжной барабан и сбегания с него соответственно;

$F_{\text{доп}} = (150 \dots 200) \text{ Н}$  – дополнительное усилие для преодоления сил трения на передвижение ползуна или тележки.

Для двух натяжных винтов расчетное усилие одного винта

$$F_{\text{в}} = (1,5 \dots 1,8) 0,5 F_{\text{нат}} = 1,8 \cdot 1,5 \cdot 2562,4 = 2306,1 \text{ Н}.$$

Винт, работающий на сжатие и имеющий длину  $L_{\text{нат}} > 10d_1$ , рассчитываем на продольную устойчивость по формуле

$$d_1 \geq 0,12 \sqrt[4]{F_{\text{в}} L_{\text{нат}}^2} = 0,12 \sqrt[4]{2306 \cdot 300^2} = 14,4 \text{ мм},$$

где ход натяжки  $L_{\text{нат}} = (0,01 \dots 0,02) L_{\text{тр}}$ ;

$L_{\text{тр}} = L_1 + L_2$  – длина транспортера, мм.

$$L_{\text{нат}} = 0,02 (6000 + 9000) = 300 \text{ мм}.$$

Принимаем винт с резьбой М 16.

## 7 Методика расчета винтового транспортера

Рекомендуемые частоты вращения винта горизонтальных и наклонных транспортеров приведены в таблице 7.1.

Диаметр винта можно определить из уравнения производительности

$$\Pi_M = 47D^3 K_D \psi n_B \gamma K_\beta, \quad (7.1)$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{\Pi_M}{47K_D \psi n_B \gamma K_\beta}}, \quad (7.2)$$

где  $\Pi_M$  – расчетная производительность транспортера, т/ч;

$K_D = (0,8 \dots 1,2)$  – отношение шага винта к его диаметру;

$n_B$  – частота вращения винта,  $\text{мин}^{-1}$ , (таблица 7.1);

$\psi$  – коэффициент заполнения желоба, (таблица 7.1);

$\gamma$  – плотность насыпного груза,  $\text{т/м}^3$ ;

$K_\beta$  – коэффициент снижения производительности в зависимости от угла наклона транспортера (таблица 7.2)

Таблица 7.1 – Рекомендуемые частоты вращения горизонтальных и наклонных транспортеров

Насыпной груз	Коэф.-т заполнения	Частота вращения вала винта	Насыпной груз	Коэф.-т заполнения	Частота вращения вала винта
Гипс	0,125	50...120	Полужидкие кормовые смеси	0,25	100...300
Глина сухая	0,125	40...80			
Зола	0,125	40...120	Гранулированные минеральные удобрения	0,25	200...500
Известь	0,125	50...120			
Древесные опилки	0,4	50...120	Запаренный картофель	0,32	5...25
Песок сухой	0,125	40...100	Силос, резка соломы, опилки	0,32	80...200
Соль каменная	0,25	65...100			
Угольная пыль	0,32	50...120	Удобрения, навоз	0,25	60...80
Цемент	0,125	40...120	Кормовые смеси		150...600
Зерно, комбикорм, отруби	0,4	100...700	Жидкий навоз	0,25	500...700
Картофель	0,25	100...200			

Таблица 7.2 – Коэффициент производительности в зависимости от угла наклона транспортера

$\beta$	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90
$K_\beta$	0,9	0,8	0,7	0,65	0,58	0,52	0,48	0,44	0,4	0,34	0,3

Полученный диаметр винта округляют до значений стандартного ряда. Диаметр винта выбирают из ряда: 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500 и 630 мм (ГОСТ 2037–82) и проверяют по соотношению  $D > (4...10) a$ , где  $a$  – размер куска груза.

#### Определение сопротивлений и мощности

В процессе работы шнека расходуется мощность на преодоление: сопротивлений;  $P_1$  – трение груза о винт,  $P_2$  – трение груза о желоб;  $P_3$  – трение в упорном подшипнике;  $P_4$  – на трение в радиальных подшипниках.

Для предварительного определения мощности используют упрощенную формулу в виде

$$P = (K_D \Pi_M K_M / 367)(L w_0 + H), \quad (7.3)$$

где  $K_D = (1,05...1,4)$  – коэффициент потерь на перемешивание и дробление груза;

$L_T$  – перемещение по горизонтали, м;

$H$  – высота подъема груза, м;

$K_M$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона, таблица 7.3;

$w_0$  – коэффициент сопротивления, таблица 7.4.

Таблица 7.3 – Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера

$\beta$	0...20	20...25	25...30	30...35	35...40	40...45	45...90
$K_M$	1,0	1,05	1,13	1,2	1,32	1,4	2...3

Таблица 7.4 – Коэффициент сопротивления

Материал	$w_0$
Пшеница, мука, овес, просо, отруби, опилки	1,2
Сахар, жом влажный	2,0
Соль каменная, земля, костная мука, удобрения	2,5
Цемент, песок, зола влажная, соль повареная, глина, уголь	4,0

Мощность двигателя определяется с учетом возможных перегрузок

$$K_0 = 1,3...1,5 \text{ и КПД } \eta = 0,8...0,85$$

$$P_g = K_0 \frac{P}{\eta}. \quad (7.4)$$

Вал рассматриваем как балку на двух опорах, на который действуют: вращающий момент

$$T_{кр} = 9550 \frac{P}{n};$$

осевая сила

$$F_a = \frac{2T_{кр}}{d_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}; \quad (7.5)$$

окружная сила

$$F_t = \frac{2 T_{кр}}{D};$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $d_1 = (0,7 \dots 0,8) D$ ;

$\alpha$  – угол подъема винтовой линии  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{k S}{D}$ ;

$K$  – коэффициент, равный  $0,4 \dots 0,45$ ;

$S$  – шаг винта;

$\varphi$  – угол трения между поверхностями винта и грузом  $\varphi = \operatorname{arctg} f$ ;

$f$  – коэффициент трения груза о желоб (для зерновых –  $0,4 \dots 0,6$ , для муки –  $0,65$ ).

Силы осевая, окружная и радиальная прикладываются в середине длины вала.

Эквивалентный момент на валу определяется по формуле

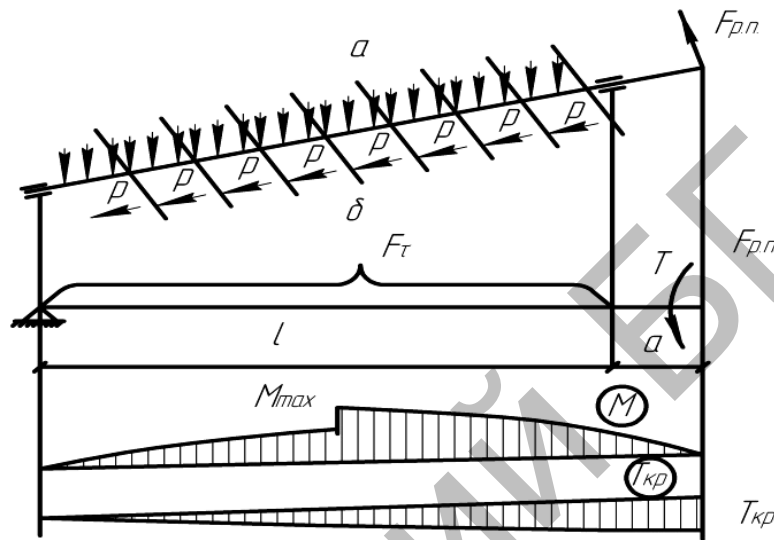
$$M_{эkv} = \sqrt{M_{\max}^2 + T_{кр}^2}. \quad (7.6)$$

Диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1 (1-\beta)^4 [\sigma_{\text{из}}]}} \quad (7.7)$$

где  $\beta$  – коэффициент, для сплошного  $\beta = 1$ , а для полого вала  $\beta = 0,8$ .

Расчетная схема вала имеет вид.



$a$  – фактическое нагружение;  $b$  – расчетное нагружение

Рисунок 7.1 – Расчетная схема

### Расчет механизма изменения угла наклона транспортера с ручным приводом

Механизм изменения угла наклона транспортера 1 (рисунок 7.2) включает опорные колеса 2 транспортера, шарнирно связанные со штангами 3 и 4. Штанга 3 подвижно соединена с ползуном 5, имеющим возможность двигаться параллельно транспортеру, например, по направляющей 6, установленной на раме транспортера. Штанга 4 шарнирно соединена с рамой транспортера. Ползун может перемещаться по направляющей с помощью каната 7, наматывающегося на барабан 8 и установленного на раме транспортера.

При перемещении ползуна под действием силы  $F_H$  ходовая тележка с колесами 2 подкатывается под транспортер и под действием силы  $F_P$  угол установки транспортера увеличивается.

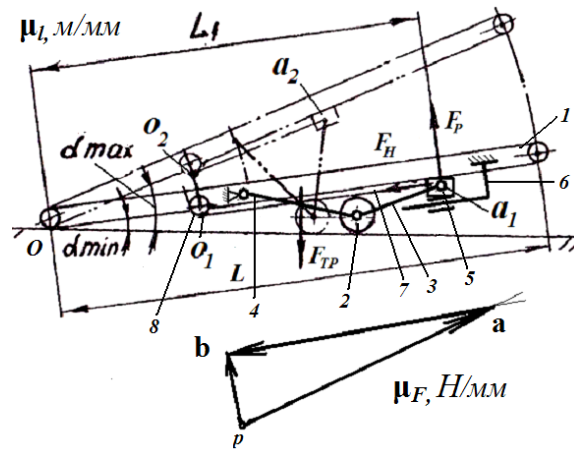


Рисунок 7.2 – Расчетная схема механизма изменения угла наклона транспортера

Расчет механизма производится в такой последовательности:

1. Вычертить (рисунок 7.2) транспортер в двух положениях (план положений), соответствующих минимальному углу наклона  $\alpha_{min} = 8...10^\circ$  и максимальному  $\alpha_{max}$  (по заданию), в масштабе  $\mu_l = \frac{1}{10} \dots \frac{1}{50}$  м/мм.

2. Определить значение силы  $F_H$ , необходимой для перемещения ползуна и увеличения угла наклона транспортера.

При известном погонном весе  $q = 200...400$  Н/м транспортера длиной  $L$  его вес будет равен:  $F_{TP} = q L$ . Значение силы  $F_p$ , приложенной к ползуну и необходимой для увеличения угла наклона транспортера, найдется из выражения

$$F_p = \frac{F_{TP} L}{2 L_1}.$$

Последнее уравнение получено из выражения равенства нулю суммы моментов сил относительно точки  $O$ , действующих на транспортер для изменения его угла наклона.

Построим силовой треугольник в масштабе  $\mu_F = \frac{1}{20} \dots \frac{1}{50}$  Н/мм.

Изобразим в выбранном масштабе  $\mu_F$  силу. Для этого из полюса  $p$  в направлении действия силы  $F_p$  отложим отрезок  $pb$  длиной

$$[pb] = F_p \mu_F.$$

Из полюса  $p$  проведем линию, параллельную транспортеру, т. е. под углом к горизонту. Далее из полюса  $p$  проведем линию, параллельную штанге 2, т. е. по направлению действия силы в штанге. Найдём точку  $b$  пересечения двух линий.

Отрезок  $ab$  будет представлять в выбранном масштабе  $\mu_F$  значение силы  $F_H$ , необходимой для увеличения угла наклона транспортера

$$F_H = [ab] \mu_F.$$

3. Принять ручной привод механизма изменения угла наклона транспортера (рисунок 7.3).

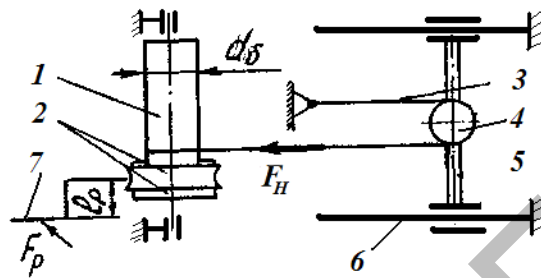


Рисунок 7.3 – Механизм изменения наклона транспортера

Механизм изменения наклона (рисунок 7.3) включает барабан 1, червячную передачу 2, стальной канат 3, блок 4, ползун 5, направляющие 6. Вращение червяка червячной передачи осуществляется вручную посредством рукоятки 7. Барабан установлен на раме транспортера. Стальной канат перекинут через блок, один конец стального каната наматывается на барабан, второй закреплен на раме транспортера. Блок закреплен на ползуне. Ползун может двигаться по направляющим. Направляющие закреплены на раме транспортера. В данной конструкции выигрыш в силе при вращении рукоятки обеспечивается применением одинарного полиспаста.

При наматывании каната на барабан ползун перемещается по направляющим в сторону действия силы  $F_H$ . Этим обеспечивается увеличение угла наклона транспортера. Уменьшение угла наклона будет осуществляться под действием силы веса транспортера при вращении рукоятки в обратную сторону.

4. При известном усилии  $F_H$  определить разрывное усилие, необходимое для подбора каната

$$F_{\text{разр}} = K F_{\text{max}} = \frac{F_H}{i_n \eta_n},$$

где  $i_n$  – кратность полиспаста. Для одинарного полиспаста  $i_n = 2$ ;

$\eta_n$  – КПД полиспаста. Для одинарного полиспаста  $\eta_n = 0,9$ ;

$K = 4 \dots 4,5$  – коэффициент запаса каната.



5. Принять стандартный канат диаметром  $d_k$ , для которого разрывное усилие будет не менее найденной величины  $F_{\text{разр}}$ .

$$D_{\delta} = d_k (h_1 - 1), l = \left( \frac{\Delta l i_{\text{II}}}{\pi D_0} + (4 \dots 5) \right) d_k, D_0 = D_{\delta} + d_k,$$

где  $h_1$  – коэффициент, при ручном приводе принимается равным 14;

$D_0$  – расчетный диаметр барабана;

$\Delta l = l_1, l_2$  – длина наматываемого каната, равная величине перемещения ползуна при изменении угла наклона транспортера. Из масштабной схемы транспортера

$$l_1 = O_1 a_1 \mu_i; l_2 = O_2 a_2 \mu_l.$$

Определить параметры червячной передачи.

Общее передаточное число червячной передачи:

$$u_{\text{общ}} = \frac{T_{\delta}}{T_p \eta_m},$$

где  $T_{\delta} = F_{\text{max}} \frac{D_0}{2}$  – вращающий момент на барабане.

Вращающий момент, создаваемый рабочим при вращении рукоятки,  $T_p = F_{\text{раб}} l_p$ , где усилие, создаваемое рабочим  $F_{\text{раб}} = 100 \dots 150$  Н, плечо рукоятки  $l_p = 300$  мм;  $\eta_m = 0,7$  – КПД червячной передачи.

Если  $u_{\text{общ}} \geq 28$ , то применяют самотормозящую червячную передачу с однозаходным червяком. В противном случае нужно в приводе установить останов (например, храповой).

Далее следует рассчитать геометрические параметры червячной передачи, проверить передачу на прочность, рассчитать диаметры валов червячного колеса и барабана на статическую прочность, спроектировать валы, произвести их уточненный расчет, подобрать подшипники и проверить их по грузоподъемности и на соответствие рекомендациям учебного курса «Детали машин».

## 8 Методика расчета ковшовых элеваторов

В основу расчета положена формула производительности

$$\Pi_{\text{м}} = 3,6 \gamma V \frac{i_0}{t_{\text{к}}} \psi, \quad (8.1)$$

где  $V$  – скорость тягового органа, м/с;

$i_0$  – емкость ковша, л;

$t_{\text{к}}$  – шаг расстановки ковшей, м;

$\gamma$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;

$\psi$  – коэффициент заполнения ковша.

Исходя из данной формулы, погонная вместимость ковша равна

$$i_{\text{п}} = \frac{i_0}{t_{\text{к}}} = \frac{\Pi_{\text{м}}}{3,6 V \gamma \psi}. \quad (8.2)$$

Типы ковшей приведены на рисунке 8.1.

Скорость тягового органа  $V$ , насыпная плотность груза  $\gamma$ , коэффициент заполнения ковша и тип ковша выбираются по таблице 8.1.

Размеры ковшей приведены в таблице 8.2.

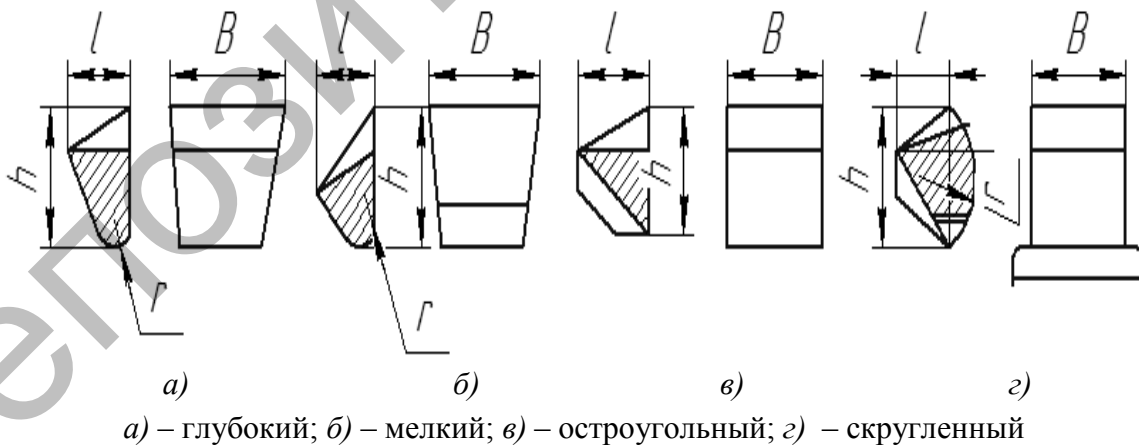


Рисунок 8.1 – Типы ковшей

При отклонении расчетного и табличного значений погонных вместимостей ковшей уточняют скорость движения тягового органа

$$V_y = \frac{\Pi_M}{3,6 i_0 \gamma \psi}, \quad (8.3)$$

где  $i_0$  – табличное значение погонной вместимости ковша.

Определяем погонные нагрузки:  
от веса груза

$$q_r = \frac{\Pi_M}{0,36 V_y}; \quad (8.4)$$

от веса тягового органа и ковшей

$$q_o = K \Pi_M, \quad (8.5)$$

где  $K$  – коэффициент, значения которого принимают в зависимости от используемого тягового органа:

$K = 0,4 \dots 0,6$  – если в качестве тягового органа принята лента;

$K = 0,6 \dots 1,0$  – если в качестве тягового органа принята цепь;

$K = 0,8 \dots 1,2$  – если в качестве тягового органа приняты две цепи. Их принимают при ширине ковша  $B \geq 320$  мм.

Таблица 8.1 – Рекомендации по выбору типа элеватора, типа и скорости движения ковшей

Характеристика насыпных грузов	Примеры характерных грузов	Рекомендуемый тип элеватора	Тип ковша	Средний коэффициент заполнения ковша	Скорость, м/с		Плотность груза, т/м <sup>3</sup>
					ленты	цепи	
1	2	3	4	5	6	7	8
Пылевидные сухие	Цемент, мука фосфорная	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1,25...2	-	1,0...1,3
	Пищевые продукты, помола зерна (мука, комбикорма)	Быстроходный, с центробежно-самотечной разгрузкой	М	0,85	1...1,4	-	0,45...0,6

Окончание таблицы 8.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Пылевидные и зернистые влажные, плохосыпучие	Земля, песок, мел в порошке, химикаты	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	М	0,6	1...2	0,8...2,0	1,2
Зернистые и мелкокустовые, малоабразивные	Древесные опилки, щепа, сухая глина в комках; торф фрезерный, зерно	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,8	125...2	1,0...1,6	0,16...0,32
	Сода	Тихоходный, со свободной самотечной разгрузкой	Г	0,8 (боковое крепление цепей)	-	0,4...1,0	0,4...1,0
Зернистые и мелкокустовые, абразивные	Гравий, руда, шлаки	Тихоходный, с самотечной направленной разгрузкой	О; С	0,8	0,4...0,8	0,4...0,63	1,6...1,9
	Песок, зола, земля, порода	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,8	1...2	-	1,4...1,6
Средне- и крупнокустовые ( $\alpha > 60$ мм), малоабразивные	Каменный уголь	Тихоходный, с самотечной направленной разгрузкой	О; С	0,6...0,8	-	0,4...0,63	0,65...0,8
	Кусковой торф	Быстроходный, с центробежной разгрузкой	Г	0,6...0,7	-	0,8...1,6	0,35...0,5

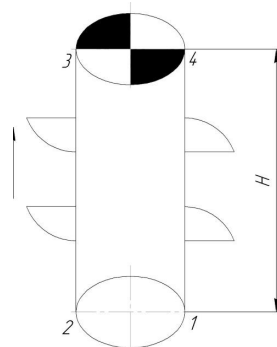
Таблица 8.2 – Типы, обозначение и основные размеры ковшей элеватора (ГОСТ 2036–77)

Тип ковшей	Обозначение ковшей	Внутренние размеры ковшей, мм				Вместимость ковша на линии x-x, $\pi$ ( $\pm 2\%$ )
		<i>B</i>	<i>t</i>	<i>h</i>	<i>r</i>	
1	2	3	4	5	6	7
Глубокие	Г	100	75	80	25	0,2
		125	90	95	30	0,4
		160	105	110	35	0,6
		200	125	135	40	1,3
		250	140	150	45	2,0

## Окончание таблицы 8.2

1	2	3	4	5	6	7
		320	175	190	55	4,0
		400	195	210	60	6,3
		500	235	255	75	12,0
		650	250	265	85	16,8
Мелкие	М	100	50	65	25	0,1
		125	65	85	30	0,2
		160	75	100	35	0,35
		200	95	130	40	0,75
		250	120	160	55	1,4
		320	145	190	70	2,7
		400	170	220	85	4,2
		500	195	250	100	6,8
Остроуголь- ные	О	160	105	155	-	0,65
		200	125	195	-	1,3
		250	140	195	-	2,0
		320	165	245	-	4,0
		400	225	310	-	7,8
Скругленные	С	320	165	235	60	6,4
		400	215	305	80	14,0
		500	270	385	100	28,0
		650	340	485	125	60,0
		800	435	615	160	118,0
		1000	435	615	160	148,0

Тяговый расчет элеватора методом обхода по контуру начинают с точки 1 (рисунок 8.2), в которой будет минимальное натяжение тягового органа.



1 – точка сбегания ленты или цепи с приводного барабана или звездочки; 2 – точка набегания ленты или цепи на натяжной барабан или звездочку; 3 – точка сбегания ленты или цепи с натяжного барабана или звездочки; 4 – точка набегания ленты или цепи на приводной барабан или звездочку

Рисунок 8.2 – Расчетная схема ковшового элеватора

По таблице 8.3 в зависимости от погонной вместимости ковша определяется вместимость и шаг расстановки ковша.

Таблица 8.3 – Вместимость и рекомендуемый шаг ковшей

Тип ковшей								Шаг ковшей, мм
глубокий		мелкий		остроугольный		скругленный		
$i_{п}^*$	$i_{о}^{**}$	$i_{п}$	$i_{о}$	$i_{п}$	$i_{о}$	$i_{п}$	$i_{о}$	
-	-	-	-	4,06	0,65	-	-	160
1	0,2	0,5	0,1	6,5	1,3	-	-	200
-	-	-	-	10	2	-	-	200
-	-	-	-	16	4	25,6	6,4	250
1,3	0,4	0,66	0,2	24,4	7,8	43,7	14	320
2	0,6	1,17	0,35	-	-	-	-	320
3,24	1,3	1,87	0,75	40	16	70	28	400
5	2	3,5	1,4	-	-	-	-	400
8	4	5,4	2,7	-	-	120	60	500
12,6	6,3	8,4	4,2	-	-	-	-	500
19	12	-	-	-	-	187	118	630
-	-	-	-	-	-	235	148	630

\* Погонная вместимость ковшей, л/м.  
\*\* Вместимость ковша, л.

Если тяговый орган лента, то

$$F_1 = F_{min}. \quad (8.6)$$

Если тяговый орган цепь, то

$$F_1 \geq 500 \text{ Н}. \quad (8.7)$$

Натяжение в точке 2 равно:

$$F_2 = K_{\alpha} F_1 + F_{зач}, \quad (8.8)$$

где  $K = 1,05 \dots 1,07$  – коэффициент увеличения натяжения тягового органа от сопротивления на поворотном участке;

$F_{зач}$  – сопротивление зачерпыванию груза, Н.

$$F_{\text{зач}} = q_{\Gamma} K_{\text{зач}}, \quad (8.9)$$

где  $K_{\text{зач}}$  – коэффициент зачерпывания (таблица 8.4).

Натяжение в точке 3

$$F_3 = F_2 + (q_{\Gamma} + q_0) H, \quad (8.10)$$

где  $H$  – высота подъема груза, м.

Таблица 8.4 – Ориентировочное значение коэффициента  $K_{\text{зач}}$

Вид груза	Тип конвейера									
	ленточный и одноцепной					двухцепной				
	при скорости движения ковшей, м/с									
	0,5	0,75	1,0	1,25	1,6	0,5	0,75	1,0	1,25	1,6
Пылевидный, порошкообразный, зернистый, мелкозернистый	1,5	2	2	2,5	3	1	1,2	1,3	1,5	2
Средне- и крупнокусковой	2,5	3	3	4	5	1,5	1,7	1,7	2,5	3

Натяжение в точке 4

$$F_4 = F_1 + q_0 H. \quad (8.11)$$

Для ленточного элеватора во избежание скольжения ленты по барабану необходимо, чтобы

$$F_3 \leq F_4 \cdot e^{f\alpha}, \quad (8.12)$$

где  $e = 2,71$ ;

$f$  – коэффициент трения между лентой и шкивом;

$\alpha$  – угол обхвата лентой шкива.

Решив систему

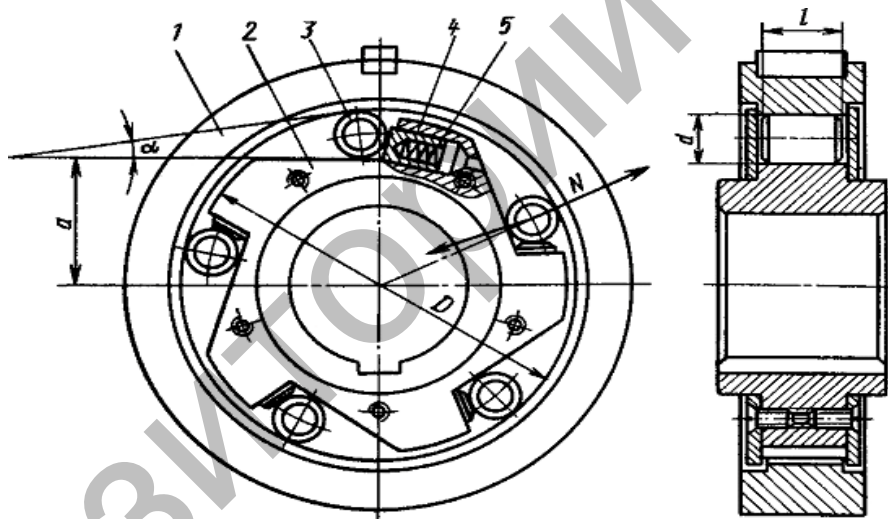
$$\begin{cases} F_3 = K_{\alpha} F_1 + F_{\text{зач}} + (q_{\Gamma} + q_0) H, \\ F_3 = (F_1 + q_0 H) e^{f\alpha}, \end{cases}$$

определяют  $F_1$  и численные значения сил натяжения тягового органа во всех точках.

Расчеты привода, натяжного устройства и проверка тягового органа проводятся так же, как для ленточного и цепного транспортеров.

Для предотвращения обратного движения тягового органа ковшовые элеваторы снабжаются остановами. Наиболее часто применяется роликовый останов.

Роликовый останов состоит из неподвижного корпуса 1, втулки 2 и расположенных в клиновых пазах роликов 3 (рисунок 8.3). При вращении втулки 2 против часовой стрелки (на подъем груза) силы трения увлекают ролики 3 в более широкую часть паза, обеспечивая свободное вращение вала механизма. В случае обратного направления вращения те же силы трения увлекают ролики в узкую часть клинового паза, что приводит к их заклиниванию в пазах и остановке вала механизма. Более быстрое и плавное заклинивание обеспечивают пружины 5 и штифты 4, дополнительно поджимающие ролики в клиновую часть паза. Роликовые остановы применяют в неревверсивных подъемно-транспортных машинах, например, элеваторах, в которых они удерживают в неподвижном состоянии ковши при отключении питания.



1 – корпус; 2 – втулка; 3 – ролик; 4 – штифт; 5 – пружина

Рисунок 8.3 – Останов роликовый

Внутренний диаметр корпуса при числе роликов  $z = 4 \dots 6$  из условия контактной прочности будет равен

$$D \approx 0,44 \sqrt{\frac{T_{кр}}{z}}, \quad (8.13)$$

где  $T_{кр}$  – крутящий момент на валу роликового останова, Н·мм;

$Z$  – число принятых роликов.



При этом коэффициент пропорциональности принят при средних рекомендуемых значениях диаметра и длины ролика и угле заклинивания  $\beta$ .

Размеры ролика:

диаметр ролика, мм

$$d_p = \frac{D}{7...15};$$

длина ролика  $l_p = (1,25...3) d_p$ , мм;

угол заклинивания  $\beta = 6...8^\circ$  ( $\beta \leq 15^\circ$ ).

Производим проверку останова на контактную прочность контактирующих поверхностей

$$q = \frac{F_N}{l} = \frac{2T_{кр}}{D l_p z} \leq [q], \quad (8.14)$$

где  $f = 0,15$  – коэффициент трения между контактирующими поверхностями;

$[q]$  – допускаемые контактные напряжения для материала корпуса останова и ролика, Н/мм.

## 9 Методика расчета механизма изменения угла наклона транспортера тяжелой конструкции

Механизм изменения угла наклона транспортера 1 (рисунок 9.1) включает опорные колеса 2 транспортера, стойку 3, одинарного полиспаста в составе барабана 4 со штурвалом 5, каната 6, направляющего блока 7, подвижного блока 8. Опорные колеса 2 закреплены на транспортере 1 через шарнирно соединенную с ним штангу 9. Барабан 4 и подвижный блок 8 установлены на раме транспортера. Направляющий блок 7 закреплен в верхней части стойки 3. Один конец каната 6 закреплен на барабане 4 и может на него наматываться, другой – на стойке 3.

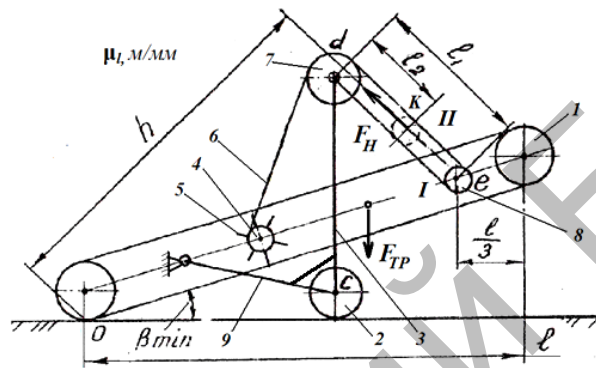


Рисунок 9.1 – Схема транспортера (план положения)

При вращении штурвала канат наматывается на барабан, подвижный блок перемещается из положения I в положение II. В результате угол установки транспортера  $\beta$  увеличивается. Уменьшение угла наклона будет осуществляться под действием силы веса транспортера при вращении штурвала в обратную сторону.

Расчет механизма производится в такой последовательности:

1. Вычертить транспортер в масштабе  $\mu_l = \frac{1}{10} \dots \frac{1}{50}$  м/мм при минимальном угле наклона  $\beta_{min} = 8 \dots 10^\circ$ .

2. Выбрать точку  $e$  закрепления полиспаста на расстоянии  $1/3 l$  от оси ролика транспортера и принять высоту  $e_d$  стойки 1000...2000 мм. Разместить барабан со штурвалом на раме транспортера.

3. Определить плечо  $h$  из схемы транспортера и определить усилие  $F_H$ , необходимое для изменения угла наклона транспортера из условия равновесия транспортера

$$\sum m_0(F) = 0, F_H h - F_H \frac{l}{2} = 0, F_H = \frac{F_{тр} l}{2h},$$

где  $F_{тр} = q l$  – вес транспортера. Погонный вес транспортера  $q$  принять равным около 400...600 Н/м.

4. Определить кратность полиспаста по уравнению:

$$i_n = \frac{F_H D_6}{F_{\text{раб}} D_{\text{шт}} \eta_n},$$

где  $D_6 = 100$  мм – диаметр барабана;

$F_{\text{раб}} = 120 \dots 150$  Н – усилия рабочего;

$D_{\text{шт}} = 400 \dots 800$  мм – диаметр штурвала;

$\eta_n = 0,7 \dots 0,75$  – КПД полиспаста.

Округлить  $i_n$  до целого числа в большую сторону.

5. При известном усилии  $F_H$  определить разрывное усилие, необходимое для подбора каната

$$F_{\text{раб}} = K F_{\text{max}}, \quad F_{\text{max}} = \frac{F_H}{2i_n \eta_n},$$

где  $i_n$  – кратность полиспаста;

$K = 4 \dots 4,5$  – коэффициент запаса прочности каната.

6. Принять стандартный канат диаметром  $d_k$ , для которого разрывное усилие не менее найденной величины  $F_{\text{раб}}$ .

7. При известной кратности полиспаста проверить возможность применения барабана с  $D_6 = 100$  мм. Применение барабана с указанным диаметром возможно при выполнении условия:

$$D_6 = 100 \geq d_k (h_1 - 1).$$

Принимают  $h_1 = 14$ .

8. Определить длину участка барабана  $b$  для навивки каната:

$$b = \left( \frac{(l_1 - l_2) i_n}{\pi (D_6 + d_k)} + (4 \dots 5) \right) d_k.$$

Длина наматываемого каната равна величине перемещения подвижного блока при изменении угла наклона транспортера. Из масштабной схемы транспортера

$$l_1 = [de] \mu_i; \quad l_2 = [dk] \mu_i.$$

## 10 Оформление конструкторской документации

Курсовая работа, выполняемая студентом, представляет собой совокупность документов: графических (чертежей, схем) и текстовых (спецификаций, ведомостей, расчетов, пояснительной записки и т. п.).

Правила и порядок разработки, оформления и обращения этих документов установлены комплексом стандартов ЕСКД и учебно-методическим пособием БГАТУ «Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ)» [12].

### Оформление пояснительной записки

**Обложка** переплета пояснительной записки курсовой работы должна быть фабричного изготовления, например, папка-скоросшиватель.

**Титульный лист** является первой страницей пояснительной записки. Он выполняется на бланке установленной формы. На титульном листе рамки не выполняются, штамп основной надписи не приводят.

**Задание на курсовую работу** является основанием разрабатываемого проекта. Задание выполняется на бланке установленного образца, который выдается руководителем курсовой работы. Задание утверждается заведующим кафедрой. При получении задания студент ставит свою подпись на нем.

**Ведомость** комплекта проектной документации является сводным перечнем всех материалов, разработанных при проектировании.

**Реферат** – это краткая характеристика курсовой работы, предназначенная для предварительного ознакомления с проектом и отражающая основное содержание работы с точки зрения ее достоинств и достижения поставленной цели.

Текст реферата пишется на стандартном листе, оформленном рамкой. Основную надпись на данном листе не помещают. Номер страницы не проставляют.

Заголовок «Реферат» пишется с прописной буквы и располагается на отдельной строке симметрично тексту.

Объем реферата – не более одной страницы. В начале указывают объем проектной документации: перечисляют общий объем текстовых материалов с выделением в том числе иллюстраций (эскизов, рисунков, таблиц и т. п.); указывают объем графической части курсовой работы, количество использованных

источников. Далее приводят ключевые слова. Перечень ключевых слов должен включать от 5 до 15 слов или словосочетаний из текста записки, которые в наибольшей степени характеризуют содержание.

Ключевые слова приводятся в именительном падеже и записываются строчными буквами в строку через запятые после слов «Ключевые слова». Затем дают краткое содержание курсовой работы, отражающее цель работы, методы разработки, принятые решения, приводят итоговые результаты и основные показатели.

**Содержание** предназначено для облегчения поиска необходимых материалов при чтении записки, а также для общего ознакомления с работой и представления об объемах всех разделов.

Содержание начинает текстовую часть записки. Его размещают сразу после реферата с новой страницы и при необходимости продолжают на последующих листах. Слово «Содержание» пишут с прописной буквы посередине страницы. В содержании приводят порядковые номера и наименования разделов, подразделов и пунктов, имеющих наименование, а также приложения с их обозначениями и наименованиями.

Указывается номер листа (страницы), на котором размещено начало материала (раздела, подраздела и т. п.). Не рекомендуется проводить подробное деление материала. На первой странице содержания приводят основную надпись по форме, соответствующей основной надписи первого листа текстового материала в соответствии с рисунком 10.6, а на последующих листах приводят основную надпись по форме в соответствии с рисунком 10.7.

### **Введение**

Слово «Введение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы высотой 5...7 мм.

Назначение **введения** – оценка современного состояния решаемой инженерной задачи и обоснование необходимости выполнения расчетов.

Объем введения не менее 2/3 страницы.

### **Оформление текста основной части пояснительной записки**

Текстовые материалы ПЗ выполняются на листах белой машинописной бумаги, оформленных рамками в соответствии с рисунком 10.1.

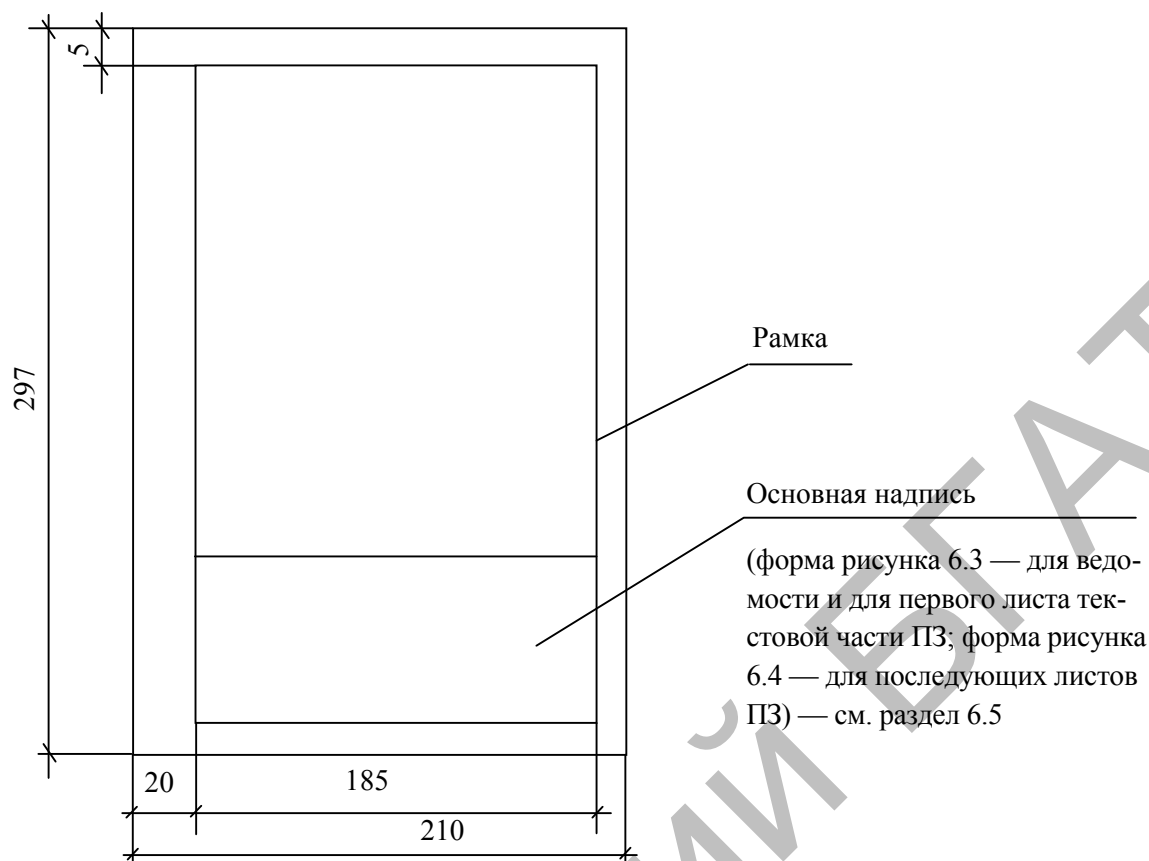


Рисунок 10.1 – Компоновка и размеры листа текстовой части ПЗ

Основные надписи на листах пояснительной записки выполняют по формам согласно ГОСТ 2.104–2006. Образцы форм приведены в подразделе 6.5.

Листы записки имеют сквозную нумерацию арабскими цифрами. Титульному листу, заданию на проектирование, реферату номера присваивают, но не проставляют. Номера страниц начинают проставлять с листа «Содержание».

При размещении текста на поле листа руководствуются следующим:

- расстояние между строками текста – 10 мм;
- расстояние от рамки до границы текста на листе в начале и в конце строки – не менее 3 мм;
- от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм.

Абзацы в тексте начинают с отступа размером 12,5 мм.

Пример расположения текста приведен на рисунке 10.2.

Незначительные неточности, опiski, ошибки, ошибочные записи, обнаруженные в процессе выполнения текстового материала на листе, допускается исправлять при помощи корректора.

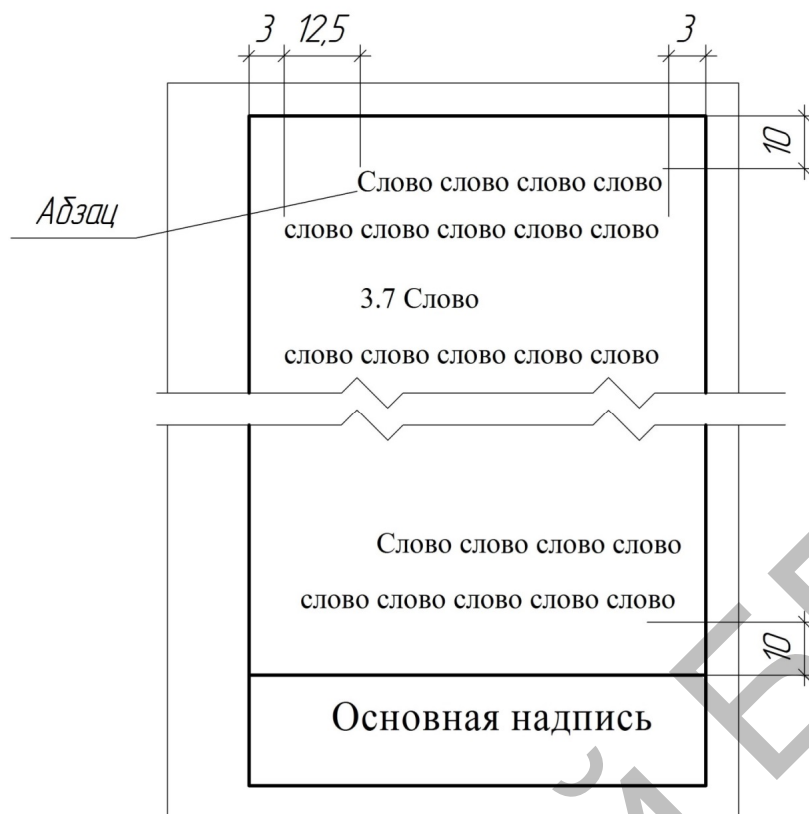


Рисунок 10.2 – Расположение текста на листе

### Правила построения текстового материала

Текстовый материал ПЗ делится на разделы, подразделы, пункты.

Слова в названии разделов, подразделов и пунктов не переносятся.

Разделам присваивают порядковые номера, которые обозначают арабскими цифрами без точки и записывают с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной.

Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и номера подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Название подраздела пишется с абзацного отступа полужирным шрифтом строчными буквами с первой прописной.

При выполнении текста записки машинописным способом его набирают в текстовом редакторе Word, используя шрифты Times New Roman размером 14 pt (пунктов) с полуторным интервалом, выравнивание – по ширине, абзацный отступ – 12,5 мм. При рукописном способе текст выполняют четким почерком – шрифтом с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм и расстоянием между строками 7...10 мм.

Текст пояснительной записки должен быть четким, по возможности кратким (без повторений) и не допускать различных толкований.

Записывается название раздела в начале страницы на расстоянии 10 мм от верхней границы рамки или предыдущего текста плюс 3 одинарных интервала (или два полуторных). Расстояние между названием раздела и подраздела 2 одинарных интервала (или 2 полуторных). Расстояние между названием раздела или подраздела (при его наличии) до текста 3 одинарных интервала (или 2 полуторных).

При изложении обязательных требований в тексте должны применяться слова «должен», «следует», «необходимо», «требуется», «не допускается», «не следует» и т. п. При изложении других положений следует применять слова «могут быть», «при необходимости», «в случае» и т. д. Допускается использовать повествовательную форму изложения текста, например, «применяют», «указывают» и т. п.

В тексте ПЗ должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии – общепринятые в научно-технической литературе.

В тексте пояснительной записки не допускается:

- применять для одного и того же понятия различные термины (синонимы), а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов в белорусском и русском языках;
- применять обороты разговорной речи и произвольные словообразования;
- сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр (исключения: единицы измерения в заголовках таблиц и в расшифровке буквенных обозначений, входящих в формулы);
- применять сокращения слов, кроме установленных правилами орфографии или действующими стандартами;
- применять математический знак минус (–) перед отрицательными значениями величин (кроме формул, таблиц и рисунков). Следует писать слово «минус»;
- применять знак Ø для обозначения диаметра (следует писать слово «диаметр»);
- употреблять без числовых значений математические и другие знаки, например: = (равно), > (больше), < (меньше), % (процент), № (номер) и т. п.;
- применять индексы нормативных документов (например, ГОСТ, СНИП, СТП, СНБ) без регистрационного номера. При этом допускается год утверждения не указывать.

В тексте ПЗ должны применяться единицы физических величин в соответствии с ТР 2007/003/ВУ.

В тексте числовые значения величин с размерностью следует писать цифрами, а без размерности – словами. Например: «расстояние между рядами – не



менее 30 мм»; «мощность электродвигателя – 3,0 кВт». Единицы счета от одного до девяти пишутся словами, а свыше 10 – цифрами. Например: «крепится восемью болтами»; «установлено 12 аппаратов».

Единица физической величины одного и того же параметра в пределах текста должна быть постоянной.

Отделять единицу физической величины от числового значения (например, при переносе на другую строку) не допускается.

Дробные числа необходимо приводить в виде десятичных дробей (например, 1,25, а размеров в дюймах  $1/4$ " и  $1/2$ ").

## Формулы

В пояснительной записке математические формулы могут располагаться внутри текста или отдельными строками. Внутри текста помещают не сложные и не дробные формулы. Такие формулы, как правило, не нумеруют.

На отдельных строках приводят более сложные формулы, которые обычно сопровождаются пояснениями примененных символов. При этом выше и ниже формулы необходимо оставлять по одной свободной от записи строке.

Формулы, следующие одна за другой и не разделенные текстом, разделяют запятой.

Если формула не умещается в одну строку, то делается перенос. Переносить формулу на следующую строку допускается только на знаках выполнения операций: плюс (+), минус (-), умножение ( $\times$ ) или на знаках равенства (=), неравенства ( $\neq$ ), знаках соотношений и т. п.

При переносах формул знак операции, на котором выполняется перенос, представляется дважды: в конце первой строки и в начале следующей строки. При переносе на операции умножения ставят знак « $\times$ » даже в случае, если в формуле применен знак « $\cdot$ » или знак отсутствует. Перенос формулы на знаке деления « $:$ » не разрешается.

Все формулы, помещенные в тексте ПЗ, нумеруют арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа от нее в круглых скобках в крайнем правом положении на строке.

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и номера формулы, разделенных точкой, например: (3.1).

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установ-

ленные соответствующими стандартами. Непосредственно под формулой приводятся пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Обозначение единиц измерения физических величин в каждом пояснении следует отделять запятой от текста пояснения.

Буквенные символы русского и греческого алфавитов пишутся прямым шрифтом, а латинского курсивным (наклонным) шрифтом.

Расшифровку буквенного символа производят один раз при первом его использовании в тексте или формуле.

Пример. Напряжение растяжения  $\sigma_p$ , МПа, возникающее в тяге, определяется по формуле

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d^2}, \quad (1)$$

где  $F$  – сила, действующая в тяге, Н;

$d$  – диаметр тяги, мм.

Буквенный символ для обозначения одного и того же параметра должен быть одинаковым в пределах всей ПЗ.

Для описания различных математических действий рекомендуется использовать следующие варианты выражений: «подставив в уравнение... получаем...»; «исходя из предельных значений... рассчитываются...»; «при... отношение принимает вид...»; «указанным требованиям удовлетворяет...» и т. д.

При написании формул следует соблюдать пунктуацию и орфографию математического предложения. В формулах точка как знак умножения перед буквенным символом после скобки и перед скобкой не ставится.

### **Оформление иллюстраций**

Количество иллюстраций должно быть достаточным для пояснения излагаемого текста. Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД и СПДС, легко читаемыми и расположены так, чтобы при чтении текста их было легко рассматривать.

Иллюстрации могут быть выполнены на белой бумаге, «миллиметровке», ватмане и т. п. При использовании в качестве иллюстраций записи самопишущих приборов бумажная лента наклеивается на лист записки.

Иллюстрации именуется (обозначаются) словом «Рисунок» и нумеруются арабскими цифрами сквозной нумерацией, даже если в тексте приводится только одна иллюстрация. Слово «Рисунок» с номером помещают под иллюстрацией. Примеры выполнения иллюстраций приведены в приложениях А и Б.

## Ссылки

Ссылки в тексте приводятся в виде порядкового номера по списку использованных источников, приводимому в конце пояснительной записки. Номер источника берется в квадратные скобки, например: [2, 13].

При ссылке на иллюстрации или на таблицы указывают их порядковые номера, например: «рисунок 2», «таблица 3». Слова «рисунок» и «таблица» пишутся без сокращения.

В тексте при ссылке на иллюстрации следует писать «...в соответствии с рисунком 2» или «см. рисунок 2», « в таблице 3...»

Ссылки в тексте на формулы дают, приводя их номера в скобках, например: «...в формуле (1)».

## Заключение

Заключение является неотъемлемой структурной частью любого проекта.

Заключение начинают с новой страницы после изложения основной части пояснительной записки.

Слово «Заключение» пишется в отдельной строке (симметрично тексту) с прописной буквы. Заголовок порядкового номера не имеет.

В заключении приводятся основные результаты расчетов, определяющие конструкцию машины, характеристику графической части, описание раздела техники безопасности.

**Список использованных источников.** Составление списка использованных источников является завершением курсовой работы, основой для которого служат записи всех просмотренных и изученных книг, статей из сборников и журналов и др.

Библиографическое описание источников для списка составляют непосредственно по произведению печати или выписывают из каталогов полностью, без пропусков каких-либо элементов, сокращения заглавий и т. д.

Все библиографические записи в списке используемых источников составляют по определенным правилам в соответствии с ГОСТ 7.1–2003.

В список включают только те источники, на которые в тексте пояснительной записки имеется ссылка. Каждый источник, включенный в список, нумеруют арабскими цифрами без точки и записывают с новой строки.

Оформляется список использованных источников на листах с рамкой в соответствии с рисунком 3.4.

**Приложения.** Материал, дополняющий текст документа, допускается помещать в приложениях. Приложениями могут быть, например, графический материал, спецификации.

Каждое приложение следует начинать с новой страницы с указанием наверху страницы слова «ПРИЛОЖЕНИЕ» и его обозначения, а под ним в скобках для обязательного приложения пишут слово «обязательное», а для информационного – «рекомендуемое» или «справочное».

Приложение должно иметь заголовок, который записывают симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой.

Приложения обозначают заглавными буквами русского алфавита, начиная с А, за исключением букв З, Й, О, Ч, Ъ, Ы, Ь. После слова «ПРИЛОЖЕНИЕ» следует буква, обозначающая его последовательность. Допускается обозначение приложений буквами латинского алфавита, за исключением букв I и O. Если в документе одно приложение, оно обозначается «ПРИЛОЖЕНИЕ А».

## **Основные надписи**

Основная надпись помещается в правом нижнем углу листа. На листах формата А4 основная надпись располагается вдоль короткой стороны листа. Формы основных надписей выполняются в соответствии с ГОСТ 2.104 и приведены на рисунках 10.2, 10.3, 10.4.

Применение тех или иных форм основных надписей определяется назначением чертежа и материалом, помещенным на разрабатываемом чертеже:

- 1) форма рисунка 10.5 – для первых листов чертежей графической части;
- 2) форма рисунка 10.6 – для первого листа ПЗ, с которого начинается изложение текстовой части, ведомости комплекта проектной документации, спецификаций конструкторской разработки и оборудования;

3) форма рисунка 10.7 – для последующих листов чертежей, ПЗ, спецификаций и содержания.

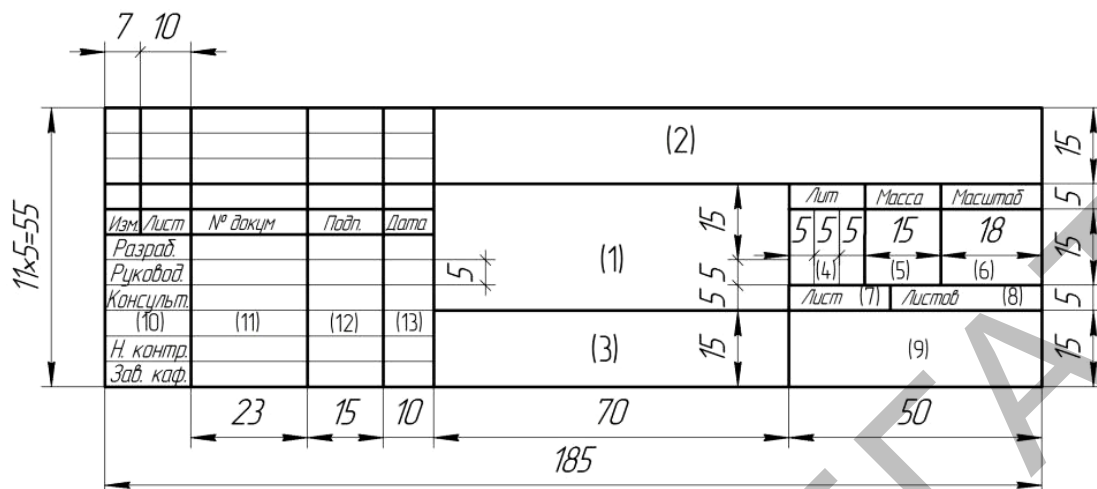


Рисунок 10.5 – Форма основной надписи, которая применяется для первых листов графической части

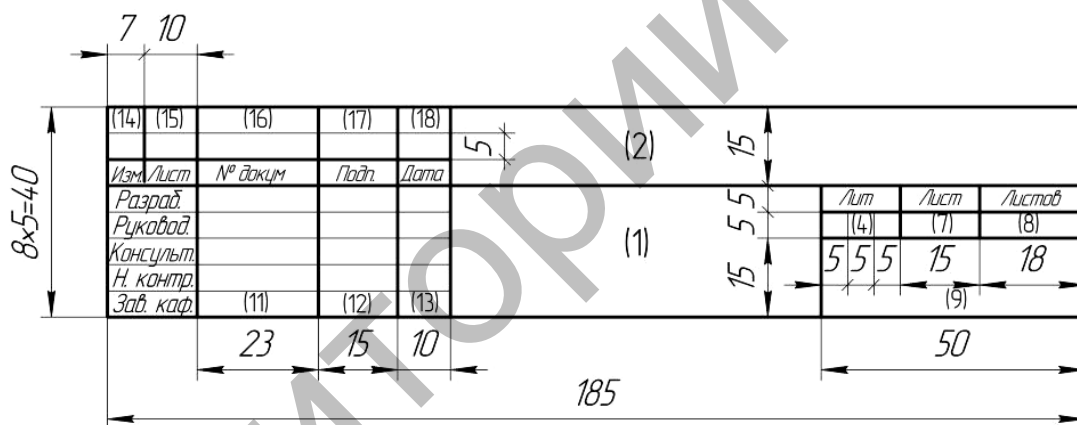


Рисунок 10.6 – Форма основной надписи, которая применяется для листа ПЗ, с которой начинается изложение текстовой части записки (обычно лист «Содержание»), ведомости комплекта проектной документации, спецификаций конструкторской разработки и оборудования

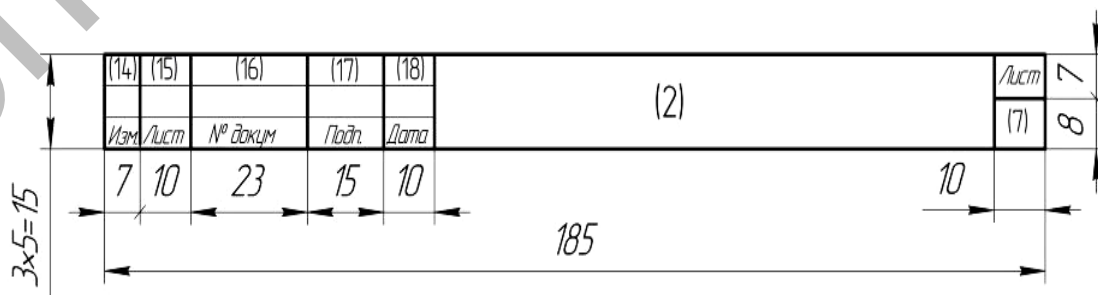


Рисунок 10.7 – Форма основной надписи, которая применяется для последующих листов ПЗ и чертежей

### Указания о заполнении основной надписи

В графах основной надписи (на рисунках 10.5, 10.6, 10.7 номера граф показаны в скобках) указывают:

а) в графе 1 – наименование изделия и/или наименование документа, если этому документу присвоен код (например: Пояснительная записка или приводной барабан, сборочный чертеж или вал);

б) в графе 2 – обозначение документа (шифр);

Каждому изделию в соответствии с ГОСТ 2.101–68 должно быть присвоено обозначение, которое является одновременно обозначением его основного конструкторского документа: пояснительной записки, чертежа сборочной единицы, детали, спецификации.

Например:

– обозначение пояснительной записки:

03.48.156.00.000 ПЗ,

где 03 – курсовая работа;

48 – шифр кафедры;

156 – номер регистрации в журнале учета выдачи заданий;

– обозначение сборочной единицы:

03.48.156.01.000 СБ,

где 03 – курсовая работа;

48 – шифр кафедры;

156 – номер регистрации в журнале учета выдачи заданий;

01 – номер сборочной единицы;

– обозначение детали:

03.48.156.01.005,

где 005 – номер детали на сборочной единице 01.

в) в графе 3 – обозначение материала по ГОСТ;

г) в графе 4 – литеру документа (в учебных проектах У);

д) в графе 5 – массу изделия в кг (без указания единицы измерения);

е) в графе 6 – масштаб;

ж) в графе 7 – порядковый номер листа (для одного листа графа не заполняется);

з) в графе 8 – общее количество листов документа;

и) в графе 9 – наименование организации и номер учебной группы студента, выпускающего документ (БГАТУ, гр. 38 от);

к) в графе 10 – характер работы, выполняемой лицом, подписывающим документ;

л) в графе 11 – фамилии лиц, подписывающих документ;

м) в графе 12 – подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;

н) в графе 13 – даты.

Графы 14...18 в дипломных и курсовых проектах не заполняются.

Если чертеж состоит из двух и более листов, то на последующих листах основную надпись выполняют по рисунку 10.7 и заполняют графы 2 и 7; первый (заглавный) текстовый лист выполняют по рисунку 10.5.

Репозиторий БГАТУ

## Рекомендуемая литература для выполнения курсовой работы по подъемно-транспортным машинам и механизмам

1. Подъемно-транспортные машины и механизмы : учебно-методический комплекс / сост.: Романюк Н.Н. [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2015. – 208 с.
2. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : учеб. для машиностроит. спец. вузов / М. П. Александров. – 6-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 1985. – 520 с.
3. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины : учебник / А. А. Вайнсон. – Москва : Машиностроение, 1989. – 336 с.
4. Казак, С. А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / С.А. Казак. – Москва : Высшая школа, 1989. – 319 с.
5. Павлов, Н. Г. Примеры расчета кранов / Н. Г. Павлов. – Москва : Машгиз, 1987. – 420 с.
6. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – 5-е изд. – Минск : ДИЭКОС, 2009. – 226 с.
7. Расчеты крановых механизмов и их деталей / ВНИИПТМАШ. – Москва : Машиностроение, 1982. – 187 с.
8. Руденко, Н. Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / Н. Ф. Руденко. – Москва : Машгиз, 1983. – 464 с.
9. Спиваковский, А. О. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – Москва : Машиностроение, 1983. – 487 с.
10. Кузьмин, А.В. Расчет деталей машин. Справочное пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, В.С. Козинцов. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.
11. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.
12. Общие требования к организации проектирования и правила оформления дипломных и курсовых проектов (работ) : учебно-методическое пособие / Н.Н. Романюк, К.В. Сашко, В.М. Кашко [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2015. – 136 с.
13. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин : пособие / Н.Н. Романюк [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2014. – 172 с.
14. Оскирко, А.И. Примеры расчета подъемно-транспортных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения : учебно-методическое пособие / А. И. Оскирко. – Минск: БГАТУ, 2010. – 352 с.



### Атласы

1. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : атлас конструкций / М. П. Александров. – М. : Машиностроение, 1987. – 122 с.
2. Дубинин, В. Ф. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве : атлас конструкций / В. Ф. Дубинин. – М. : Машиностроение, 1990. – 124 с.
3. Красников, В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве : атлас конструкций / В. В. Красников. – М. : Машиностроение, 1967. – 124 с.
4. Подъемно-транспортные машины : каталог конструкций и справочные материалы. – Минск : БИМСХ, 1977. – 137 с.
5. Спиваковский, А. О. Транспортирующие машины : атлас конструкций / А. О. Спиваковский. – Москва : Машиностроение, 1971. – 116 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Задания на курсовые работы и практические занятия

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 1

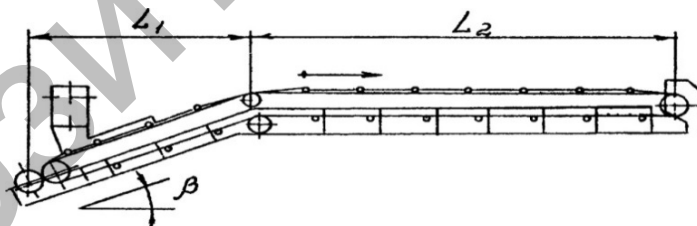
на курсовое проектирование

по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_  
вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать конвейер ленточный стационарный»

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность транспортера, т/ч;  $\gamma$  – насыпная плотность транспортируемого материала, т/м<sup>3</sup>;  $L_1$  и  $L_2$  – горизонтальные длины участков, м;  $\beta$  – угол наклона первого участка, град.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	60	50	55	65	70	90	100	80	85	70	
$\gamma$	2,1	1,3	0,5	1,4	0,9	1,4	1,5	1,8	2,4	0,8	
$L_1$	4	5	7	6	7	8	4	5	6	7	
$L_2$	20	18	16	14	12	10	12	14	16	18	
$\beta$	20	18	18	15	15	15	20	15	11	10	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводной барабан и натяжной барабан, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета ленточного транспортера (характеристика материала, тяговый орган, роlikоопоры, загрузочное и разгрузочное устройства). Определить расчетную ширину ленты, выбрать ее ширину, число прокладок и их толщину по ГОСТ. Определить погонные нагрузки: от веса груза, ленты и роlikоопор на грузовой и холостой ветвях. Разбить контур тягового органа на прямолинейные и криволинейные участки с последовательным их цифровым обозначением (обозначение вести от точки сбегания ленты с ведущего барабана). Выбрать коэффициенты сопротивления движению в зависимости от условий работы транспортера и типа роlikоопор. Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера и построить их эпюру. Проверить ленту на прочность по числу прокладок. Проверить ленту на отсутствие буксования. Определить максимальный прогиб грузовой ветви в точке с минимальным натяжением и сравнить с допуском. Определить требуемую мощность электродвигателя, выбрать его по каталогу, выписать характеристику (тип электродвигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Определить параметры барабанов. Определить общее передаточное число передаточного механизма и подобрать редуктор (тип, передаваемая мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Подобрать муфту на входе редуктора. Рассчитать приводную станцию, провести расчет нестандартных передач (ременной, зубчатой или цепной). Рассчитать вал барабана, подшипники. Рассчитать натяжную станцию: определить усилие натяжения, выбрать тип натяжного устройства, из условия прочности рассчитать сечения натяжных винтов, оси барабана, подобрать подшипники. Рассмотреть вопросы техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной барабан с опорами. 3.2. Натяжной барабан с опорами и натяжным устройством. 3.3. Роlikоопоры (верхняя и нижняя). 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

## ЗАДАНИЕ 2

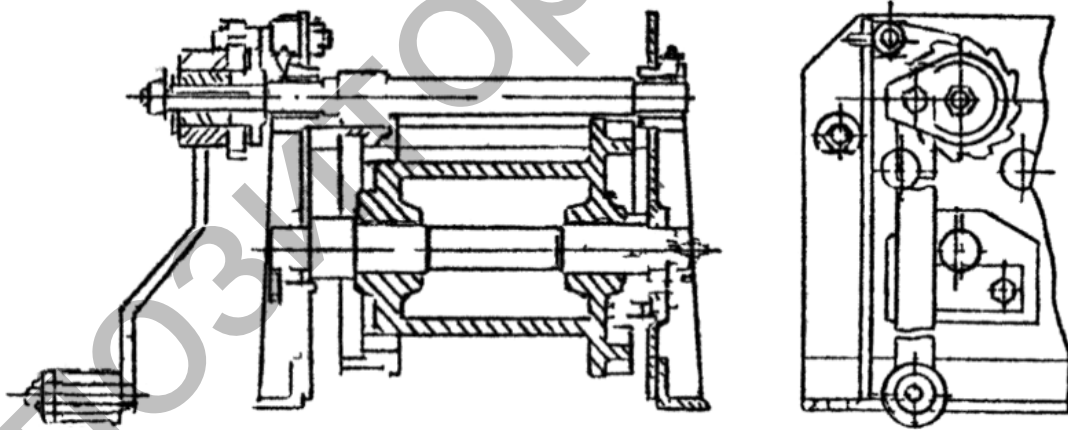
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать ручную лебедку»

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $L$  – длина наматываемого каната, м;  $i_n$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	2,0	1,6	3,2	1,25	3,2	5,0	1,0	4,0	0,8	3,2	
$L$	20	15	12	8	16	18	22	24	16	10	
$i_n$	3	2	3	2	3	4	2	3	2	3	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Привести условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающего и крутящего моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана: построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску: выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Дать эскизы всех деталей подвески. Определить передаточное число привода. Рассчитать механическую передачу, храповой останов, безопасную рукоятку. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть. 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Узел безопасной рукоятки. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

ЗАДАНИЕ 3

на курсовое проектирование

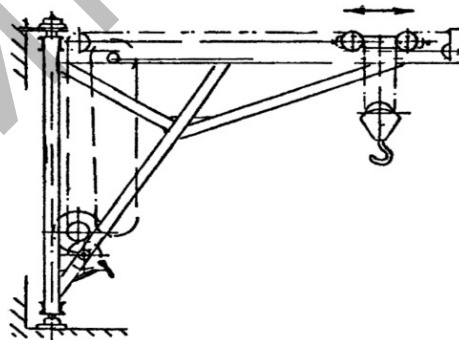
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм передвижения тележки посредством канатной тяги»

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $L$  – вылет стрелы (груза), м; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $v$  – скорость перемещения тележки с грузом, м/с;  
 $Q_1 = 0,1Q$  – масса тележки.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	16	12,5	10	8	6,3	5	4	3,2	2,5	2,0	
$L$	7,2	3,2	4,0	5,0	6,3	4,0	3,6	4,5	5,6	5,0	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$v$	0,32	0,4	0,5	0,63	0,16	0,2	0,4	0,25	0,125	0,1	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма передвижения (двигатель, тормоз, передаточный механизм, муфты, валы, опоры, ходовые колеса). Определить усилие, приходящееся на одно колесо, и выбрать из таблиц по усилию, скорости передвижения и режиму работы тип колеса и рельса. Проверить колеса по контактными напряжениям. Определить сопротивление перемещению тележки (крана). Определить требуемую мощность механизма передвижения тележки (крана) при установившемся движении. Из каталога подобрать крановый электродвигатель. Выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габариты, монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма передвижения. По передаточному числу, вращающему моменту, числу оборотов входного вала и режиму работы подобрать из таблиц редуктор, выписать характеристику редуктора (тип, вращающий момент, исполнение, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес).

*Примечание.* Если расчетное передаточное число отличается от передаточного числа редуктора на  $\pm 5\%$ , то между редуктором и барабаном ввести открытую зубчатую передачу и провести ее расчет.

Проверить выбранный электродвигатель по пусковому моменту. Проверить тележку (кран) на отсутствие буксования ходового колеса по рельсу. Рассчитать тормоз, определить место его установки, вычислить величину тормозного момента из условия отсутствия буксования. Подобрать стандартный тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ и нагрев, подобрать электромагнит. Дать эскиз тормоза и указать его габаритные и монтажные размеры. Подобрать стандартную муфту с тормозным шкивом для соединения валов электродвигателя и редуктора. Привести эскиз муфты. Рассчитать валы и опоры ходовых колес, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов. Из условия прочности определить диаметр вала или оси, подобрать подшипники качения. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Тележка грузовая. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

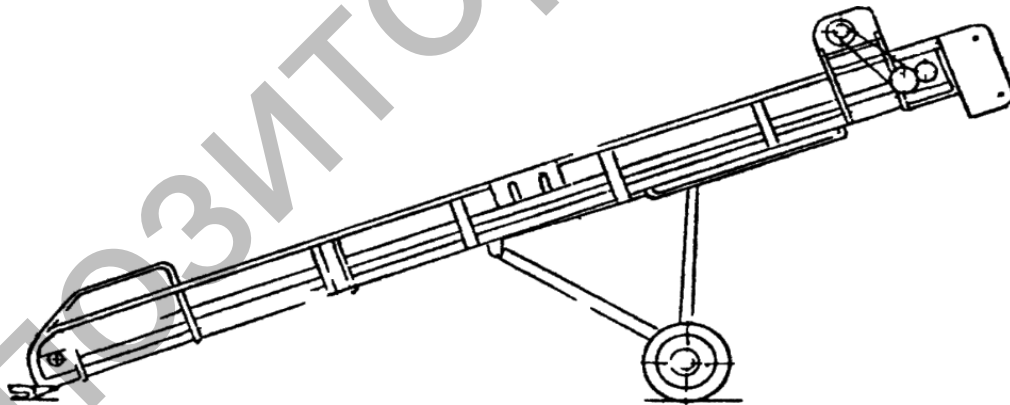
ЗАДАНИЕ 4  
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать конвейер скребковый передвижной»

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность конвейера, т/ч;  $\gamma$  – насыпная плотность транспортируемого материала, т/м<sup>3</sup>;  $v$  – скорость транспортирования материала, м/с;  $L$  – длина конвейера по горизонтали, м;  $\beta$  – угол наклона транспортера (изменяется ручной лебедкой), град.,  $\beta = 15 \dots 35^\circ$ .

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	20	25	31,5	40	50	63	35	30	25	50	
$\gamma$	0,45	0,49	0,68	0,65	0,70	0,48	0,60	0,80	0,72	0,52	
$v$	0,16	0,20	0,25	0,31	0,32	0,50	0,30	0,32	0,25	0,16	
$L$	9,0	9,0	6,0	6,0	7,5	7,5	3,5	5,5	4,8	6,4	



## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводные и натяжные звездочки, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета транспортера (характеристика материала, тяговый орган, загрузочное и разгрузочное устройства, форма скребка, отношение между шириной и высотой скребка, коэффициент заполнения). Определить из уравнения производительности расчетные ширину и высоту скребков, округлить эти параметры до стандартных размеров, выбрать по рекомендациям коэффициенты сопротивления движению скребка с цепью и материала по желобу. Определить погонные нагрузки: от веса груза, скребков с тяговыми цепями. Разбить контур движения тягового органа на участки, обозначить точки изменения направления движения цифрами (обозначения вести от менее нагруженной точки контура к более нагруженной). Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера. Расчет начинать с определения  $F_{\min}$  исходя из условия устойчивости скребка. Построить эпюру натяжений. Подобрать тяговую цепь – определить усилие, действующее на одну цепь, и по разрывному усилию подобрать ее по каталогу (указать тип и характеристику цепи). При скорости свыше 0,2 м/с учесть динамические нагрузки. Определить шаг расстановки скребков, причем шаг скребка должен быть кратен шагу цепи. Определить параметры приводных звездочек в зависимости от шага цепи и числа зубьев. Вычислить потребную мощность привода транспортера и подобрать электродвигатель по каталогу. Указать марку двигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры, вес. Подобрать редуктор: определить общее передаточное число, выбрать стандартный редуктор в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу передаточного числа, указать его марку, передаваемую мощность, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную передачу (ременная, зубчатая, цепная).

Провести расчет нестандартных передач, вала и оси транспортера, их подшипников. Рассчитать натяжное устройство, выбрать конструкцию, определить усилие натяжения и по нему определить сечение элементов, обеспечивающих натяжение транспортера. Рассчитать лебедку изменения угла наклона транспортера (передвижной). Привести правила техники безопасности.

Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной вал со звездочками и опорами. 3.2. Натяжная ось с натяжным устройством и опорами. 3.3. Цепь со скребком. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

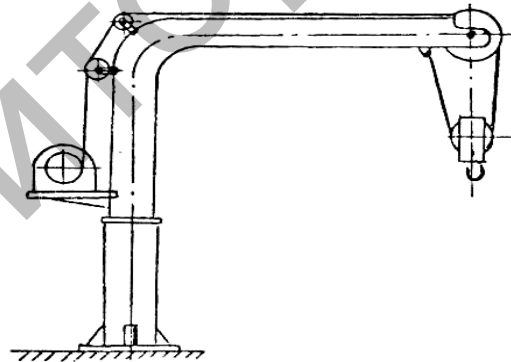
ЗАДАНИЕ 5  
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза крана с неподвижной колонной».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $H$  – высота подъема груза, м;  $v$  – скорость подъема груза, м/с; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_{\text{п}}$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	1,6	1,8	2,0	
$H$	4,0	3,0	5,0	6,0	3,0	4,0	5,0	6,0	3,0	4,0	
$v$	0,04	0,05	0,06	0,04	0,05	0,06	0,04	0,05	0,06	0,04	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_{\text{п}}$	3	3	3	4	4	4	4	2	2	2	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами.

3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ »

201 г.

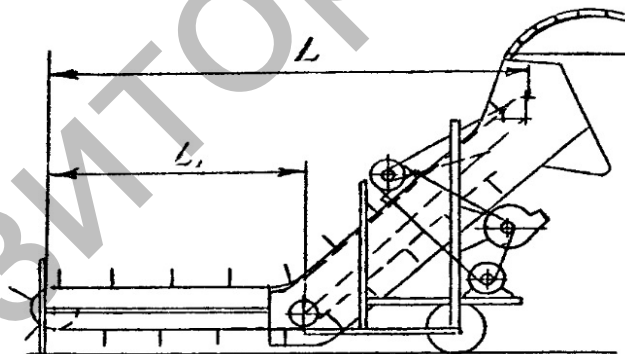
ЗАДАНИЕ 6  
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать конвейер скребковый»

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность конвейера, т/ч;  $\gamma$  – объемная масса материала, т/м<sup>3</sup>,  
 $v$  – скорость перемещения скребков, м/с;  $L$  – длина конвейера по горизонтали, м;  
 $L_1$  – длина горизонтального участка конвейера, м;  $\beta$  – угол наклона наклонной  
части конвейера, град.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	25	55	35	60	45	75	50	60	70	85	
$\gamma$	1,1	0,9	0,7	0,85	0,6	0,7	0,7	0,8	0,4	0,45	
$v$	0,63	0,63	0,8	0,8	6,5	0,5	0,315	0,4	0,8	1,25	
$L$	6,5	6,0	5,5	5,0	4,5	4,0	9,0	8,5	6,0	7,0	
$L_1$	2,0	2,5	1,0	2,0	1,5	2,5	2,5	2,0	1,8	2,5	
$\beta$	20	40	70	30	20	25	10	30	20	25	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводные и натяжные звездочки, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета транспортера (характеристика материала, тяговый орган, загрузочное и разгрузочное устройства, форма скребка, отношение между шириной и высотой скребка, коэффициент заполнения). Определить из уравнения производительности расчетные ширину и высоту скребков, округлить эти параметры до стандартных размеров, выбрать по рекомендациям коэффициенты сопротивления движению скребка с цепью и материала по желобу. Определить погонные нагрузки: от веса груза, скребков с тяговыми цепями. Разбить контур движения тягового органа на участки, обозначить точки изменения направления движения цифрами (обозначения вести от менее нагруженной точки контура к более нагруженной). Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера. Расчет начинать с определения  $F_{\min}$  исходя из условия устойчивости скребка. Построить эпюру натяжений. Подобрать тяговую цепь: определить усилие, действующее на одну цепь, и по разрывному усилию подобрать ее по каталогу (указать тип и характеристику цепи). При скорости свыше 0,2 м/с учесть динамические нагрузки. Определить шаг расстановки скребков, причем шаг скребка должен быть кратен шагу цепи. Определить параметры приводных звездочек в зависимости от шага цепи и числа зубьев. Вычислить требуемую мощность привода транспортера и подобрать электродвигатель по каталогу. Указать марку двигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры, вес. Подобрать редуктор: определить общее передаточное число, выбрать стандартный редуктор в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу передаточного числа, указать его марку, передаваемую мощность, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную передачу (ременная, зубчатая, цепная).

Провести расчет нестандартных передач, вала и оси транспортера, их подшипников. Рассчитать натяжное устройство, выбрать конструкцию, определить усилие натяжения и по нему определить сечение элементов, обеспечивающих натяжение транспортера. Рассчитать лебедку изменения угла наклона транспортера (передвижной). Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной вал со звездочками и опорами. 3.2. Натяжная ось с натяжным устройством и опорами. 3.3. Цепь со скребком. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

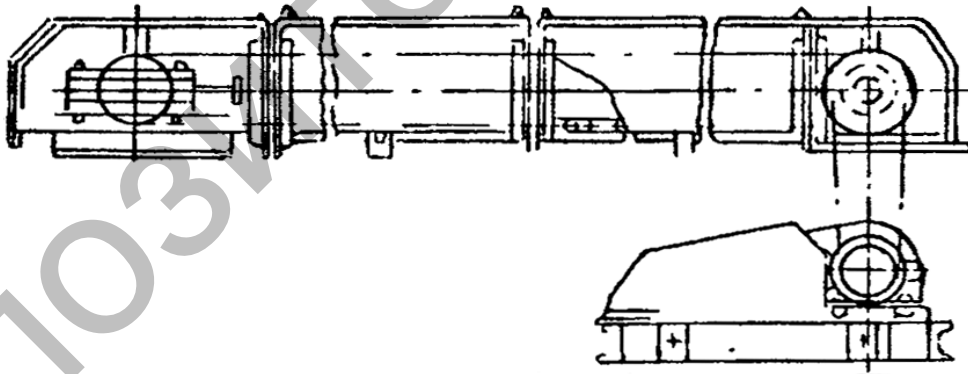
ЗАДАНИЕ 7  
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать конвейер скребковый стационарный».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – расчетная часовая производительность, т/ч;  $\gamma$  – плотность материала, т/м<sup>3</sup>;  
 $v$  – скорость цепи со скребками, м/с;  $L$  – длина конвейера (расстояние между приводным (ведущим) и ведомым (натяжным) валами), м;  $\beta$  – угол наклона транспортера, град.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	15	20	34	15	24	30	20	25	35	30	
$\gamma$	1,2	1,4	1,2	0,5	0,4	0,5	0,8	0,6	1,3	0,9	
$v$	0,1	0,7	0,8	0,65	0,75	0,85	0,9	0,8	0,7	0,6	
$L$	10	12	15	7	5	8	10	9	8	7	
$\beta$	20	25	30	20	30	20	25	30	20	25	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводные и натяжные звездочки, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета транспортера (характеристика материала, тяговый орган, загрузочное и разгрузочное устройства, форма скребка, отношение между шириной и высотой скребка, коэффициент заполнения). Определить из уравнения производительности расчетную ширину и высоту скребков, округлить эти параметры до стандартных размеров, выбрать по рекомендациям коэффициенты сопротивления движению скребка с цепью и материала по желобу. Определить погонные нагрузки: от веса груза, скребков с тяговыми цепями. Разбить контур движения тягового органа на участки, обозначить точки изменения направления движения цифрами (обозначения вести от менее нагруженной точки контура к более нагруженной). Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера. Расчет начинать с определения  $F_{\min}$  исходя из условия устойчивости скребка. Построить эпюру натяжений. Подобрать тяговую цепь: определить усилие, действующее на одну цепь, и по разрывному усилию подобрать ее по каталогу (указать тип и характеристику цепи). При скорости свыше 0,2 м/с учесть динамические нагрузки. Определить шаг расстановки скребков, причем шаг скребка должен быть кратен шагу цепи. Определить параметры приводных звездочек в зависимости от шага цепи и числа зубьев. Вычислить требуемую мощность привода транспортера и подобрать электродвигатель по каталогу. Указать марку двигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры, вес. Подобрать редуктор: определить общее передаточное число, выбрать стандартный редуктор в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу передаточного числа, указать его марку, передаваемую мощность, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную передачу (ременная, зубчатая, цепная).

Провести расчет нестандартных передач, вала и оси транспортера, их подшипников. Рассчитать натяжное устройство, выбрать конструкцию, определить усилие натяжения и по нему определить сечение элементов, обеспечивающих натяжение транспортера. Рассчитать лебедку изменения угла наклона транспортера (передвижной). Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной вал со звездочками и опорами. 3.2. Натяжная ось с натяжным устройством и опорами. 3.3. Цепь со скребком. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 8

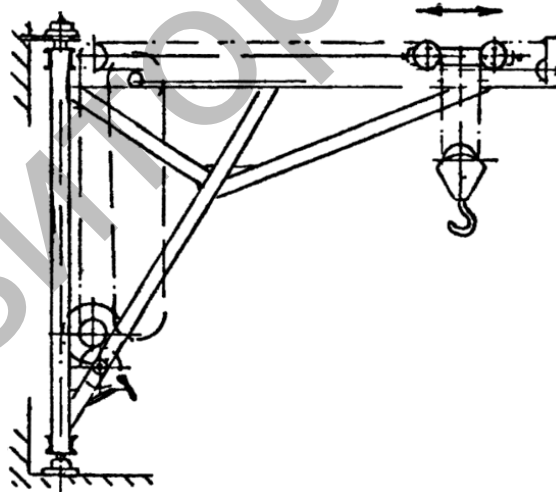
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза поворотного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $H$  – высота подъема груза, м;  $v$  – скорость подъема груза, м/с; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_{\text{п}}$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	16	12,5	10	8	6,3	10	16	3,2	2,5	2	
$H$	4	5	6,3	5	4	6,3	8	9	5	6,3	
$v$	0,125	0,16	0,2	0,32	0,4	0,5	0,4	0,32	0,16	0,1	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_{\text{п}}$	5	4	4	3	3	4	4	2	2	2	



## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 9

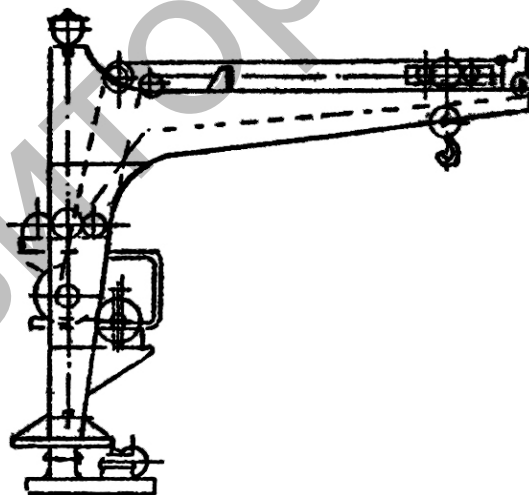
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза поворотного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $v$  – скорость подъема груза, м/с;  $H$  – высота подъема груза, м; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_{\text{п}}$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	3,2	12,5	4,0	8,0	5,0	10,0	6,3	2,5	1,25	12,5	
$v$	1,0	0,25	1,25	0,8	0,5	0,63	0,4	1,6	1,25	0,4	
$H$	6,3	5	8	4	8	6,3	5	10	10	6,3	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_{\text{п}}$	3	4	3	3	4	3	3	2	2	4	



Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 10

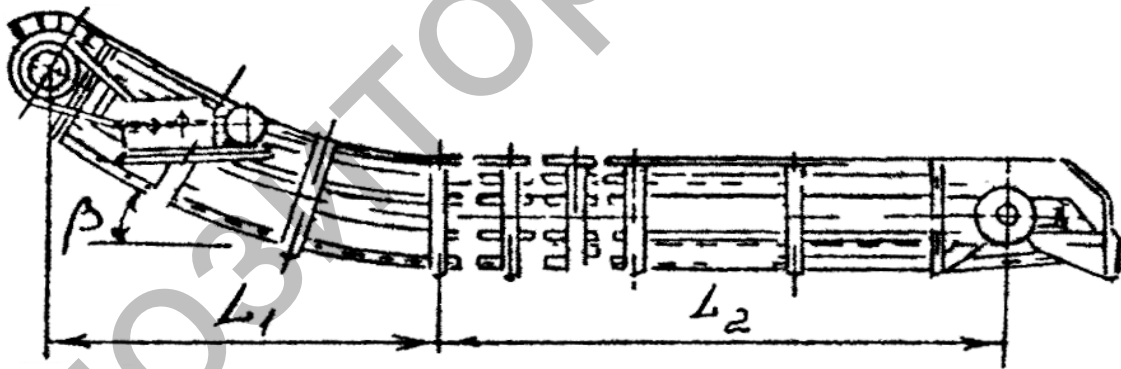
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать конвейер пластинчатый стационарный без бортов».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$A$  – производительность, штук/ч;  $\varnothing$  – диаметр детали, мм;  $G$  – масса детали, кг;  
 $L_1$  и  $L_2$  – длины участков, м;  $\beta$  – угол подъема ( $\beta = 14 \div 17^\circ$ );  $\rho$  – объемная масса де-  
талей, т/м<sup>3</sup>.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$A$	210	240	160	350	390	250	320	300	190	280	
$\varnothing$	540	510	380	640	500	600	540	550	400	400	
$G$	160	190	220	195	215	200	260	280	240	200	
$L_1$	20	21	10	15	28	15	18	19	16	21	
$L_2$	15	10	30	25	35	20	15	18	20	15	
$\rho$	0,65	1,81	1,48	0,63	0,58	1,46	1,38	0,58	0,7	1,4	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводные и натяжные звездочки, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета транспортера (характеристика материала, тяговый орган, загрузочное и разгрузочное устройства). Определить из уравнения производительности расчетную ширину настила. Выбрать по рекомендациям коэффициенты сопротивления движению. Определить погонные нагрузки: от веса груза, ходовой части. Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера. Расчет начинать с определения  $F_{\text{мп}}$ . Построить эпюру натяжений. Подобрать тяговую цепь: определить усилие, действующее на одну цепь, и по разрывному усилию подобрать ее по каталогу (указать тип и характеристику цепи). При скорости свыше 0,2 м/с учесть динамические нагрузки. Определить параметры приводных звездочек в зависимости от шага цепи и числа зубьев. Вычислить потребную мощность привода транспортера и подобрать электродвигатель по каталогу. Указать марку двигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры, вес. Подобрать редуктор: определить общее передаточное число, выбрать стандартный редуктор в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу передаточного числа, указать его марку, передаваемую мощность, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную передачу (ременная, зубчатая, цепная).

Провести расчет нестандартных передач, вала и оси транспортера, их подшипников. Рассчитать натяжное устройство: выбрать конструкцию, определить усилие натяжения и по нему определить сечение элементов, обеспечивающих натяжение транспортера. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной вал со звездочками и опорами. 3.2. Натяжная ось со звездочками и натяжным устройством. 3.3. Элемент настила с тяговой цепью. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 \_\_\_\_ г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

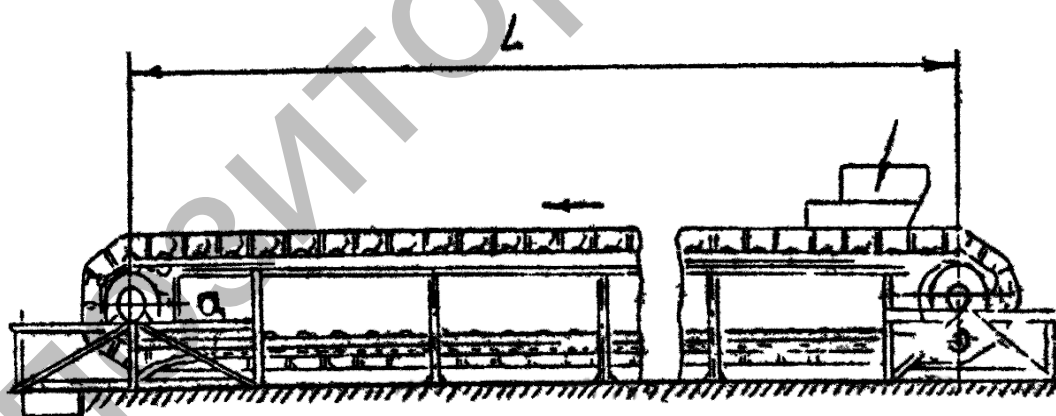
ЗАДАНИЕ 11  
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать конвейер пластинчатый стационарный с бортами».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность, т/ч;  $\gamma$  – плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $v$  – скорость движения настила, м/с;  $L$  – длина конвейера, м;  $H$  – высота транспортирования, м.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	32	40	63	80	100	100	90	85	75	70	
$\gamma$	1,8	1,5	2,0	1,7	0,5	0,9	2,1	2,0	1,5	1,7	
$v$	0,4	0,315	0,25	0,2	0,16	0,4	0,125	0,4	0,5	0,63	
$L$	10	16	14	18	20	22	26	13	17	19	
$H$	2,0	2,5	1,5	1,8	3,0	3,5	3,6	2,0	2,2	2,4	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводные и натяжные звездочки, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета транспортера (характеристика материала, тяговый орган, загрузочное и разгрузочное устройства). Определить из уравнения производительности расчетную ширину настила. Выбрать по рекомендациям коэффициенты сопротивления движению. Определить погонные нагрузки: от веса груза, ходовой части. Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера. Расчет начинать с определения  $F_{\min}$ . Построить эпюру натяжений. Подобрать тяговую цепь: определить усилие, действующее на одну цепь, и по разрывному усилию подобрать ее по каталогу (указать тип и характеристику цепи). При скорости свыше 0,2 м/с учесть динамические нагрузки. Определить параметры приводных звездочек в зависимости от шага цепи и числа зубьев. Вычислить потребную мощность привода транспортера и подобрать электродвигатель по каталогу. Указать марку двигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры, вес. Подобрать редуктор: определить общее передаточное число, выбрать стандартный редуктор в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу передаточного числа, указать его марку, передаваемую мощность, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную передачу (ременная, зубчатая, цепная).

Провести расчет нестандартных передач, вала и оси транспортера, их подшипников. Рассчитать натяжное устройство: выбрать конструкцию, определить усилие натяжения и по нему определить сечение элементов, обеспечивающих натяжение транспортера. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной вал со звездочками и опорами. 3.2. Натяжная ось со звездочками и натяжным устройством. 3.3. Элемент настила с тяговой цепью. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 12

на курсовое проектирование

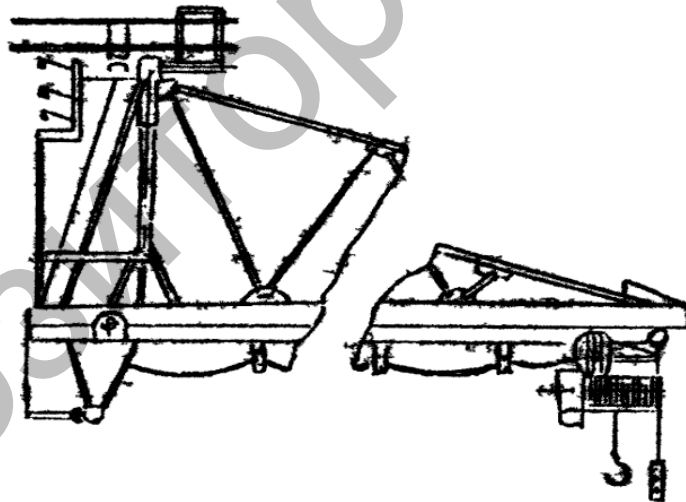
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза настенного консольного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$F$  – вес груза, кН;  $v$  – скорость подъема груза, м/с;  $H$  – высота подъема груза, м;  
ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_n$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$F$	10	15	10	12,5	12,5	12,5	6,3	6,3	16	16	
$v$	0,1	0,2	0,15	0,3	0,1	0,2	0,25	0,2	0,1	0,3	
$H$	4,0	4,0	4,15	4,15	5,2	4,0	4,3	5,0	4,4	5,4	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_n$	2	2	2	3	3	3	2	2	3	3	



## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 13

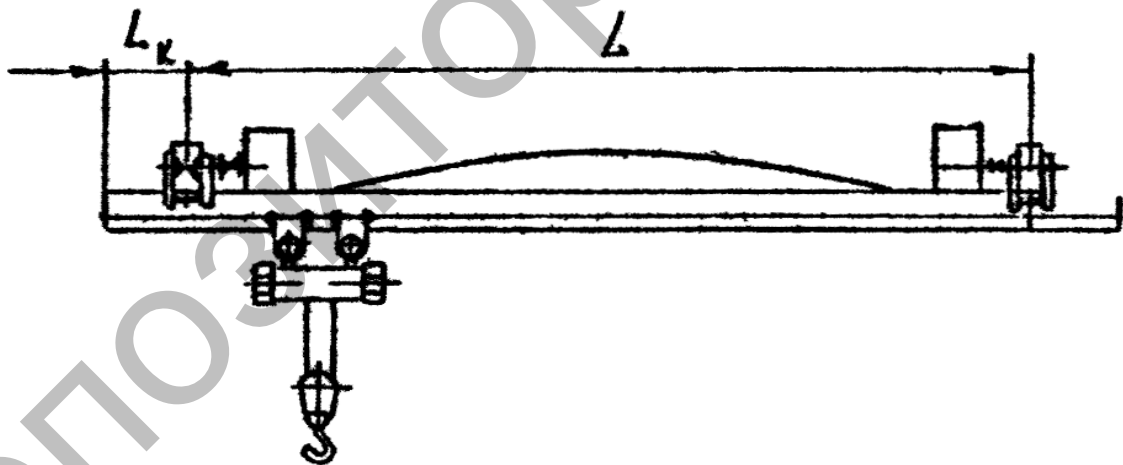
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм передвижения тележки с гибкой тягой мостового крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $L$  – длина пролета, м; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $v$  – скорость передвижения крана, м/с.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	2,5	3,2	1,0	5,0	5,0	1,0	4,0	1,0	5,0	3,0	
$L$	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	15,0	12,0	9,0	4,5	12,0	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$v$	1,25	1,0	1,0	1,6	1,0	0,4	0,5	0,8	0,63	0,5	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма передвижения (двигатель, тормоз, передаточный механизм, муфты, валы, опоры, ходовые колеса). Определить усилие, приходящееся на одно колесо, и выбрать из таблиц по усилию, скорости передвижения и режиму работы тип колеса и рельса. Проверить колеса по контактными напряжениям. Определить сопротивление перемещению тележки (крана). Определить требуемую мощность механизма передвижения тележки (крана) при установившемся движении. Из каталога подобрать крановый электродвигатель. Выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габариты, монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма передвижения. По передаточному числу, вращающему моменту, числу оборотов входного вала и режиму работы подобрать из таблиц редуктор, выписать характеристику редуктора (тип, вращающий момент, исполнение, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес).

*Примечание.* Если расчетное передаточное число отличается от передаточного числа редуктора больше чем на  $\pm 5\%$ , то между редуктором и барабаном ввести открытую зубчатую передачу и провести ее расчет.

Проверить выбранный электродвигатель по пусковому моменту. Проверить тележку (кран) на отсутствие буксования ходового колеса по рельсу. Рассчитать тормоз, определить место его установки, вычислить величину тормозного момента из условия отсутствия буксования. Подобрать стандартный тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ и нагрев, подобрать электромагнит. Дать эскиз тормоза и указать его габаритные и монтажные размеры. Подобрать стандартную муфту с тормозным шкивом для соединения валов электродвигателя и редуктора. Привести эскиз муфты. Рассчитать валы и опоры ходовых колес, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов. Из условия прочности определить диаметр вала или оси, подобрать подшипники качения. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Тележка грузовая. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 14

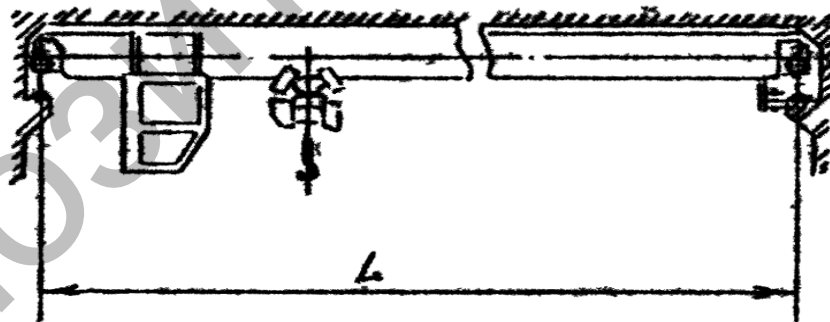
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм передвижения тележки мостового крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $v$  – скорость передвижения крана, м/с; ГК – группа классификации (режима) механизма.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	5	10	5,5	6	9	5,0	7	8	5,0	4,0	
$v$	0,4	0,6	1,0	1,0	0,4	0,6	0,6	1,0	0,4	0,35	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма передвижения (двигатель, тормоз, передаточный механизм, муфты, валы, опоры, ходовые колеса). Определить усилие, приходящееся на одно колесо, и выбрать из таблиц по усилию, скорости передвижения и режиму работы тип колеса и рельса. Проверить колеса по контактным напряжениям. Определить сопротивление перемещению тележки (крана). Определить потребляемую мощность механизма передвижения тележки (крана) при установившемся движении. Из каталога подобрать крановый электродвигатель. Выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габариты, монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма передвижения. По передаточному числу, вращающему моменту, числу оборотов входного вала и режиму работы подобрать из таблиц редуктор, выписать характеристику редуктора (тип, вращающий момент, исполнение, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес).

*Примечание.* Если расчетное передаточное число отличается от передаточного числа редуктора больше чем на  $\pm 5\%$ , то между редуктором и барабаном ввести открытую зубчатую передачу и провести ее расчет.

Проверить выбранный электродвигатель по пусковому моменту. Проверить тележку (кран) на отсутствие буксования ходового колеса по рельсу. Рассчитать тормоз, определить место его установки, вычислить величину тормозного момента из условия отсутствия буксования. Подобрать стандартный тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ и нагрев, подобрать электромагнит. Дать эскиз тормоза и указать его габаритные и монтажные размеры. Подобрать стандартную муфту с тормозным шкивом для соединения валов электродвигателя и редуктора. Привести эскиз муфты. Рассчитать валы и опоры ходовых колес, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов. Из условия прочности определить диаметр вала или оси, подобрать подшипники качения. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Тележка грузовая. 3.2. Тормоз. 3.3. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_

(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_

(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 15

на курсовое проектирование

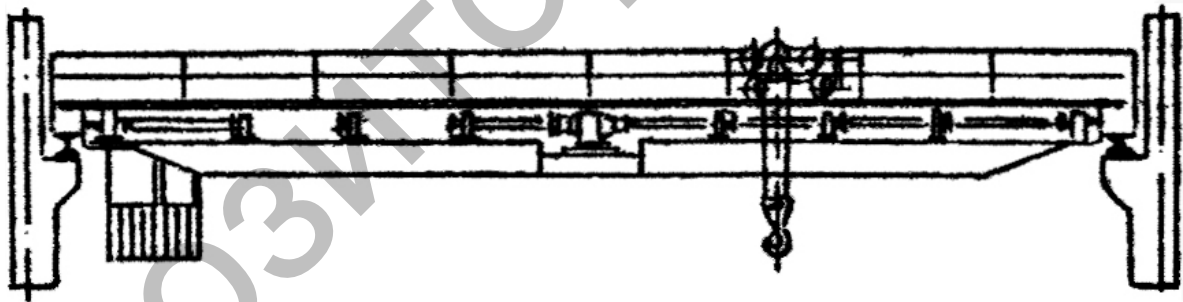
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза мостового крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность крана, т;  $v$  – номинальная скорость подъема груза, м/с;  
 $H$  – номинальная высота подъема груза, м; ГК – группа классификации (режима)  
механизма;  $i_{\text{п}}$  – кратность сдвоенного полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	6,3	8	10	12,5	16	6,3	8	10	12,5	16	
$v$	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	
$H$	8	9	10	11,2	12,5	12,5	11,2	10	9	8	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_{\text{п}}$	2	3	4	3	4	2	3	3	4	4	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

ЗАДАНИЕ 16

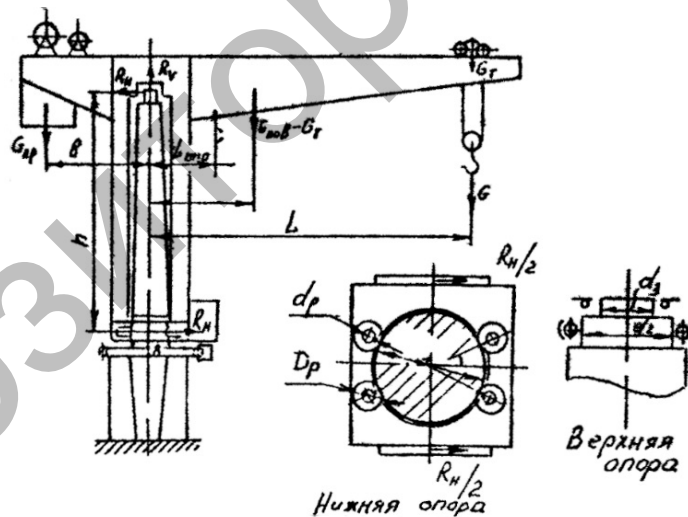
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза поворотного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $V$  – скорость подъема груза, м/мин;  $H$  – высота подъема, м<sup>-1</sup>; ГК – группа классификации (режима) механизма,  $i_{\text{п}}$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	2,5	5,0	1,0	5,0	5,0	1,0	4	2,5	3,2	4,0	
$V$	15	6,3	9	13	15	15	9	9	8	15	
$H$	7,0	8,0	9,0	5,0	4,0	4,5	5,5	6,5	7,0	8,0	
ГК	М5	М6	М7	М5	М6	М7	М5	М6	М7	М5	
$i_{\text{п}}$	2	3	2	3	4	4	4	2	3	3	



## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	!
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 17

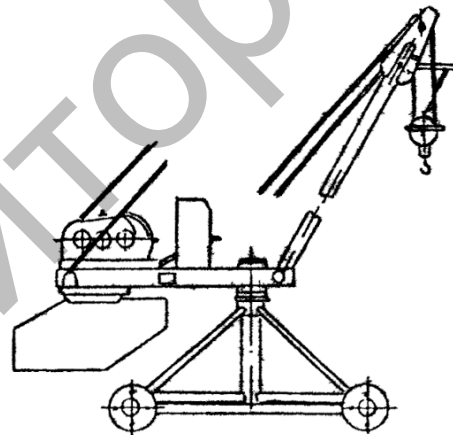
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза крана с ручным приводом».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность крана, т;  $v$  – скорость подъема груза, м/с;  $H$  – высота подъема груза, м; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_n$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,6	2,0	2,5	
$v$	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125	0,1	0,16	0,125	0,1	0,08	
$H$	5,0	4,0	3,2	2,5	4,2	5,0	4,0	3,2	2,5	5,2	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_n$	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Безопасная рукоятка. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 \_\_\_\_ г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 18

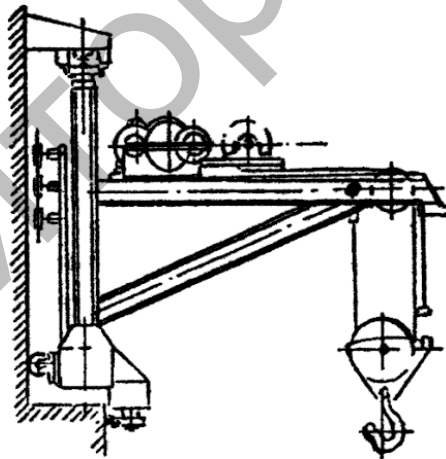
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза поворотного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $v$  – номинальная скорость подъема груза, м/с;  $H$  – номинальная высота подъема груза, м; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_n$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	2,2	3,2	5,0	6,3	4,0	4,0	6,3	5,0	3,2	2,0	
$v$	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,08	0,1	0,2	0,16	0,125	
$H$	11,2	12,5	14	16	18	11,2	12,5	16	14	18	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_n$	2	3	3	4	3	2	4	3	3	2	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 19

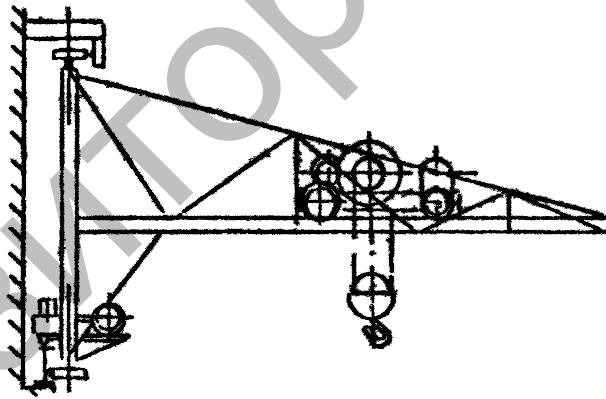
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза настенного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $H$  – высота подъема крюковой подвески, м;  $v$  – скорость подъема груза, м/с; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_n$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	3,2	5,0	6,3	4,0	8,0	8,0	4,0	6,3	5,0	3,2	
$H$	11,2	12,5	14	16	18	11,2	12,5	16	14	18	
$v$	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,08	0,1	0,2	0,16	0,125	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_n$	2	3	4	3	4	4	2	3	3	2	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 20

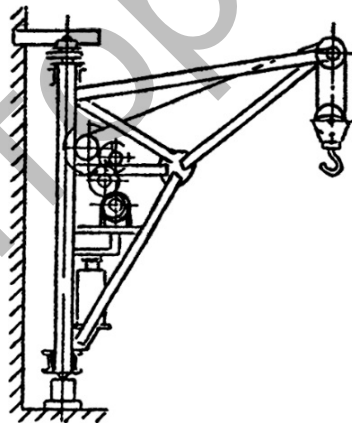
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза поворотного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $H$  – высота подъема груза, м;  $v$  – скорость подъема груза, м/с; ГК – группа классификации (режима) механизма;  $i_{\Pi}$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	2,5	4	6,3	9	1,6	3,2	5	6,3	8	10	
$H$	14	16	10	12,5	11,2	6,3	9	10	8	10	
$v$	0,32	0,2	0,8	0,4	0,2	0,16	0,08	0,8	0,063	0,05	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_{\Pi}$	2	2	2	2	2	3	3	4	5	5	



## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 21

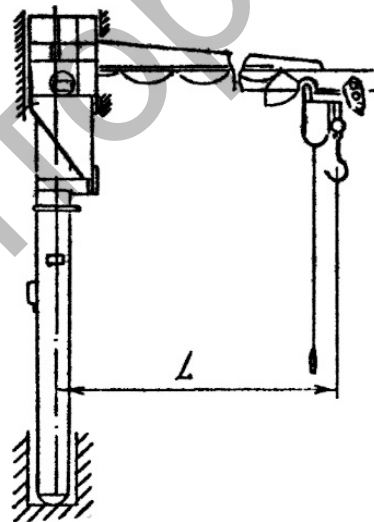
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема настенного крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $V$  – скорость подъема груза, м/мин;  $H$  – высота подъема груза, с<sup>-1</sup>; ГК – группа классификации (режима) механизма.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	2,5	5	4	6	5	8	5	16	5	3,2	
$V$	15	16	9	10	8	8	9	9	11,5	12	
$H$	7,0	8,0	9,0	4,0	5,0	4,5	6,5	7,5	10,0	5,5	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Крюковая подвеска. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 22

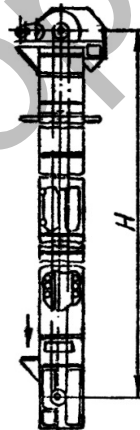
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать элеватор ковшовый».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность элеватора, т/ч;  $v$  – скорость транспортирования материала, м/с;  $H$  – высота подъема материала, м;  $\gamma$  – объемная масса материала, т/м<sup>3</sup>;  
ТЭ – тяговый элемент (Ц – цепь, Л – лента).

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	15	17	20	16	12	15	12	10	40	50	
$v$	0,8	1,25	1,6	1,0	1,0	0,63	0,8	0,5	0,4	0,25	
$H$	16	17	18	19	18	17	16	15	18	20	
$\gamma$	0,9	0,8	0,75	0,85	1,2	0,8	0,75	0,66	0,58	0,6	
ТЭ	Ц	Л	Ц	Л	Ц	Л	Ц	Л	Ц	Л	

## 2. Содержание.

Принять по рекомендациям в зависимости от транспортируемого материала тип ковша, скорость и коэффициент заполнения. Определить емкость ковша: из уравнения производительности элеватора определить погонную емкость ковша, а по ней подобрать из таблиц емкость ковша, размеры и шаг. Если несущий орган – цепь, то шаг ковша должен быть кратен шагу цепи. Проверить ковш по кусковатости. Определить погонные нагрузки от весов груза, ковша и тягового органа. Провести разбивку контура элеватора на участки, пронумеровать точки. Определить сопротивление движения на участках элеватора. Найти натяжение каждой точки контура и изобразить их графической эпюрой. Провести расчет и выбор тяговой цепи, указав ее тип, параметры, или ленты по числу прокладок (предварительно выбрав ее ширину по ширине ковша). Определить параметры звездочек (барбанов) – приводной и натяжной. Определить требуемую мощность привода, подобрать электродвигатель по каталогу (тип, марка, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры, вес). Подобрать редуктор: определить общее передаточное число передаточного механизма и по нему и вращающему моменту выбрать стандартный редуктор, указать его марку, максимальный момент, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес. Вычертить кинематическую схему элеватора (электродвигатель, передаточный механизм, ведущий и ведомый барабаны или звездочки, муфты, места загрузки и выгрузки).

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную передачу (ременная, зубчатая, цепная).

Выполнить расчет вала и оси элеватора, их подшипников. Рассчитать храповой останов. Рассчитать натяжное устройство: выбрать конструкцию, дать эскиз, определить усилие натяжения и из условия продольной устойчивости определить диаметр винта. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Ведущий вал с барабаном (звездочками) и опорами. 3.2. Ведомая ось с натяжным устройством. 3.3. Останов. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 23

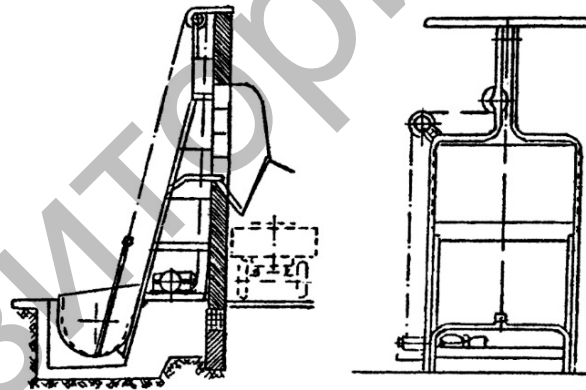
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать механизм подъема груза скипового подъемника».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность, т;  $H$  – высота подъема, м;  $v$  – скорость подъема, м/с;  
 $\gamma$  – объемная масса, т/м<sup>3</sup>; ГК – группа классификации (режима) механизма;  
 $i_{\text{п}}$  – кратность полиспаста.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25	0,8	0,63	0,5	
$H$	4,0	5,0	4,0	6,3	8,0	6,3	10,0	10,0	6,3	9,0	
$\gamma$	0,25	0,2	0,4	0,5	0,63	0,5	0,8	0,32	0,16	0,5	
$v$	0,1	0,16	0,08	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,25	0,1	
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	
$i_{\text{п}}$	3	2	3	2	2	3	2	2	3	2	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Отклоняющий блок. 3.2. Барабан с опорами. 3.3. Тормоз. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 24

на курсовое проектирование

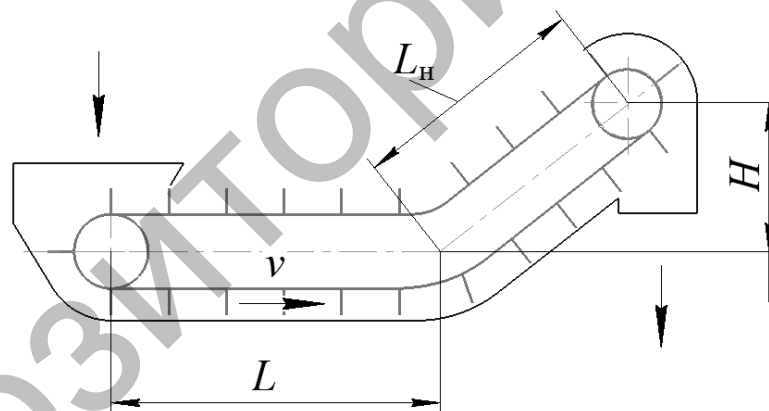
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать конвейер скребковый сплошного волочения».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность конвейера, т/ч;  $\gamma$  – насыпная плотность транспортируемого материала, т/м<sup>3</sup>;  $v$  – скорость транспортирования материала, м/с;  $L_n$  – длина наклонного участка конвейера, м. Длину горизонтального участка принять  $L = 0,2L_n$ ,  $H$  – высота подъема груза, м.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	20	25	31,5	40	50	63	45	55	25	50	
$\gamma$	0,45	0,49	0,68	0,65	0,7	0,48	0,6	0,8	0,72	0,52	
$v$	0,16	0,20	0,25	0,31	0,32	0,50	0,30	0,32	0,25	0,16	
$L_n$	30	29	28	27	26	25	24	23	21	20	
$H$	3	3,5	3	2,5	2	1,5	2	1,5	2,5	3	



## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводные и натяжные звездочки, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета транспортера (характеристика материала, тяговый орган, загрузочное и разгрузочное устройства, форма скребка, отношение между шириной и высотой скребка, коэффициент заполнения). Определить из уравнения производительности расчетную ширину и высоту скребков, округлить эти параметры до стандартных размеров, выбрать по рекомендациям коэффициенты сопротивления движению скребка с цепью и материала по желобу. Определить погонные нагрузки: от веса груза, скребков с тяговыми цепями. Разбить контур движения тягового органа на участки, обозначить точки изменения направления движения цифрами (обозначения вести от менее нагруженной точки контура к более нагруженной). Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера. Расчет начинать с определения  $F_{\min}$  исходя из условия устойчивости скребка. Построить эпюру натяжений. Подобрать тяговую цепь: определить усилие, действующее на одну цепь, и по разрывному усилию подобрать ее по каталогу (указать тип и характеристику цепи). При скорости свыше 0,2 м/с учесть динамические нагрузки. Определить шаг расстановки скребков, причем шаг скребка должен быть кратен шагу цепи. Определить параметры приводных звездочек в зависимости от шага цепи и числа зубьев. Вычислить потребную мощность привода транспортера и подобрать электродвигатель по каталогу. Указать марку двигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры, вес. Подобрать редуктор: определить общее передаточное число, выбрать стандартный редуктор в зависимости от вращающего момента на тихоходном валу передаточного числа, указать его марку, передаваемую мощность, передаточное число, габаритные и монтажные размеры, вес.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную передачу (ременная, зубчатая, цепная).

Провести расчет нестандартных передач, вала и оси транспортера, их подшипников. Рассчитать натяжное устройство, выбрать конструкцию, определить усилие натяжения и по нему определить сечение элементов, обеспечивающих натяжение транспортера. Рассчитать лебедку изменения угла наклона транспортера (передвижной). Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть. 3.1. Приводной вал со звездочками и опорами. 3.2. Натяжная ось с натяжным устройством и опорами. 3.3. Цепь со скребком. 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 25

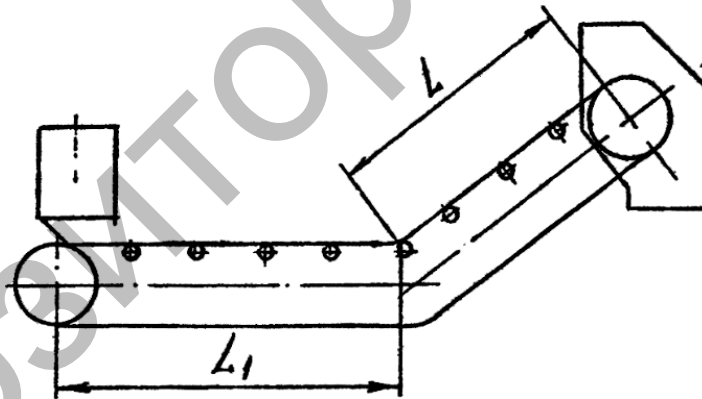
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать транспортер ленточный стационарный».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность, т/ч;  $L$  и  $L_1$  – длины наклонной и горизонтальной частей транспортера, м;  $v$  – скорость перемещения груза, м/с;  $\gamma$  – объемная масса материала, т/м<sup>3</sup>;  $\beta$  – угол наклона транспортера, град.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	40	63	50	80	90	40	63	50	80	90	
$L$	28	24	20	16	12	38	28	24	20	16	
$L_1$	8	8	8	6	3	10	8	8	6	3	
$v$	3,0	2,0	1,5	2,5	2,5	1,0	1,5	1,0	1,4	1,5	
$\gamma$	0,75	0,45	0,35	0,8	1,7	0,15	0,3	0,6	0,51	0,7	
$\beta$	15	17	20	18	15	20	17	15	18	15	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводной барабан, натяжной барабан, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета ленточного транспортера (характеристика материала, тяговый орган, роlikоопоры, загрузочное и разгрузочное устройства). Определить расчетную ширину ленты, выбрать ее ширину, число прокладок и их толщину по ГОСТ. Определить погонные нагрузки: от веса груза, ленты и роlikоопор на грузовой и холостой ветвях. Разбить контур тягового органа на прямолинейные и криволинейные участки с последовательным их цифровым обозначением (обозначение вести от точки сбегания ленты с ведущего барабана). Выбрать коэффициенты сопротивления движению в зависимости от условий работы транспортера и типа роlikоопор. Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера и построить их эпюру. Проверить ленту на прочность по числу прокладок. Проверить ленту на отсутствие буксования. Определить максимальный прогиб грузовой ветви в точке с минимальным натяжением и сравнить с допуском. Определить требуемую мощность электродвигателя, выбрать его по каталогу, выписать характеристику (тип электродвигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Определить параметры барабанов. Определить общее передаточное число привода транспортера и подобрать редуктор (тип, передаваемая мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Подобрать муфту на входе редуктора. Рассчитать приводную станцию, провести расчет нестандартных передач (ременной, зубчатой или цепной). Рассчитать вал барабана, подшипники. Рассчитать натяжную станцию: определить усилие натяжения, выбрать тип натяжного устройства, из условия прочности рассчитать сечения натяжных винтов, оси барабана, подобрать подшипники. Рассмотреть вопросы техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной барабан с опорами. 3.2. Натяжной барабан с опорами и натяжным устройством. 3.3. Роlikоопоры (верхняя и нижняя). 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 26

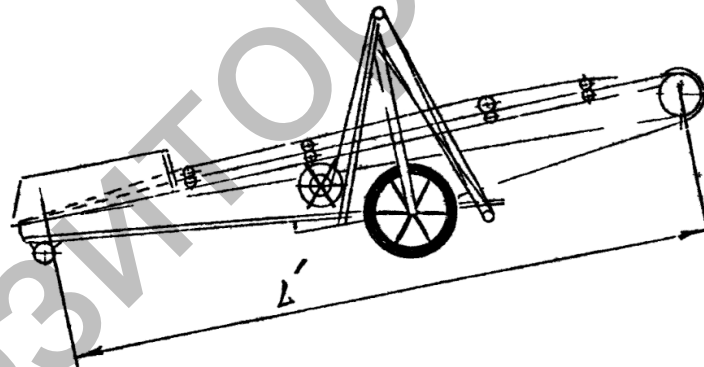
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать транспортер ленточный передвижной».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность, т/ч;  $L$  – длина транспортера, м;  $v$  – скорость перемещения ленты, м/с;  $\beta$  – угол наклона транспортера к горизонту (изменяется ручной лебедкой), град.;  $\gamma$  – объемная масса материала, т/м<sup>3</sup>.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	20	40	60	80	50	45	85	70	65	50	
$L$	8	9	10	9	8	9	10	11	9	10	
$v$	1,0	0,8	1,5	2,2	1,8	1,6	1,4	1,3	1,1	0,9	
$\beta$	14	12	18	16	11	10	15	13	17	19	
$\gamma$	0,6	0,75	0,8	0,9	1,4	0,8	0,68	0,7	0,56	0,88	

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводной барабан, натяжной барабан, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета ленточного транспортера (характеристика материала, тяговый орган, роlikоопоры, загрузочное и разгрузочное устройства). Определить расчетную ширину ленты, выбрать ее ширину, число прокладок и их толщину по ГОСТ. Определить погонные нагрузки: от веса груза, ленты и роlikоопор на грузовой и холостой ветвях. Разбить контур тягового органа на прямолинейные и криволинейные участки с последовательным их цифровым обозначением (обозначение вести от точки сбегания ленты с ведущего барабана). Выбрать коэффициенты сопротивления движению в зависимости от условий работы транспортера и типа роlikоопор. Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера и построить их эпюру. Проверить ленту на прочность по числу прокладок. Проверить ленту на отсутствие буксования. Определить максимальный прогиб грузовой ветви в точке с минимальным натяжением и сравнить с допуском. Определить требуемую мощность электродвигателя, выбрать его по каталогу, выписать характеристику (тип электродвигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Определить параметры барабанов. Определить общее передаточное число передаточного механизма и подобрать редуктор (тип, передаваемая мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Подобрать муфту на входе редуктора. Рассчитать приводную станцию, провести расчет нестандартных передач (ременной, зубчатой или цепной). Рассчитать вал барабана, подшипники. Рассчитать натяжную станцию: определить усилие натяжения, выбрать тип натяжного устройства, из условия прочности рассчитать сечения натяжных винтов, оси барабана, подобрать подшипники. Рассмотреть вопросы техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной барабан с опорами. 3.2. Натяжной барабан с опорами и натяжным устройством. 3.3. Роlikоопоры (верхняя и нижняя). 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_

(подпись)

(Ф.И.О. зав. кафедрой)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г.

### ЗАДАНИЕ 27

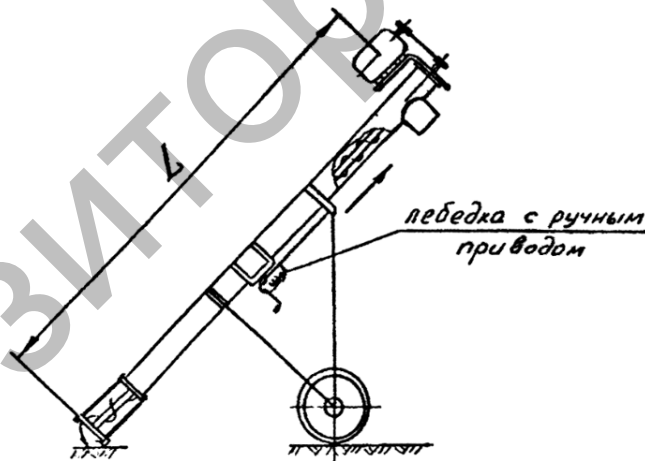
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту \_\_\_\_\_, группы \_\_\_\_\_, курса \_\_\_\_\_  
специальности \_\_\_\_\_

вариант № \_\_\_\_\_

Тема: «Спроектировать погрузчик винтовой передвижной».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность, т/ч;  $L$  – длина транспортера, м;  $\gamma$  – объемная масса материала, т/м<sup>3</sup>;  $\beta$  – угол наклона погрузчика к горизонту, град.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	7,0	9,0	13,0	15,5	18	8,0	20,0	14,0	8,0	10,5	
$L$	8,0	7,0	9,0	6,0	8,0	10,0	6,0	6,5	9,0	7,5	
$\gamma$	0,7	0,9	0,75	0,8	1,2	0,35	1,1	0,18	0,68	0,75	
$\beta$	42	40	36	32	44	38	30	31	45	29	

## 2. Содержание.

Составить кинематическую схему винтового транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, винт, опоры, муфты, места расположения загрузочных и разгрузочных патрубков). Выбрать по рекомендациям наружный диаметр винта, принять шаг витка, коэффициент заполнения сечения кожуха, коэффициенты трения материала о винт и материала о кожух винта. Диаметр винта проверить по кусковатости. Определить из уравнения производительности число оборотов винта и скорость поступательного движения груза. Вычислить угол подъема витка винта. Определить общую мощность привода и по ней подобрать электродвигатель и выбрать его по каталогу (тип, марка, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Определить передаточное число и решить, какой передаточный механизм установить между электродвигателем и валом винта. Рассчитать вал: определить усилия, действующие на вал, и определить размеры сечения вала из условий прочности и жесткости. Если вал составной, то следует дать эскиз соединений его частей. Рассчитать опоры, определить усилия, действующие на подшипники, принять их конструкцию, провести их расчет и подбор. Дать эскиз закрепления промежуточных подшипников. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Верхняя и нижняя опоры. 3.2. Ручная лебедка.

3.3. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 г. Регистрационный номер № \_\_\_\_

Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

Руководитель \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_

Подпись студента \_\_\_\_\_  
(подпись) (инициалы, фамилия)

**ОБРАЗЦЫ  
ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

Репозиторий БГАТУ



**Приложение Б**  
(справочное)

Пример выполнения курсовой работы по грузоподъемным машинам

---

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Пояснительная записка к курсовой работе по дисциплине

«Подъемно-транспортные машины и механизмы»

На тему: ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА  
МОСТОВОГО КРАНА

*Шифр 03.48.022.00.000*

*Студент 3 курса 19 змо группы*

\_\_\_\_\_/А.С. Борисенко/  
(личная подпись) (Ф.И.О)

*Руководитель*

\_\_\_\_\_/П.В. Клавсуть/  
(личная подпись) (Ф.И.О)

Минск, 2018

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ *В.Н. Основин*  
(подпись)

« 04 » сентября 2018 г.

### ЗАДАНИЕ № 29

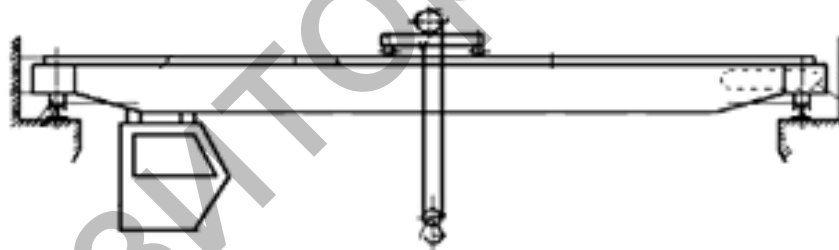
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту Борисенко А.С., группы 19 змо, курса 3  
специальности 1-74 06 06 Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса

вариант № 11

Тема: «Проектирование механизма подъема груза мостового крана».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$Q$  – грузоподъемность крана, т;  $v$  – номинальная скорость подъема груза, м/с;  
 $H$  – номинальная высота подъема груза, м; ГК – группа классификации (режима)  
механизма;  $i_n$  – кратность одинарного полиспаста;  $L_h = 6500$  ч – срок службы.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$Q$	6,3	8	10	12,5	16	6,3	8	10	12,5	16	5
$v$	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,32
$H$	8	9	10	11,2	12,5	12,5	11,2	10	9	8	11,2
ГК	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6	M7	M5	M6
$i_n$	2	3	4	3	4	2	3	3	4	4	3

## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему механизма подъема груза. Рассчитать грузовой канат и подобрать его по ГОСТ. Дать условное обозначение каната. Рассчитать барабан: определить диаметр, длину, толщину стенки. Дать эскиз барабана. Выполнить проверочный расчет стенки барабана на прочность с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов. Рассчитать крепление каната к барабану: выбрать способ крепления, определить диаметр шпильки (болта), проверить шпильку (болт) на прочность. Рассчитать опоры барабана, построить эпюры изгибающего и крутящего моментов вала или оси из условия прочности, подобрать подшипники и их корпуса. Рассчитать крюковую подвеску, выбрать тип подвески (нормальная или удлиненная), определить диаметр блока, подобрать крюк, определить из условий прочности параметры траверсы, серьги и оси блоков. Подобрать подшипники. Привести эскизы всех деталей подвески. Выбрать электродвигатель: определить мощность электродвигателя при установившемся движении, выбрать из каталога крановый электродвигатель, выписать характеристику электродвигателя (тип, мощность, число оборотов, маховый момент ротора, кратность пускового момента, габаритные и монтажные размеры, вес). Определить передаточное число механизма подъема груза, выбрать стандартный редуктор.

*Примечание.* Если расхождение между передаточными числами расчетного и выбранного редукторов превышает  $\pm 5\%$ , то следует применить дополнительную зубчатую передачу.

Проверить по пусковому моменту выбранный электродвигатель. Рассчитать тормоз и провести его проверочный расчет на прочность, износ, нагрев; подобрать электромагнит, выполнить эскиз тормоза. Рассчитать рабочую пружину. Подобрать типовую муфту с тормозным шкивом для соединения электродвигателя с редуктором. Привести правила техники безопасности. Дать заключение.

## 3. Графическая часть: 3.1. Барабан с опорами. 3.2. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью.	10
Выполнение рабочего чертежа детали	
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания «04» сентября 2018 г. Регистрационный № 22

Срок сдачи студентом законченной работы 05 декабря 2018 г.

Руководитель \_\_\_\_\_ П.В. Клавсуть  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению «04» сентября 2018 г.

Подпись студента \_\_\_\_\_ А.П. Борисенко  
(подпись) (инициалы, фамилия)

№ строки	Формат	Обозначение	Наименование	Кол. листов	№ экз.	Примеч.
1						
2			<b>Документация</b>			
3						
4	A4	03.48.022.00.000 ПЗ	Пояснительная записка	57		
5	A1	03.48.022.01.000 СБ	Барабан			
6			Сборочный чертеж	1		
7	A3	03.48.022.01.005	Ось барабана	1		
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
		<b>03.48.022.00.000.ПД</b>				
	Лист	№ документа	Подпись	Дата		
Разраб.	Борисенко				Литера	Лист
Руковод.	Клавсуть				У К Р	Листов
Реценз.						1 1
Н.контр					<b>БГАТУ, гр.19мо</b>	
Зав. каф.	ОСНОВИН					
				Механизм подъема груза мостового крана Ведомость проектной документации		

## Реферат

Курсовая работа выполнена на 58 страницах машинописного текста и содержит 8 таблиц, 9 рисунков. В работе использовано 11 литературных источников. Графическая часть – 1 лист формата А1, 1 лист формата А2 и 1 лист формата А3.

Ключевые слова: грузоподъемные машины, механизм подъема, грузовой канат, крюковая подвеска, барабан, привод, тормоз.

Объектом разработки является механизм подъема груза мостового крана.

Цель работы – разработка рациональной конструкции механизма подъема мостового крана и требований по его безопасной эксплуатации.

При разработке механизма подъема груза произведен выбор схемы подъема, расчет и подбор грузового каната по ГОСТ, расчет крюковой подвески, барабана, крепления каната к барабану, привода и колодочного тормоза. На основании расчетов и анализа существующих конструкций узлов механизма подъема выполнены чертеж общего вида барабана и чертеж оси барабана. Разработаны требования по технике безопасности при эксплуатации грузоподъемных машин.

Основные конструктивные показатели крана с разработанным механизмом подъема: грузоподъемность – 5,0 т; высота подъема груза – 11,2 м; скорость подъема – 0,32 м/с; группа классификации (режима) по ИСО 4301/1 – М6.

Разработанная техническая документация может быть использована при разработке модернизации грузоподъемных машин для АПК.



## Введение

Увеличение объемов поставок сельским хозяйством продуктов питания и сырья для промышленности с одновременным снижением затрат на производство неразрывно связано с внедрением в растениеводство и животноводство подъемно-транспортных устройств, которые вышли за рамки своего первоначального назначения – вспомогательного оборудования для механизации трудоемких процессов производства – и стали связующими в технологической цепи, обеспечивающими непрерывность производства, основой механизации и автоматизации производственных процессов.

Особое внимание в сельском хозяйстве уделяется механизации погрузочно-разгрузочных работ, где по некоторым видам продукции затраты на ее перевозку и погрузочно-разгрузочные работы достигают 70 % от всех затрат на ее производство.

Снижение затрат на погрузочно-разгрузочные работы предусматривается за счет разработок и внедрения в производство высокоэффективных универсальных погрузочных и транспортирующих машин, контейнеризации и пакетирования, бестарной перевозки сыпучих грузов на специальном транспорте, совершенствовании конструкции и надежности средств малой механизации: подъемников, тележек, лебедок, спусков и т. д.

Успешное выполнение задач по механизации погрузо-разгрузочных работ во многом зависит от уровня знаний специалистов сельского хозяйства, полученных при изучении дисциплины «Подъемно-транспортные машины и механизмы», и от навыков конструирования, которые приобретают студенты при выполнении курсовой работы по подъемно-транспортным машинам.

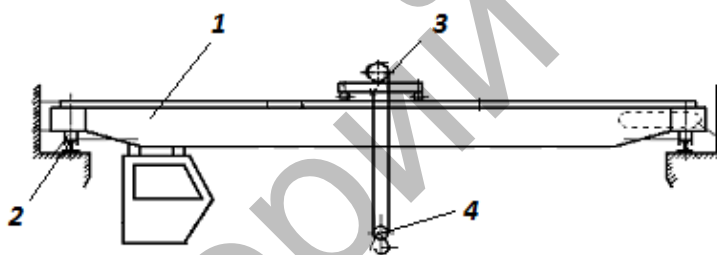
					03.48.022.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

## 1 Выбор кинематической схемы механизма подъема груза

Исходные данные для расчета механизма подъема мостового крана при исходных данных: грузоподъемность  $Q = 5,0$  т, высота подъема груза  $H = 11,2$  м, скорость подъема  $v_{п} = 0,32$  м/с, режим работы средний (группа режима работы по ИСО 4301.1 – М6). Срок службы механизма  $[L_h] = 6300$  час.

Механизм подъема проектируется с учетом характера нагрузки – легкие толчки, кратковременные перегрузки: до 125 % от номинальной. Мониторинг условий использования проектируемого крана показал, что механизм подъема будет испытывать большие нагрузки регулярно, а наибольшие нагрузки часто.

Общее устройство мостового крана представлено на рисунке 1.



1 – мост; 2 – путь рельсовый; 3 – тележка грузовая; 4 – подвеска крюковая

Рисунок 1 – Кран мостовой

На грузовой тележке смонтированы узлы механизма подъема [1]. Кинематическая схема механизма подъема представлена на рисунке 2.

Привод барабана 6 (рисунок 2) механизма подъема осуществляется от электродвигателя через цилиндрический редуктор и открытую зубчатую передачу. На быстроходном валу редуктора устанавливается колодочный тормоз, обеспечивающий в механизме подъема остановку груза и удержание его в подвешенном состоянии.

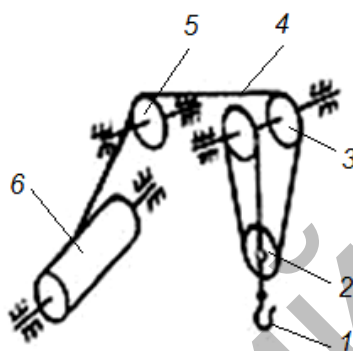
									Лист
									7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



## 2 Выбор схемы полиспаста и грузового каната

В грузоподъемных машинах используют силовые полиспасты, позволяющие уменьшить усилие натяжения ветви каната, набегающего на барабан.

При выборе полиспаста воспользуемся таблицей 1.1 [2, с. 14]. При весе поднимаемого груза  $F_{гр} = 50$  кН, соответствующего заданной грузоподъемности  $Q = 5,0$  т, принимаем одинарный полиспаст с кратностью  $i_{пол} = 3$  (рисунок 2).



1 – крюк; 2 – подвижный блок; 3 – неподвижные блоки; 4 – канат;  
5 – направляющий блок; 6 – барабан

Рисунок 2 – Схема полиспаста

Кратность полиспаста определяется по формуле [2, с. 14]

$$i_{п} = \frac{Z_{гр}}{Z_{б}}, \quad (1)$$

где  $Z_{гр}$  – число ветвей каната, удерживающих груз;

$Z_{б}$  – число ветвей каната, набегающих на барабан.

В соответствии с принятой кратностью построена схема одинарного полиспаста, представленная на рисунке 2.

В соответствии с рисунком 2 число ветвей каната  $Z_{гр} = 3$ ;  $Z_{б} = 1$ . Кратность полиспаста будет

$$i_{п} = \frac{3}{1} = 3.$$

						03.48.022.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			8

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

На КПД блока наиболее существенное влияние оказывают потери на трение в опоре блока, зависящие от конструкции и состояния опоры.

Ориентировочно КПД одинарного полиспаста определяют по формуле [2, с. 15]

$$\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{п}}^{z_{\text{п}}/m} \eta_{\text{н}}^{z_{\text{н}}/m}, \quad (2)$$

где  $\eta_{\text{п}}$  – КПД подвижных блоков;

$\eta_{\text{н}}$  – КПД неподвижных блоков;

$z_{\text{п}}$  – число подвижных блоков;

$z_{\text{н}}$  – число неподвижных блоков;

$m$  – параметр, зависящий от типа полиспаста. Для одинарного  $m = 1$ , для сдвоенного  $m = 2$ .

Так как блоки смонтированы на подшипниках качения, принимаем КПД подвижных блоков  $\eta_{\text{п}} = 0,98$ , а неподвижных  $\eta_{\text{н}} = 0,96$  [2, с. 14]. Согласно рисунку 3 число подвижных блоков  $z_{\text{п}} = 1$ , число неподвижных блоков  $z_{\text{н}} = 2$ .

Определим КПД одинарного полиспаста по формуле (2)

$$\eta_{\text{пол}} = 0,98^1 \cdot 0,96^2 = 0,9.$$

Максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната, набегающей на барабан, определяется по формуле [2, с. 15]

$$F_{\text{max}} = \frac{F_{\text{гр}}}{mi_{\text{п}} \eta_{\text{пол}} \eta_{\text{нб}}}, \quad (3)$$

где  $F_{\text{гр}}$  – вес поднимаемого груза, Н;

$m = 1$  – для одинарного полиспаста;

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

$\eta_{\text{пол}}$  – КПД полиспаста;

$\eta_{\text{нб}}$  – КПД направляющих блоков.

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

Принимаем КПД направляющего блока равным КПД неподвижного блока  $\eta_{\text{нб}} = 0,96$ .

Используя формулу (3), определим максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната, набегающей на барабан

$$F_{\text{max}} = \frac{50000}{1 \cdot 3 \cdot 0,90 \cdot 0,96} = 19290,1 \text{ Н.}$$

Для определения разрывного усилия каната используют формулу [2, с. 15]

$$F_{\text{разр}} \geq F_{\text{max}} Z_p, \quad (4)$$

где  $Z_p$  – коэффициент использования каната.

По таблице 1.2 [2, с. 15] принимаем значение  $Z_p = 5,6$  для группы режима работы М6.

Используя формулу (4), определим разрывное усилие каната

$$F_{\text{max}} Z_p = 19290,1 \cdot 5,6 = 108024,4 \text{ Н.}$$

По таблице 1.5 [2, с. 19] подбираем канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции  $6 \times 19(1 + 6/6) + 1$  о. с. ГОСТ 2688–80, с разрывным усилием, равным  $[F] = 114500$  Н. Маркировочная группа проволок каната по временному сопротивлению разрыву  $\sigma_b = 1568$  МПа, диаметр каната –  $d_k = 15,0$  мм, масса 1000 м каната равна  $m_k = 8440$  Н.

Тогда  $[F] = F_{\text{разр}} = 114500 \text{ Н} > F_{\text{max}} Z_p = 108024,7 \text{ Н}$ .

Условие (4) выполняется, значит, канат выбран верно.

Условное обозначение каната: Канат 15-Г-I-Л-О-Н-1960 ГОСТ 2688–80.

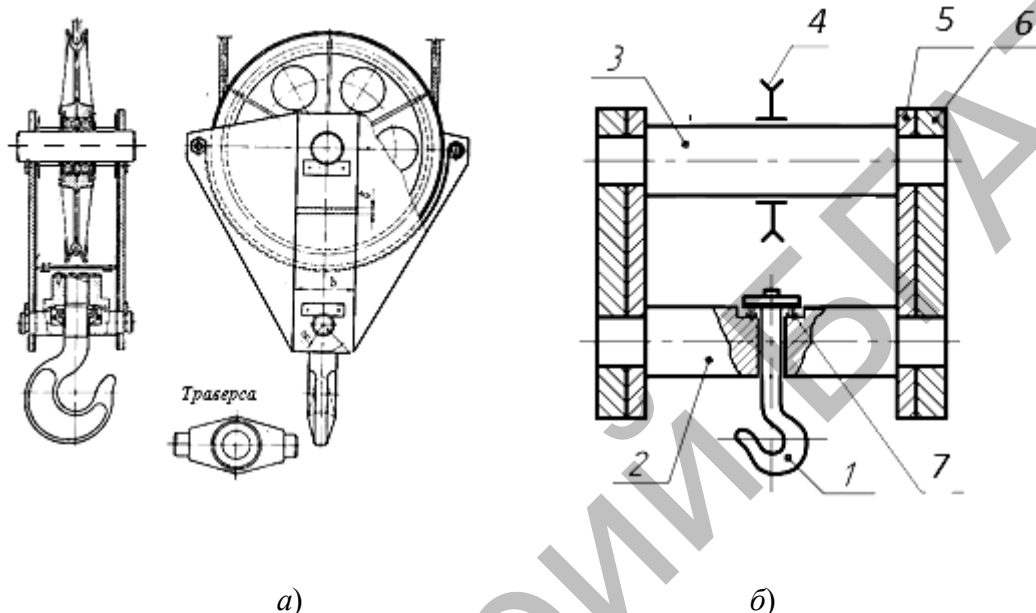
Таблица 1 – Размеры и параметры канатов двойной свивки типа ЛК-Р конструкции  $6 \times 19(1 + 6 + 6/6) + 1$  о. с. (по ГОСТ 2688–80) [2, с. 19]

Диаметр каната $d_k$ , мм	Масса 1 тыс. м каната $m_k$ , Н	Расчетное разрывное усилие каната $F_{\text{разр}}$ , Н (не менее), при $\sigma_b$ проволок в МПа						
		1470	1568	1666	1764	1862	1960	2058
15,0	8440	-	114500	-	-	-	-	-

									Лист
									10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

### 3 Расчет крюковой подвески

С учетом принятой схемы подвеса груза выбираем нормальную конструкцию крюковой подвески с верхним расположением блока (рисунок 3).



1 – крюк; 2 – траверса; 3 – ось блоков; 4 – основной блок;  
5 – щека; 6 – серьга; 7 – упорный подшипник

Рисунок 3 – Общий вид (а) и схема (б) нормальной крюковой подвески

Исходя из заданного веса поднимаемого груза, рода привода и группы режима работы механизма по таблице 1.6 [2, с. 21] выбираем крюк № 13 ГОСТ 6627–80.

Для стандартных крюков проверочный расчет на прочность не производят.

Для установки крюка в поперечине (траверсе) необходимо подобрать упорный подшипник по таблице 1.10 [2, с. 25]. По  $d_1 = 45$  мм и с учетом веса поднимаемого груза  $F_{гр} = 50000$  Н выбираем упорный подшипник № 8209, у которого внутренний и наружный диаметры равны  $d = 45$  мм;  $D_H = 73$  мм.

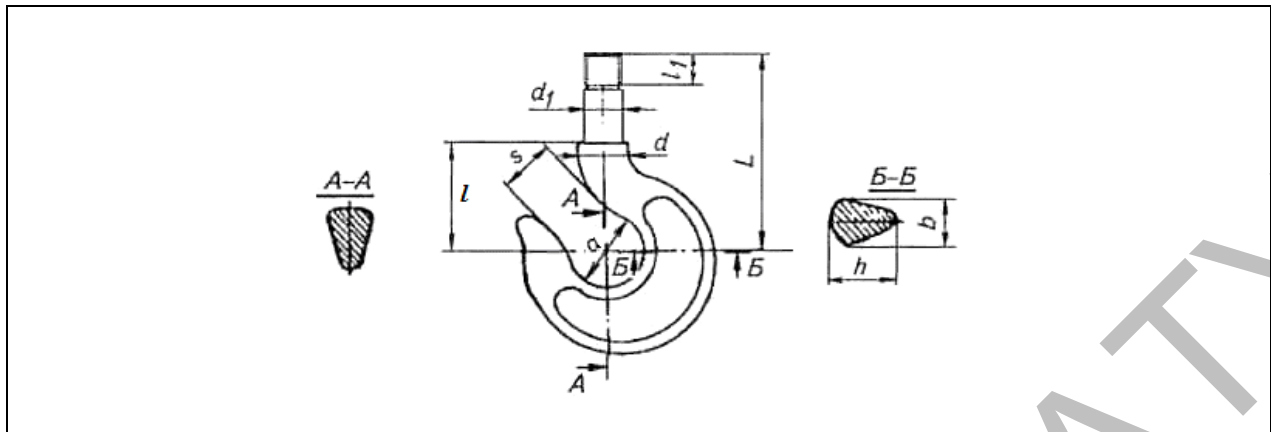
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

03.48.022.00.000 ПЗ

Лист

11

Таблица 2 – Крюк однорогой для груза весом в 50 кН (ГОСТ 6627–74) [2, с. 21]



Номер крюка	Вес груза, кН			Размеры крюка, мм								
	Ручной привод	Механический привод при группе режима по ИСО 4301/1		D	b	h	d <sub>1</sub>	d <sub>0</sub>	L		i	i <sub>1</sub>
		M4-M6	M7-M8						Тип А	Тип В		
13	-	50	-	75	48	75	45	M42	250	-	105	60

Таблица 3 – Параметры упорных подшипников номер 8209 по ГОСТ 6874–75 [2, с. 25]

Номер подшипника	Внутренний диаметр d <sub>ш</sub> , мм	Наружный диаметр D <sub>н</sub> , мм	Высота T, мм	Статическая грузоподъемность подшипника C <sub>0</sub> , кН
8209	45	73	20	85

Подшипник номер 8209 по условию статической грузоподъемности подходит

$$C_0 = 85 \text{ кН} \geq 1,25 \cdot F_{\text{гр}} = 1,25 \cdot 50 = 62,5 \text{ кН.}$$

Диаметр блока предварительно определяется по формуле [2, с. 23]

$$D_{\text{б}} \geq h_2 d_{\text{к}}, \quad (5)$$

где  $d_{\text{к}}$  – диаметр каната;

$h_2$  – коэффициент выбора для блока.

По таблице 1.9 [2, с. 23] с учетом группы режима работы механизма коэффициент равен  $h_2 = 22,4$ .

Определим предварительно диаметр блока по формуле (5)

$$D_{\text{б}} \geq 22,4 \cdot 15,0 \geq 336,0 \text{ мм.}$$

												Лист
												12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ							

По таблице 1.8 [2, с. 23] выбираем стандартный блок. Его диаметр  $D_6 = 400$  мм, ширина ступицы  $l_{ст} = 60$  мм.

По таблице 1.7 [2, с. 23] определим в зависимости от грузоподъемности ориентировочные значения толщины серьги и кожуха  $\delta = 8,0$ ;  $\delta_1 = 4,0$ .

В крюковой подвеске с одним блоком расстояние между щеками выбирается таким, чтобы свободно размещался упорный подшипник в траверсе с наружным диаметром  $D_H = 73$  мм и было достаточно места для размещения ступицы блока с шириной ступицы  $l_{ст} = 60$  мм с зазором (зазор между торцами ступиц блоков ( $\Delta = 1 \dots 5$  мм)).

Принимаем расстояние между щеками, чтобы свободно размещалась гайка крюка по ОСТ 24.191.08–81

$$L_{щ} = D_H + 15 \dots 20 \text{ мм} = 73 + 19 = 92 \text{ мм.}$$

Минимальное расстояние для размещения на оси одного блока с шириной ступицы  $l_{ст} = 60$  мм должно быть не менее

$$L_{щ} \geq z_{щ} l_{ст} + \Delta = 1 \cdot 60 + 5 = 65 \text{ мм,}$$

где  $z_{щ}$  – количество подвижных блоков на оси крюковой подвески;

$\Delta$  – зазор между торцами ступиц блоков 5 мм (зазор между торцами ступиц блоков принимают  $\Delta = 1 \dots 5$  мм).

Окончательно принимаем расстояние между щеками, достаточное для размещения гайки крюка и блока,  $L_{щ} = 92$  мм.

Тогда расчетная длина оси блока (рисунок 4) определяется по формуле [2, с. 23]

$$L_{ос} = \delta + 2\delta_1 + L_{щ} = 8 + 2 \cdot 4 + 92 = 108 \text{ мм,} \quad (6)$$

где  $\delta$  и  $\delta_1$  – толщина серьги кожуха (определяется по таблице 1.7 [2, с. 23] для веса поднимаемого груза  $F_{гр} = 50$  кН.

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

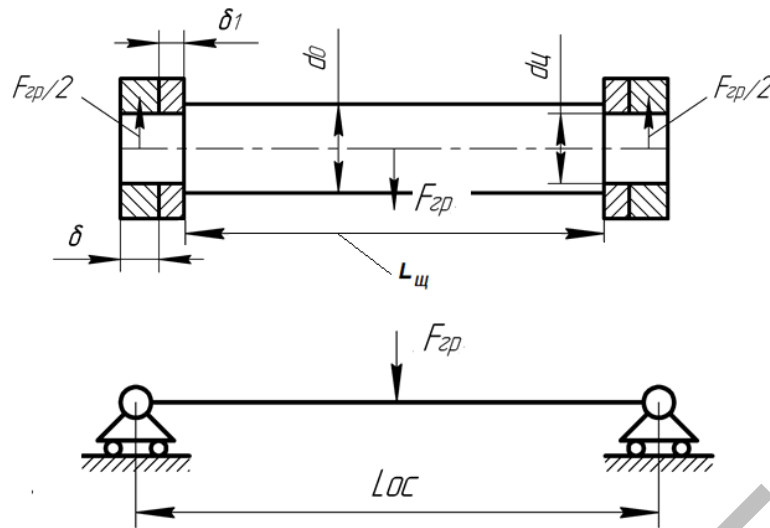


Рисунок 4 – Эскиз и расчетная схема оси блоков

Ось блоков рассчитывается на изгиб и смятие по уравнению прямого бруса [2, с. 22]

$$M_{из} = \frac{F_{гр} L_{ос}}{4}. \quad (7)$$

Используя формулу (7), определим изгибающий момент, действующий на ось блоков

$$M_{из} = \frac{50000 \cdot 108}{4} = 1350000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Расчетный диаметр оси блоков [2, с. 25]

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_{из}]}}. \quad (8)$$

где  $[\sigma_{из}]$  – допускаемое напряжение при изгибе.

Допускаемое напряжение при изгибе [2, с. 23]

$$[\sigma_{из}] = [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n_б}, \quad (9)$$

где  $n_б$  – коэффициент запаса прочности.

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

С учетом условий изготовления, надежности, методики расчета, требований к надежности конструкции и динамичности нагрузки принимаем коэффициент запаса  $n_{\sigma} = 2,0$  [2, с. 23].

Используем для изготовления оси материал сталь Ст40. Для Ст40 предел текучести  $\sigma_T = 340$  МПа [2, таблица А.1 Приложения А, с. 204].

Используя формулу (9), определим допускаемое напряжение при изгибе

$$[\sigma_{и}] = \frac{340}{2,0} = 170 \text{ МПа.}$$

По формуле (8) определим диаметр оси блоков

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{1350000}{0,1 \cdot 170}} = 42,9 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр оси блоков  $d_0 = 45$  мм из ряда линейных размеров по ГОСТ 6636–69 [2, таблица Б.1 Приложения Б, с. 205].

Диаметр цапфы оси [2, с. 24]

$$d_{ц\text{о}} = d_0 - 5 \text{ мм} = 45 - 5 = 40 \text{ мм.}$$

Траверса изготавливается из Ст45 и рассчитывается как прямой брус на изгиб от действия веса груза и грузозахватывающих устройств.

Расчетную длину траверсы, диаметр отверстия под крюк и толщину траверсы (рисунок 5) принимаем [2, с. 24]

$$L_{тр} = L_{oc} = 108 \text{ мм}; \quad d'_1 = d_1 + (2 \div 5) = 45 + 3 = 48 \text{ мм};$$

$$h = L - l_1 - l_2 = 250 - 105 - 60 = 85 \text{ мм.}$$

где  $L, d_1, l_1, l_2$  – параметры крюка в соответствии с таблицей 2.

Ширина траверсы выбирается из условия [2, с. 25]

$$B = \frac{3F_{гр} L_{тр}}{2h^2 [\sigma_{и}]} + d'_1 \geq 1,2D_H. \quad (10)$$

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					15



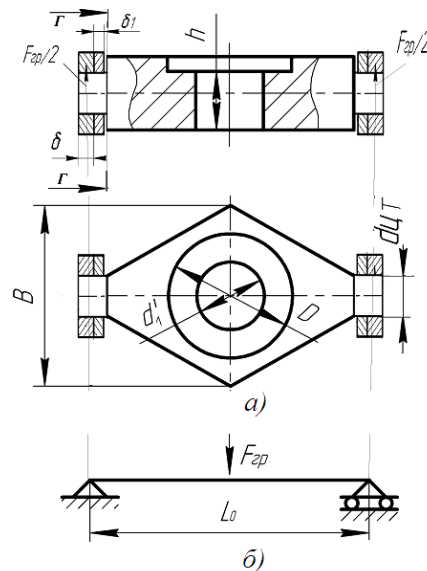


Рисунок 5 – Эскиз траверсы

Ширина траверсы из условия прочности на изгиб (10)

$$B = \frac{3F_{зр}L_{тр}}{2h^2[\sigma_{и}]} + d'_1 = \frac{3 \cdot 50000 \cdot 108}{2 \cdot 170 \cdot 85^2} + 48 = 54,6 \text{ мм.}$$

Ширина траверсы из условия размещения опорного подшипника

$$B \geq 1,2D_{Н} = 1,2 \cdot 73 = 87,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $B = 90$  мм из ряда линейных размеров по ГОСТ 6636–69 [2, таблица Б.1 Приложения Б, с. 205].

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

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{F_{тр}(\delta + 2\delta_1)}{0,4[\sigma_{и}]}}. \quad (11)$$

Для Ст45 предел текучести  $\sigma_T = 360$  МПа [2, таблица А.1 Приложения А, с. 204]. Используя формулу (9), определим допускаемое напряжение при изгибе. С учетом условий изготовления, надежности, методики расчета, требований к надежности конструкции и динамичности нагрузки принимаем коэффициент запаса  $n_6 = 2,0$  [2, с. 23]

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

$$[\sigma_{\text{н}}] = \frac{360}{2,0} = 180 \text{ МПа.}$$

Используя формулу (11), определим диаметр цапф траверсы

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot (8,0 + 2 \cdot 4,0)}{0,4 \cdot 180}} = 21,3 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{\text{ц}} = 24$  мм из ряда линейных размеров по ГОСТ 6636–69 [2, таблица Б.1 Приложения Б, с. 205].

Цапфа траверсы проверяется на смятие по формуле 1.11 [2, с. 24]

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{гр}}}{2d_{\text{ц}}\delta} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (12)$$

где  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение смятия.

Согласно выражению 1.10 [2, с. 24] допускаемое напряжение смятия определяется по формуле (13)

$$[\sigma_{\text{см}}] = 1,5[\sigma_{\text{р}}]. \quad (13)$$

Допускаемое напряжение при растяжении [2, с. 24]

$$[\sigma_{\text{р}}] = [\sigma_{\text{см}}] = 180 \text{ МПа.}$$

Используя формулу (13), определим допускаемое напряжение смятия

$$[\sigma_{\text{см}}] = 1,5 \cdot 180 = 270 \text{ МПа.}$$

По выражению (12) проверяем траверсу на прочность

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{50000}{2 \cdot 24 \cdot 8,0} = 130,2 \text{ МПа} < 270 \text{ МПа.}$$

Условие (12) выполняется. Траверса рассчитана верно.

Серьга (рисунок 6) изготавливается из стали Ст5 и рассчитывается по напряжениям растяжения.

Ширину серьги принимаем равной [2, с. 26]

									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

$$B_c = (1,8 \dots 2,0) d_{ц}. \quad (14)$$

$$B_c = 2,0 \cdot 40 = 80 \text{ мм.}$$

Условие прочности серьги [2, с. 26]

$$\sigma_p = \frac{F_{гр}}{2(B_c - d_{ц})\delta} \leq [\sigma_p]. \quad (15)$$

Коэффициент запаса прочности  $n_\sigma = 2,0$ , а по таблице А1 приложения А [2, с. 204] для стали Ст5  $\sigma_T = 300$  МПа.

Используя формулу (9), определим допускаемое напряжение при растяжении

$$[\sigma_p] = \frac{300}{2,0} = 150 \text{ МПа.}$$

Проверим на прочность серьгу, используя уравнение (15)

$$\sigma_p = \frac{50000}{2 \cdot (80 - 40) \cdot 8,0} = 78,1 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа.}$$

Условие прочности серьги выполняется, а значит, серьга подобрана верно.

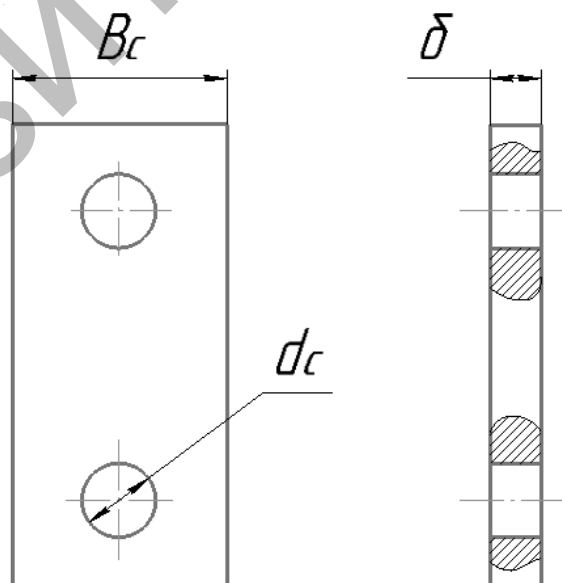


Рисунок 6 – Эскиз серьги

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

#### 4 Расчет барабана

Барабаны служат для преобразования вращательного движения привода механизма в поступательное движение подвески с закрепленным к ней грузом.

Барабаны выполняют [2, с. 31] литыми из стали 35Л. Выбираем барабан с нарезными винтовыми канавками.

Шаг нарезки на барабане определяется [2, с. 29] по формуле

$$t = d + (2 \dots 3) \text{ мм}, \quad (16)$$

где  $d$  – диаметр каната.

Используя формулу (16), определим шаг нарезки барабана

$$t = 15,0 + 3 = 18,0 \text{ мм.}$$

Шаг нарезки барабана необходимо округлить до целого значения по ГОСТ 6636–69. Принимаем  $t = 18$  мм.

Диаметр барабана, измеренный по дну нарезанной канавки [2, с. 29]

$$D_{\text{б}} \geq h_1 d_{\text{к}}, \quad (17)$$

где  $d_{\text{к}}$  – диаметр каната;

$h_1$  – коэффициент выбора для определения диаметра барабана.

По таблице 1.9 [2, с. 23] с учетом группы режима работы механизма М6 принимаем  $h_1 = 20,0$ .

Используя формулу (17), определим диаметр барабана

$$D_{\text{б}} \geq 20,0 \cdot 15,0 = 300 \text{ мм.}$$

Полученный диаметр барабана округляем в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров для блоков и барабанов.

Округлив по стандартному ряду диаметров по таблице 1.7 [2, стр. 23], принимаем  $D_{\text{б}} = 320$  мм.

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

Диаметр барабана  $D$ , измеренный по средней линии навитого каната

$$D = D_{\text{б}} + d_{\text{к}}. \quad (18)$$

$$D = 320 + 15,0 = 335,0 \text{ мм.}$$

Длина нарезного барабана для одинарного полиспаста [2, с. 30]

$$L_{\text{б}} = l_{\text{н}} + 2l_{\text{к}}, \quad (19)$$

где  $l_{\text{н}}$  – длина нарезного участка;

$l_{\text{к}}$  – длина гладкого концевой участка.

Длина нарезного участка определяется по формуле [2, стр. 30]

$$l_{\text{н}} = (Z_{\text{р}} + Z_{\text{н}} + Z_{\text{кр}})t, \quad (20)$$

где  $Z_{\text{р}}$  – число рабочих витков для навивки каната;

$Z_{\text{н}}$  – число неприкосновенных витков ( $Z_{\text{н}} = 2$ );

$Z_{\text{кр}}$  – число витков для крепления конца каната к барабану ( $Z_{\text{кр}} = 3$ ).

Число рабочих витков определяется по формуле [2, стр. 30]

$$Z_{\text{р}} = \frac{Hi_{\text{п}}10^3}{\pi D}, \quad (21)$$

где  $H$  – высота подъема груза, м;

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

Определим число рабочих витков по формуле (21)

$$Z_{\text{р}} = \frac{11,5 \cdot 3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 335} = 32,7 \approx 33.$$

Определим по формуле (20) минимальную длину нарезного участка

$$l_{\text{н}} = (33 + 2 + 3) \cdot 18 = 684 \text{ мм.}$$

Принимаем длину нарезного участка  $l_{\text{н}} = 685 \text{ мм.}$

								Лист
								20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				

Длина гладкого концевой участка, необходимого для размещения реборд и места крепления колеса открытой передачи [2, с. 31]

$$l_k = (4 \div 5) d. \quad (22)$$

$$l_k = 4 \cdot 15,0 = 60 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_k = 75 \text{ мм.}$

Определим по формуле (19) длину барабана

$$L_6 = 685 + 2 \cdot 75 = 835 \text{ мм.}$$

Принимаем  $L_6 = 835 \text{ мм.}$

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

Напряжение сжатия в стенке барабана определяется по формуле [2, стр. 31]

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{max}}}{t\delta} \leq [\sigma_{\text{сж}}]. \quad (23)$$

Из формулы (23) выразим толщину стенки барабана

$$\delta \geq \frac{F_{\text{max}}}{t[\sigma_{\text{с}}]}. \quad (24)$$

Для стали 35Л допускаемое напряжение при сжатии по таблице 2.1 [2, с. 31] при режиме работы М6

$$[\sigma_{\text{сж}}] = 176 \text{ МПа.}$$

По формуле (24) определим толщину стенки барабана, изготовленного из стали 35Л

$$\delta \geq \frac{19290,1}{18 \cdot 176} = 6,1 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину стенки барабана  $\delta = 8 \text{ мм.}$

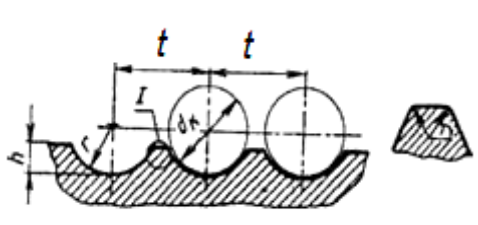
Проверим на выполняемость условие (23)

					03.48.022.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{19290,1}{18 \cdot 8} = 133,9 \text{ МПа} < 176 \text{ МПа.}$$

Условие (23) выполняется.

Таблица 4 – Размеры профиля нарезки барабана по нормали МИ 5365-64 [3, таблица 17, с. 169]



$d_k$	$r$	$r_1$	$h$	$t$
15	7,5	1,5	4,5	18

При расчете барабан рассматривается как балка, свободно лежащая на ступицах, испытывающая нормальные напряжения от изгиба и касательные от кручения.

Так как длина барабана имеет длину меньшую, чем три его диаметра ( $L_{\delta} < 3D_{\delta}$ ),

$$L_{\delta} = 835 \text{ мм} < 3D_{\delta} = 3 \cdot 320 = 960 \text{ мм,}$$

то проверка по напряжениям изгиба и кручения не выполняется [2, с. 31].

## 5 Расчет крепления каната на барабане

Предусматриваем крепление каната к барабану (рисунок 7) с помощью двух прижимных планок. Однако дальнейший расчет ведется для одной планки [2, с. 34].

Натяжение каната в месте крепления прижимными планками [2, с. 34]

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{max}}}{e^{f\alpha}}, \quad (25)$$

где  $\alpha = 4\pi$  – угол обхвата барабана витками каната при числе неприкосновенных витков  $Z_{\text{н}} = 2$ , рад;

$f = 0,10$  – минимальное значение коэффициента трения между канатом и барабаном.

Определим натяжение каната в месте крепления прижимной планкой по формуле (25)

$$F_{\text{кр}} = \frac{19290,1}{2,71^{0,10 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 5514,8 \text{ Н.}$$

Усилие, растягивающее шпильку, крепящую прижимную планку к барабану [2, с. 34]

$$F_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{кр}}}{2f}, \quad (26)$$

Определим усилие, растягивающее шпильку по формуле (26)

$$F_{\text{зат}} = \frac{5514,8}{2 \cdot 0,10} = 27573,8 \text{ Н.}$$

Используем нормализованную прижимную планку для каната диаметра  $d_{\text{к}} = 15,0$  мм. Основные размеры прижимной планки представлены в таблице 5.

					03.48.022.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23



Для крепления стандартной планки применяется шпилька с резьбой М16. Для этой шпильки внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 13,835$  мм [3, таблица 1.12, с. 21].

Напряжение в стержне шпильки [2, с. 33]

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,3 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \quad (27)$$

Тогда

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 27573,0}{3,14 \cdot 13,835^2} = 238,6 \text{ МПа.}$$

Таблица 5 – Размеры элементов крепления каната, мм [3, таблица 18, с. 171]

$d_k$	Накладка							Масса, кг	Шпилька
	$r$	$a$	$b$	$c$	$s$	$d$	$e$		
15,0	9	50	50	18	17	17	5,0	0,25	М16×40

Шпилька изготовлена из стали Ст40. Для Ст 40 предел текучести  $\sigma_T = 720$  МПа [2, таблица А.1 Приложения А, с. 204].

При проверочном расчете резьбовых соединений при контролируемой затяжке для шпилек из стали принимаем коэффициент запаса  $n_\sigma = 2,5$  [4, с. 31].

Используя формулу (15), определим допускаемое напряжение при растяжении.

Условие прочности для выбранной шпильки соблюдается

$$\sigma_p = 238,6 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 288,0 \text{ МПа.}$$

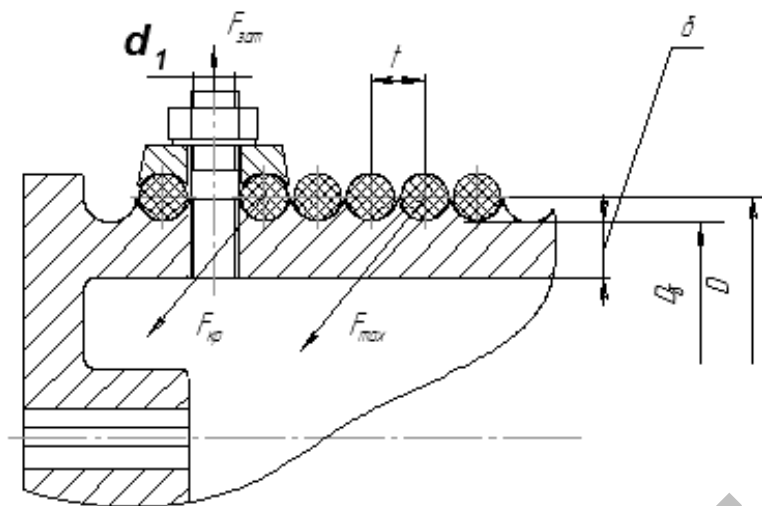


Рисунок 7 – Крепление каната к барабану

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

03.48.022.00.000 ПЗ

Лист

25

## 6 Расчет привода механизма подъема груза

Статическую мощность электродвигателя механизма подъема груза определяем с учетом силы тяжести поднимаемого груза [2, с. 34]

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_{\text{гр}} V_{\text{гр}}}{1000 \eta}, \quad (28)$$

где  $F_{\text{гр}}$  – сила тяжести поднимаемого груза, Н;

$V_{\text{гр}}$  – скорость подъема груза, м/с;

$\eta$  – общий КПД привода механизма подъема.

Определим статическую мощность электродвигателя механизма подъема груза в кВт по формуле (28), предварительно приняв  $\eta = 0,8$

$$P_{\text{дв}} = \frac{50000 \cdot 0,32}{1000 \cdot 0,8} = 20,0 \text{ кВт.}$$

В реальных условиях эксплуатации номинальная требуемая мощность крановых двигателей принимается меньше статической [3, с. 23]

$$P_{\text{эл.гр}} = (0,7 \dots 0,8) P_{\text{дв}}.$$

Большие значения принимают для группы классификации механизма (режима работы) – М6 и выше. Рассчитаем требуемую мощность

$$P_{\text{эл.гр}} \geq 0,8 \cdot 20 = 16 \text{ кВт.}$$

Определим необходимую частоту вращения барабана [2, с. 34]

$$n_6 = \frac{60 V_{\text{п}} i_{\text{п}}}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,32 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,335} = 54,8 \text{ мин}^{-1}. \quad (29)$$

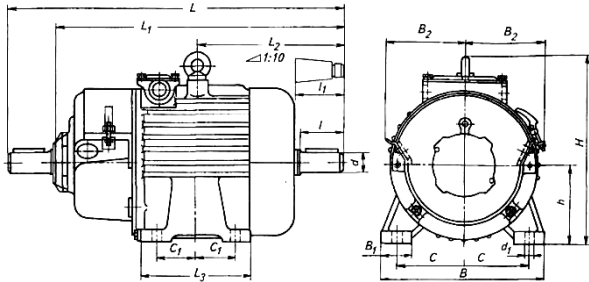
Исходя из заданных и полученных параметров  $P_{\text{эл.гр}} \geq 16$  кВт и режима работы М6 выбираем [2, таблица 2.2, с. 35] крановый электродвигатель серии МТФ 312-6 с номинальной мощностью  $P_{\text{эл}}^{\text{н}} = 19,5$  кВт, номинальной частотой

									Лист
									26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

вращения  $n_{эл} = 950 \text{ мин}^{-1}$ , маховым моментом ротора  $J_{дв} = 1,25 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , максимальным вращающим моментом  $T_{max} = 480 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Основные размеры двигателя представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Основные размеры, асинхронных крановых электродвигателей с фазовым ротором серии МТ, мм [3, таблица 23, с. 178]



Типоразмер электродвигателя	$L$	$L_1$	$L_2$	$L_3$	$l$	$l_1$	$B$	$B_1$	$B_2$	$C$	$C_1$	$d$	$d_1$	$H$	$h$
МТФ 312-6	93	823	332,	380	110	118	350	75	176	140	160	60	24	444	180

Редуктор выбираем по передаваемой мощности, передаточному числу, вращающему моменту на тихоходном валу и режиму работы.

Передаточное отношение привода определяется по формуле [2, с. 34]

$$U_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_6} \quad (30)$$

Определим передаточное число привода по формуле (30)

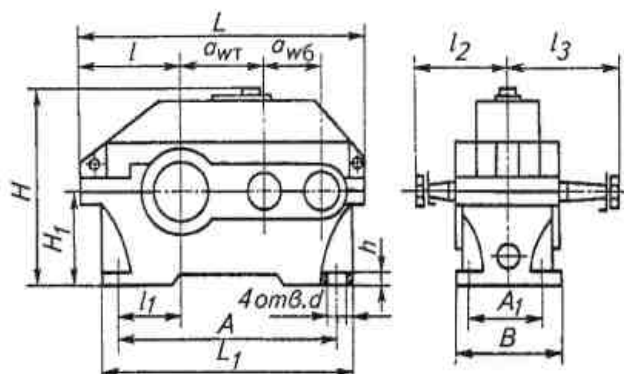
$$U_{пр} = \frac{950}{54,8} = 17,3.$$

Привод включает редуктор с передаточным числом  $U_p$  и открытую цилиндрическую прямозубую зубчатую некоррегированную передачу с передаточным числом  $U_{пр}$ . Принимаем крановый редуктор Ц 2У-250 с передаточным числом  $U_p = 8$ , вращающим моментом на тихоходном валу  $4 \text{ кН}\cdot\text{м}$  и допустимой консольной нагрузкой на его тихоходный вал  $[F_{RT}] = 16 \text{ кН}$  [2, таблица 2.3, с. 36].

Размеры выбранного редуктора представлены в таблице 7.

																	Лист	
																		27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата														

Таблица 7 – Основные размеры редукторов типа Ц2У-250, мм [3, таблица 34, с. 206]



Типоразмер редуктора	$a_{w6}$	$a_{wt}$	$L$	$L_1$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$H$	$H_1$	$h$	$A$	$A_1$	$B$	$d$
Ц2У-250	160	250	825	730	290	212	265	335	530	265	40	670	218	300	28

Передаточное отношение открытой передачи [2, с. 35]

$$U_{\text{оп}} = \frac{U_{\text{пр}}}{U_{\text{п}}} \quad (31)$$

$$U_{\text{оп}} = \frac{17,3}{8,0} = 2,16.$$

Из компоновочной схемы барабана диаметр впадин зубчатого венца открытой передачи должен быть не менее (рисунок 8)

$$d_{f(2)\text{min}} = D_6 + 2h_6 = 320 + 2 \cdot 65 = 450 \text{ мм.}$$

Значение  $h_6$  должно быть достаточно для размещения болтового соединения фланца барабана и ведущего зубчатого венца и принято  $h_6 = 65$  мм.

В соответствии с принятой схемой механизма конструктивно принимаем модуль зацепления  $m = 4,0$  мм и количество зубьев зубчатого колеса (венца)  $z_2 = 120$ .

Делительный диаметр прямозубого цилиндрического зубчатого колеса [5, с. 121]

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 120 = 480 \text{ мм.}$$

																Лист	
																	28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата													

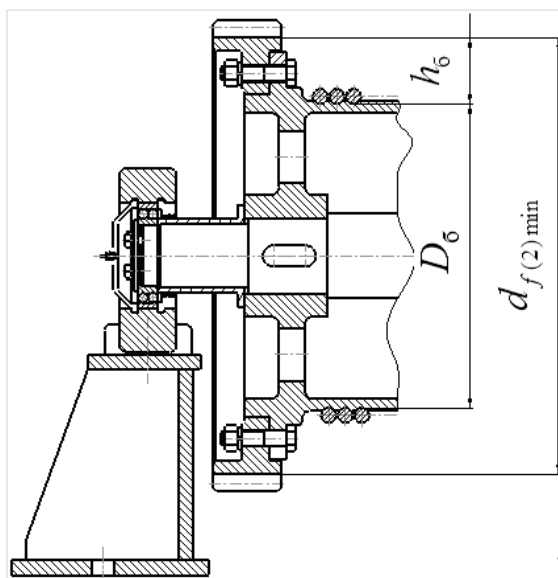


Рисунок 8 – Компонировочная схема привода барабана с открытой передачей

Диаметр впадин прямозубого некоррегированного цилиндрического зубчатого колеса при значениях по ГОСТ 13755–81 коэффициентов высоты головки  $h_a^* = 1,0$  и радиального зазора  $c^* = 0,25$  коэффициента смещения  $x = 0$  [4, с. 179]

$$d_{f(2)} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x). \quad (32)$$

$$d_{f(2)} = 480 - 2 \cdot 4(1 + 0,25) = 470 \text{ мм.}$$

Условие достаточности места для размещения болтов крепления колеса к барабану выполняется

$$d_{f(2)} = 470 \text{ мм} > d_{f(2)min} = 450 \text{ мм.}$$

Определим число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{Z_2}{u_{оп}} = \frac{120}{2,16} = 55,6.$$

Принимаем число зубьев шестерни  $Z_1 = 56$ .

Делительный диаметр шестерни открытой передачи [5, с. 121]

$$d_1 = mZ_1 = 4 \cdot 56 = 224 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние открытой прямозубой цилиндрической передачи [5, с. 121]

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(224 + 480) = 352 \text{ мм.}$$

Шестерня консольно расположена относительно опор тихоходного вала. Для колес открытой передачи примем термообработку колес при их изготовлении, обеспечивающую твердость зубьев меньше или равной 350 НВ.

Учитывая консольное расположение шестерни относительно опор вала и принятую твердость зубьев колес, принимаем значение коэффициента ширины венца [5, с. 116]

$$\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w} = \frac{120}{56} = 0,25.$$

Ранее определено значение межосевого расстояния открытой передачи  $a_w = 352$  м. Из предыдущего выражения значение ширины венца колеса будет равно

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 352 = 88 \text{ мм.}$$

Из ряда линейных размеров по ГОСТ 6636–69 [2, таблица Б.1 Приложения Б, с. 205] принимаем  $b_2 = 90$  мм.

Фактическое передаточное число открытой зубчатой передачи будет

$$U_{\text{опф}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{120}{56} = 2,14.$$

Фактическое передаточное число привода будет

$$U_{\text{прф}} = U_p U_{\text{опф}} = 8 \cdot 2,14 = 17,12.$$

Отклонение действительного передаточного числа привода

$$\Delta U_{\text{пр}} = \frac{(U_{\text{прф}} - U_{\text{пр}})}{U_{\text{пр}}} \cdot 100 \% = \frac{(17,12 - 17,3)}{17,3} \cdot 100 \% = 1,0 \%.$$

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

не превышает допустимого [2, с. 35] значения  $\Delta U_{\text{пр}} = \pm 15 \%$ .

Шестерня открытой зубчатой передачи посажена на хвостовик тихоходного вала редуктора. Силы, возникающие в зацеплении передачи, нагружают тихоходный вал консольной нагрузкой.

Для определения усилий в зацеплении предварительно рассчитаем вращающий момент на грузовом барабане [2, с. 31]

$$T_{\text{гр}} = \frac{F_{\text{max}} D}{2} = \frac{19290,1 \cdot 335}{2} = 3231091,8 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 3,2 \text{ кНм.}$$

Колесо открытой передачи посажено на барабан и вращается вместе с ним. Окружное усилие в прямозубой открытой передаче привода барабана [5, с. 121]

$$F_t = \frac{2T_{\text{гр}}}{d_2} = \frac{2 \cdot 3231091,8}{480} = 13462,9 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие в открытой прямозубой передаче [5, с. 121]

$$F_R = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = \frac{13462,9 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 0} = 4900,1 \text{ Н.}$$

Значение консольной нагрузки от шестерни на тихоходный вал не превышает допустимого значения [2, с. 36] для выбранного редуктора

$$F_{RT} = (F_t^2 + F_R^2)^{0,5} = (13462,9^2 + 4900,1^2)^{0,5} = 14326,9 \text{ Н} = 14,3 \text{ кН} < [F_{RT}] = 16 \text{ кН.}$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора, на котором установлена шестерня открытой передачи, при известных значениях вращающего момента на грузовом барабане  $T_{\text{гр}} = 3,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$ , значениях фактического передаточного числа открытой передачи  $u_{\text{оп} \phi} = 2,14$  и ее коэффициента полезного действия  $\eta_{\text{оп}} = 0,93$  находится по формуле [5, с. 30]

$$T_{\text{ТР}} = \frac{T_{\text{гр}}}{u_{\text{оп} \phi} \eta_{\text{оп}}} = \frac{3,2}{2,14 \cdot 0,93} = 1,6 \text{ кНм} = 1600 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

									Лист
									31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



Значение вращающего момента на тихоходном валу редуктора не превышает допускаемого значения  $[T_{\text{ТР}}]$  для выбранного редуктора [2, с. 41]

$$T_{\text{ТР}} = 1600 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq [T_{\text{ТР}}] = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Подобранный двигатель проверяют по пусковому моменту [2, с. 37]

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{ин1}} + T_{\text{ин2}} \leq [T_{\text{max}}]. \quad (33)$$

Статический момент на валу двигателя при известных значениях усилия в канате  $F_{\text{max}} = 19290,1 \text{ Н}$ , диаметре барабана на средней линии каната  $D = 0,335 \text{ м}$ , передаточном числе привода  $U_{\text{прф}} = 17,12$ , механическом КПД привода  $\eta = 0,8$  [2, с. 36]

$$T_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{max}} D}{2U_{\text{прф}} \eta}. \quad (34)$$

$$T_{\text{ст}} = \frac{19290,1 \cdot 0,335}{2 \cdot 17,12 \cdot 0,8} = 235,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Динамический момент на валу двигателя от инерции поднимаемого груза

$$T_{\text{ин1}} = \frac{F_{\text{гр}} D^2 n_{\text{дв}}}{375 t_{\text{п}}^2 U_{\text{прф}}^2 t_{\text{п}} \eta}. \quad (35)$$

Подставив в предыдущую формулу время пуска  $t = 3 \text{ с}$ , получим

$$T_{\text{ин1}} = \frac{50000 \cdot 0,335^2 \cdot 955}{375 \cdot 3^2 \cdot 17,12^2 \cdot 3 \cdot 0,8} = 2,24 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Динамический момент от вращающихся частей привода

$$T_{\text{ин2}} = 1,2 J_{\text{дв}} \frac{n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_{\text{п}}}, \quad (36)$$

где  $J_{\text{дв}}$  – момент инерции ротора двигателя,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$n_{\text{дв}}$  – частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$t_{\text{п}}$  – время пуска, с.

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				



## 7 Расчет опор и оси барабана

В зацеплении открытой зубчатой передачи действуют силы:

- окружная сила  $F_t = 13462,9 \text{ Н}$ ;
- радиальная сила  $F_R = 4900,1 \text{ Н}$ .

Ось барабана испытывает напряжение от действия усилия натяжения ветви каната  $F_{\max}$ , силы веса  $G$  барабана, нагрузки от сил в зацеплении прямозубой цилиндрической открытой передачи – окружного усилия  $F_t$  и радиального усилия  $F_R$ .

Проекции окружного и радиального усилия на ось  $Y$  (рисунок 9):

$$F_{ty} = F_t = 13642,9 \text{ Н}; \quad F_{Ry} = 0.$$

Проекции окружного и радиального усилия на ось  $Z$ :

$$F_{tz} = 0; \quad F_{Rz} = F_R = 4900,1 \text{ Н}.$$

Вес барабана  $G = 500 \text{ Н}$  примем по аналогии с весом барабанов соответствующего размера.

Определяем реакции опор. Строим эпюры изгибающих моментов.

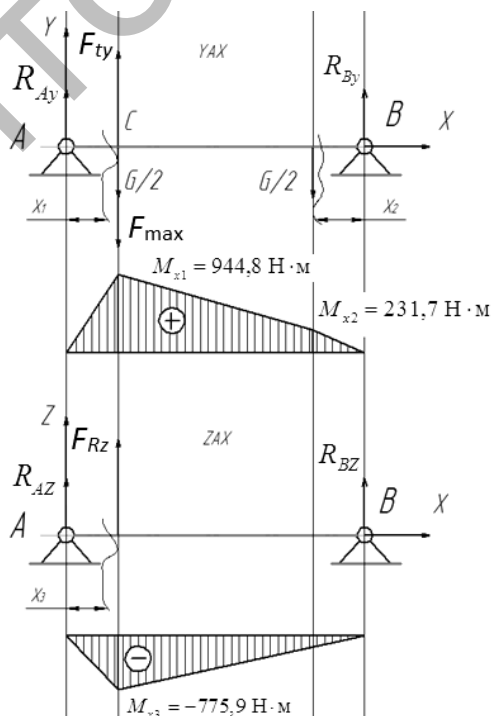


Рисунок 9 – Эпюры изгибающих моментов оси

								Лист
								34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ			

Рассмотрим плоскость  $YAX$ .

$$\sum M_{AY}(F_i) = 0;$$

$$F_{\max} \cdot a - F_{ty} \cdot a + (G/2) \cdot a + G/2 \cdot (a+b) - R_{By} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{\max} \cdot a - F_{ty} \cdot a + (G/2) \cdot a + G/2 \cdot (a+b)}{a+b+c} =$$

$$= \frac{19290,1 \cdot 182 - 13462,9 \cdot 182 + (500/2) \cdot 182 + (500/2) \cdot (182 + 805)}{182 + 805 + 204} = 1135,85 \text{ Н.}$$

$$\sum M_S(F_i) = 0;$$

$$R_{Ay} \cdot (a+b+c) + F_{ty} \cdot (b+c) - G/2 \cdot (b+c) - F_{\max} \cdot (b+c) - G/2 \cdot c = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{ty} \cdot (b+c) + G/2 \cdot (b+c) + F_{\max} \cdot (b+c) + G/2 \cdot c}{a+b+c} =$$

$$= \frac{-13462,9 \cdot (805 + 204) + 500/2 \cdot (805 + 204) + 19290,1 \cdot (805 + 204) + 500/2 \cdot 204}{182 + 805 + 204} = 5191,3 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum (F_y) = 0;$$

$$R_{Ay} + F_{ty} - G/2 - G/2 + R_{By} - S_{\max} = 0;$$

$$5191,3 + 13462,9 - 250 - 250 + 1135,85 - 19290,1 = 0.$$

Рассмотрим плоскость  $ZAX$ .

$$\sum M_{AZ}(F_i) = 0;$$

$$-F_{RZ} \cdot a - R_{BZ} \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_{BZ} = \frac{-F_{RZ} \cdot a}{a+b+c} = \frac{-4900,1 \cdot 182}{182 + 805 + 204} = -748,8 \text{ Н.}$$

$$\sum M_{BZ}(F_i) = 0;$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ					Лист
										35

$$R_{AZ} \cdot (a+b+c) + F_{RZ} \cdot (b+c) = 0;$$

$$R_{AZ} = \frac{-F_{RZ} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{-4900,1 \cdot (805+204)}{182+805+204} = -4153,3 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum (F_y) = 0;$$

$$R_{AZ} + F_{RZ} + R_{BZ} = (-4151,3) + 4900,1 + (-748,8) = 0.$$

Суммарные реакции опор *A* и *B*

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{5191,3^2 + (-4153,3)^2} = 6648,3 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{1135,85^2 + (-748,8)^2} = 1360,5 \text{ Н.}$$

Построим эпюру изгибающего момента, действующего на вал (рисунок 9).

Рассмотрим плоскость *YAX*.

Изгибающие моменты над ступицами

$$M_{x1} = R_{Ay} \cdot x_1 = R_{Ay} \cdot a = 5191,3 \cdot 182 = 944816,6 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 944,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x2} = R_{By} \cdot x_2 = R_{By} \cdot c = 1135,85 \cdot 204 = 231713,4 \text{ Н} \cdot \text{м} = 231,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассмотрим плоскость *ZAX*.

Изгибающие моменты по длине вала

$$M_{x3} = R_{AZ} \cdot x_3 = R_{AZ} \cdot a = (-4153,3) \cdot 182 = -755900,6 \text{ Н} \cdot \text{м} = -775,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опасным для оси является поперечное сечение в точке *C*.

Суммарный изгибающий момент для этого сечения

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{x3}^2} = \sqrt{944,8^2 + (-775,9)^2} = 947,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Принимаем материал оси барабана – сталь Ст 5 [4, с. 293]. Термообработку оси не назначаем. Для стали Ст 5 предел прочности  $\sigma_b = 520$  МПа и предел выносливости по нормальным напряжениям изгиба при симметричном цикле нагружения  $\sigma_{-1F} = 220$  МПа [2, таблица А.1 Приложения А, с. 204].

									Лист
									36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

Допускаемое напряжение при симметричном цикле нагружения для осей валов грузовых барабанов можно определить по упрощенной формуле [6, с. 96].

$$[\sigma_{-1}]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{-1}}{k_0 n_\sigma}, \quad (37)$$

где  $k_0$  – коэффициент, учитывающий особенности конструкции рассчитываемой детали (для валов и осей грузовых барабанов  $k_0 = 2,0 \dots 2,8$ );

$n_\sigma$  – допускаемый коэффициент запаса прочности (для валов и осей грузовых барабанов  $n_\sigma = 1,7$ ).

При расчете оси грузового барабана принимаем с учетом условий изготовления, надежности, методики расчета, требований к надежности конструкции значение коэффициента  $k_0 = 2,0$  и  $n_\sigma = 1,7$ .

Допускаемые напряжения по формуле (37)

$$[\sigma_{-1}]_{\text{и}} = \frac{220}{2,8 \cdot 1,7} = 46,2 \text{ МПа.}$$

Проектный расчет диаметра оси по формуле (38)

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{и}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_{\text{и}}}} = \sqrt[3]{\frac{947,9 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 46,9}} = 58,4 \text{ мм.}$$

Принимаем с учетом ослабления оси шпоночной канавкой из ряда  $R_c 40$  по ГОСТ 6636-69  $d_1 = 70$  мм.

Проверочный расчет оси в месте шпоночного соединения ступицы барабана с осью. Размеры шпоночной канавки под призматическую шпонку по ГОСТ 23360–78 при  $d_1 = 70$  мм;  $b = 20$  мм;  $t_1 = 7,5$  мм [6, с. 58].

Момент сопротивления сечения оси, ослабленного пазом под шпонку

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 70^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (70 - 7,5)^2}{2 \cdot 70} = 29471,5 \text{ мм}^3.$$

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Амплитудное значение циклов нормальных напряжений

$$\sigma_a = \sigma_n = M_n / W_n = 947,9 \cdot 10^3 / 29471,5 = 32,2 \text{ МПа.}$$

Для оси при действии только нормальных напряжений коэффициент запаса прочности

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a} \quad (38)$$

Эффективный коэффициент концентрации при концентраторе в виде шпоночной канавки, выполненной пальцевой фрезой, и при пределе прочности материала оси стали Ст 5  $\sigma_b = 520 \text{ МПа} < 700 \text{ МПа}$  равен  $K_\sigma = 1,75$  [4, табл. 14.2, с. 299].

При диаметре вала  $d_1 = 70 \text{ мм}$  значение масштабного коэффициента для оси из углеродистой стали равно  $\varepsilon_\sigma = 0,76$  [4, табл. 14.3, с. 300].

Коэффициент запаса прочности (38)

$$S_\sigma = \frac{230}{\frac{1,75}{0,76} \cdot 32,2} = 3,1.$$

Условие прочности оси в наиболее нагруженном сечении соблюдается

$$S_\sigma = 3,1 > [S_\sigma] = 2,0$$

при нормативном значении допускаемого коэффициента запаса прочности для валов и осей механизмов подъема  $[S_\sigma] = 2,0$  [6, с. 256].

Диаметр оси под подшипниками (диаметр цапф) из конструктивных соображений принимаем

$$d_{ц} = 65 \text{ мм.}$$

По диаметру цапфы оси выбираем шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник № 1213 по ГОСТ 28428–90, у которого [7, табл. 7.10.4, с. 108] статическая грузоподъемность  $C_0 = 17,3 \text{ кН}$ , а динамическая  $C = 31 \text{ кН}$ , коэффициент вращения  $e = 0,17$ .

									Лист
									38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

Эквивалентная динамическая нагрузка для двухрядного радиального сферического подшипника [7, с. 109; 8, с. 104]

$$P_R = (VF_R + YF_a) K_B K_T.$$

Вместе с осью вращается внутреннее кольцо подшипника – коэффициент вращения  $V = 1$  [8, стр. 104].

Для механизмов подъема коэффициент безопасности принимается  $K_B = 1,2$  [8, стр. 107].

Рабочая температура подшипника при работе механизма подъема не будет превышать  $100^\circ \text{C}$ . Принимаем значение температурного коэффициента  $K_T = 1,2$ .

Осевая нагрузка на подшипники отсутствует, и  $F_a = 0$ . Тогда отношение

$$F_a / (VF_R) = 0 / (1 \cdot 11050,6) = 0 < e = 0,17.$$

При отношении  $F_a / (VF_R) = 0 / (1 \cdot 11050,6) = 0 < e = 0,17$  коэффициент осевой нагрузки равен  $Y = 3,6$  [7, табл. 7.10.4, с. 108].

В этом случае значение эквивалентной динамической нагрузки  $P_r$  по выражению (39) для наиболее нагруженного силой  $F_R = F_A = 6648 \text{ Н}$  подшипника

$$P_R = (1 \cdot 6648,3 + 3,6 \cdot 0) 1,2 \cdot 1,0 = 7977,9 \text{ Н}.$$

Следовательно, требуемая номинальная долговечность наиболее нагруженного подшипника должна быть не менее  $[L_{h1}] = 6300$  час.

Определим расчетную долговечность подшипника в опоре  $A$  при эквивалентной нагрузке на подшипник  $P_R = 9789,4 \text{ Н}$ .

$$L_{hB} = \left( \frac{C}{P_R} \right)^P \frac{10^6}{60n_6} = \left( \frac{31200}{7977,9} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 54,8} = 18191,4 \text{ час} \dots \dots \dots (39)$$

Требуемая номинальная долговечность наиболее нагруженного подшипника должна быть не менее срока службы механизма  $[L_h] = 6300$  час.

Условие  $L_{hB} = 18191,4 \text{ час} > [L_h] = 6300 \text{ час}$  выполняется. Подшипники выбраны верно.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
									Лист
									39



## 8 Расчет колодочного тормоза

Тормоза служат для уменьшения скорости движущихся масс, для полной их остановки и для удержания массы при стремлении ее к движению. Для торможения используют силы трения между вращающимися деталями и неподвижными, имеющими возможность, при необходимости, прижиматься к вращающимся.

Величина тормозного момента определяется из выражения [2, с. 41]

$$T_{\tau} = \beta \frac{F_{\text{гр}} D \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{пр ф}} i_{\text{п}} \eta_{\text{п}}}, \quad (40)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса торможения в зависимости от режима работы;

$u_{\text{пр ф}}$  – фактическое передаточное число привода;

$\eta_{\text{м}}$  – общий КПД механизма подъема;

$\eta_{\text{п}}$  – КПД полиспаста;

$D$  – диаметр барабана по средней линии каната.

Принимаем для группы режима работы М6 значение коэффициент запаса торможения  $\beta = 1,75$  [2, таблица 3.1, с. 42]. Общее КПД полиспаста вычислено по формуле (2) и принято равным  $\eta_{\text{п}} = 0,90$ . Общее КПД механизма подъема  $\eta_{\text{м}} = 0,8$  [2, с. 41].

По формуле (40) определим тормозной момент

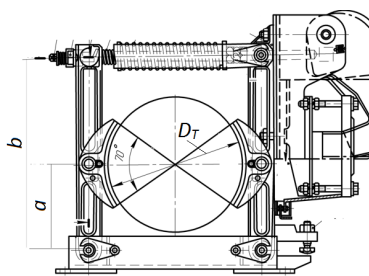
$$T_{\tau} = 1,75 \cdot \frac{50000 \cdot 335 \cdot 0,8}{2 \cdot 17,12 \cdot 3 \cdot 0,90} = 253656,1 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 253,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По найденному значению тормозного момента  $T_{\tau} = 253,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$  выбираем по таблице 3.2 [2, с. 42] стандартный колодочный тормоз NRN-300 с тормозным шкивом диаметром  $D_{\tau} = 300 \text{ мм}$  развивающим тормозной момент  $T_{\tau}^{\text{СТ}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Его основные характеристики представлены в таблице 8.

									Лист
									40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Таблица 8 – Тормоз колодочный NRN-300 [2, с. 42]



Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Н·м	Диаметр тормозного шкива $D_T$ , мм	Отход колодок, мм	Электромагнит			$a$ , мм	$b$ , мм
				тип	$M_{эл магн}$ , Н·м	ход штока, мм		
NRN-300	500	300	0,7	МО-300Б	100	3,0	240	500

Усилие прижатия колодки к тормозному барабану определяется по формуле [2, с. 42]

$$F_k = \frac{T_T}{fD_T}, \quad (41)$$

где  $f$  – коэффициент трения;

$D_T$  – диаметр тормозного шкива.

Материал тормозного шкива – чугун. Материал накладки колодки – тормозная лента. Для выбранных материалов трущихся поверхностей колодок и шкива принимаем коэффициент трения [2, с. 42]  $f = 0,35$ .

Определяется по формуле (41) усилие прижатия колодки к тормозному шкиву

$$F_k = \frac{253656,1}{0,35 \cdot 300} = 2415,8 \text{ Н.}$$

Расчетная площадь соприкосновения колодки и шкива [2, с. 42]

$$A = \frac{\pi D_T}{360} \beta^0 b, \quad (42)$$

где  $b$  – ширина колодки ( $b = (0,3 \dots 0,5) D_T$ );

$\beta^0$  – угол обхвата шкива колодкой ( $\beta^0 \approx 70$ ).

								Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ			41

Приняв  $b = 0,3D_T$ , определим по формуле (42) расчетную площадь соприкосновения колодки и шкива

$$A = \frac{3,14 \cdot 300}{360} \cdot 70 \cdot 0,3 \cdot 300 = 16485,0 \text{ мм}^2.$$

Среднее давление между колодкой и шкивом проверяется по формуле [2, с. 42]

$$p = \frac{F_k}{A} \leq [p]. \quad (43)$$

По таблице 3.3 [2, с. 42] для спускного колодочного тормоза с накладками на колодках из тормозной асбестовой ленты и чугунном тормозном шкиве допустимое давление  $[p] = 0,3 \text{ МПа}$ .

Проверяем по зависимости (43) среднее давление между колодкой и шкивом

$$p = \frac{2415,8}{16485,0} = 0,15 \text{ МПа} < 0,30 \text{ МПа}.$$

Среднее давление между колодками и шкивом находится в допустимых пределах.

Окружная скорость тормозного шкива при диаметре  $D_T = 300 \text{ мм}$  и частоте вращения барабана  $n_T = n_6 = 90 \text{ мин}^{-1}$ .

$$V = \frac{\pi D_T n_T}{60000} = \frac{3,14 \cdot 300 \cdot 950}{60000} = 14,9 \text{ м/с}.$$

Проверка тормоза на износ и нагрев выполняется по формуле [2, с. 43]

$$pV \leq [pV] = 3,0 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}. \quad (44)$$

$$pV = 0,15 \cdot 14,9 = 2,23 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} < [pV] = 3,0 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

Условие (44) выполняется: выбранный тормоз будет работать без нагрева и износа.

Расчетное усилие в основной пружине [2, с. 43]

									Лист
									42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

$$F_{\text{расч}} = F_{\text{пр}} + F_1, \quad (45)$$

где  $F_{\text{пр}}$  – усилие, действующее на штоке;

$F_1$  – усилие вспомогательной пружины  $F_1 = (40 \dots 60)$  Н.

Усилие, действующее на штоке, определяется по формуле [2, с. 43]

$$F_{\text{пр}} = \frac{T_T a}{f D_T \eta b}, \quad (46)$$

где  $\eta$  – КПД рычажной системы ( $\eta = 0,9 \dots 0,95$ );

$a, b$  – размеры плеч;

$f$  – коэффициент трения колодки по тормозному шкиву.

Примем для колодочного тормоза NRN-300  $a = 240$  мм,  $b = 500$  мм [2, таблица 3.2, с. 42], КПД рычажной системы  $\eta = 0,95$ , коэффициент трения накладки колодки тормоза в виде асбестовой ленты по стальному тормозному шкиву [2, таблица 3.3, с. 42].

Тогда по формуле (46) определим усилие, действующее на штоке

$$F_{\text{пр}} = \frac{253656,1 \cdot 240}{0,35 \cdot 300 \cdot 0,95 \cdot 500} = 1220,6 \text{ Н.}$$

Приняв усилие вспомогательной пружины  $F_1 = 50$  Н, по формуле (45) определим усилие в основной пружине

$$F_{\text{расч}} = 1220,6 + 50 = 1270,6 \text{ мм.}$$

Диаметр проволоки основной пружины определяется [2, с. 43] по формуле

$$d_{\text{пр}} = 1,6 \sqrt{\frac{CF_{\text{расч}}K}{[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (47)$$

где  $C$  – индекс пружины ( $C = 5 \dots 6$ );

$K$  – коэффициент кривизны проволоки пружины  $\left( K = \frac{4C+2}{4C-2} \right)$ ;

$[\tau]_{\text{кр}}$  – допускаемое напряжение на кручение (для стали 60С2  $[\tau]_{\text{кр}} = 750$  МПа [2, с. 43]).

									Лист
									43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Примем индекс пружины  $C = 6$ . Тогда  $K = \frac{4 \cdot 6 + 2}{4 \cdot 6 - 2} = 1,18$ . Определим по формуле (47) диаметр проволоки основной пружины

$$d_{\text{пр}} = 1,6 \sqrt{\frac{6 \cdot 1270,6 \cdot 1,18}{750}} = 5,5 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр проволоки основной пружины по ГОСТ 14963–78  
 $d_{\text{пр}} = 6 \text{ мм.}$

Средний диаметр пружины [2, с. 43]

$$D_{\text{ср}} = C d_{\text{пр}} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ мм.} \quad (48)$$

Число витков основной пружины определяется из формулы [2, с. 43]

$$n = \frac{L_{\text{пр}}}{t_{\text{пр}}}, \quad (49)$$

где  $L_{\text{пр}}$  – длина пружины,  $L_{\text{пр}} = (0,4 \dots 0,6) D_{\text{т}}$ ;

$t_{\text{пр}}$  – шаг пружины в сжатом состоянии,  $t_{\text{пр}} \leq 1,2 d_{\text{пр}}$ .

Рассчитав длину пружины  $L_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 300 = 150 \text{ мм}$  и шаг пружины в сжатом состоянии  $t_{\text{пр}} \leq 1,2 \cdot 6 = 7,2 \text{ мм}$ , принимаем  $t_{\text{пр}} = 7,1 \text{ мм}$  и определяем по формуле (49) число витков основной пружины

$$n = \frac{150}{7,1} = 21,1.$$

Принимаем число рабочих витков основной пружины  $n = 21$ .

Шаг пружины в свободном состоянии [2, с. 43]

$$t = \frac{D_{\text{ср}}}{2} = \frac{36}{2} = 18 \text{ мм.}$$

Длина проволоки для изготовления пружины [2, с. 43]

$$l_{\text{пр}} = \left( \sqrt{((\pi \cdot D_{\text{ср}})^2 + t^2) n} \right) = \left( \sqrt{(3,14 \cdot 36)^2 + 18^2} \right) 21 = 524,5 \text{ мм.}$$

Принимаем длину заготовки проволоки для навивки пружины длиной

$$l_{\text{пр}} = 525 \text{ мм.}$$

						Лист
					03.48.022.00.000 ПЗ	44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Проверка электромагнита по работе оттормаживания выполняется по формулам (50) и (51) [2, с. 44]

$$W_{\text{эл.магн}} \geq W_{\text{расч}}, \quad (50)$$

$$W_{\text{эл.магн}} = \frac{M_{\text{эл.магн}}}{e} h_{\text{шт}} K', \quad (51)$$

где  $M_{\text{эл. магн}}$  – момент электромагнита, Н·м;

$e$  – плечо, мм;

$h_{\text{шт}}$  – ход штока, мм;

$K'$  – коэффициент использования хода якоря электромагнита ( $K' = 0,85$ ).

Согласно таблице 3.2 [2, с. 42] для колодочного тормоза NRN-300 предусмотрен электромагнит МО-300Б, у которого  $M_{\text{эл. магн}} = 100$  Н·м,  $h_{\text{шт}} = 3,0$  мм,  $e = 46$  мм.

Тогда можем определить работу оттормаживания для выбранного электромагнита по формуле (51)

$$W_{\text{эл.магн}} = \frac{10000}{46} \cdot 3,0 \cdot 0,85 = 5543,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Требуемая работа оттормаживания электромагнита [2, с. 44]

$$W_{\text{расч}} = 2F_{\text{пр}} \frac{\Delta}{\eta}, \quad (52)$$

где  $\Delta$  – отход колодок от тормозного шкива,  $\Delta = (0,5 \dots 1,0)$  мм;

$\eta$  – КПД рычажной системы толкателя электромагнита.

Принимаем отход колодок от тормозного шкива,  $\Delta = 0,5$  мм и КПД рычажной системы толкателя электромагнита  $\eta = 0,8$ .

Требуемая работа оттормаживания

$$W_{\text{расч}} = 2 \cdot 1220,6 \cdot \frac{0,5}{0,8} = 1525,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Условие для выбранного электромагнита (50) выполняется, т. к.

$$5543,0 \text{ Н} \cdot \text{мм} > 1525,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Тормоз работоспособен.

									Лист
									45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

## 9 Конструирование оси. Назначение показателей точности и шероховатости поверхностей

Конструкция ступеней оси определяется типом и размерами установленных на них деталей (ступиц барабана, подшипников) и способов закрепления этих деталей в окружном и осевом направлениях.

При разработке конструкции оси принимали во внимание технологию сборки и разборки барабана, учитывали технологию механической обработки. Ось выполнена ступенчатой. Окружное закрепление ступиц грузового барабана и подшипников осуществляется с помощью шпонок. Подшипники садятся на валы по посадкам с натягом. Осевая фиксация насаженных на ось ступиц и подшипников обеспечивается заплечиками оси, распорными втулками и концевыми шайбами.

Высота заплечиков для ступиц устанавливалась в зависимости от диаметра оси в месте посадки ступицы на ось, в соответствии с таблицей 11 [9, с. 31]. Для подшипников высота заплечика также определяется диаметром цапфы оси и выбирается по таблицам 7.10.2–7.10.9 [7, с. 104–114]. Размеры резьбовых отверстий под болты крепления концевых шайб назначались в зависимости от диаметра концов оси по таблицам 7.7.5, 7.7.6 [7, с. 93].

Переходные участки оси между двумя смежными ступенями разных диаметров выполнялись с канавкой ширины  $b$  со скруглением для выхода шлифовального круга, которая понижает концентрацию напряжений на переходных участках и выполняется с размерами согласно таблице 6 [9, с. 28].

Глубина шпоночного паза и его ширина назначались в зависимости от диаметра посадочной поверхности оси под ступицами по таблице И.1 приложения И [9, с. 164]. Длина паза под шпонку принималась на 10 мм меньше ширины ступицы из стандартного ряда.

Требуемый характер сопряжения соединений ступиц и внутренних колец подшипников с посадочными поверхностями оси обеспечивался за счет

								Лист
								46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ			

посадок. Посадки назначались методом аналогий в соответствии с рекомендациями в таблице 8 [10, с. 69–73] и [9, с. 34]:

- соединение ступиц и оси – H7/k6;
- соединение внутренних колец подшипников и оси – L0/js6;
- соединение центрирующих поверхностей пояса барабана и ступицы, зубчатого колеса и барабана – H8/h8;
- соединение распорных втулок и поверхности оси – H11/h11.

Отклонения на глубину паза у вала под призматическую шпонку назначаются +0,2 в зависимости от высоты шпонки  $h$  по таблице И.2 [9, с. 166]. Предельные отклонения длины шпоночного паза регламентируются ГОСТ 23360–78 и назначаются по H15 в соответствии с таблицей И.4 [9, с. 166]. Предельные отклонения ширины шпоночного паза при нормальном сопряжении приняли по N9 согласно таблице И.3 [9, с. 166].

Заданный характер сопряжения в соединениях обеспечивался также определенной шероховатостью сопрягаемых поверхностей.

Для нормального уровня относительной геометрической точности шероховатость посадочной поверхности под ступицы принимают в зависимости от допуска на диаметр посадочной поверхности  $T_p$

$$Ra \leq 0,05T_p.$$

Для посадочного диаметра  $\varnothing 80k6$  с допуском  $T_p = 0,019$  мм

$$Ra \leq 0,05T_p = 0,05 \cdot 0,019 = 0,00095 \text{ мм} = 0,95 \text{ мкм.}$$

Принятые значения  $Ra$  должны соответствовать ГОСТ 2789–73 (таблица В.1 [9, с. 152]). Принимаем  $Ra = 0,8$  мкм.

Для сопрягаемого диаметра  $\varnothing 64h11$  с допуском  $T_p = 0,19$  мм

$$Ra \leq 0,05T_p = 0,05 \cdot 0,19 = 0,0095 \text{ мм} = 9,5 \text{ мкм.}$$

Принятые значения  $Ra$  должны соответствовать ГОСТ 2789–73 (таблица В.1 [9, с. 152]). Принимаем  $Ra = 6,3$  мкм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					Лист
									47



Величина шероховатости посадочных поверхностей под подшипники качения выбирается по таблице В.4 [9, с. 153] в зависимости от номинального диаметра вала в месте посадки подшипника и их класса точности.

При установке на цапфы оси с диаметром  $d = 65$  мм подшипников нулевого класса точности шероховатость поверхности  $Ra = 1,25$  мкм.

Шероховатость поверхности опорных торцов заплечиков в месте установки подшипников назначается для равномерного распределения нагрузки по поверхности заплечика и обеспечения необходимой точности положения подшипника.

Величина шероховатости торцов заплечиков выбирается по таблице В.4 [9, с. 153] в зависимости от номинального диаметра оси в месте посадки подшипника и их класса точности подшипника.

При установке на ось с диаметром  $d = 65$  мм подшипников нулевого класса точности принимаем шероховатость опорных торцов заплечиков  $Ra = 2,5$  мкм.

В соответствии с рекомендациями [9, с. 43] значение параметра  $Ra$  для шпоночного соединения приняли:

- для рабочих поверхностей пазов и шпонок – 3,2 мкм;
- для нерабочих поверхностей – 12,5 мкм.

В соответствии с ГОСТ 2.309–73 обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей оси, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа вместе с условным обозначением ( $\sqrt{\quad}$ ). Это означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости или знак  $\sqrt{\quad}$ , должны иметь шероховатость, указанную перед условным обозначением ( $\sqrt{\quad}$ ).

Эти поверхности, как правило, не являются сопрягаемыми. Их размеры выполняются с допусками 14 квалитета получистовым обтачиванием с продольной и поперечной подачей. При этом достигается шероховатость  $Ra = 6,3$  мкм [9, с. 44].

									Лист
									48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

При назначении допусков взаимного расположения различных элементов оси, прежде всего, выбраны базы, относительно которых они будут задаваться. В качестве баз В и Г приняты конструкторские базы – общая ось двух цапф, посадочных поверхностей оси под подшипники.

Допуски формы посадочных поверхностей для подшипников качения назначаются для обеспечения заданной долговечности подшипников. Для ограничения отклонений формы ГОСТ 3325–85 устанавливает допуски округлости и допуски профиля продольного сечения (радиусное измерение отклонений). Значение допусков регламентируются указанным стандартом в зависимости от номинального посадочного диаметра оси  $d$  и класса точности подшипника.

При посадке на ось диаметром  $d = 65$  мм подшипника нулевого класса точности допуск круглости и допуск профиля продольного сечения составит (таблица Б.2 [9, с. 135])

$$T_{\bigcirc} = T_{\underline{\quad}} = 5,0 \text{ мкм} = 0,005 \text{ мм.}$$

Найденные числовые значения допусков являются предельными. Их выравнивают по ГОСТ 26643–81 (таблица Б.1 [9, с. 135]) и принимают

$$T_{\bigcirc} = T_{\underline{\quad}} = 5,0 \text{ мкм} = 0,005 \text{ мм.}$$

Торец заплечика оси является дополнительной установочной базой, к которой плотно прижимают внутреннее кольцо подшипника. Погрешность расположения поверхности торца заплечика влияет на точность установки подшипника на валу в осевом направлении, деформацию дорожки качения и, в результате, на работоспособность узла.

Значение допусков регламентируются ГОСТ 3325–85 в зависимости от номинального посадочного диаметра оси  $d$  и класса точности подшипника.

В торец упираются оба подшипника нулевой степени точности и с номинальным диаметром отверстия внутреннего кольца  $d = 65$  мм. Числовое значение допуска торцевого биения торца заплечика не должно превышать (таблица Б.3 [9, с. 136])

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ					Лист
										49

$$T_{\neq} = 30 \text{ мкм} = 0,03 \text{ мм.}$$

Допуски формы посадочных поверхностей назначаются с целью снижения концентрации напряжений в месте посадки и для обеспечения заданного характера соединения.

Допуск круглости и профиля продольного сечения определяются исходя из уровней относительной геометрической точности по ГОСТ 24643–81, качества допуска посадочного диаметра вала и номинального диаметра вала.

В соответствии с рекомендациями таблицы Б.11 [9, с. 143]) для цилиндрических поверхностей оси в месте посадки на нее ступиц с переходными посадками назначается нормальная относительная геометрическая точность формы.

Далее при известном качестве допуска диаметра оси по таблице Б.13 [9, с. 145]) принимается степень точности формы и затем в зависимости от номинального диаметра оси по таблице Б.14 [9, с. 145]) выбирается значение допуска круглости и профиля продольного сечения.

Ступицы барабана садятся на посадочные участки оси с диаметрами  $d = 70$  мм по переходной посадке (посадочный размер соединения  $\text{Ø}70\text{H}7/\text{k}6$ ). Данная посадка относится к переходной посадке и для цилиндрических поверхностей оси в месте посадки ступиц назначается нормальная относительная геометрическая точность формы.

При нормальной относительной точности формы цилиндрической поверхности в месте посадки ступицы и шестом качестве диаметра оси будет принята пятая степень точности формы. В этом случае при номинальном диаметре оси  $d = 65$  мм допуски круглости и профиля продольного сечения будут:  $T_{\circ} = T_{\neq} = 6 \text{ мкм} = 0,006 \text{ мм}$ .

Допуск соосности посадочных мест оси под подшипники относительно общей оси назначается для ограничения угла взаимного перекоса колец подшипника и сохранения его долговечности не ниже расчетной. Допуски соосности в диаметральном выражении (относительно общей оси) посадочной поверхности оси рассчитываются по формуле

						Лист
					03.48.022.00.000 ПЗ	50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Theta T_{pc}^B = B \operatorname{tg} \Theta_B,$$

где  $B$  – ширина посадочного места.

Рассчитанные значения допусков соосности  $\Theta T_{pc}^B$  для различных типов подшипников при  $B = 10$  мм представлены в таблице 15 [9, с. 41]. Если длина посадочного места иная (например,  $B_2$ ), то для определения допусков соосности табличные значения следует умножить на  $B_2/10$ .

На рассматриваемой оси будут устанавливаться подшипники шариковые двухрядные сферические с нормальной группой радиального зазора и шириной внутреннего кольца (шириной посадочного места)  $B_2 = 22$  мм. Для них рассчитанные значения допуска соосности в пересчете на  $B = 10$  мм равно  $\Theta T_{pc}^B = 6$  мкм.

Допуск соосности посадочных мест оси под подшипники относительно общей оси в этом случае не должен превышать

$$T_{\odot} = \Theta T_{pc}^B \cdot B_2/10 = 6 \cdot 22/10 = 13,2 \text{ мкм} = 0,0132 \text{ мм}.$$

На рабочем чертеже оси проставляют числовое значение допуска, соответствующее ГОСТ 24643–81 (таблица Б.1 [9, с. 135]):  $T_{\odot} = 0,01$  мм.

Допуск соосности посадочных мест оси под ступицы относительно общей оси назначается для ограничения биения барабана.

Допуск соосности определяется исходя из степени точности по ГОСТ 24643–81 и номинального диаметра посадочного места вала.

В соответствии с рекомендациями таблицы Б.4 [9, с. 136]) для цилиндрических посадочных поверхностей осей под барабаны подъемно-транспортных машин назначается седьмая степень точности формы. Далее при известном диаметре вала по таблице Б.5 [9, с. 137]) выбирается значение допуска соосности посадочных мест оси под ступицы барабана.

При номинальном диаметре оси в месте посадки  $d = 70$  мм, принятой седьмой степени точности, допуск соосности относительно общей базовой оси будет

$$T_{\odot} = 40 \text{ мкм} = 0,040 \text{ мм}.$$

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

## 10 Техника безопасности

Грузоподъемные машины при неправильной эксплуатации могут представлять опасность для обслуживающего персонала и лиц, находящихся в зоне их действия. Все машины грузоподъемностью свыше 1 т допускаются к работе лишь после освидетельствования и регистрации в органах Госгортехнадзора и испытания по правилам, установленным Госгортехнадзором [2, с. 162; 11].

Очередное (не реже одного раза в год) и внеочередное (после монтажа, переустройства, ремонта, смены канатов или аварии) освидетельствования грузоподъемных машин (кранов), необходимы для того, чтобы установить, что кран изготовлен и оборудован согласно действующим правилам и нормам, соответствует своему назначению, находится в исправном состоянии и что наблюдение и уход за краном, а также его обслуживание поручено специально обученному и хорошо знающему свои обязанности лицу. При освидетельствовании и испытании крана производится наружный осмотр всех ответственных узлов и деталей в неработающем состоянии крана, испытание механизмов на холостом ходу, испытания крана под статической нагрузкой, превышающей номинальную на 25 %; испытания крана под динамической нагрузкой, превышающей номинальную на 10 %. При статическом испытании груз поднимается на высоту 0,1 м и выдерживается в течение 10 мин. После снятия груза проверяют отсутствие остаточных деформаций. При динамическом испытании производится несколько раз подъем груза и проверяется действие всех других механизмов крана. Результаты испытания заносятся в паспорт крана. На находящихся в эксплуатации кранах должны быть проставлены ясные обозначения регистрационного номера, грузоподъемности и дата очередного испытания. К управлению и обслуживанию грузоподъемных машин (кранов) допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие курс обучения по соответствующей программе и аттестованные квалификационной комиссией с участием представителя органов Госгортехнадзора.

									Лист
									52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.022.00.000 ПЗ				

При допуске к работе им выдается производственная инструкция. Проверка знаний обслуживающего персонала производится не реже 1 раза в год. Ответственность за исправное состояние и безопасное действие грузоподъемных машин возлагается на представителя технической администрации, данные о котором заносятся в паспорт машины. При эксплуатации грузоподъемных машин запрещается подъем грузов, вес которых превышает допустимое значение; подъем грузов, находящихся в неустойчивом положении; отрыв грузов, примерзших, заваленных землей, заложённых другими грузами, прикрепленных болтами к основанию или залитых бетоном; подтаскивание груза по земле или рельсом при косом натяжении подъемных кранов; вытаскивание защемленных чалочных канатов; оттягивание груза в процессе подъема; использование концевых выключателей в качестве рабочих органов для автоматической остановки; вывод и действие тормозов механизмов и приборов безопасности контрольно-предохранительной аппаратуры.

Категорически запрещается подъем кранами людей. При работе стреловых кранов не допускается пребывание людей рядом с платформами крана под стрелой и грузом, а также в зоне возможного опускания стрелы и груза; не допускается перемещение груза над людьми. Не разрешается в период работы поворотного крана выход на неповоротную часть и на подкрановые пути в зоне движения крана.

При длительных остановках крана должно быть отключено его электропитание. Аварии с грузоподъемными машинами – падение или опрокидывание их, разрушение или поломка металлоконструкций, а также несчастные случаи с людьми расследуются с участием представителей Госгортехнадзора.

					03.48.022.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

## Заключение

При выполнении курсовой работы были закреплены знания, полученные за прошедший период обучения в таких дисциплинах как: теоретическая механика, механика материалов, материаловедение.

Целью данной работы является проектирование механизма подъема крана, который состоит как из стандартных деталей, так и из деталей, форма и размеры которых определяются на основе конструкторских, технологических, экономических и других нормативов.

В ходе решения поставленной задачи была освоена методика выбора элементов привода, получены навыки проектирования, позволяющие обеспечить необходимый технический уровень, надежность и долгий срок службы механизма.

Опыт и навыки, полученные в ходе выполнения курсовой работы, будут востребованы при выполнении, как курсовых проектов, так и дипломного проекта.

Спроектированный механизм подъема обладает хорошими свойствами по всем показателям.

Разработанная техническая документация может быть использована при разработке модернизированных грузоподъемных устройств для АПК.

					03.48.022.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

### Список использованных источников

1. Ерохин, М. Н. Подъемно-транспортные машины / М. Н. Ерохин. – М. : Колос, 2010. – 335 с.
2. Подъемно-транспортные машины и механизмы: учебно-методический комплекс / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2015. – 208 с.
3. Оскирко, А. И. Примеры расчета подъемно-транспортных машин и механизмов сельскохозяйственного назначения: учебно-методическое пособие / А.И. Оскирко. – Минск : БГАТУ, 2010. – 352 с.
4. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – Минск : Выш. шк., 1986. – 400 с.
5. Детали машин и основы конструирования: методические указания по курсовому проектированию. Ч. 1 / БГАТУ, кафедра сопротивления материалов и деталей машин; сост. Агейчик В. А. [и др.]. – Минск, 2009. – 200 с.
6. Казак, С. А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учебное пособие / С. А. Казак. – М.: 1989. – 219 с.
7. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: учебное пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск : УП «Техпринт», 2001. – 290 с.
8. Детали машин и подъемно-транспортные механизмы: практикум / сост. : В. А. Агейчик [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2010. – 118 с.
9. Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин: пособие / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2014. – 172 с.
10. Стандартизация, метрология, взаимозаменяемость. Методическое пособие по выполнению курсовой работы для студентов заочной формы обучения специальностей 1-74 06 01 «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства» и 1-74 06 03 «Ремонтно-обслуживающее производство в сельском хозяйстве». / сост.: К. В. Сашко [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2006. – 165 с.
11. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Постановление МЧС РБ от 3.12.2012 г. : УП «Диэкос», 2012. – 220 с.

						03.48.022.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			55



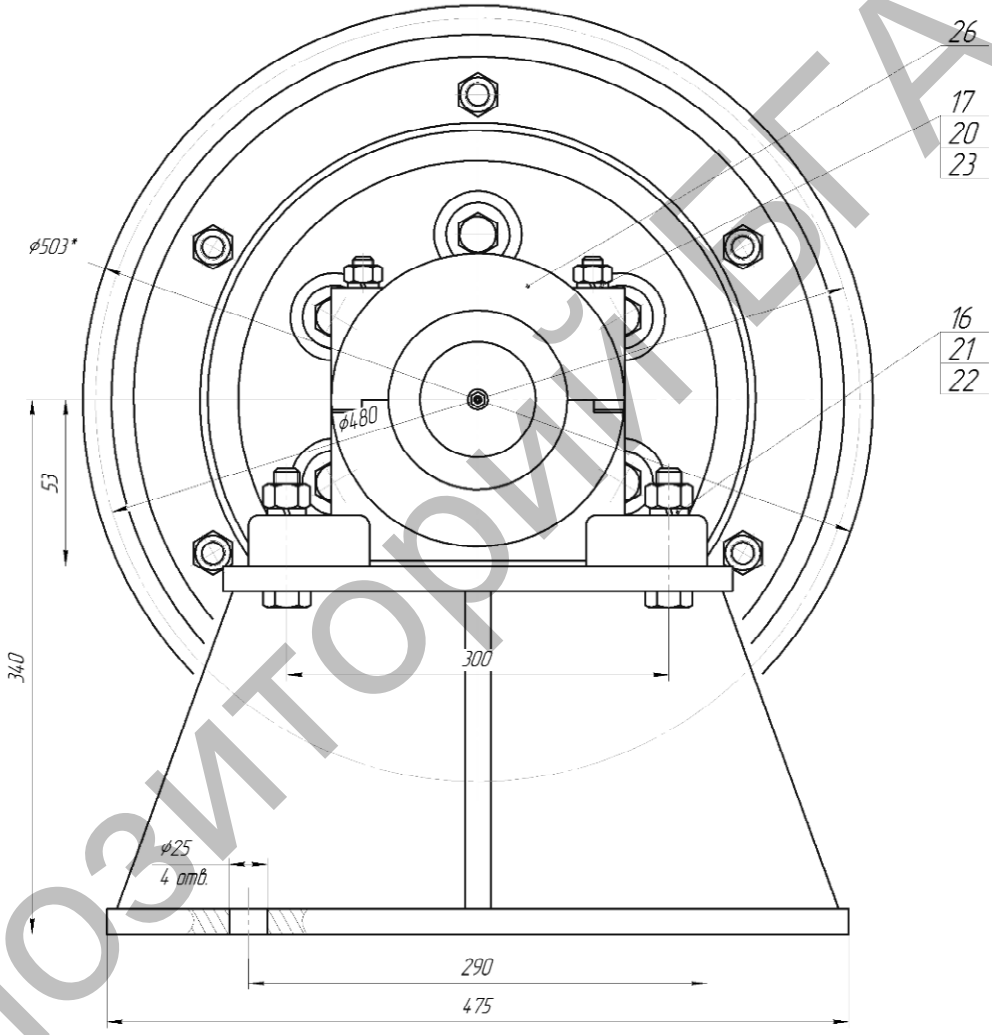
**ПРИЛОЖЕНИЯ**

Репозиторий БГАТУ



03.4.8.022.01.000 СБ

Вид А



Изм.	№	Исполн.	Провер.	Дата	Листы в сборе

Изм.	Лист	№ докум.	Лист	Всего	03.4.8.022.01.000 СБ	Лист
					Копирован	Формат А2

Репозиторий БГАТУ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Документация</i>							
A1			03.48.022.01.000 СБ	Сборочный чертеж	2		
<i>Сборочные единицы</i>							
-		1	03.48.022.01.100 СБ	Основание	2		
<i>Детали</i>							
-		2	03.48.022.01.002	Барабан	1		
-		3	03.48.022.01.003	Венец зубчатый	1		
-		4	03.48.022.01.004	Ступица барабана	1		
A3		5	03.48.022.01.005	Ось барабана	1		
-		6	03.48.022.01.006	Планка прижимная	1		
-		7	03.48.022.01.007	Втулка распорная	2		
-		8	03.48.022.01.008	Крышка сквозная	2		
-		9	03.48.022.01.009	Крышка глухая	2		
-		10	03.48.022.01.010	Шайба концевая	2		
-		11	03.48.022.01.011	Шайба стопорная	2		
			12	03.48.022.01.012	Крышка опоры левая	1	
			13	03.48.022.01.013	Корпус опоры левый	1	
			14	03.48.022.01.014	Крышка опоры правая	1	
			15	03.48.022.01.015	Корпус опоры правый	1	
<b>03.48.022.01.000 СБ</b>							
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата		
Разраб. Борисенко							
Проб. Клавсуть							
Н.контр.							
Утв. Основин							
<b>Барабан</b>				Лит. Лист Листов у к р 1 2			
<b>БГАТУ, гр. 19змо</b>				Лит. Лист Листов у к р 1 2			

Копировал

Формат А4



**ПРИЛОЖЕНИЕ В**

(справочное)

Пример выполнения курсовой работы по транспортирующим машинам

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет «Технический сервис в АПК»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Пояснительная записка к курсовой работе  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»  
На тему: КОНВЕЙЕР ЛЕНТОЧНЫЙ СТАЦИОНАРНЫЙ

*Шифр 03.48.145.00.000 ПЗ*

*Студент 3 курса 18 мо группы*

\_\_\_\_\_/В.В. Швайко/  
(личная подпись) (Ф.И.О)

*Руководитель*

\_\_\_\_\_/к.т.н., доцент К.В. Сашко/  
(личная подпись) (Ф.И.О)

Минск, 2018

Учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет»

Факультет «Технический сервис в АПК»  
Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Утверждаю:

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ *В.Н. Основин*  
(подпись)

« 04 » сентября 2018 г.

ЗАДАНИЕ 1  
на курсовое проектирование  
по дисциплине «Подъемно-транспортные машины и механизмы»

Студенту *Швайко И.Ф.*, группы *18 мо*, курса *3 курса*  
специальности *1-74 06 06 Материально-техническое обеспечение агропромышленного комплекса*

Вариант № *11*

Тема: «Конвейер ленточный стационарный».

1. Схема и исходные данные к курсовой работе.



$\Pi$  – производительность транспортера, т/ч;  $\gamma$  – насыпная плотность транспортируемого материала, т/м<sup>3</sup>;  $L_1$  и  $L_2$  – горизонтальные длины участков, м;  $\beta$  – угол наклона первого участка, град.

Величина	Варианты										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\Pi$	60	50	55	65	70	90	100	80	85	70	68
$\gamma$	2,1	1,3	0,5	1,4	0,9	1,4	1,5	1,8	2,4	0,8	0,85
$L_1$	4	5	7	6	7	8	4	5	6	7	19
$L_2$	20	18	16	14	12	10	12	14	16	18	17
$\beta$	20	18	18	15	15	15	20	15	11	10	20



## 2. Содержание.

Вычертить кинематическую схему транспортера (электродвигатель, передаточный механизм, приводной барабан и натяжной барабан, муфты, места загрузки и выгрузки). Выбрать данные для расчета ленточного транспортера (характеристика материала, тяговый орган, роlikоопоры, загрузочное и разгрузочное устройства). Определить расчетную ширину ленты, выбрать ее ширину, число прокладок и их толщину по ГОСТ. Определить погонные нагрузки: от веса груза, ленты и ролик-опор на грузовой и холостой ветвях. Разбить контур тягового органа на прямолинейные и криволинейные участки с последовательным их цифровым обозначением (обозначение вести от точки сбегания ленты с ведущего барабана). Выбрать коэффициенты сопротивления движению в зависимости от условий работы транспортера и типа ролик-опор. Определить сопротивления движению на всех участках транспортера. Определить натяжения в точках контура транспортера и построить их эпюру. Проверить ленту на прочность по числу прокладок. Проверить ленту на отсутствие буксования. Определить максимальный прогиб грузовой ветви в точке с минимальным натяжением и сравнить с допуском. Определить требуемую мощность электродвигателя, выбрать его по каталогу, выписать характеристику (тип электродвигателя, мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Определить параметры барабанов. Определить общее передаточное число передаточного механизма и подобрать редуктор (тип, передаваемая мощность, число оборотов, габаритные и монтажные размеры). Подобрать муфту на входе редуктора. Рассчитать приводную станцию, провести расчет нестандартных передач (ременной, зубчатой или цепной). Рассчитать вал барабана, подшипники. Рассчитать натяжную станцию: определить усилие натяжения, выбрать тип натяжного устройства, из условия прочности рассчитать сечения натяжных винтов, оси барабана, подобрать подшипники. Рассмотреть вопросы техники безопасности. Дать заключение.

3. Графическая часть: 3.1. Приводной барабан с опорами. 3.2. Натяжной барабан с опорами и натяжным устройством. 3.3. Ролик-опоры (верхняя и нижняя). 3.4. Чертеж детали.

Наименование раздела	Объем работы в %
Подбор литературы по теме задания	3
Технологический и прочностной расчеты ПТМ	37
Разработка чертежа узла машины в тонких линиях	25
Окончательная разработка чертежа узла машины	25
Уточнение расчетных данных и согласование их с графической частью. Выполнение рабочего чертежа детали	10
Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки	100

Дата выдачи задания «04» сентября 2018 г. Регистрационный № 22

Срок сдачи студентом законченной работы 05 декабря 2018 г.

Руководитель \_\_\_\_\_ К.В. Сашко  
(подпись) (инициалы, фамилия)

Задание принял к исполнению «04» сентября 2018 г.

Подпись студента \_\_\_\_\_ И.Ф. Швайко  
(подпись) (инициалы, фамилия)



## Реферат

Курсовая работа: 30 с., рисунков 3, использованных источников 5.

Графическая часть: 1 лист формата А1, 1 лист формата А3.

Ключевые слова: транспортер, лента, роlikоопора, барабан, электродвигатель, натяжное устройство.

В курсовой работе дан анализ роли подъемно-транспортных устройств в решении вопросов повышения производительности труда в агропромышленном комплексе и, в частности, за счет применения ленточных конвейеров. Проведено краткое описание конструкции ленточного конвейера.

Выполнен расчет ленточного конвейера для заданной производительности и физико-механических свойств транспортируемого материала. Выполнен тяговый и силовой расчеты конвейера, в соответствии с которым подобраны по ГОСТ лента конвейерная, поддерживающие опоры, ведущий и натяжной барабаны, натяжное устройство, узлы привода конвейера.

Разработаны требования по технике безопасности при эксплуатации ленточного конвейера.

На основании расчетов и анализа существующих конструкций узлов конвейера выполнены чертежи приводного барабана и его вала.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	6
1 Расчет ленточного конвейера.....	7
1.1 Исходные данные и расчетная схема.....	7
1.2 Определение ширины ленты.....	8
1.3 Определение сопротивлений передвижению ленты.....	9
1.4 Подбор электродвигателя.....	14
1.5 Расчет барабанов.....	15
1.6 Расчет натяжного устройства.....	16
1.7 Подбор редуктора.....	17
1.8 Проверочный расчет вала.....	19
1.9 Проверочный расчет подшипников вала.....	20
1.10 Проверочный расчет шпонки.....	20
1.11 Расчет оси натяжного барабана.....	21
1.12 Проверочный расчет подшипников оси.....	22
2. Техника безопасности.....	23
2.1 Требования к конструкции.....	23
2.2 Требования к средствам защиты.....	24
2.3 Требования к размещению конвейеров в производственных зданиях, тоннелях и на эстакадах.....	26
2.4 Контроль выполнения требований безопасности.....	27
Заключение.....	28
Список использованных источников.....	29
Приложения.....	30

					03.48.145.00.000 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Швайко				Ленточный конвейер стационарный	Стадия	Лист	Листов
Руковод.	Сашко					У К Р	5	30
Консульт.						БГАТУ		
Зав.кафед.	Основин					гр. 18 мо		

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование грузоподъемных машин имеет целью закрепление и углубление знаний, полученных студентами при изучении теоретических курсов, а также способствует развитию теоретической мысли студента и приобретению им навыков:

- в определении размеров и конструктивных форм деталей, исходя из условий прочности, долговечности, жесткости и в зависимости от технологических факторов;

- в методике конструирования целой машины по всем этапам, начиная с оценки задания и кончая графическим оформлением проекта;

- в компоновке и монтажной увязке отдельных узлов и деталей машины с учетом возможностей ее сборки, перевозки и ремонта;

- в соответствии конструктивных норм деталей с требованиями технологии изготовления, назначаемым материалам, классам точности и системой допусков, посадок, зазоров и натягов, принятых при проектировании;

- в обоснованности разнородных требований и факторов при выборке электрооборудования и принципов управления машиной и при учете требований техники безопасности;

- критической оценки выполненного проекта при составлении его с существующими конструкциями.

Подъемно-транспортные машины являются классическими объектами для курсового проектирования при формировании будущих инженеров-механиков любых специальностей, так как включают различные механизмы, привод, металлоконструкцию.

					03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

## 1 Расчет ленточного конвейера

Ленточные конвейеры просты по конструкции, надежны в работе и удобны в эксплуатации. Отличаются высокой производительностью (до 30000 т/ч) при транспортировании на значительные расстояния и относительно небольшом расходе энергии. Поэтому являются наиболее распространенным типом транспортирующих машин непрерывного транспорта, как для насыпных, так и для штучных грузов. Они могут быть стационарными и мобильными и широко используются в сельскохозяйственном производстве, как отдельные машины, так и в качестве составных элементов сложных машин и установок.

Состоит конвейер из гибкой бесконечной ленты, являющейся одновременно и тяговым органом, приводного барабана, привода, натяжного барабана, натяжного устройства, поддерживающих роликов на рабочей и холостой ветвях ленты, отклоняющего барабана, загрузочного и разгрузочного устройств и устройства для очистки ленты. Все элементы конвейера смонтированы на раме.

### 1.1 Исходные данные и расчетная схема

Исходные данные:

Производительность	$P_M = 68$ т/ч
Длина горизонтального участка	$L_1 = 19$ м
Длина наклонного участка	$L_2 = 17$ м
Угол наклона к горизонту	$\beta = 20^\circ$
Насыпная плотность груза	$\gamma = 0,85$ т/м <sup>3</sup>

										Лист
										7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ					

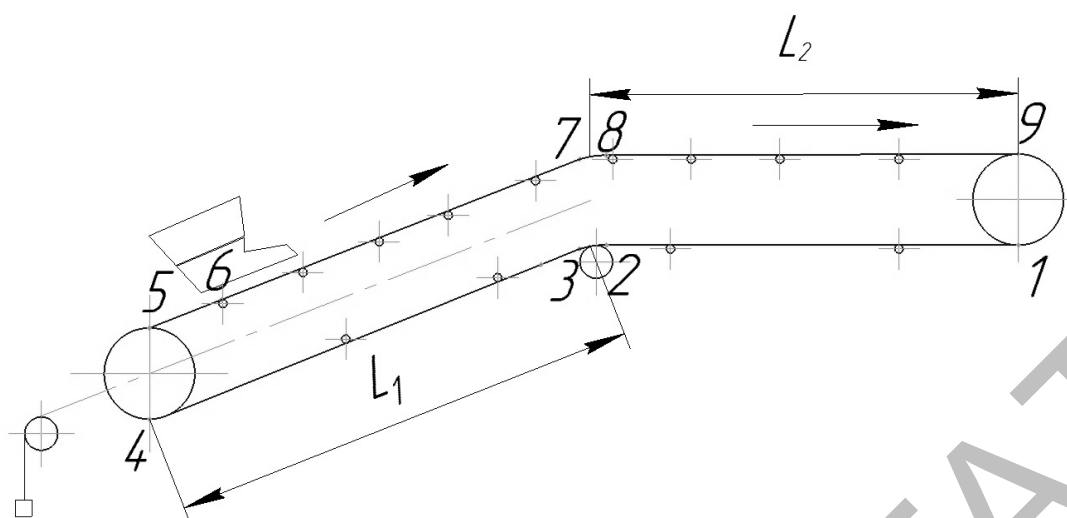


Рисунок 1 – Схема ленточного конвейера

Схему ленточного конвейера (см. рисунок 1) разбиваем на участки, отмечая их границы точками 1, 2, 3 и т. д.

## 1.2 Определение ширины ленты

В основе расчета транспортеров лежит формула производительности

$$P_M = 3600 AV\gamma, \quad (1)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения груза на ленте,  $m^2$ ;

$V$  – скорость перемещения груза,  $m/c$ ;

$\gamma$  – насыпная плотность груза,  $t/m^3$ .

Используются ленты из различных материалов. Широкое распространение получили прорезиненные ленты с тканевыми прокладками из комбинированных (полиэфирно-хлопковых) или синтетических нитей. Ленты из комбинированных тканей наиболее применимы в сельскохозяйственном производстве. Используются также ленты резинотросовые и стальные.

Из формулы (1) определяем ширину ленты.

						03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			8

$$B = 1,1 \left( \sqrt{\frac{\Pi_M}{cVk\gamma}} + 0,05 \right), \quad (2)$$

где  $c$  – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения груза на ленте (таблица 8.2 ([1], с. 113)),  $c = 450$ ;

$V$  – скорость перемещения груза, выбираем по таблице 8.1 ([1], с. 112) в зависимости от насыпной плотности груза, под наше значение  $\gamma$  подходит зола –  $V = 1,0 \dots 3,0$  м/с – принимаем  $V = 1,50$  м/с;

$k$  – коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера при его наклоне к горизонту – таблица 8.3 ([1, с. 113]),  $k = 0,94$ .

Отсюда найдем расчетную ширину ленты

$$B = 1,1 \left( \sqrt{\frac{68}{500 \cdot 1,5 \cdot 0,93 \cdot 0,85}} + 0,05 \right) = 0,428 \text{ м.}$$

Проверку ленты на кусковатость груза проводить нет необходимости, так как груз сыпучий.

Определенная ширина ленты округляется до ближайшего большего значения, предусмотренного ГОСТ 22644–77. Принимаем  $B = 400$  мм.

Уточняем скорость движения ленты

$$V_y = V \frac{B^2}{B_{ст}^2} = 1,5 \frac{428^2}{400^2} = 1,7 \text{ м/с.}$$

### 1.3 Определение сопротивлений передвижению ленты

При движении ленты по трассе транспортирования возникают сопротивления, на преодоление которых расходуется энергия двигателя привода. Сопротивления на отдельных участках трассы (контура конвейера) могут быть распределены по всему участку или сосредоточены на определенных

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				



участках контура с ограниченной длиной по сравнению с длиной контура. На горизонтальных участках контура сопротивление движению оказывает сила трения в опорах ленты. Эти силы возникают от веса груза, ленты и роlikоопор. На вертикальных участках контура сопротивление оказывает вес груза и ленты. Наклонные участки можем рассматривать как горизонтальный и вертикальный участки, используя принцип независимости действия сил.

Сопротивление на горизонтальном участке конвейера  
рабочей ветви

$$W_p = (q_{\Gamma} + q_{\text{л}} + q_{\text{pp}}) L \omega_p, \quad (3)$$

холостой ветви

$$W_x = (q_{\text{л}} + q_{\text{px}}) L \omega_x, \quad (4)$$

где  $q_{\Gamma}$ ,  $q_{\text{л}}$ ,  $q_{\text{pp}}$ ,  $q_{\text{px}}$  – погонные нагрузки от груза, ленты, роlikоопор рабочей и холостой ветвей соответственно, Н/м;

$L$  – длина участка, м;

$\omega_p$ ,  $\omega_x$  – коэффициент сопротивления движению рабочей и холостой ветвей соответственно;  $\omega_p = \omega_x = 0,022$  – таблица 8.4 ([1, с. 114]).

Рассчитываем погонные нагрузки

погонная нагрузка от груза

$$q_{\Gamma} = \frac{\Pi_{\text{M}}}{0,36 \cdot V_y}; \quad (5)$$

$$q_{\Gamma} = \frac{68}{0,36 \cdot 1,7} = 111,11 \text{ Н/м},$$

погонная нагрузка от ленты

$$q_{\text{л}} = 0,011(1,25 \cdot Z + \delta_1 + \delta_2) \cdot B, \quad (6)$$

где  $Z$  – число обкладок, принимаем  $Z = 3$ ;

									Лист
									10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

$\delta_1, \delta_2$  – толщина обкладок соответственно с рабочей и нерабочей поверхностей ленты, мм –  $\delta_1 = 2-3$  мм, принимаем равным 2,  $\delta_2 = 1-1,5$  мм, принимаем равным 1;

1,25 – среднее значение толщины прокладки лент сельскохозяйственного назначения, мм;

0,011 – плотность ленты, кг/мм<sup>3</sup>.

$$q_{\text{л}} = 0,011(1,25 \cdot 3 + 2 + 1) \cdot 400 = 29,7 \text{ Н/м,}$$

погонные нагрузки роlikоопор

$$q_{\text{pp}} = \frac{m_{\text{pp}} \cdot g}{l_{\text{pp}}}, \quad (7)$$

$$q_{\text{px}} = \frac{m_{\text{px}} \cdot g}{l_{\text{px}}}, \quad (8)$$

где  $m_{\text{pp}}, m_{\text{px}}$  – масса вращающейся части роlikоопор рабочей и холостой ветвей, кг;

$g$  – ускорение свободного падения;

$l_{\text{pp}}, l_{\text{px}}$  – расстояние между роlikоопорами рабочей и холостой ветвей, м;

$$l_{\text{pp}} = 1 \dots 2 \text{ м,}$$

$$l_{\text{px}} = (2 \dots 2,5) \cdot l_{\text{pp}},$$

принимаем  $l_{\text{pp}} = 1$  м и  $l_{\text{px}}$  соответственно 2 м.

По таблице 8.5 ([1, с. 115]) выбираем диаметр роlikоопор, а по таблице 8.6 ([1, с. 115]) определяем массу роlikоопор

$$m_{\text{pp}} = 7 \cdot B + 5 = 7 \cdot 0,4 + 5 = 7,8 \text{ кг.}$$

Тогда  $m_{\text{px}} = 7 \cdot B + 4 = 7 \cdot 0,4 + 4 = 6,8 \text{ кг,}$

$$q_{\text{pp}} = \frac{7,8 \cdot 9,8}{1} = 76,4 \text{ Н/м,}$$

						03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			11

$$q_{\text{px}} = \frac{6,8 \cdot 9,8}{2} = 33,3 \text{ Н/м.}$$

Теперь определяем сопротивления на характерных участках транспортера

$$W_{1-2} = (q_{\text{л}} + q_{\text{px}}) L_2 \omega_x = (29,7 + 33,3) \cdot 17 \cdot 0,018 = 20,78 \text{ Н.}$$

Уравнения для определения сопротивлений на наклонном участке состоят из двух составляющих. Первая – сопротивление на горизонтальном участке, вторая – на вертикальном. Вторая составляющая прибавляется к первой при движении ленты вверх и вычитается при движении ленты вниз.

$$\begin{aligned} W_{3-4} &= (q_{\text{л}} + q_{\text{px}}) L_1 \cos \beta \cdot \omega_x - q_{\text{л}} L_1 \sin \beta = \\ &= (29,7 + 33,3) \cdot 19 \cdot 0,939 \cdot 0,018 - 29,7 \cdot 19 \cdot 0,342 = -172,7 \text{ Н,} \\ W_{6-7} &= (q_{\text{гр}} + q_{\text{л}} + q_{\text{пп}}) L_1 \omega_p \cos \beta + (q_{\text{гр}} + q_{\text{л}}) \sin \beta \cdot L_1 = (111,11 + 29,7 + \\ &+ 76,44) \cdot 0,02 \cdot 0,939 \cdot 19 + (111,11 + 29,7) \cdot 0,342 \cdot 19 = 992,25 \text{ Н,} \\ W_{8-9} &= (q_{\text{гр}} + q_{\text{л}} + q_{\text{пп}}) L_2 \omega_p = (111,11 + 29,7 + 76,4) \cdot 17 \cdot 0,02 = 73,85 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Сосредоточение сопротивления возникает при огибании лентой барабанов, роликовых батарей (предназначены для планового поворота ленты); в пунктах загрузки, разгрузки, очистки. Чтобы преодолеть сопротивление, натяжение ленты после участка сбегания должно быть больше на величину потерь  $W$ , чем перед участком набегания

$$F_{\text{сб}} = F_{\text{нб}} + W. \quad (9)$$

Для участков огибания лентой барабанов, роликов и батарей роlikоопор

$$F_{\text{сб}} = KF_{\text{нб}}, \quad (10)$$

где  $K$  – коэффициент сопротивления при огибании лентой барабанов, роликов и батарей роlikоопор. Принимается 1,05...1,07 при угле обхвата  $180^\circ$ ; 1,03...1,04 при угле обхвата более  $90^\circ$  и 1,02...1,03 – до  $90^\circ$ .

Находим силы сопротивления в характерных точках транспортера

									Лист
									12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

$F_1$  – неизвестно;

$$F_2 = F_1 + W_{1-2} = F_1 + 20,78;$$

$$F_3 = F_2 K = 1,02 F_1 + 21,2;$$

$$F_4 = F_3 + W_{3-4} = 1,02 F_1 - 151,6;$$

$$F_5 = F_4 K = 1,04 F_1 - 154,6;$$

$$F_6 = F_5 + W_{\text{зarp}} = 1,04 F_1 - 154,6 + 0,1 \cdot 111,11 \cdot 1,7^2 = 1,04 F_1 - 96,69;$$

$$F_7 = F_6 + W_{6-7} = 1,04 F_1 + 895,56;$$

$$F_8 = F_7 K = 1,06 F_1 + 931,38;$$

$$F_9 = F_8 + W_{8-9} = 1,06 F_1 + 1005,23.$$

Теперь для нахождения  $F_1$  составим систему уравнений

$$\begin{cases} F_9 = 1,06 F_1 + 1005,23, \\ F_9 = F_1 \cdot e^{f\alpha}, \end{cases}$$

где  $e$  – основание натурального логарифма;

$f$  – коэффициент трения между лентой и приводным барабаном – таблица 8.7 ([1, с. 118]),  $f = 0,33$ ;

$\alpha$  – угол обхвата лентой ведущего барабана, рад,  $\alpha = 3,14$ .

Решаем систему:

$$\begin{cases} F_9 = 1,06 F_1 + 1005,23 \\ F_9 = F_1 \cdot 2,71^{0,33 \cdot 3,14} \end{cases} ;$$

$$\begin{cases} F_9 = 1,06 F_1 + 1005,23 \\ F_9 = F_1 \cdot 2,8 \end{cases} ;$$

$$2,56 F_1 - 1,06 F_1 = 1005,23;$$

$$F_1 = \frac{1005,23}{1,05} = 957,36 \text{ Н.}$$

Находим остальные силы сопротивления

$$F_1 = 957,36 \text{ Н;}$$

$$F_2 = F_1 + W_{1-2} = 957,36 + 20,78 = 978,14 \text{ Н;}$$

$$F_3 = 1,02F_1 + 21,2 = 997,71 \text{ Н};$$

$$F_4 = 1,02F_1 - 126,17 = 850,34 \text{ Н};$$

$$F_5 = 1,04F_1 - 128,69 = 866,96 \text{ Н};$$

$$F_6 = 1,04F_1 - 96,69 = 898,96 \text{ Н};$$

$$F_7 = 1,04F_1 + 895,56 = 1891,21 \text{ Н};$$

$$F_8 = 1,06F_1 + 931,38 = 1946,18 \text{ Н};$$

$$F_9 = 1,06F_1 + 1005,23 = 2020,03 \text{ Н}.$$

С целью увеличения срока службы ленты и обеспечения работоспособности конвейера прогиб ленты между роликками не должен превышать допустимого. Провисания ленты не будет, если

$$[y_{\max}] = (0,025 \dots 0,0125)l_{\text{pp}}; \quad (11)$$

$$[y_{\max}] = 0,025 \cdot 1 = 0,025 \text{ м};$$

$$y_{\max} \leq [y_{\max}]. \quad (12)$$

$$y_{\max} = \frac{(q_{\text{г}} + q_{\text{л}})l_{\text{pp}}^2 \cos \beta}{8F_{\min}}. \quad (13)$$

$$F_{\min} \geq (4 - 5)(q_{\text{г}} + q_{\text{л}})l_{\text{pp}} \cos \beta. \quad (14)$$

$$F_{\min} \geq (4 - 5)(q_{\text{г}} + q_{\text{л}})l_{\text{pp}} \cos \beta = 4 \cdot (111,11 + 29,7) \cdot 1 \cdot 0,9396 = 529,22 \text{ Н}.$$

Так как  $F_{\min} < F_5$  и при этом будет допустимый прогиб ленты на рабочей ветви, условие соблюдается.

#### 1.4 Подбор электродвигателя

Для подбора электродвигателя определяем окружное усилие на приводном барабане

$$F_{\text{т}} = F_{\text{нб}} - F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}}, \quad (15)$$

где  $F_{\text{доп}} = K_{\text{пр}} (F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}})$  – дополнительная сила для преодоления потерь на приводном барабане от сил трения в опорах и жесткости ленты;

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

$K_{пр} = 0,04-0,08$  – коэффициент сопротивления (меньшее значение принимают для опор на подшипниках качения, большее – скольжения).

$$F_{доп} = 0,04 (F_9 + F_1) = 0,04(2020,03+957,36) = 119,09 \text{ Н},$$

тогда

$$F_t = F_9 - F_1 + F_{доп} = 2020,03 - 957,36 + 119,09 = 1181,76 \text{ Н}.$$

Мощность двигателя равна

$$P_{дв} = 1,1 \frac{F_t V_y}{1000 \eta_{пр}}, \quad (16)$$

где 1,1 – коэффициент запаса мощности на неучтенные потери и преодоление динамических нагрузок;

$V_y$  – скорость груза, м/с;

$\eta_{пр} = 0,8-0,9$  – коэффициент полезного действия привода.

$$P_{дв} = 1,1 \frac{1181,76 \cdot 1,7}{1000 \cdot 0,8} = 2,51 \text{ кВт}.$$

По ГОСТ 19523–81 таблица В.1 ([1, с. 206]) выбираем электродвигатель по расчетной мощности: 4А11204В9У3, мощность 3 кВт, синхронная частота вращения  $700 \text{ мин}^{-1}$ .

### 1.5 Расчет барабанов

В ленточных конвейерах применяются приводные, натяжные и отклоняющие барабаны. Отклоняющие барабаны используются для увеличения угла обхвата лентой приводного барабана или изменения направления движения ленты. Барабаны изготавливают из стали или чугуна литьем, или из стальных деталей – сваркой. Рабочую поверхность приводного барабана

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

могут футеровать (покрывать) древесиной, резиной или другими фрикционными материалами для увеличения коэффициента трения.

Диаметр барабана определяют по зависимости

$$D_{\sigma} = KZ, \quad (17)$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от типа прокладок и назначения барабана, выбирается из таблицы 8.9 ([1, с. 120]),  $K_{\text{пр}} = 125$ ,  $K_{\text{нат}} = 90$ ;

$Z$  – число прокладок ленты.

Отсюда диаметр приводного барабана

$$D_{\text{бн}} = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм},$$

натяжного

$$D_{\text{бпр}} = 90 \cdot 3 = 270 \text{ мм}.$$

Расчетный диаметр приводного барабана округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 22644–77.  $D_{\text{бпр}} = 400$  мм, а натяжного  $D_{\text{бн}} = 315$  мм.

Длина обечайки барабана в соответствии с ГОСТ 22644–77 больше ширины лент на 100 мм при их ширине 400...500 мм.

## 1.6 Расчет натяжного устройства

Натяжные устройства создают натяжение ленты, достаточное для передачи приводным барабаном тягового усилия, ограничивают провисание ленты между опорами и компенсируют вытяжку ленты в процессе эксплуатации.

В сельскохозяйственных конвейерах наибольшее распространение получили винтовые натяжные устройства, применяемые при длине конвейеров до 60 м.

Сила, действующая на натяжное устройство

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

$$F_{\text{нат}} = F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}}, \quad (19)$$

где  $F_{\text{доп}} = (150-200)$  Н – дополнительное усилие для преодоления сил трения на передвижение ползуна или тележки

$$F_{\text{нат}} = F_4 + F_5 + F_{\text{доп}} = 850,34 + 866,96 + 119,09 = 1836,39 \text{ Н.}$$

Для двух натяжных винтов расчетное усилие одного винта

$$F_{\text{в}} = (1,5-1,8)0,5F_{\text{нат}}. \quad (20)$$

$$F_{\text{в}} = 1,8 \cdot 0,5 \cdot 1836,39 = 1652,75 \text{ Н.}$$

Внутренний диаметр резьбы винта

$$d_1 = 0,12 \sqrt[4]{F_{\text{в}} \cdot L_{\text{нат}}^2}, \quad (21)$$

где  $L_{\text{нат}}$  – длина винта, мм (1–2 % от всей длины).

$$d_1 \geq 0,12 \cdot \sqrt[4]{1652,75 \cdot 720^2} = 20,53 \text{ мм.}$$

Принимаем винты с метрической резьбой М24.

### 1.7 Подбор редуктора

Для подбора редуктора необходимо найти передаточное число механизма, которое находим по формуле

$$U_{\text{пр}} = \frac{\pi D_6 n_{\text{эл}}}{60 V_y}, \quad (22)$$

где  $n_{\text{эл}}$  – номинальная частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$V_y$  – скорость движения ленты, м/с.

									Лист
									17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				



$$U_{\text{пр}} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 700}{60 \cdot 1,7} = 8,6.$$

Частота вращения барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{60V_y}{\pi D_{\text{б}}} = \frac{60 \cdot 1,7}{3,14 \cdot 0,4} = 81,2 \text{ мин}^{-1}.$$

По полученному передаточному числу выбираем редуктор типа 1ЦУ-100 с передаточным числом  $u = 8$ .

Действительная частота вращения барабана

$$n_{\text{бд}} = \frac{n_{\text{эл}}}{U} = \frac{700}{8} = 87,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение составляет

$$\Delta = \frac{n_{\text{бд}} - n_{\text{б}}}{n_{\text{б}}} 100\% = \frac{87,5 - 81,2}{81,2} 100\% = 7,7\%,$$

что больше допустимого  $\pm 5\%$ .

Вводим открытую передачу с передаточным числом

$$U_{\text{оп}} = \frac{U_{\text{пр}}}{U} = \frac{8,6}{8} = 1,1.$$

Вращающий момент на валу барабана

$$T = 9550 \frac{P}{n_{\text{бд}}} = 9550 \frac{2,51}{87,5} = 273,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Диаметр выходного конца вала барабана

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 [\tau_{\text{кр}}]}} = \sqrt[3]{\frac{273,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 41 \text{ мм},$$

где  $[\tau] = 20\text{-}35 \text{ МПа}$  – пониженные допускаемые напряжения ([4, с. 294]).

Принимаем диаметр выходного конца вала  $d = 45 \text{ мм}$ .

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

## 1.8 Проверочный расчет вала

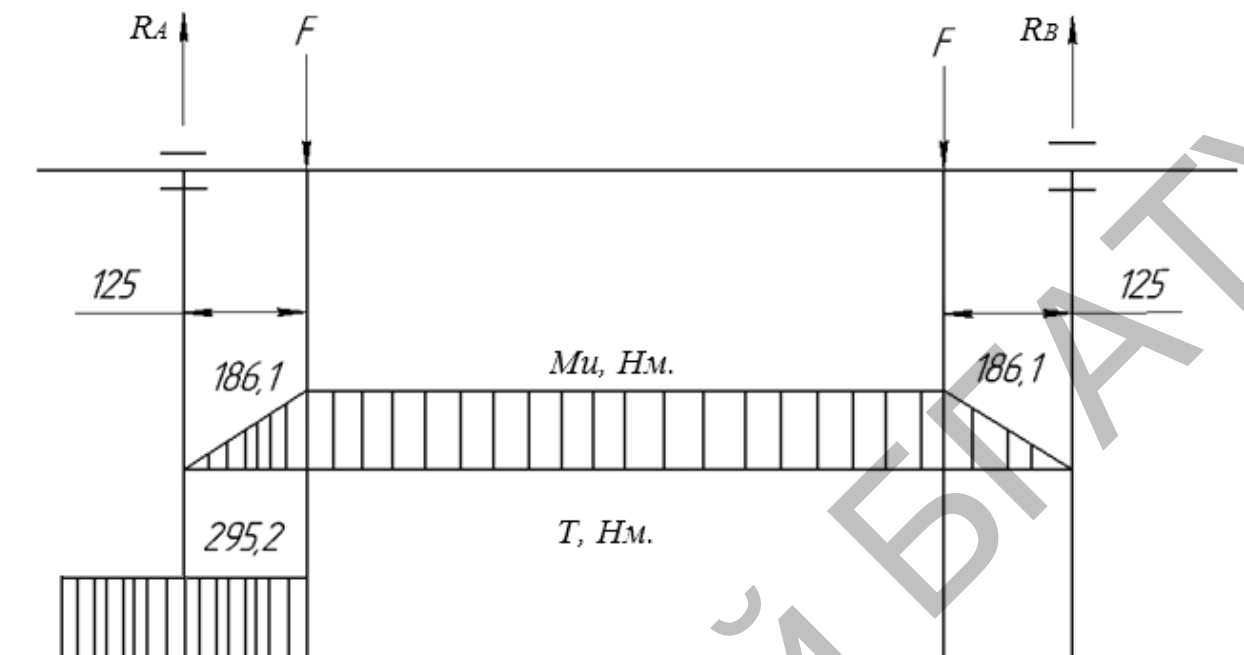


Рисунок 2 – Расчетная схема вала

$$R = F = \frac{F_9 + F_1}{2} = \frac{2020,03 + 957,36}{2} = 1488,69 \text{ Н};$$

$$M_y = Fl \cdot 10^{-3} = 1488,69 \cdot 125 \cdot 10^{-3} = 186,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_y^2 + T^2} = \sqrt{186,1^2 + 273,9^2} = 331,14 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем действительное напряжение вала  $d = 60$  мм (взятое из эскизной компоновки) от действия суммарной нагрузки и сравниваем с  $[\sigma_{\text{и}}]$

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M_{\text{экв}}}{0,1d^3} = \frac{331,14 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60^3} = 15,33 \text{ МПа}.$$

Для вала, изготовляемого из стали 40, допускаемые напряжения на изгиб  $[\sigma_{\text{и}}] = 170$  МПа.

Исходя из расчетов, видно, что работоспособность вала обеспечивается.

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

### 1.9 Проверочный расчет подшипников вала

Для опор вала принимаем сферические двухрядные подшипники 480210 по условию

$$C \leq [C_T].$$

Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C = PL^{1/3} = 1786,43 \cdot 63^{1/3} = 37515 \text{ Н},$$

где

$$P = R \cdot k_\sigma = 1488,69 \cdot 1,2 = 1786,43 \text{ Н},$$

$$L = \frac{60n_\sigma L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 81,2 \cdot 12500}{10^6} = 63 \text{ млн. об.},$$

где  $L_h = 12500$  ч – срок службы за 10 лет работы, что меньше, чем  $[C_T] = 43,6$  кН ([4 с. 342]).

Исходя из расчетов, видно, что работоспособность подшипника обеспечивается.

### 1.10 Проверочный расчет шпонки

Для диаметра вала 60 мм принимаем шпонку  $b \times h = 18 \times 11$  мм длиной  $l = 80$  мм.

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 273,9 \cdot 10^3}{60} = 9130 \text{ Н}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{b \cdot l} = \frac{9130}{18 \cdot 80} = 6,3 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения на смятие для шпонки

									Лист
									20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

$$[\sigma_{\text{см}}] = 60-180 \text{ МПа ([4, с. 48]).}$$

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}].$$

Из чего следует, что работоспособность шпонки обеспечивается.

### 1.11 Расчет оси натяжного барабана

Ось работает на изгиб и ее диаметр определяется по формуле

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

где  $[\sigma_{\text{и}}]$  – допускаемые напряжения на изгиб. (Для оси, изготовленной из стали 40  $[\sigma_{\text{и}}] = 170 \text{ МПа}$ );

$M_{\text{и}}$  – изгибающий момент оси в опасном сечении.

Для его определения составляем расчетную схему.

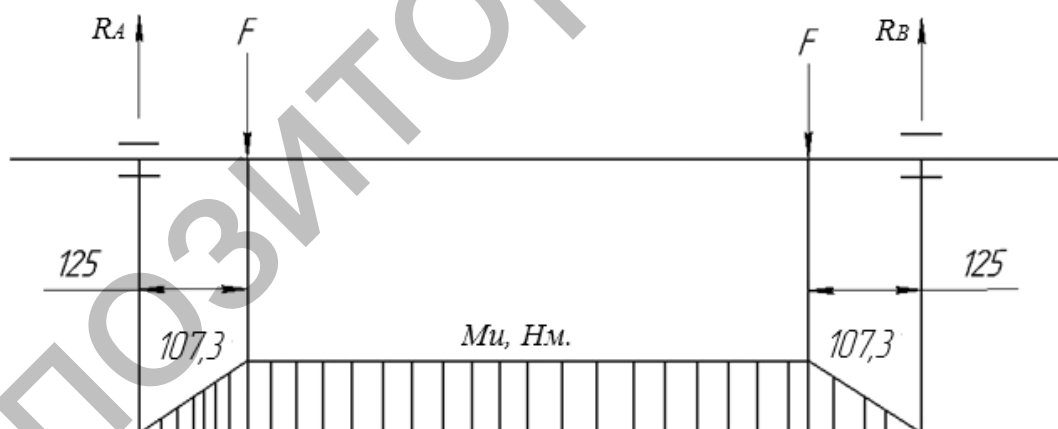


Рисунок 3 – Расчетная схема

Реакция в опорах

$$R_A = R_B = \frac{F_4 + F_5}{2} = \frac{850,34 + 866,96}{2} = 858,65 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в опасном сечении

					03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$M_{\text{н}} = R_A \cdot 125 = 858,65 \cdot 125 = 107331,25 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Тогда диаметр оси натяжного барабана

$$d = \sqrt[3]{\frac{107331,25}{0,1 \cdot 170}} = 18,48 \text{ мм.}$$

Конструктивно принимаем диаметр оси натяжного барабана  $d_0 = 20$  мм, а диаметр цапф 20 мм.

### 1.12 Проверочный расчет подшипников оси

Для опор вала принимаем сферические двухрядные подшипники 1205 по условию

$$C < [C_T].$$

Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C = PL^{1/3} = 1030,38 \cdot 63^{1/3} = 4100 \text{ Н,}$$

где

$$P = R \cdot k_{\sigma} = 858,65 \cdot 1,2 = 1030,38 \text{ Н,}$$

$$L = \frac{60n_{\sigma}L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 81,2 \cdot 12500}{10^6} = 63 \text{ млн. об,}$$

где  $L_h = 12500$  ч – срок службы за 10 лет работы, что меньше чем  $[C_T] = 9,95$  кН ([4, с. 342]).

Из проверочного расчета следует, что работоспособность подшипника обеспечивается.

									Лист
									22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

## 2 Техника безопасности

Правила техники безопасности регламентированы ГОСТ 12.2.022–80 «Конвейеры. Общие требования безопасности».

### 2.1 Требования к конструкции

В установленных на конвейерах загрузочных и разгрузочных устройствах не допускается заклинивания и зависания груза, образования просыпей. Не допускается загрузка конвейера сверх расчетных норм для условий эксплуатации, установленных в технических условиях или эксплуатационной документации.

Не допускается падение груза с конвейера или машины в местах передачи транспортируемого груза с одного конвейера на другой конвейер или машину.

Приемная часть конвейеров, загружаемых вручную штучными грузами, должна быть на горизонтальном или наклонном участке конвейера с уклоном не более 5° в сторону загрузки.

На наклонных конвейерах (наклонных участках конвейеров) штучные грузы при транспортировании должны находиться в неподвижном состоянии по отношению к плоскости грузонесущего элемента конвейера и не менять положения, принятого при загрузке.

Не допускается самопроизвольное перемещение в обратном направлении грузонесущего элемента с грузом при отключении привода в конвейерах, имеющих наклонные или вертикальные участки трассы. Неприводные конвейеры (роликовые, дисковые) должны иметь в разгрузочной части ограничительные упоры и приспособления для снижения скорости движущегося груза.

На трассах конвейеров с передвижными загрузочными и разгрузочными устройствами должны быть установлены конечные выключатели и упоры, ограничивающие ход загрузочно-разгрузочных устройств.

					03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Грузовые натяжные устройства конвейеров должны иметь концевые упоры для ограничения хода натяжной тележки и конечные выключатели, отключающие привод конвейера при достижении натяжной тележкой крайних положений.

Наклонные и вертикальные участки цепных конвейеров должны быть снабжены ловителями для захвата цепи в случае ее обрыва, угрожающего обслуживающему персоналу.

В конструкции составных частей конвейеров массой более 50 кг, подлежащих подъему или перемещению грузоподъемными средствами при транспортировании, монтаже, демонтаже и ремонте, должны быть предусмотрены соответствующие приливы отверстия или рым-болты, если без них применение стропов и других средств является опасным.

Шумовые характеристики конвейеров – по ГОСТ 12.1.003.

Вибрационные характеристики на рабочих местах обслуживания конвейеров – по ГОСТ 12.1.012.

Концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны обслуживания конвейеров, находящихся в помещении и предназначенных для транспортирования грузов, выделяющих вредные вещества, не должна превышать значений, установленных ГОСТ 12.1.003.

Требования к электрооборудованию, монтажу и заземлению конвейеров должны быть установлены в нормативно-технической документации на конвейеры конкретных видов и соответствовать «Правилам устройства электроустановок», «Правилам технической эксплуатации электроустановок потребителей» и «Правилам технической безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей».

## 2.2 Требования к средствам защиты

Движущиеся части конвейеров (приводные, натяжные и отклоняющиеся барабаны, натяжные устройства, канаты и блоки натяжных устройств, ременные и другие передачи, муфты и т. п., а также опорные ролики и ролики нижней

						03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			24







При размещении стационарных конвейеров должна быть предусмотрена возможность применения в доступных местах трассы конвейера механизированной уборки просыпавшегося груза.

В производственных зданиях, тоннелях и на эстакадах вдоль трассы конвейеров должны быть предусмотрены проходы для безопасного обслуживания, демонтажа и ремонта.

Ширина проходов для обслуживания должна быть не менее:

0,75 м – для конвейеров всех типов;

1,0 – для пластинчатых конвейеров;

1,0 – между параллельно установленными конвейерами;

1,2 – между параллельно установленными пластинчатыми конвейерами.

#### 2.4 Контроль выполнения требований безопасности

Контроль выполнения требований безопасности должен проводиться:

- при проверке конструкторской документации на конвейеры;
- после изготовления конвейеров, транспортируемых в собранном виде предприятием-изготовителем при приемочных испытаниях;
- после окончания монтажа, наладки и обкатки вновь устанавливаемых конвейеров;
- после аналогичных работ, вызванных переносом конвейера на другое место;
- после капитального ремонта и реконструкции конвейера.

Контроль должен включать проверку конвейера внешним осмотром и замерам контролируемых параметров, как в не рабочем, так и в рабочем состоянии.

											03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата								27

### Заключение

1. Ленточные транспортеры широко применяются для механизации погрузочно-разгрузочных работ на предприятиях АПК.

2. Проведенные расчеты позволили определить, что для ленточного транспортера производительностью 68 т/ч необходимая ширина ленты составляет 400 мм, диаметр приводного барабана – 400 мм.

3. В процессе тягового расчета определена мощность электродвигателя, необходимого для привода ленточного транспортера, которая составила 2,51 кВт.

4. Для натяжного устройства необходимы винты М24.

5. Разработаны мероприятия по технике безопасности при эксплуатации ленточного транспортера.

6. Выполнены чертежи приводного барабана и его вала.

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	03.48.145.00.000 ПЗ				

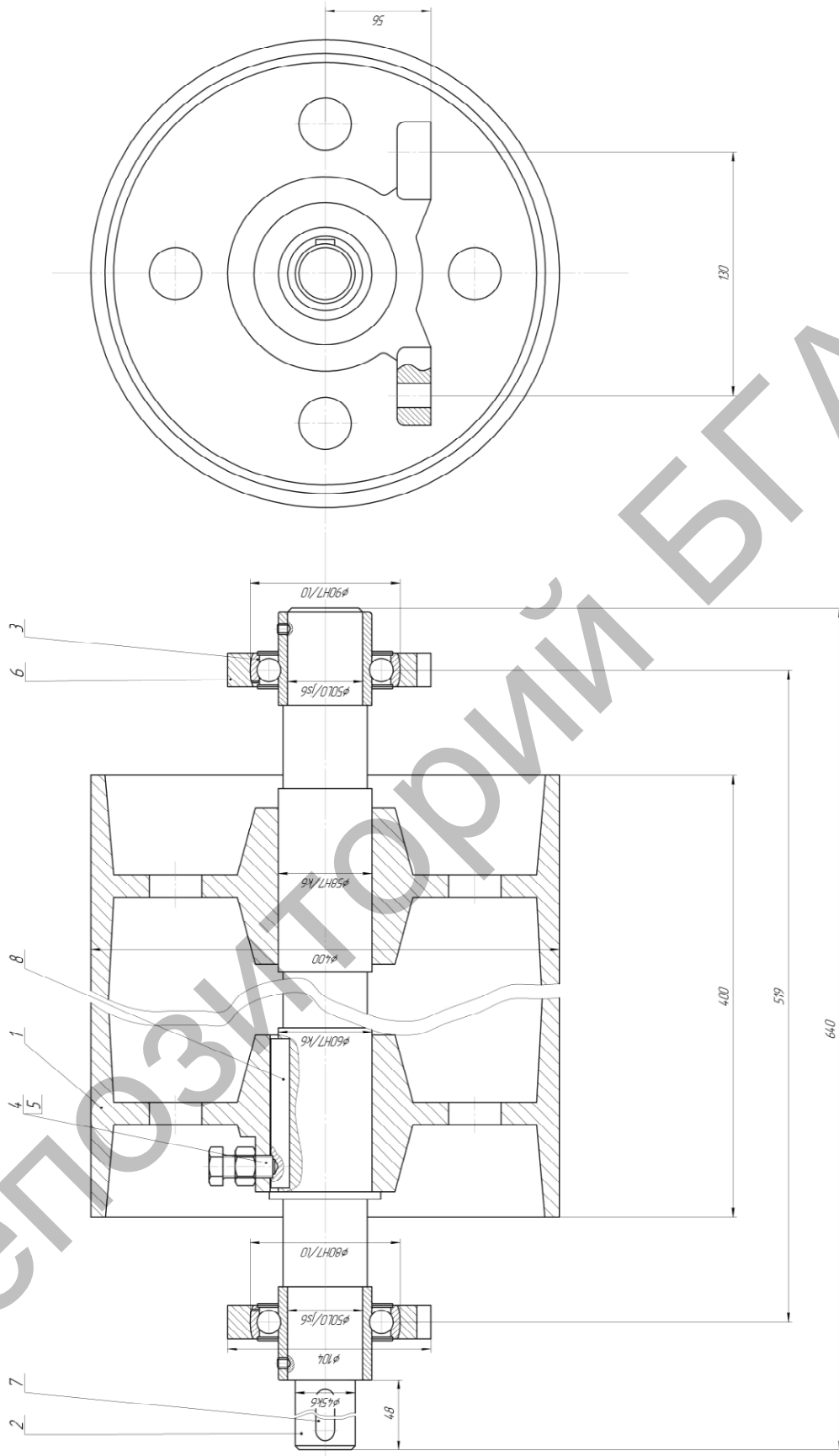
### Список использованных источников

1. Подъемно-транспортные машины и механизмы: учебно-методический комплекс / сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск, БГАТУ, 2015. – 208 с.
2. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайнсон. – М. : Машиностроение, 1989. – 336 с.
3. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.
4. Кузьмин, А. В. Расчет деталей машин. Справочное пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, В. С. Козинцов. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.
5. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск: Выш. школа, 1983. – 389 с.

						03.48.145.00.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			29

**ПРИЛОЖЕНИЯ**

Репозиторий БГАТУ



1. Поверхности подвержены коррозии, поз. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12  
 2. Шляпки следящие поз. 1 - карманы

034814501000 LB

034814501000 LB		Лист	Кол-во	Масштаб
Приводной барабан		1/1	12	
Сборочный чертеж		1/1		
		Лист	1	Листов
		БАТУ зр. 18 М0		
		Лист		

Бланк 50

Контур 50

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

Контур

Лист

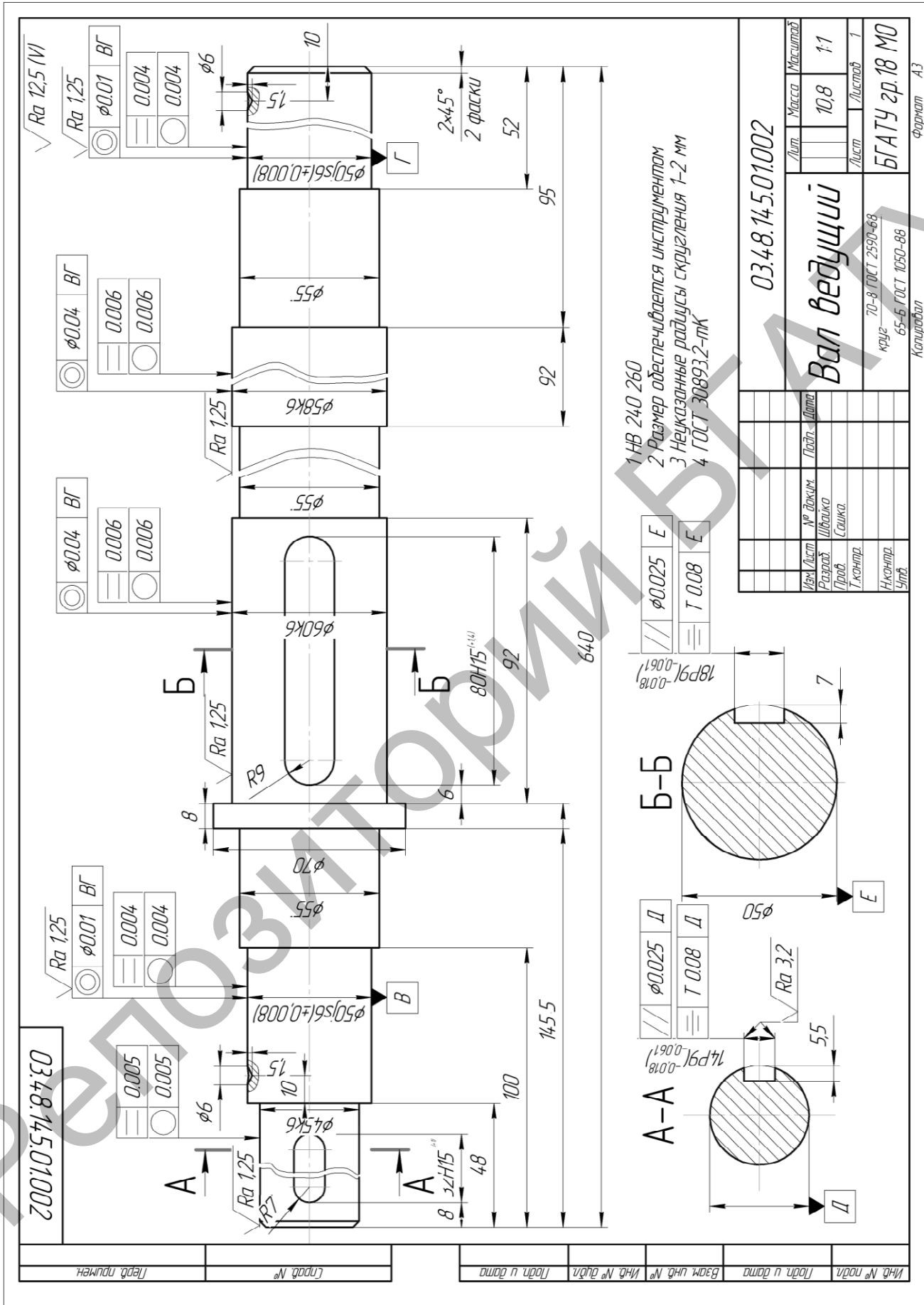
Контур

Лист

Контур

Лист

Контур



03.48.14.5.01.002

- 1 HB 240 260
- 2 Размер одеслечивается инструментом
- 3 Неуказанные радиусы скругления 1-2 мм
- 4 ГОСТ 30893.2-ПК

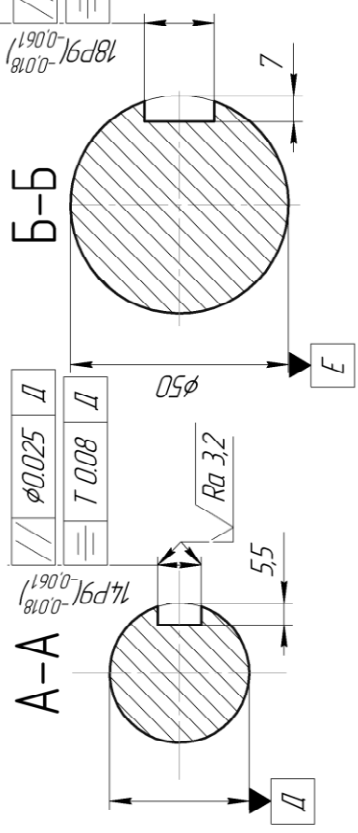
03.48.14.5.01.002

**Вал ведущий**

круте 70-8 ГОСТ 2590-88  
65-6 ГОСТ 1050-88

Формат А3

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
					10,8	1:1
Разработ.	Штукко			Лист		
Проб.	Сашко			Лист		
Технпр.				Лист		
Нормир.				Лист		
Упр.				Лист		
БГАТУ зр.18 МО						



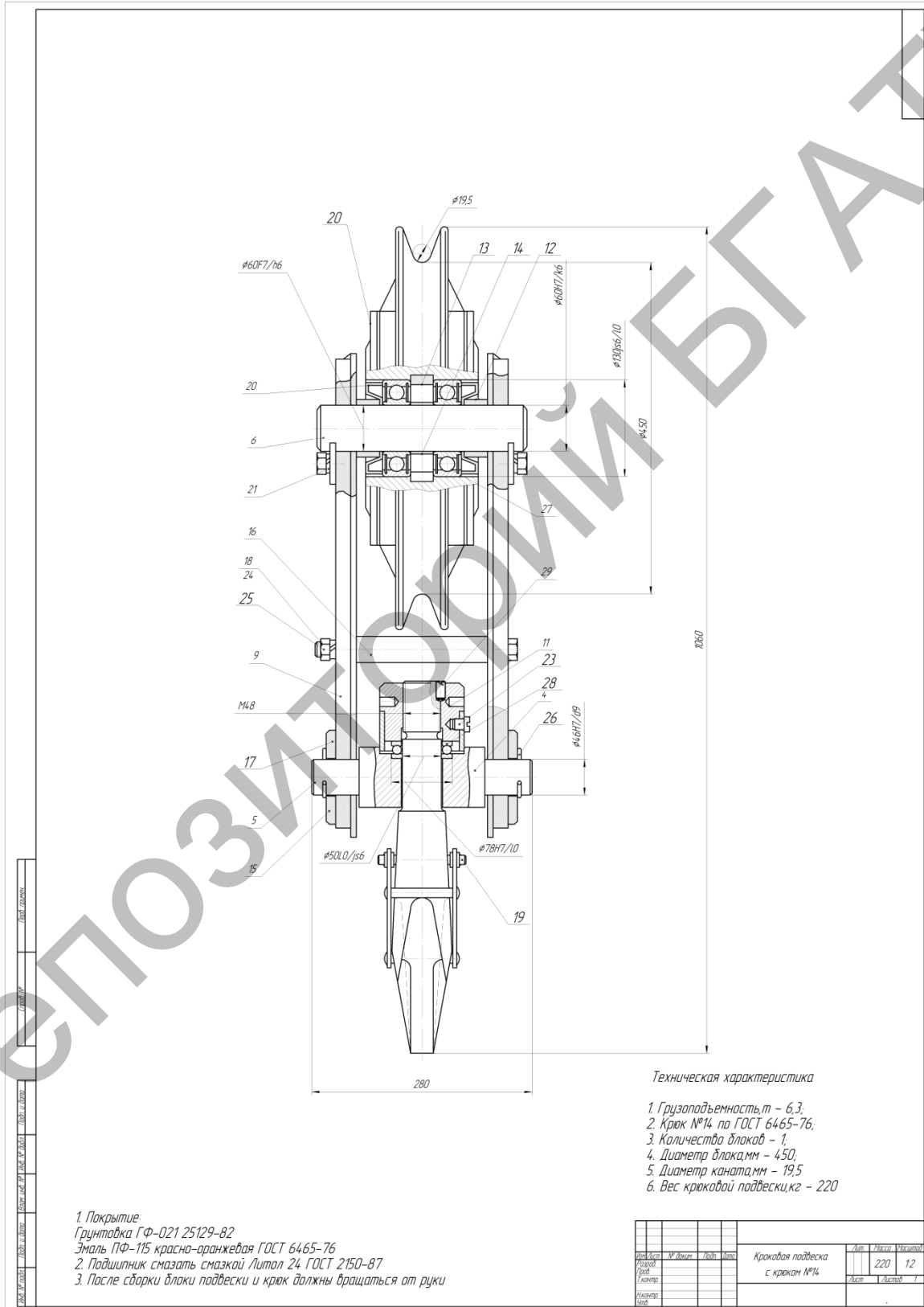
Изд. № подл.	Подп. и дата	Взам. упр. №	Изд. № упр.	Изд. № доп.	Подп. и дата
Лист №	Лист №	Лист №	Лист №	Лист №	Лист №

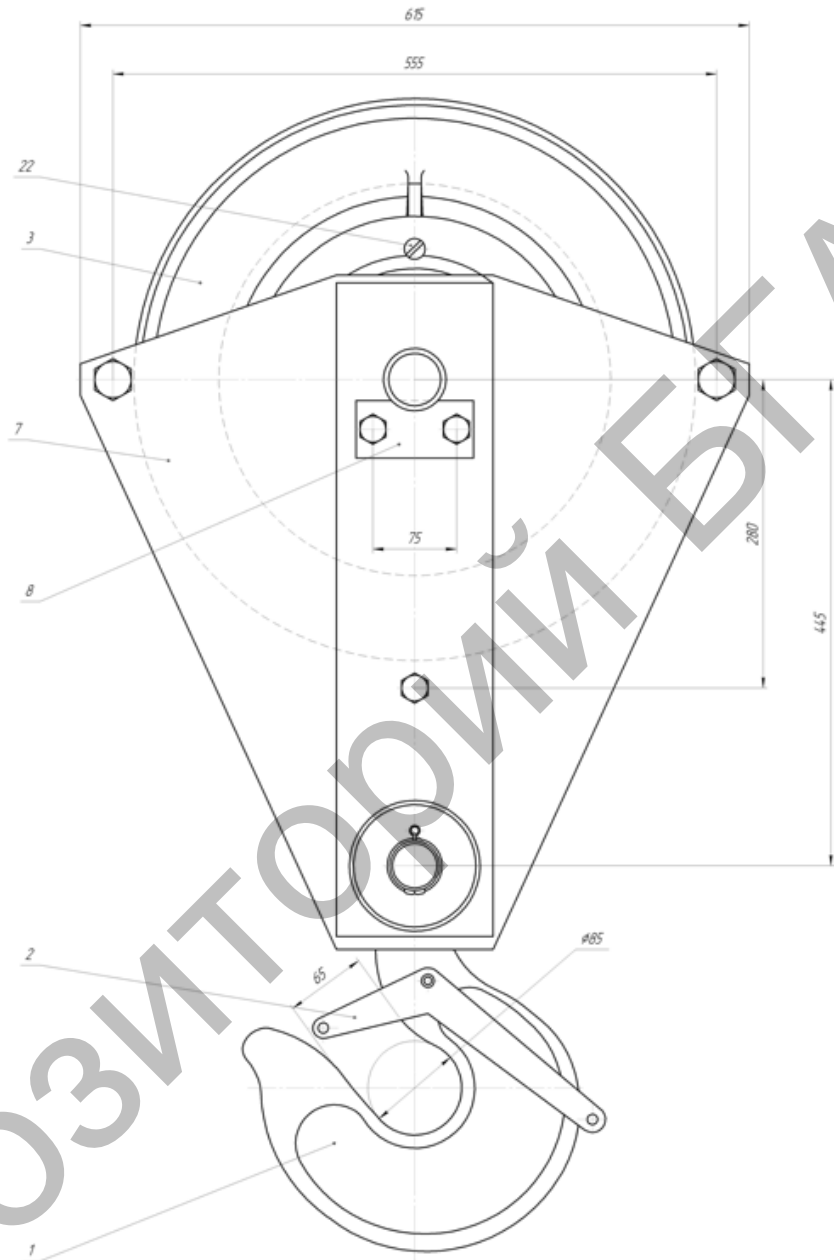
Формат	Зона	Поз.	ОБОЗНАЧЕНИЕ	НАИМЕНОВАНИЕ	Кол.	Примечание		
A1			03.48.145.01.000 СБ	Сборочный чертеж	1			
				<u>Детали</u>				
A1		1	03.48.145.01.001	Барaban приводной	1			
A3		2	03.48.145.01.002	Вал	1			
		6	03.48.145.01.003	Корпус подшипника	2			
				<u>Стандартные изделия</u>				
		3		Подшипник 480210				
				ГОСТ 24850-81	2			
		7		Шпонка 14x8x34				
				ГОСТ 23360-78	2			
		4		Болт М12-8g ГОСТ 7798-70	1			
		5	М12-6H	Гайка М12-6H ГОСТ 5915-70	1			
		8		Шпонка 16x10x80				
				ГОСТ 23360-78	1			
			<b>03.48.145.01.000</b>					
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата				
Разраб.	Швайко				<b>Приводной барaban</b>	Литера	Лист	Листов
Руковод.	Сашко					У К Р	1	1
Реценз.						<b>БГАТУ, гр. 18мо</b>		
Н.контр								
Зав. каф.	ОСНОВИН							



## Приложение Г (справочное)

### Примеры выполнения сборочных единиц

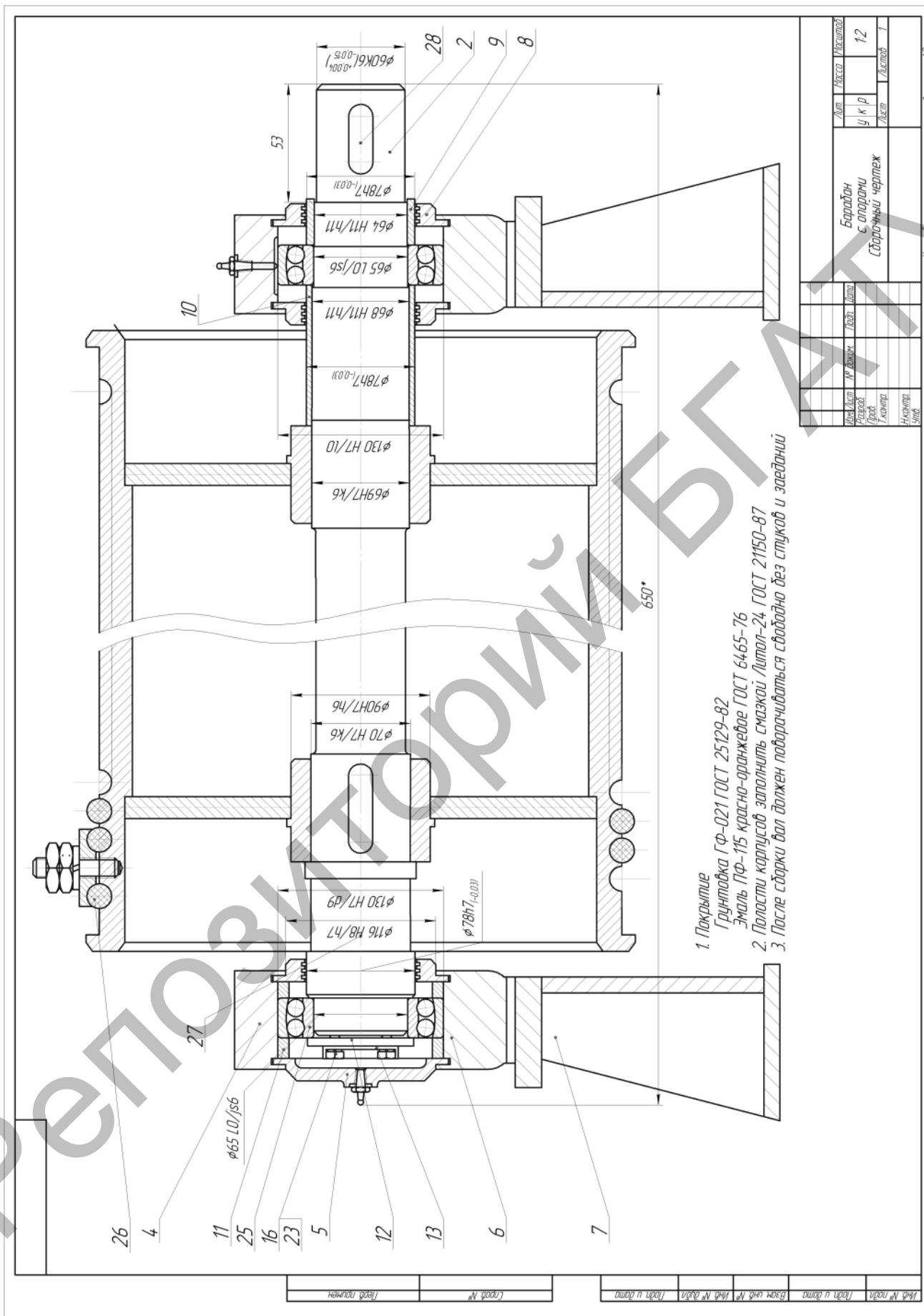




№	Контр.	Исполн.	Провер.	Дата

№	Контр.	Исполн.	Провер.	Дата

Контр. Исполн. Провер. Дата

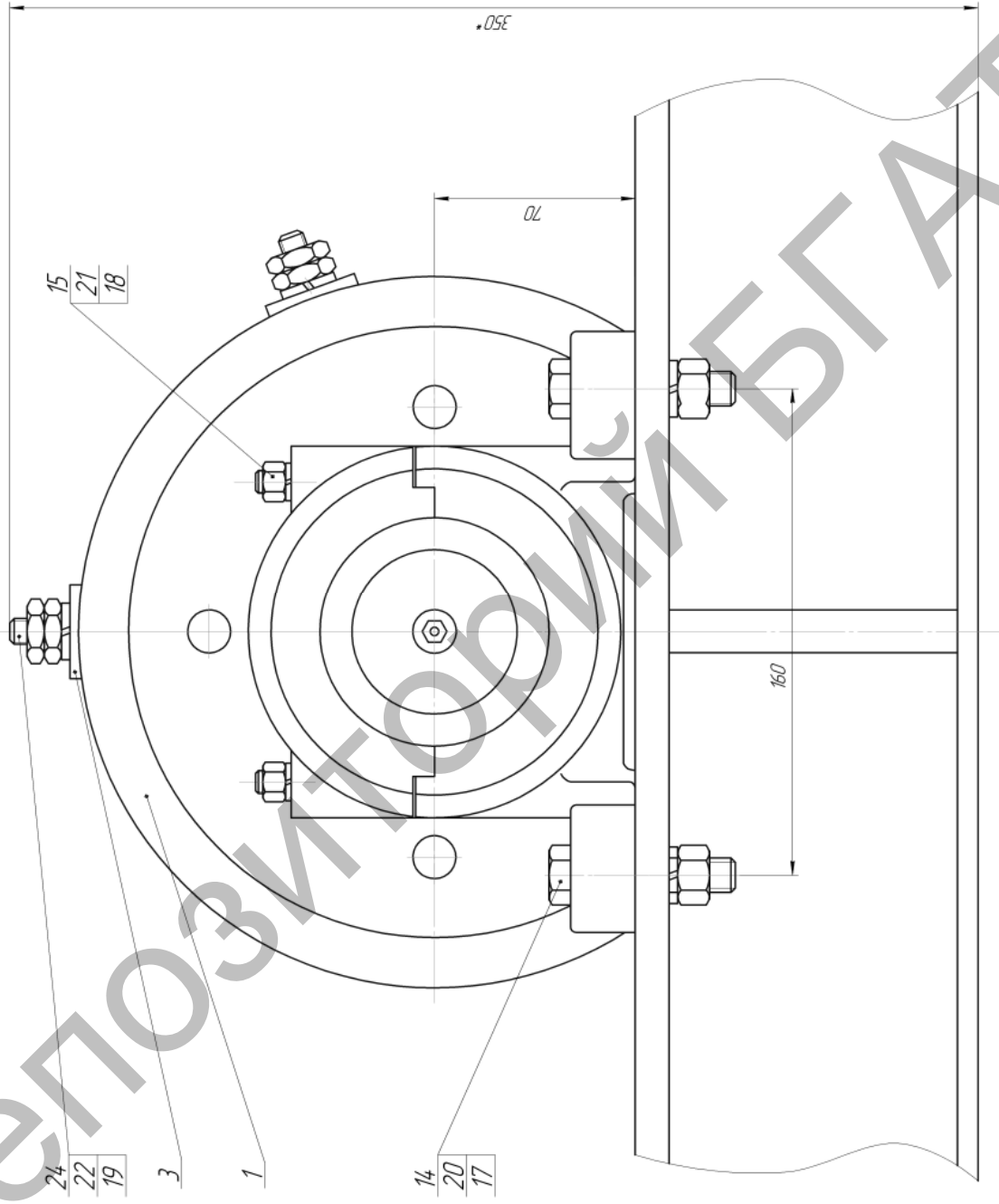


1. Покрывание  
Грунтоудка ГФ-021 ГОСТ 25129-82  
Эмаль ПФ-115 красно-оранжевое ГОСТ 6465-76
2. Полости каруселей заполнить смазкой Литол-24 ГОСТ 21150-87
3. После сборки вал должен вращаться свободно без стуков и заеданий

Лист	Классификация	Лист	Классификация
Ш	К	Р	Листов
Листов	Т		

Бардабан с опорами  
сборочный чертеж

Изм. №	Листов и страниц	Листов и страниц	Листов и страниц



№ детали	№ докум	Лист	Листов	Коробочек	№

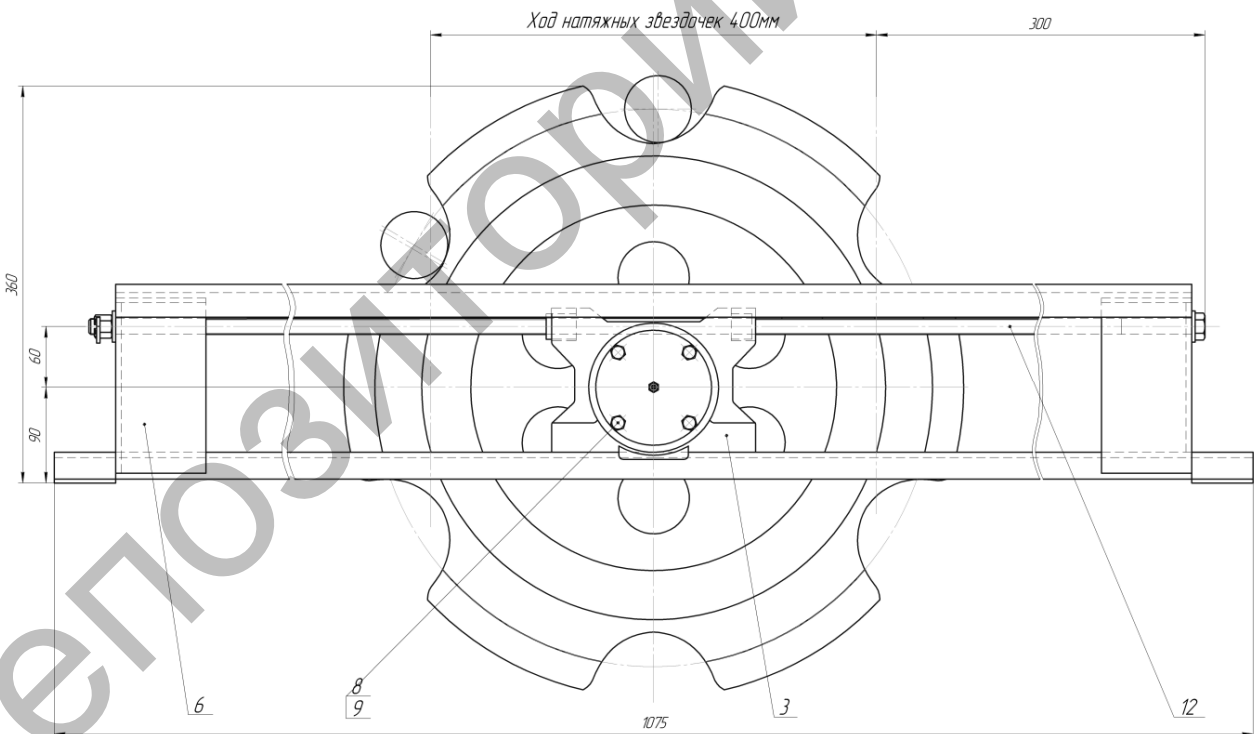
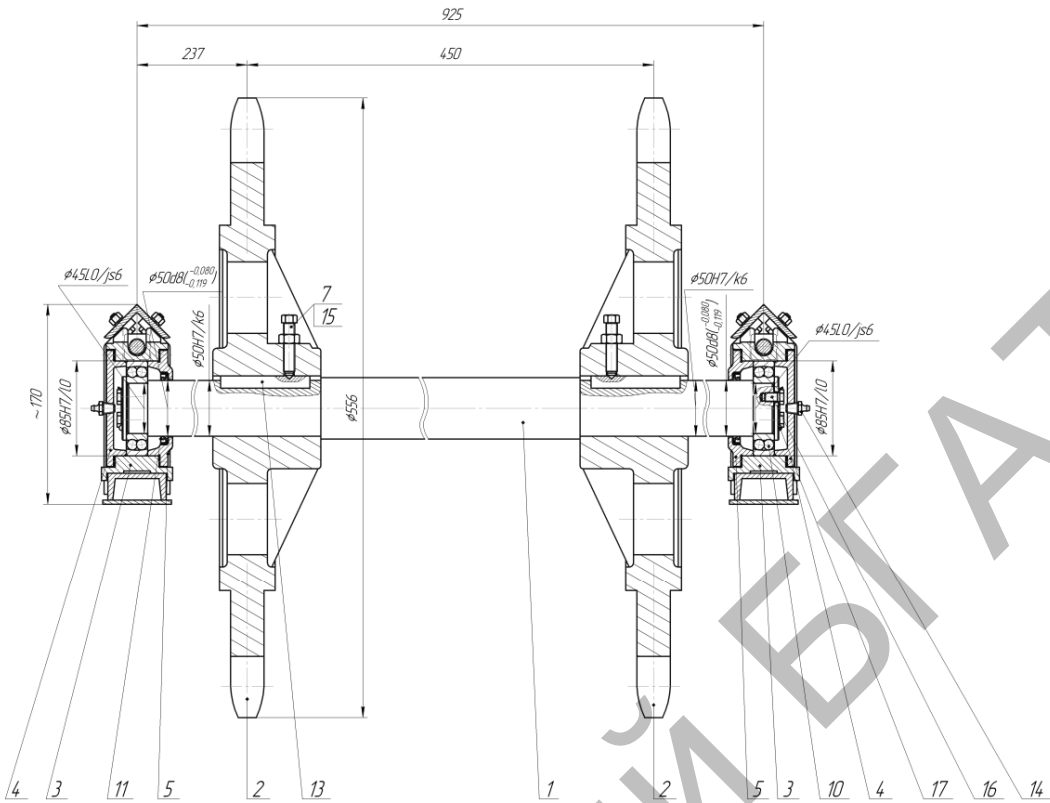
Формат А2

№ детали	№ докум	Лист	Листов	Коробочек	№









1. Покрытие  
 Грунтовка ГФ-021 ГОСТ 25129-82  
 Эмаль ПФ-115 красно-оранжевое ГОСТ 6465-76
2. Полости корпусов заполнить смазкой Литол-24 ГОСТ 21150-87
3. После сборки вал должен вращаться свободно без стуков и заеданий

Изм.	Дата	№ докум.	Лист	Дата	Натяжная ось с натяжным устройством и опорными	Лист	Место	Масштаб
Разработчик						у		1:2
Проверенный						Лист	Листов	1
Конструктор								
Начальник цеха								

Копировать

Формат А1



**Варианты заданий**  
**для практических занятий по расчету подъемно-транспортных машин**

1 Тема работы «Механизм подъема груза мостового крана»

Вар.	$Q$	$V$	$H$	ГК	$i_n$
1	8,0	10,0	8,0	М7	3
2	12,5	8,5	10,0	М6	4
3	10,0	9,0	9,0	М5	4
4	6,3	8,0	7,5	М5	3
5	5,0	11,0	6,5	М7	3
6	4,0	11,5	5,8	М6	3
7	5,0	9,5	11,5	М7	4
8	3,2	10,5	10,5	М5	4
9	8,0	12,0	8,5	М7	4
10	10,0	14,5	12,0	М6	5
11	6,3	13,0	13,0	М5	5
12	4,0	12,5	14,0	М7	2

Вар.	$Q$	$V$	$H$	ГК	$i_n$
13	5,0	7,5	10,5	М6	2
14	6,3	12,0	12,8	М5	3
15	8,0	11,5	11,0	М7	3
16	4,0	10,0	14,0	М7	2
17	10,0	13,0	10,0	М5	4
18	12,5	14,0	8,0	М6	5
19	5,0	15,0	9,5	М7	2
20	8,0	14,5	12,0	М6	3
21	10,0	13,8	9,6	М5	4
22	6,3	10,6	12,0	М7	2
23	4,0	12,8	13,0	М5	2
24	12,5	11,0	8,8	М6	4

Вар.	$Q$	$V$	$H$	ГК	$i_n$
25	10,0	10,0	8,0	М5	3
26	6,3	12,0	14,0	М7	2
27	4,0	14,0	12,0	М5	2
28	8,0	15,0	11,0	М6	3
29	5,0	16,0	10,0	М7	2
30	12,5	11,0	9,0	М6	4
31	4,0	13,0	10,5	М5	2
32	8,0	12,5	12,5	М7	3
33	10,0	14,5	13,0	М5	3
34	12,5	15,5	15,0	М6	4
35	6,3	9,0	14,5	М7	2
36	5,0	10,5	16,0	М5	2

Вар.	$Q$	$V$	$H$	ГК	$i_n$
37	14,0	14,0	8,0	М5	6
38	10,3	16,0	14,0	М7	5
39	8,0	18,0	12,0	М5	4
40	12,0	15,0	11,0	М6	4
41	5,0	16,0	10,0	М7	2
42	16,5	11,0	9,0	М6	6
43	7,0	13,0	10,5	М5	3
44	12,0	12,5	12,5	М7	4
45	14,0	14,5	13,0	М5	6
46	16,5	15,5	15,0	М6	6
47	6,3	9,0	14,5	М7	2
48	9,0	10,5	16,0	М5	3

Примечание:  $Q$  – грузоподъемность в т.;  $V$  – скорость подъема груза в м/мин;  
 $H$  – высота подъема в м; ГК – группа классификации;  $i_n$  – кратность полиспаста.

## 2. Тема работы «Транспортер ленточный»

2 Вар.	П	$L_1$	$L_2$	$\beta$	$\gamma$
1	45	8	6	10	0,4
2	38	14	8	12	0,6
3	40	10	8	15	0,47
4	54	12	10	18	0,65
5	68	19	17	20	0,95
6	82	15	12	10	0,75
7	96	16	13	13	0,63
8	100	18	15	14	0,44
9	112	16	12	15	0,88
10	142	19	16	15	1,2
11	146	18	15	16	1,5
12	95	12	9	17	0,9

Вар.	П	$L_1$	$L_2$	$\beta$	$\gamma$
13	80	11	13	10	0,83
14	75	18	16	11	1,4
15	100	16	13	10	1,1
16	125	12	9	12	0,9
17	80	16	12	14	0,95
18	78	14	11	16	0,88
19	95	17	14	15	0,8
20	58	15	12	10	0,7
21	80	10	8	14	0,65
22	68	14	11	15	0,52
23	90	16	12	13	0,43
24	110	19	15	15	0,78

2 Вар.	П	$L_1$	$L_2$	$\beta$	$\gamma$
25	66	15	12	14	0,45
26	50	12	9	16	0,75
27	64	8	6	15	0,82
28	78	10	8	18	0,61
29	100	12	9	19	0,84
30	68	18	15	17	0,68
31	74	13	10	20	0,52
32	86	14	10	20	0,91
33	52	16	12	13	0,76
34	95	17	14	12	0,72
35	60	11	8	20	0,5
36	105	13	10	11	0,56

2 Вар.	П	$L_1$	$L_2$	$\beta$	$\gamma$
37	70	15	12	14	0,45
38	54	12	9	16	0,75
39	68	8	6	15	0,82
40	82	10	8	18	0,61
41	104	12	9	19	0,84
42	72	18	15	17	0,68
43	78	13	10	20	0,52
44	90	14	10	20	0,91
45	56	16	12	13	0,76
46	99	17	14	12	0,72
47	64	11	8	20	0,5
48	109	13	10	11	0,56

Примечание: П – производительность транспортера, т/ч;  $\gamma$  – насыпная плотность транспортируемого материала, т/м<sup>3</sup>;  $L_1$  и  $L_2$  – горизонтальные длины участков, м;  $\beta$  – угол наклона первого участка, град.

3. Тема работы «Конвейер пластинчатый стационарный с настилом без бортов»

Вар.	$A$	$\Phi$	$h$	$G$	$L$	$H$	$\gamma$
1	190	430	210	160	16	2,0	1,3
2	210	540	250	190	17	3,5	1,4
3	220	650	340	280	21	4,0	1,2
4	240	500	280	200	20	5,0	1,1
5	270	520	380	230	19	3,2	1,2
6	290	640	400	250	16	-	1,6
7	310	700	280	280	20	2,5	1,3
8	330	550	300	195	14	-	1,1
9	350	600	400	240	12	3,4	1,2
10	370	580	280	215	16	-	1,3
11	390	620	620	230	17	3,0	1,4
12	420	500	300	210	19	2,8	1,6

Вар.	$A$	$\Phi$	$h$	$G$	$L$	$H$	$\gamma$
13	160	700	400	280	14	2,5	1,1
14	210	650	300	250	12	2,0	1,2
15	240	600	250	220	16	2,2	1,3
16	270	580	280	210	20	3,0	1,4
17	300	550	300	200	24	3,2	1,2
18	330	500	250	180	28	3,5	1,3
19	360	450	200	150	30	-	1,2
20	390	400	220	140	15	-	1,1
21	420	620	320	240	18	2,0	1,5
22	250	600	400	260	22	2,2	1,2
23	280	540	280	200	25	-	1,1
24	320	500	300	190	21	3,2	1,3

Примечание:  $A$  – производительность штук в час;  $\Phi$  и  $h$  – диаметр и высота детали в мм;  $G$  – масса детали в кг;  $L$  – длина конвейера в м;  $H$  – высота транспортирования в м;  $\gamma$  – объемная масса материала в т/м<sup>3</sup>.

## 4. Тема работы «Конвейер пластинчатый стационарный с бортами»

Вар.	$\Pi_m$	$L$	$H$	$\gamma$
1	86	20	5,0	0,65
2	96	26	3,2	1,81
3	90	32	4,6	1,48
4	105	22	5,8	0,63
5	60	25	4,0	2,58
6	75	28	6,0	1,46
7	50	35	4,2	1,38
8	55	38	3,0	2,58
9	65	41	2,8	0,7
10	70	24	5,4	1,4
11	110	18	5,6	1,49
12	115	25	4,7	0,75

Вар.	$\Pi_m$	$L$	$H$	$\gamma$
13	30	18	2,0	1,56
14	35	14	2,4	0,62
15	40	26	2,6	0,64
16	45	32	3,0	1,59
17	60	22	3,6	2,45
18	50	28	4,2	2,72
19	70	12	3,0	0,76
20	74	16	4,0	0,82
21	54	20	3,0	1,4
22	42	35	3,8	0,78
23	36	20	2,8	0,81
24	65	16	3,4	0,69

Вар.	$\Pi_m$	$\ell$	$H$	$\gamma$
25	28	10	2,5	0,66
26	32	14	2,5	0,83
27	42	16	3,6	1,52
28	38	12	3,0	1,64
29	9,4	18	2,0	0,59
30	80	24	4,2	1,48
31	76	26	4,4	2,42
32	70	32	5,0	1,59
33	62	20	4,0	1,72
34	58	25	3,8	0,9
35	45	15	3,2	0,74
36	80	20	4,0	0,68

Вар.	$\Pi_m$	$\ell$	$H$	$\gamma$
37	32	14	2,5	0,66
38	36	18	2,5	0,83
39	46	20	3,6	1,52
40	42	16	3,0	1,64
41	13,4	22	2,0	0,59
42	84	28	4,2	1,48
43	80	30	4,4	2,42
44	74	36	5,0	1,59
45	66	24	4,0	1,72
46	62	29	3,8	0,9
47	49	15	3,2	0,74
48	84	20	4,0	0,68

Примечание:  $\Pi_m$  – производительность в т/час;  $L$  – длина конвейера в м;  $H$  – высота транспортирования в м;  $\gamma$  – объемная масса материала в т/м<sup>3</sup>.

## 5. Тема работы «Конвейер скребковый передвижной»

Вар.	$\Pi_m$	$L$	$V$	$\beta^\circ$	$\gamma$
1	25	18	0,2	8	0,45
2	55	15	0,3	9	0,8
3	35	10	0,4	10	0,7
4	60	20	0,5	11	0,85
5	45	5	0,6	12	0,95
6	75	10	0,7	13	1,0
7	50	15	0,8	14	0,72
8	60	20	0,9	15	0,82
9	80	5	1,0	16	0,86
10	70	15	1,1	17	0,85
11	90	5	1,2	18	1,4
12	85	10	0,45	19	1,2

Вар.	$\Pi_m$	$L$	$V$	$\beta^\circ$	$\gamma$
13	110	5	0,45	10	1,27
14	130	10	0,55	12	1,1
15	80	15	0,65	14	1,2
16	70	20	0,7	16	0,95
17	40	15	0,85	15	0,88
18	65	20	0,6	13	0,75
19	75	10	0,8	10	0,68
20	85	5	0,58	20	0,78
21	95	15	0,62	18	0,78
22	100	10	0,76	11	0,63
23	68	15	0,88	16	0,82
24	77	5	0,5	18	0,7

Вар.	$\Pi_m$	$L$	$V$	$\beta^\circ$	$\gamma$
25	70	10	0,85	14	0,63
26	76	5,0	0,75	13	0,72
27	74	15	0,62	15	0,68
28	62	20	0,5	17	0,52
29	58	25	0,4	19	0,48
30	50	5,0	0,45	21	0,76
31	46	10	0,53	16	0,88
32	52	15	0,64	18	0,74
33	65	10	0,7	20	0,65
34	82	15	1,1	11	0,58
35	72	16	0,8	22	0,66
36	80	8,0	0,9	25	0,56

Вар.	$\Pi_m$	$L$	$V$	$\beta^\circ$	$\gamma$
37	74	14	0,85	14	1,27
38	80	5,0	0,75	13	1,1
39	78	19	0,62	15	1,2
40	66	24	0,5	17	0,95
41	62	29	0,4	19	0,88
42	54	5,0	0,45	21	0,75
43	50	14	0,53	16	0,68
44	56	19	0,64	18	0,78
45	69	17	0,7	20	0,78
46	86	11	1,1	11	0,63
47	76	16	0,8	22	0,82
48	84	8,0	0,9	25	0,7

Примечание:  $\Pi_m$  – производительность в т/час;  $L$  – длина конвейера в м;  $V$  – скорость перемещения материала в м/с;  $\beta^\circ$  – угол наклона в градусах;  $\gamma$  – объемная масса материала в т/м<sup>3</sup>.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д  
(рекомендуемое)

Справочные табличные данные

Рисунок Д1. Корпуса типа ШМ (по ГОСТ 13218.1-80)

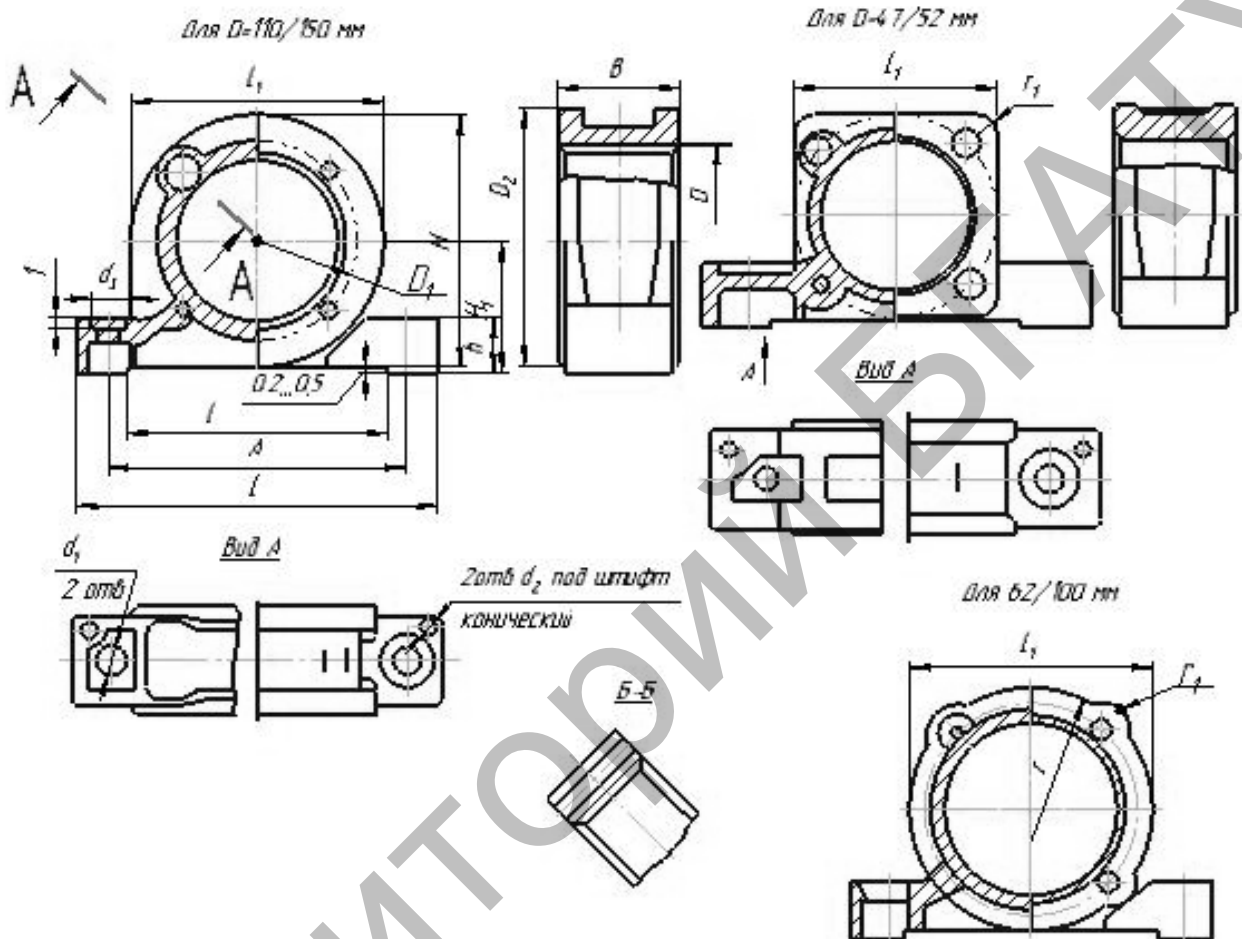


Таблица Д1. Размеры корпусов типа ШМ (по ГОСТ 13218.1-80)

Обозначение корпуса	D	D <sub>1</sub>	d	Δ	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	A	B	B <sub>1</sub>	L	L <sub>1</sub> = D <sub>2</sub>	l	H	H <sub>1</sub>	h	r	r <sub>1</sub>	Масса, кг
ШМ 47	47	63			11	4	20	85	32	26	115	65	65	68,5	36	15		10,5	0,490
	52	70				90		34	28	125	72	76,0	40	16					
ШМ 62	62	80	9	0,10	13		24	110	35	40	145	85	98	90,5	48	17	70	11,0	0,794
	72	90	72	40				42	160	98	101,0	52	18						
ШМ 80	80	100			15	6	30	140	45	46	175	110	124	113,0	58	20	80	12,0	1,490
	90	110						155	48		190	125	144	130,5	68	22			
ШМ 100	100	120	11		17	8		165	52	52	210	135	148	139,5	72	25	85	12,2	2,570
	110	130	180					55	225		155	164	157,5	80	28				
ШМ 120	120	145		0,12		32		195	58	48	245	175	175	179,5	92	30		-	4,682
	130	155						210	65	62	260	185	196	190,5	98	34			
ШМ 140	140	165	13		22	10	40	235	68	66	285	195	216	199,5	102	40		-	6,640
	150	180						250	70		305	210	228	215,0	110				

Пример условного обозначения корпуса типа ШМ, D = 90 мм: Корпус ШМ 90 ГОСТ 13218.1-80.

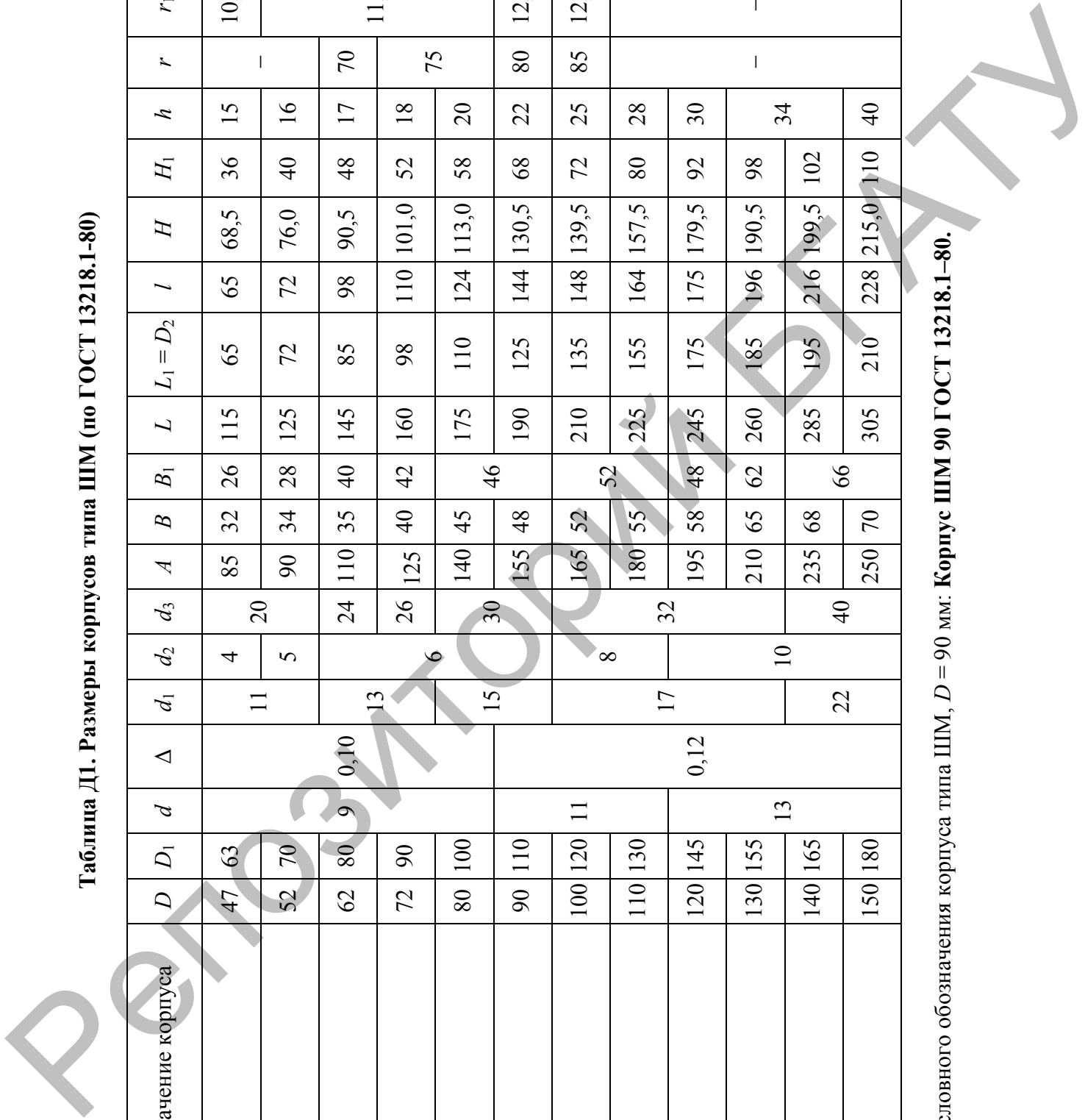


Рисунок Д2. Корпуса подшипников разъемные высокие

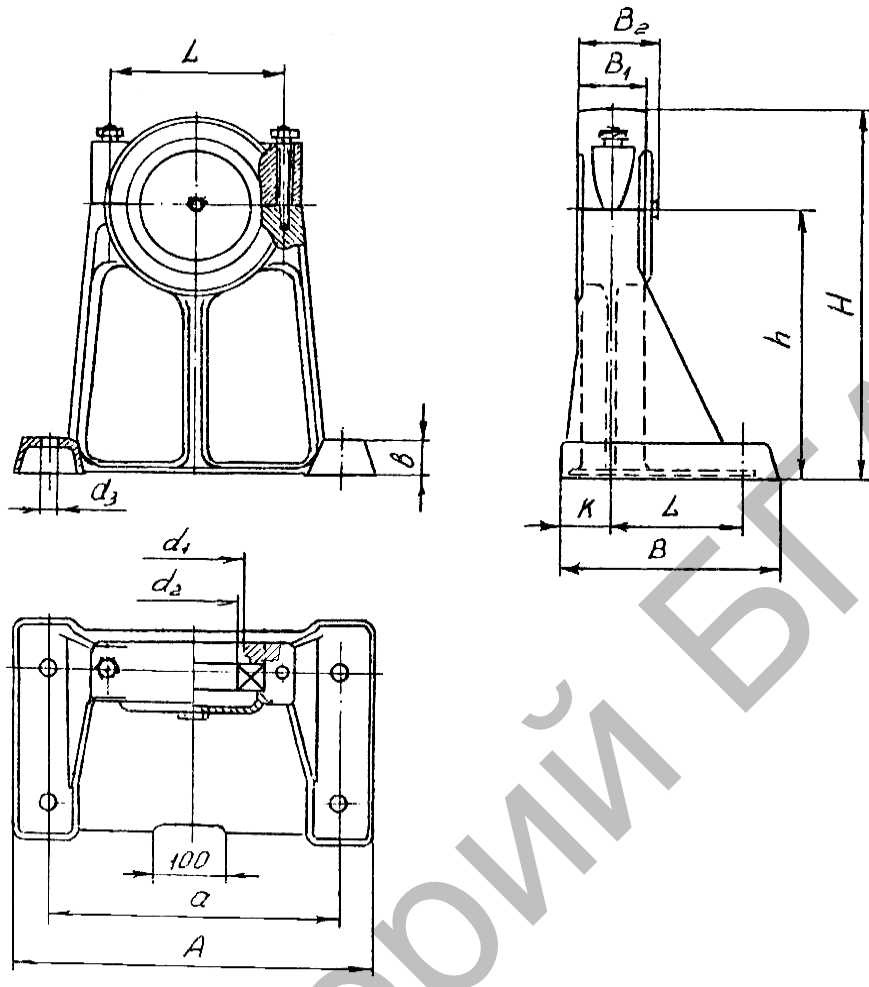


Таблица Д2. Размеры корпусов подшипников разъемных высоких, мм

$d_1$	$d_2$	$d_3$	$A$	$B$	$H$	$h$	$L$	$a$	$b$	$B_1$	$B_2$	$k$	$L$
85	70	22	370	220	400	300	170	300	50	75	99	45	140
110	85	22	530	310	440	320	200	420	50	100	124	60	210
140	115	22	530	320	540	400	240	450	50	100	134,5	70	200
140	115	26	580	320	600	460	240	500	50	100	134,5	70	200



Рисунок Д3. Корпуса опорные литые со сферической посадочной поверхностью

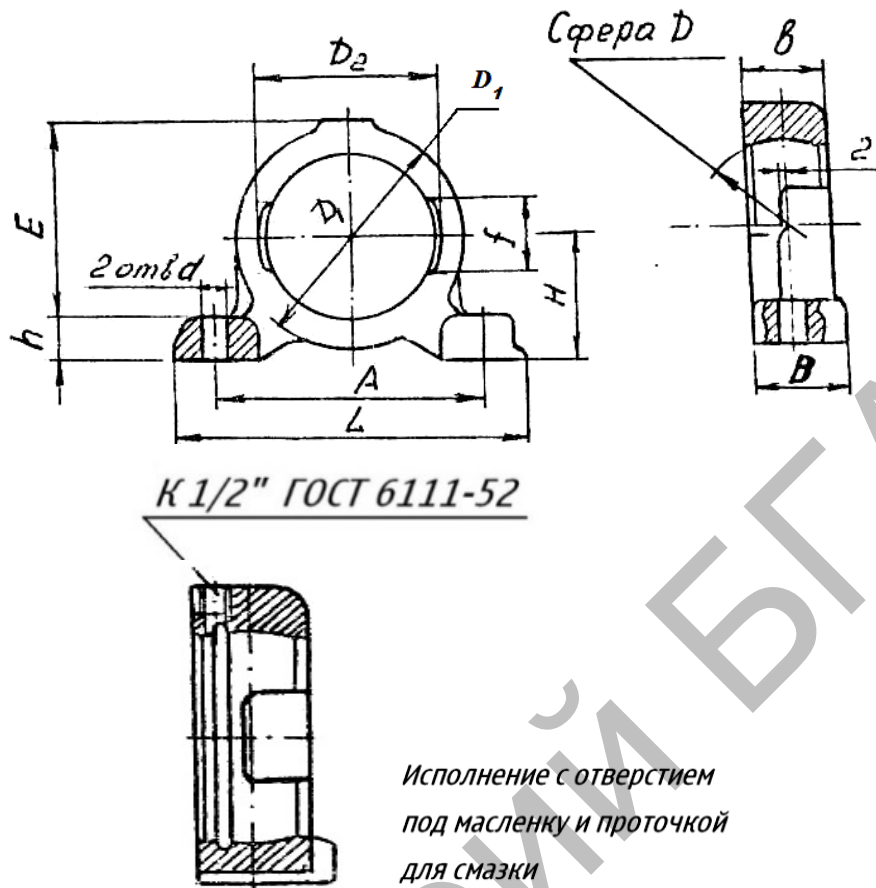


Таблица Д3. Размеры корпусов опорных литых со сферической посадочной поверхностью, мм

$D$	$D_1$	$d$	$A$	$H$	$h$	$E$	$L$	$B$	$b$	$f$
47	62	11	100	35	12	56	125	25	20	22
52	70			40		65	130	30	22	
62	80		110	45	16	71	140	24	23	
72	92	130	50	82		160	32	26	27	
80	104		55	91	162	35	28			
85	110	13	145	60	18		100	180	35	28
90	118	17	170	65	20	106	210	42	32	29
100	130			70		118	250		34	32
150	205	21	252	108	30	182	310	63	50	47



Таблица Д4. Размеры разъемных корпусов типа РШ, мм

Обозначение корпуса	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d	Δ	d <sub>1</sub>	Δ <sub>1</sub>	n	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	A		A <sub>1</sub>	B	B <sub>1</sub>	L	H	H <sub>1</sub>	h	d <sub>6</sub>	Мас-са, кг
													Но-мин.	Пред. откл.									
РШ 110	110	130	155	11					17	8			180		140	55	45	235	$157, \frac{80}{5}$	80	28		4,28
РШ 120	120	145	175							32			195		150	58	48	245	$179, \frac{92}{5}$	92	30		6,23
РШ 130	130	155	185	13	0,12			4		10			210	±0,2	160	65		260	$190, \frac{98}{5}$	98	34		8,05
РШ 140	140	165	195										235		170	68	62	290	$199, \frac{102}{5}$	102			8,85
РШ 150	150	180	210										250		185	70		330	$215, \frac{110}{0}$	110		M16	11,4
РШ 160	160	190	220				0,12		22				260		200	75		335	$230, \frac{120}{0}$	120	40		12,6
РШ 170	170	200	230			M12				13	40	30	265		210	78	66		$240, \frac{125}{0}$	125			13,7
РШ 180	180	210	240					12					275		220	80	68	$350, \frac{130}{0}$	130				14,9
РШ 190	190	220	250										290	±0,4	230	85	72		$260, \frac{135}{0}$	135			15,6
РШ 200	200	230	260			M14	0,16		26				310		240	88	75	360	$270, \frac{140}{0}$	140	45		16,5
РШ 215	215	250	285										330		250	100	87	390	$292, \frac{150}{5}$	150		M20	24
РШ 225	225	260	295							16			345		270	105	91	405	$307, \frac{160}{5}$	160	48		26,1
РШ 240	240	280	315			M16					45	36		290	108	94	415	327, $\frac{170}{5}$	170	50		34,2	

Пример условного обозначения корпуса РШ, D = 240 мм: **Корпус РШ 240 ГОСТ 13218.9-80.**

То же, основания: **Основание РШ 24011 ГОСТ 13218.9-80.**

То же, крышки: **Крышка РШ 24012 ГОСТ 13218.9-80.**

Рисунок Д5. Крепление подшипников качения концевыми шайбами

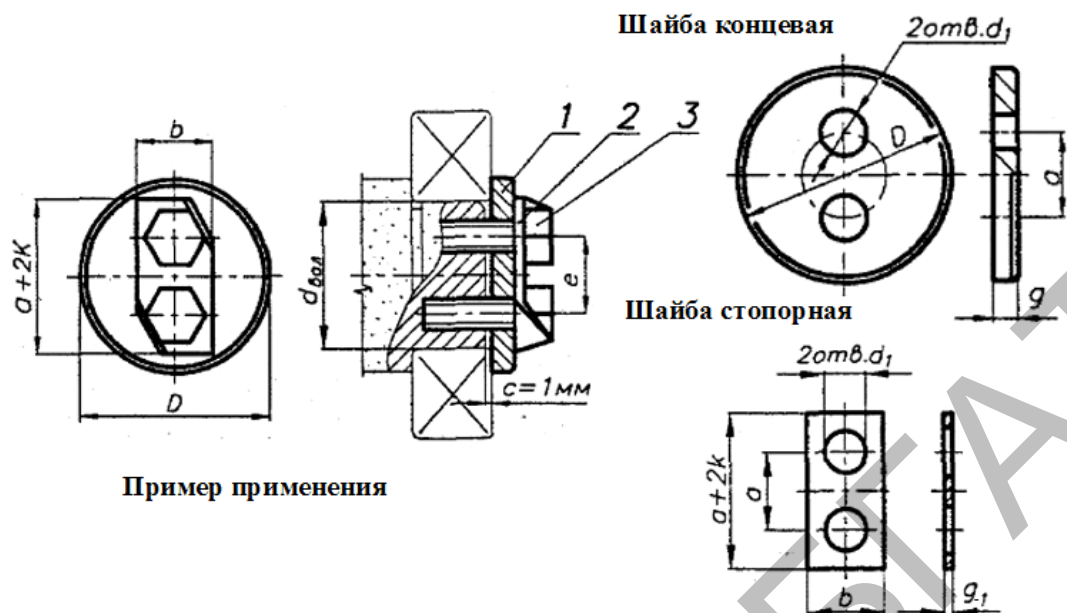
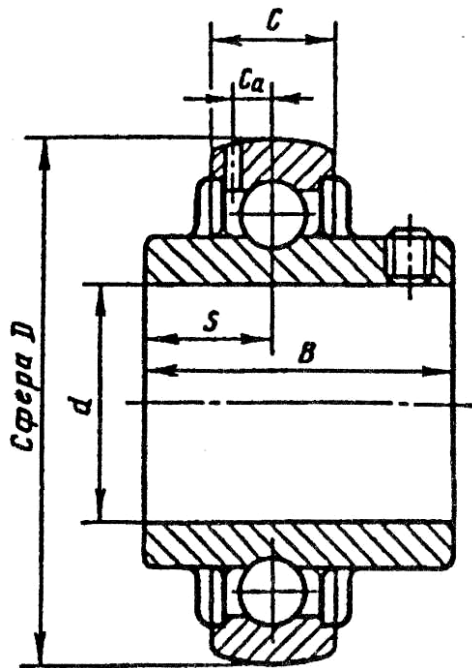


Таблица Д5. Размеры концевых шайб, мм

$d_{\text{вал}}$	$D$	$a$	$g$	$g_1$	$b$	$k$	$d_1$	Болт ГОСТ 7798-70
40	50	25	6	0,5	14	10	7	M6×16
45	55	25	8					
50	60	25						
55	65	25	10		20	13	12	M10×20
60	70	25						
65	75	30						
70	80	30						
75	85	30	1,0	26	16	14	M12×25	
80	90	40						12
85	100	40						
90	105	40						
95	110	50						
100	115							
105	120	50						
110	130							

Рисунок Д6. Подшипники шариковые радиальные однорядные с двумя уплотнениями с широким внутренним кольцом и сферической наружной поверхностью наружного кольца (по ГОСТ 24850–81)



480000 – конструктивная разновидность с установочным винтом во внутреннем кольце

Таблица Д6. Размеры подшипников, мм

480000	$d$	Сфера $D$	$B$	$S$	$C$		$C_a$
					наим.	наиб.	
480203	17	40	27,4	11,5	12	13	3,4
480204	20	47	31,0	12,7	14	17	3,7
480205	25	52	34,1	14,3	15	17	3,9
480206	30	62	38,1	15,9	16	19	5,0
480207	35	72	42,9	17,5	17	20	5,7
480208	40	80	49,2	19,0	18	21	6,2
480209	45	85	49,2	19,0	19	22	6,4
480210	50	90	51,6	19,0	20	24	6,5
480211	55	100	55,6	22,2	21	25	7,0
480212	60	110	65,1	25,4	22	27	7,6

Рисунок Д7. Уплотнения лабиринтные

Уплотнение лабиринтное осевое, расположенное с внешней стороны корпуса

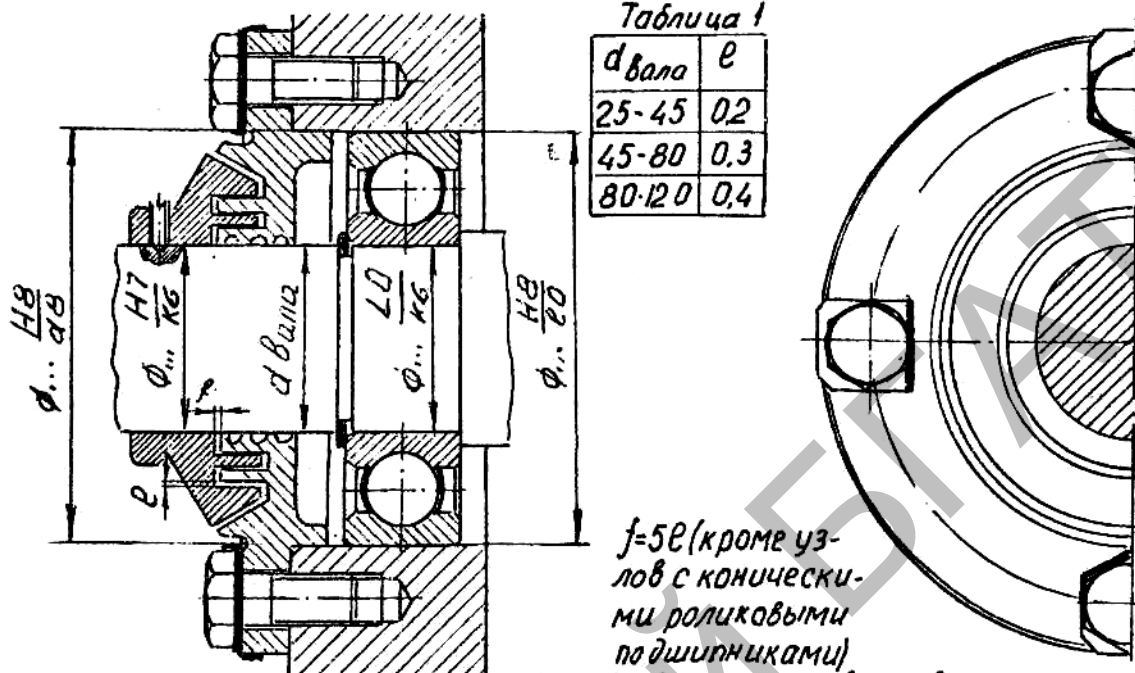


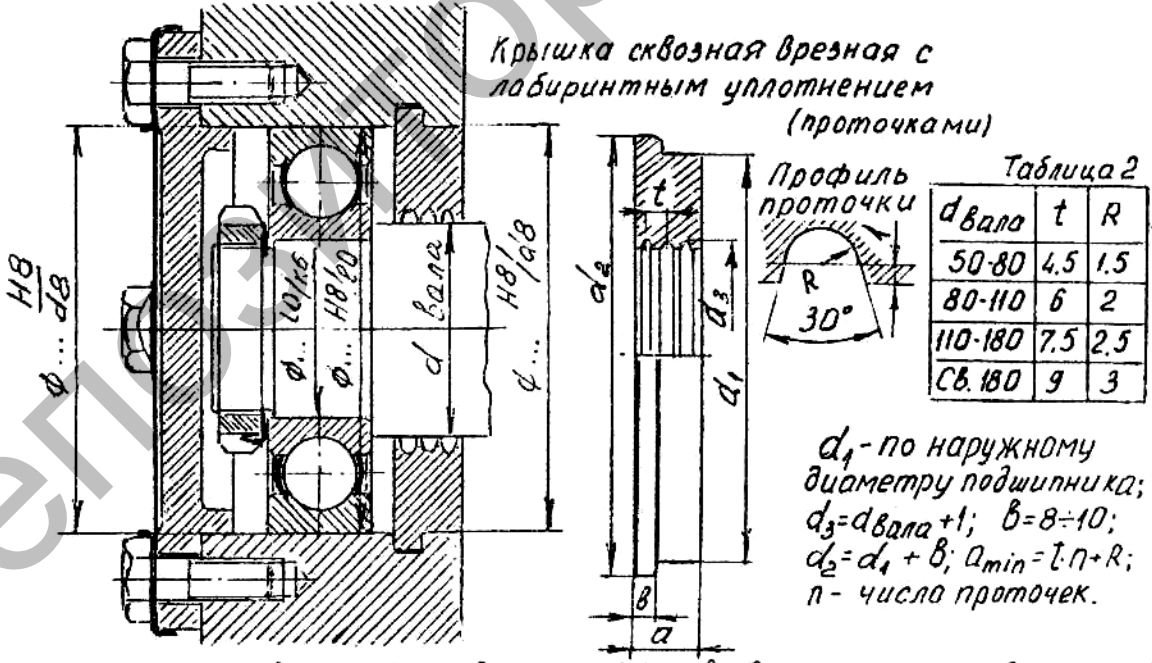
Таблица 1

$d_{\text{вала}}$	$e$
25-45	0,2
45-80	0,3
80-120	0,4

$f=5e$  (кроме узлов с коническими роликовыми подшипниками)

При выборе величины осевого зазора  $f$  необходимо учитывать возможность осевого смещения вала при изменении температуры

Уплотнение лабиринтное (проточки) в сквозной врезной крышке для разъемных корпусов



Крышка сквозная врезная с лабиринтным уплотнением (проточками)

Таблица 2

$d_{\text{вала}}$	$t$	$R$
50-80	4,5	1,5
80-110	6	2
110-180	7,5	2,5
св. 180	9	3

$d_1$  - по наружному диаметру подшипника;  
 $d_3 = d_{\text{вала}} + 1$ ;  $b = 8-10$ ;  
 $d_2 = d_1 + b$ ;  $d_{\text{min}} = t \cdot n + R$ ;  
 $n$  - число проточек.

Указанные в табл.2 интервалы диаметров валов являются рекомендуемыми, в отдельных случаях каждая проточка может быть применена для вала другого диаметра. Число проточек может быть от 2 до 4.

Рисунок Д8. Резиновые армированные манжеты по ГОСТ 8752–79

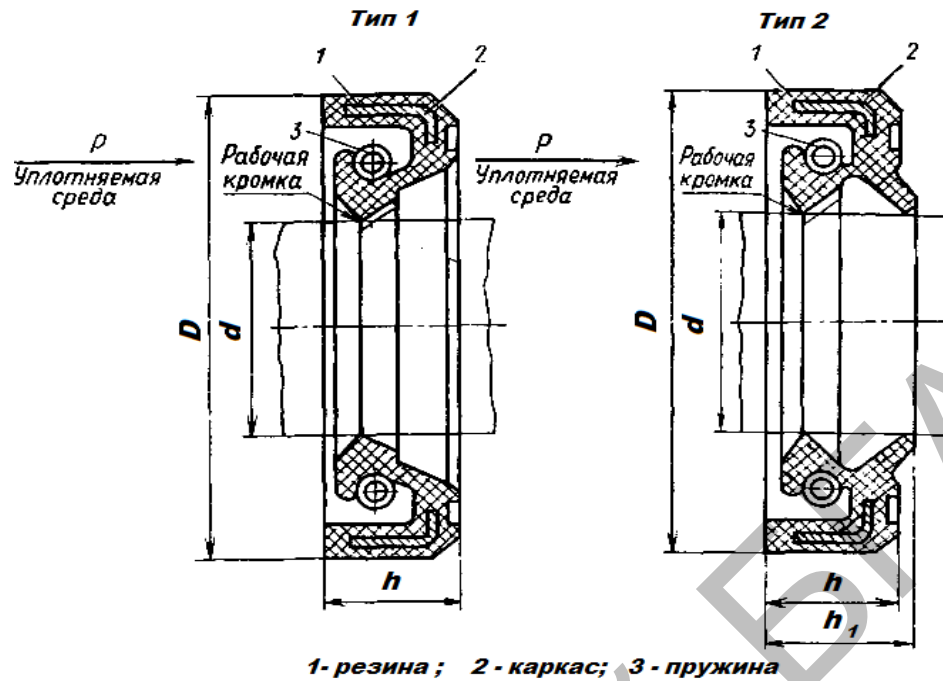
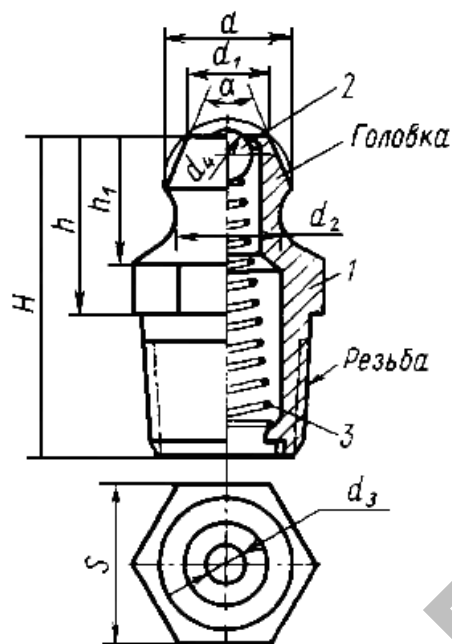


Таблица Д8. Размеры резиновых армированных манжет по ГОСТ 8752–79, мм

Диаметр вала $d$	$D$	$h$	$h_1$ , не более	Диаметр вала $d$	$D$	$h$	$h_1$ , не более
	1-го ряда				1-го ряда		
6; 7; 8; 9	22	7	10	60	85	14	14
10; 11	26	7	10	63; 65	90	14	14
12; 13; 14	28	7	10	70; 71	95	14	14
15	30; 32	7	10	75	100	14	14
16	30; 35	7	10	80	105	14	14
17	32	7	10	85	110	16	16
18; 19	35	7	10	90; 92; 95	120	16	16
20; 21; 22	40	10	14	100	125	16	16
24	40	7	10	105	130	16	16
25	42	10	14	110	135	16	16
26	45	10	14	115	145	16	16
28	50	10	14	120	145; 150	16	16
30; 32	52	10	14	125	155	16	16
35; 36	58	10	14	130	160	20	20
38	52	7	10	140	170	20	20
38	58	10	14	150	180	20	20
40	60; 62	10	14	160	190	20	20
42	62	10	14	170	200	20	20
45	65	10	14	180	220	20	20
48; 50	70	10	14	190	230	20	20
52	75	10	14	200	240	20	20
55; 56; 58	80	10	14				

Рисунок Д9. Масленки для пластичных материалов по ГОСТ 19853–74



1 – корпус масленки; 2 – запорный элемент; 3 – пружина

Таблица Д9. Размеры масленки, мм

Номер (типоразмер) масленки	Резьба	H	h	h <sub>1</sub>	d <sub>-0,2</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>		d <sub>3</sub> ±0,2	d <sub>4</sub>	S		α, град
							номинал	Пред. откл.			номинал	Пред. откл.	
1	М6×1 кони- ческая	13	8	6,0							8		
2	М10×1 по ГОСТ 9150–81	18	10	7,0	6,7	4,5	5,8	–0,3	2,0	2,5	12	–0,20	48
3	К 1/8 по ГОСТ 6111–52												
4	К 1/4 по ГОСТ 6111–52	24	12	7,5	10,0	5,2	8,0	–0,36	4,5	5,0	14	–0,24	60

Пример обозначения пресс-масленки 1, № 2, с покрытием Ц6:

**Масленка 1.2. Ц6 ГОСТ 19853–74.**



ДЛЯ ЗАМЕТОК

Репозиторий БГАТУ

Учебное издание

**ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ.  
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Учебно-методическое пособие

Составители:

**Романюк** Николай Николаевич, **Сашко** Константин Владимирович,  
**Агейчик** Валерий Александрович и др.

Ответственный за выпуск *К. В. Сашко*  
Корректор *Г. В. Анисимова*  
Компьютерная верстка *Е. А. Хмельницкой*  
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 22.12.2018. Формат 60x84/8

Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 35,11. Уч.-изд. л. 13.72. Тираж 90 экз. Заказ 25.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Учреждение образования

«Белорусский государственный аграрный технический университет».

Свидетельство о государственной регистрации

издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/359 от 09.06.2014.

№ 2/151 от 11.06.2014.

Пр-т Независимости, 99-2, 220023, Минск.