


Министерство науки и высшего образования РФ Ульяновский государственный университет	Форма	
Ф-Методические указания к выполнению практических работ		

**УТВЕРЖДЕНО**

на заседании

Научно-педагогического совета

Автомеханического техникума

протокол № 6 от 29.01. 2020 г.

Юдин А.В.

2020 г.



Методические указания

по выполнению практических работ

ПМ.01 Организация и проведение монтажа и ремонта промышленного оборудования.

МДК. 01.01 Организация монтажных работ промышленного оборудования и контроль за ними

Раздел «Грузоподъемные механизмы и транспортные средства» для студентов, обучающихся на специальности

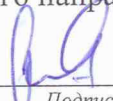
15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям)  
форма обучения – очная

Сведения о разработчиках:

ФИО	Должность, ученая степень, звание
Забиров Махмуд Ниязович	Преподаватель

**СОГЛАСОВАНО**

Председатель ПЦК спецдисциплин  
технического направления

 / Забиров М.Н.  
Подпись  
ФИО  
« 10 » 01 2020 г.

**Грузоподъемные механизмы и транспортные средства:** методические указания по выполнению практических работ / М. Н. Забиров. – Ульяновск : УлГУ, 2020. – 49с.

Пособие содержит комплекс практических работ по расчету основных параметров механизмов мостового крана, ленточного и винтового конвейеров.

Предназначено для студентов Автомеханического техникума УлГУ, обучающихся по специальности Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) .

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Практическая работа №1	
<b>Расчет механизма подъема.....</b>	<b>5</b>
Практическая работа №2	
<b>Расчет механизма передвижения тележки мостового крана.....</b>	<b>21</b>
Практическая работа №3	
<b>Расчет ленточного конвейера.....</b>	<b>29</b>
Практическая работа №4	
<b>Расчет винтового конвейера.....</b>	<b>41</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Раздел Грузоподъемные механизмы и транспортные средства ПМ. 01 «Организация и проведение монтажа и ремонта промышленного оборудования» изучает устройство и принцип действия машин с рассмотрением основ расчета механизмов и грузоподъемных транспортных машин как объектов повышенной опасности с учетом требований законов РФ о промышленной безопасности.

Студенты должны знать: классификацию грузоподъемных и грузозахватных механизмов; основные параметры грузоподъемных машин; правила эксплуатации грузоподъемных устройств

Студенты должны уметь: пользоваться грузоподъемными механизмами; пользоваться условной сигнализацией при выполнении грузоподъемных работ; рассчитывать предельные нагрузки грузоподъемных устройств; пользоваться специальной литературой, справочниками, стандартами и нормативными документами.

В методическом указании приведены практические работы и методика их выполнения. Все работы соответствуют теоретическим разделам. В каждой работе кратко изложен теоретический материал, приведены некоторые справочные данные необходимые для их выполнения

Методические указания включают порядок выполнения работ с указанием источника для определения искомого параметра, задания по вариантам, а также необходимые справочные материалы, которые способствуют активизации работы студентов.

В методических указаниях по выполнению практических работ включен краткий теоретический материал, порядок выполнения работы, контрольные вопросы.

В целом выполнение практических работ углубляет знания по разделу модуля, позволяет будущему специалисту правильно организовать производственный процесс по монтажу оборудования.

## Практическая работа №1 Расчет механизма подъема.

### 1. Цель работы:

1.1 Закрепить знания по теме «Элементы грузоподъемных машин и механизмов».

1.2 Освоить методику расчета механизма подъема.

### 2. Общие сведения

Непременным и наиболее ответственным элементом любой ГПМ является механизм подъема. В зависимости от грузоподъемности и условий эксплуатации применяют механизмы подъема с ручным или машинным приводом. Машинный привод может быть индивидуальным (каждый механизм ПТМ имеет собственный двигатель) либо групповым (все механизмы ПТМ приводятся в действие от одного двигателя).

В ГПМ поднимаемый груз связан с механизмом подъема через полиспаст, представляющий собой систему из двух обойм (подвижной и неподвижной), каждая из которых состоит из нескольких блоков, огибаемых канатами. Использование полиспастов позволяет получить выигрыш в силе либо в скорости перемещения груза.

В механизмах подъема кранов широко применяются сдвоенные полиспасты (рис. 1). Они дают возможность уменьшить нагрузку на канат, поскольку груз повешен на нескольких его ветвях, следовательно, уменьшить диаметр и жесткость, улучшить сцепление каната с блоками. При этом обеспечивается стабильное положение вертикальной оси канатов относительно барабана.

Отношение числа канатов, на которых груз подвешен, к числу канатов, навиваемых на барабан, называется кратностью полиспаста. Верхний блок 3 с неподвижной осью называется уравнивающим. Он служит для выравнивания длин правой и левой ветвей каната в случае их неравномерного вытягивания.

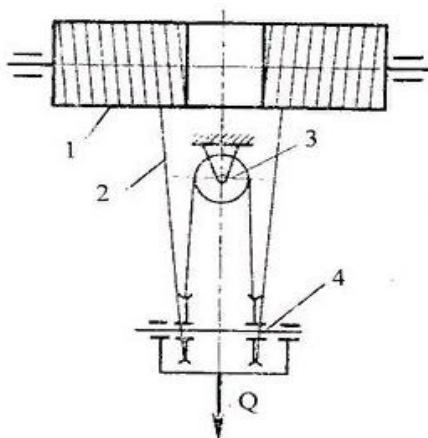


Рисунок 1- Механизм подъема со сдвоенным полиспастом

Нижние подвижные блоки объединены в крюковой обойме 4, к которой приложен вес груза  $Q$ . Канат 2, оба конца которого запасованы на барабане 1, огибает верхние и нижние блоки.

**Задание к работе:**

- 3.1 Выбрать исходные данные по вариантам.
  - 3.2 Уточнение схемы механизма подъема и определение наибольшего натяжения гибкого элемента.
  - 3.3 Выбор типа гибкого элемента.
  - 3.4 Выбор типа подвески.
  - 3.5 Определение размера блоков.
  - 3.6 Выбор грузового крюка.
  - 3.7 Расчет деталей подвески на прочность.
  - 3.8 Определение размеров барабана.
  - 3.9 Определение канатоемкости и полной длины барабана.
  - 3.10 Определение толщины стенки барабана и проверка его на прочность.
  - 3.11 Выбор схемы крепления каната.
  - 3.12 Выбор двигателя.
  - 3.13 Определение передаточного отношения приводного механизма, выбор схемы привода или редуктора.
  - 3.14 Выбор места расположения и типа тормоза.
  - 3.15 Определение тормозного момента.
  - 3.16 Выбор тормоза и расчет его основных деталей
- 3.1 **Исходные данные:** сила тяжести груза  $G_G$ , высота подъема  $H$ , скорость подъема  $V_G$ .

Таблица 1- Исходные данные

№ варианта	$G_G$ , кН	$H$ , м	$V$ , м/мин	Режим работы
1	30	20	25	Л
2	35	22	20	С
3	40	24	25	Т
4	45	26	20	Л
5	50	28	25	С
6	55	30	20	Т
7	60	20	25	Л
8	65	22	20	С
9	70	24	25	Т
10	75	26	20	Л
11	80	28	25	С
12	85	30	20	Т
13	40	20	25	Л
14	45	22	20	С
15	50	24	25	Т
16	55	26	20	Л
17	60	28	25	С
18	65	30	20	Т

Продолжение таблицы 1

19	70	20	25	Л
20	75	22	20	С

### 3.2 Уточнение схемы механизма подъема и определение наибольшего натяжения гибкого элемента.

Схема расположения механизма подъема на тележке электрического мостового крана - полиспаст, сдвоенный с двумя подвижными блоками в подвеске и четырьмя ветвями каната.

Максимальное натяжение в одной из ветви каната, набегающей на барабан, определяем по формуле  $F_n = (0,01...0,03) \times F_r$  и КПД полиспаста с подшипниками качения  $\eta_{II} = 0,98$ :

$$F_{\max} = \frac{F_r + F_n}{z_6 \times i_n \times \eta_{II}} \text{ кН}$$

$z_6$  - число рабочих участков на барабане;

$i_n$  - кратность полиспаста

### 3.3 Выбор типа гибкого элемента.

В качестве гибкого элемента можно использовать стальной канат. Механизм подъема с машинным приводом и тяжелым режимом работы выполняют с запасом прочности гибкого элемента (табл. 2).

Таблица 2

Устройство	Привод	Режим работы	Коэф. запаса прочн.			Коэф. тормоз. момента $K_T$
			цепь Кц	канат		
				$K_k$	$K_d$	
Кран	Ручной Машин.	-	-	4,5	18	-
		Л	-	5	20	1,5
		С	-	5,5	25	1,75
		Т и ВТ	-	6	30...35	2...2,5
Грузовая лебедка	Ручной	-	3..5	5,5	12	-
Грузовая лебедка и таль	Машин.	-	6..8	6	20	-
Лебедка для подъема людей	Ручной	-	-	9	16	-
	Машин.	-	-	9...15	24...40	-

По ГОСТ 2688—80\* выбираем стальной канат двойной свивки типа ЛК-Р. Разрывное усилие каната определяем по формуле:

$$F_p = F_{\max} \times k_k, \text{ кН}$$

$k_k$  - коэффициент запаса прочности каната.

По полученному разрывному усилию и табл. 3 подбираем канат:

$d_k$  - диаметр каната;

$\sigma_b$  - маркировочную группу каната;

$P_p$  - допускаемое разрывное усилие.

Таблица 3

Диаметр каната, мм	Площадь Сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000м каната, кг	маркировочная группа, МПа			
			1470	1568	1764	1960
			Разрывное усилие, кН			
4,1	6,55	64,1	-	-	9,75	10,85
4,8	8,62	84,4	-	-	12,85	13,90
5,1	9,76	95,6	-	-	14,60	15,80
5,6	11,9	116,5	-	15,8	17,80	19,35
6,9	18,05	176,5	-	24,0	26,30	28,70
8,3	26,15	256,0	-	34,8	38,15	41,60
9,1	31,18	305,0	-	41,55	45,45	49,60
9,9	36,66	358,6	-	48,85	53,45	58,35
11,0	47,18	461,6	-	62,85	68,80	75,15
12,0	53,87	527,0	-	71,75	78,55	85,75
13,0	61,0	596,6	76,19	81,25	89,00	97,00
14,0	74,40	728,0	92,85	98,95	108,00	118,00
15,0	86,28	844,0	107,00	114,50	125,55	137,00
16,5	104,61	1025,0	130,00	139,00	152,00	166,00
18,0	124,73	1220,0	155,00	166,00	181,50	198,00
19,5	143,61	1405,0	179,50	191,00	209,00	228,00
21,0	167,03	1635,0	208,00	222,00	243,50	265,50

### 3.4 Выбор типа подвески.

Грузозахватное устройство — крюк. Выбираем короткую подвеску, которая позволяет уменьшить размеры механизма подъема; при сдвоенном полиспасте груз перемещается строго в вертикальном направлении. Крюк крепится в отверстии траверсы подвески. На цапфах траверсы установлены два подвижных блока.

### 3.5 Определение размера блоков.

Диаметр подвижных блоков (рис.2) равен диаметру барабана, определяем по формуле:

$$D_6 = k_d \times d_k, \text{ мм}$$

$d_k$  -диаметр каната

$k_d$  -коэффициент запаса прочности каната, который принимают в зависимости от типа грузоподъемного устройства и режима работы (табл.2).

При наматывании каната на барабан подвижные блоки и барабан вращаются с частотой, которую определяют по формуле:

$$n_6 = \frac{V_{\Gamma} \times i_n}{\pi \times D_6}, \text{ об/мин}$$

Каждый подвижный блок ( $z_{6л} = 2$ ) устанавливают на двух радиальных



шарикоподшипниках ( $z_{подш} = 2$ ). Эквивалентная динамическая нагрузка для одного радиального подшипника:

$$F_3 = F_r \times k_6 = \frac{F_r}{z_{бл} \times z_{подш}} \times k_6, \text{ кН}$$

где  $k_6$  — коэффициент запаса тормозного момента.

Долговечность подшипника:

$$L = \frac{60 \times n_6 \times L_h}{10^6}, \text{ млн. оборотов}$$

$L_h$  - номинальная долговечность в часах 6000 час.

Динамическая грузоподъемность подшипника:

$$C = F_3 \times \sqrt[3]{L}, \text{ кН}$$

По ГОСТ 8338-75\*(СТ СЭВ 3795—82) выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники

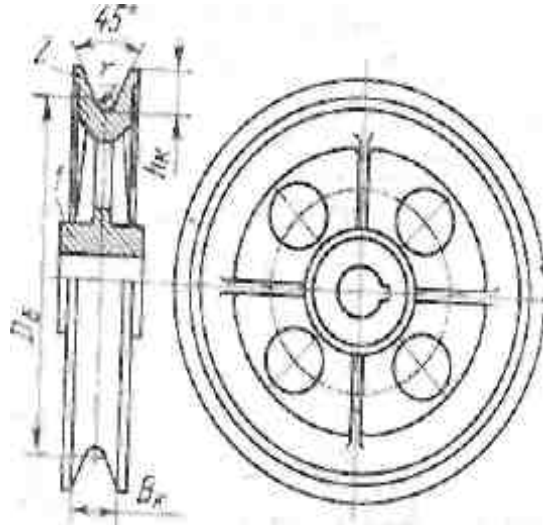


Рисунок 2- Основные размеры блока

Размеры блоков следующие: радиус канавки под канат  $r = (0,6 \dots 0,7) \times d_k$ , мм, высота канавки  $h_k = (1,5 \dots 2) \times d_k$ , мм, ширина канавки  $B_k = (1,6 \dots 3) \times d_k$ , мм, ширина ступицы блока  $l_y = 2B_k + 3$ , мм.

### 3.6 Выбор грузового крюка.

Выбираем удлиненный однорогий крюк типа Б грузоподъемностью 8 т для тяжелого режима работы (табл. 4,5)

Таблица 4.

Номер крюка	Машинный привод		Номер крюка	Машинный привод		Номер крюка	Машинный привод		Номер крюка	Машинный привод	
	Л,С	Т,ВТ		Л,С	Т,ВТ		Л,С	Т,ВТ		Л,С	Т,ВТ
1	0,32	0,25	7	1,25	1	13	5	4	19	20	16
2	0,4	0,32	8	1,6	1,25	14	6,3	5	20	25	20
3	0,5	0,4	9	2,0	1,6	15	8	6,3	21	32	25
4	0,63	0,5	10	2,5	2,0	16	10	8	22	40	30

Продолжение таблицы 4

5	0,8	0,63	11	3,2	2,5	17	12,5	10	23	50	40
6	1,0	0,8	12	4	3,2	18	16	12,5	-	-	-

Таблица 5.

Номер крюка	Размеры, мм														Масса, кг	
	a	o	b <sub>1</sub>	h	d <sub>0</sub>	d	L		l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	R	R <sub>1</sub>	R <sub>0</sub>	A	Б
							А	Б								
1	20	14	12	18	12	M12	60	125	30	20	10	3	11	25	0,16	0,25
2	22	16	13	21	12	M12	65	135	30	20	10	4	12	28	0,2	0,3
3	25	18	15	24	15	M14	70	145	35	20	13	4	13	32	0,32	0,47
4	30	22	18	26	17	M16	85	160	450	25	15	5	14	37	0,45	0,65
5	32	22	20	28	17	M16	90	170	450	25	16	5	16	40	0,55	0,72
6	36	26	22	32	20	M20	100	180	50	30	18	5	18	45	0,8	1,2
7	40	30	24	36	20	M20	110	195	60	30	20	8	20	50	1	1,5
8	45	36	26	40	25	M24	125	210	60	35	22	6	30	55	1,5	2,0
9	50	38	30	45	30	M27	145	240	70	40	25	7	36	65	2,4	3,2
10	55	40	34	52	30	M30	155	285	85	45	30	8	38	70	3,0	4,0
11	60	45	38	55	35	M33	175	330	85	50	32	9	42	80	4,2	6,0
12	65	50	40	65	40	M36	190	375	95	55	34	9	45	90	5,4	8,2
13	75	55	48	75	45	M42	210	425	105	60	38	10	50	100	8,2	11,5
14	85	65	54	82	50	M48	230	475	130	70	42	12	60	110	11,2	15,0
15	95	75	60	90	55	M52	260	520	140	75	48	13	65	125	15,6	21
16	110	85	65	100	60	M56	280	580	150	80	55	13	75	140	22,5	30
17	120	90	75	115	70	M64	325	640	180	95	60	14	85	155	29,5	40
18	130	100	80	130	75	Tr70	360	700	190	100	65	16	90	170	40	52
19	150	120	90	150	85	Tr80	420	760	210	115	75	18	105	200	55	70
20	170	130	102	164	100	Tr90	470	820	250	130	80	20	120	220	84	105
21	190	145	115	184	110	Tr100	525	875	285	140	95	23	135	245	115	140
22	210	160	130	205	120	Tr110	590	940	310	145	100	25	150	272	154	185
23	240	180	240	240	140	Tr120	660	1000	340	150	120	30	170	320	230	275

Основные размеры крюка, необходимые для расчета на прочность деталей подвески, следующие (рис. 3): a, b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub>, h, резьба на стержне крюка, d, d<sub>1</sub>, шаг резьбы, d<sub>0</sub>.

По статической нагрузке (с коэффициентом запаса 1,3 ... 1,5)

$$F_{cm} = 1,4 \times F_r, \text{ кН}$$

Для крюка выбирать упорный шарикоподшипник. Внутренний диаметр подшипника соответствует диаметру стержня крюка d<sub>0</sub>. По наружному диаметру упорного подшипника D<sub>п</sub> определяем ширину траверсы подвески

$$b_r = D_{п} + (10 \dots 25), \text{ мм}$$

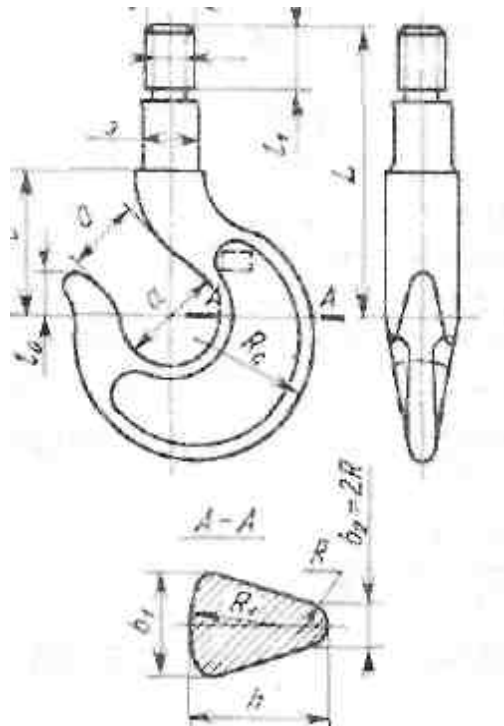


Рисунок 3- Основные размеры крюка

### 3.7 Расчет деталей подвески на прочность.

Рассчитаем на прочность траверсу. Она работает на изгиб. Наибольшие напряжения изгиба траверсы в сечении, ослабленном отверстием, подсчитывают по формуле: При допускаемых напряжениях изгиба  $\sigma_u = 70$  МПа и изгибающем моменте по определяем формуле:

$$M_u = \frac{F_r}{4} \times (l - 0,5 \times D_{II}), \text{кН} \times \text{мм}$$

При допускаемых напряжениях изгиба  $\sigma_u = 70$  МПа и изгибающем моменте по формуле определяем необходимый момент сопротивления опасного сечения траверсы.

$$W_r = \frac{M_u}{[\sigma_u]}, \text{мм}^3$$

Момент сопротивления прямоугольного сечения траверсы

$$W_r = \frac{(b_r - d_2) \times h^2}{6}, \text{мм}^2$$

Подставив в эту формулу  $d_2 = d_0 + 5 \text{мм}$ ,  $d_3 = D_{II}$ , мм  
 $l = L_{II} = b_r + l_{ц} + 15 \text{мм}$ , найдем высоту сечения:

$$h_r = \sqrt{\frac{6 \times M_{II}}{(b_r - d_2)}}, \text{мм}$$

### 3.8 Определение размеров барабана.

Диаметр барабана (рис. 4), как и диаметр подвижных блоков (рис. 2), принимаем равным  $D_6$  мм. Канат навивается на барабан в один слой. Для уменьшения изнашивания каната на барабане делают винтовые канавки: шаг

нарезки  $s = d_K + (4 \dots 9)$  мм, радиус канавки  $r_0 = (0,6 \dots 0,7) \times d_K$  (мм), глубина канавки  $c = (0,6 \dots 0,9) \times d_K$ , мм.

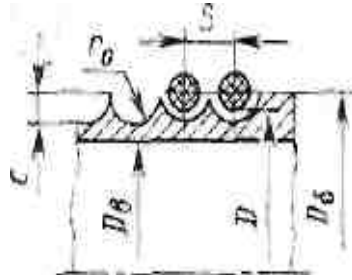


Рисунок 4 – Основные размеры барабана

### 3.9 Определение канатоемкости и полной длины барабана.

При сдвоенном полиспасте барабан имеет два рабочих участка. На каждый рабочий участок наматывается канат длиной  $l_K = H \times i_n$ , м. Длина рабочего участка нарезной части барабана (одной половины)

$$f_n = \left[ \frac{l_K}{(\pi \times D_6) + (1,5 \dots 2)} \right] \times s, \text{ мм}$$

Полная длина сдвоенного барабана складывается из двух рабочих участков с винтовой нарезкой  $L_{p6} = 2 \times l_p$ , мм, двух участков для крепления каната на барабане планками  $l_3 = 3 \times r$ , мм и среднего участка  $l_c = l_n - 2 \times h_{\min} \times \tan \alpha$ , мм, где,  $l_n$  мм расстояние между ветвями каната на подвеске. При максимальном допустимом угле  $\alpha = 6^\circ$  отклонения каната от оси канавки барабана имеем  $\tan \alpha = \tan 6^\circ = 0,11$ , минимальное расстояние между осями подвижных блоков подвески и осью барабана  $h_{\min} = 1,5 \times D_6$ , мм.

Общую длину барабана определяем по формуле:

$$L_6 = l_{p6} + 2 \times l_3 + 2 \times l_c, \text{ мм}$$

Барабан получится не громоздким, так как  $l_6 < (3 \dots 5) \times D_6$ .

### 3.10 Определение толщины стенки барабана и проверка его на прочность.

Толщину стенки выбирают из технологических соображений. У литых чугунных барабанов толщина стенки  $\delta = 0,02 \times D_6 + (6 \dots 10)$ , мм.

Стенки барабана находятся в сложном напряженном состоянии; они работают на изгиб, кручение и сжатие. Основным является расчет на сжатие, находится по формуле:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{\max}}{(\delta \times S)} \leq [\sigma_{сж}], \text{ МПа}$$

что меньше допускаемых напряжений для чугуна СЧ 15 ( $[\sigma_{сж}] = 80 \text{ МПа}$ ).

### 3.11 Выбор схемы крепления каната.

Принимаем винтовое крепление каната к сдвоенному барабану с планками. По нормам Госгортехнадзора число винтов должно быть не менее двух.

Планки имеют трапецеидальной формы зажимные канавки с углом наклона  $\gamma=40^\circ$ . Натяжение каната в местах крепления его планками (рис. 5) уменьшается в результате трения двух запасных витков каната о барабан.

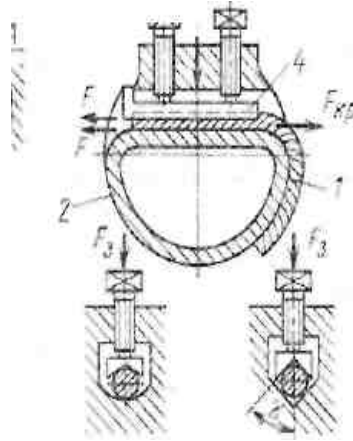


Рисунок 5 – Схема крепления каната  
1. Канат; 2. Барабан; 3. Винт; 4. Планка.

При коэффициенте трения стали о сталь или чугун  $f=0,16$  и угле обхвата двух запасных витков каната  $\alpha=4\pi$  по формуле находится:

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f \times \alpha}}, \text{ Н}$$

Планки удержат канат если сила затяжки винтов:

$$F_3 = \frac{F_{кр}}{f + f_1}, \text{ Н}$$

$$f_1 = \frac{f}{\sin \gamma + f \times \cos \gamma}$$

Стержень винта работает на растяжение, кручение и изгиб. Диаметр винта  $d=1,2 \times d_k$  (мм, количество винтов, внутренний диаметр резьбы  $d_1$  мм.

$$\sigma = \frac{1,3F_3}{z \times \pi \times d_1^2 / 4} + \frac{M_{и}}{0,1 \times z \times d_1^3} \leq [\sigma_p]$$

Допускаемые напряжения для стали Ст3  $[\sigma_p]=80\text{МПа}$  и прочность винта обеспечена.

Определение мощности двигателя при установившемся движении механизма подъема с учетом крюковой подвески. При КПД полиспаста, барабана и редуктора  $\eta_0=0,85$  по формуле:

$$N_c = \frac{(F_r + F_n) \times V_r}{60 \times \eta_0},$$

### 3.12 Выбор двигателя.

Для кранового механизма подъема из каталога по расчетной мощности выбираем асинхронный электродвигатель переменного тока с повышенным скольжением (Табл. 6).

Таблица 6- Двигатели с повышенным скольжением

Тип	Мощность (кВт) при синхронной частоте вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
4AC132	10,0	8,5	6,3	4,5
4AC132M	-	11,8	8,5	6,0
4AC160S	-	17,0	12,0	9,0
4AC160M	-	20,0	16,0	12,5
4AC180S	-	26,5	19,0	16,0
4AC180M	-	31,6	26,5	19,0

### 3.13 Определение передаточного отношения приводного механизма, выбор схемы привода или редуктора.

Передаточное отношение.

$$u = \frac{n_{дв}}{n_6},$$

Крутящий момент на валу барабана, с которым соединяется выходной вал редуктора:

$$M_6 = \frac{(F_p + F_n) \times D_6}{2 \times i_n}, \text{ Н} \times \text{м}$$

По крутящему моменту и передаточному отношению с точностью  $\pm 5\%$  подбираем редуктор (Табл. 7).

Таблица 7.

Типоразмер	Номинальное передаточное число, u	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н×м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н	Масса, кг
Ц2У-100	8; 10; 12,5; 16	250	4000	35
Ц2У-125		500	5600	53
Ц2У-160	18; 20; 22,4; 25	1000	8000	95
Ц2У-200	28; 31,5; 35,5; 40	2000	11200	170
Ц2У-250		4000	16000	320

Выходной вал редуктора соединен непосредственно с барабаном. По диаметру вала двигателя подбирать упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом диаметром  $D_T$ , мм.

### 3.14 Выбор места расположения и типа тормоза.

Для обеспечения минимальных размеров тормоз надо установить на валу с наименьшим крутящим моментом, т. е. на валу электродвигателя. Выбирая двух колодочный тормоз (Табл. 8), обеспечивается разгрузка вала тормозного шкива от радиальных нагрузок.

Таблица 8.

Тип тормоза	Тормозной момент, Н×м	Длина рычага, мм		Ширина колодки, мм	Диаметр тормозного шкива, мм
		l	l <sub>1</sub>		
ТКТ-100	20	100	70	70	100
ТКТ- 200/100	40	205	135	90	100
ТКТ-200	160	205	135	90	200
ТКТ-300/200	240	430	190	140	200
ТКТ-300	500	430	190	140	300

### 3.15 Определение тормозного момента.

Наибольший момент тормоз должен развивать при опускании груза.

$$M_T = \frac{2 \times F_r \times D_6 \times \eta_0}{2 \times i_n \times i_0}, \text{ Н} \times \text{м}$$

### 3.16 Выбор тормоза и расчет его основных деталей.

По тормозному моменту и диаметру тормозного шкива выбирается тормоз. Максимальный тормозной момент тормоза  $M_T$ , Н×м. Ширина колодок  $B_k$  (мм), угол обхвата тормозного шкива  $\beta$ . Усилие прижатия колодок к тормозному шкиву

$$F_r = \frac{2 \times M_T}{2 \times D_T \times f}, \text{ Н}$$

Давление между колодкой и тормозным шкивом:

$$P_{cm} = \frac{F_r}{B_k \times \varphi \times \pi \times D_T / 360^\circ} \leq [p_{cm}],$$

$\varphi$  – угол обхвата шкива одной колодкой принимается  $\varphi = 70^\circ$

## 4. Пример выполнения работы

Требуется рассчитать механизм подъема тележки электрического мостового крана для подъема груза весом  $F_r=70\text{кН}$ , высота подъема  $H=18\text{м}$ ; скорость подъема  $v_r=0,22\text{м/мин}$ , режим работы — тяжелый.

Расчет ведут в такой последовательности.

**1. Уточнение схемы механизма подъема и определение наибольшего натяжения гибкого элемента.** Максимальное натяжение в одной из ветви каната, набегающей на барабан, определяем

$$F_{\max} = \frac{F_r + F_n}{z_{\sigma} \times i_n \times \eta_{II}} = \frac{70 + 1,2}{2 \times 2 \times 0,98} = 18,1 \text{ кН}$$

Вес крюковой подвески  $F_n = (0,01 \dots 0,03) \times 70 = 1,2 \text{ кН}$  и КПД полиспаста с подшипниками качения  $\eta_{II} = 0,98$ :

**2. Выбор типа гибкого элемента.** В качестве гибкого элемента можно использовать стальной канат. Механизм подъема с машинным приводом и тяжелым режимом работы выполняют с запасом прочности гибкого элемента  $k_K = 6$  табл. 1.

По ГОСТ 2688—80\* выбираем стальной канат двойной свивки типа ЛК-Р. Разрывное усилие каната определяем по формуле:

$$F_p = F_{\max} \times k_K = 18,1 \times 6 = 98,5 \text{ кН}$$

По полученному разрывному усилию и табл. 2 подбираем канат диаметром  $d_K = 14 \text{ мм}$ . Маркировочная группа этого каната  $\sigma_B = 1764 \text{ МПа}$ , а допускаемое разрывное усилие  $P_p = 108,0 \text{ кН}$ .

**3. Выбор типа подвески.** Грузозахватное устройство — крюк. Выбираем короткую подвеску, которая позволяет уменьшить размеры механизма подъема; при сдвоенном полиспасте груз перемещается строго в вертикальном направлении. Крюк крепится в отверстии траверсы подвески. На цапфах траверсы установлены два подвижных блока. Определение размера блоков. Диаметр подвижных блоков равен диаметру барабана, по формуле определяем

$$D_{\sigma} = k_d \times d_k = 30 \times 14 = 420 \text{ мм}$$

Где  $k_d$  - коэффициент запаса прочности каната, который принимают в зависимости от типа грузоподъемного устройства и режима работы (табл. 1). по ГОСТ 22644—77\* (СТ СЭВ 1333—78) принимаем  $D_{\sigma} = 400 \text{ мм}$ . При наматывании каната на барабан подвижные блоки и барабан вращаются с частотой, которую определяют по формуле:

$$n_{\sigma} = \frac{V_{\Gamma} \times i_n}{\pi \times D_{\sigma}} = \frac{22 \times 2}{3,14 \times 0,4} = 35 \text{ об/мин.}$$

Каждый подвижный блок ( $z_{\sigma l} = 2$ ) устанавливают на двух радиальных шарикоподшипниках ( $z_{\text{ноду}} = 2$ ). Эквивалентная динамическая нагрузка для одного радиального подшипника

$$F_3 = F_{\Gamma} \times k_{\sigma} = \frac{F_{\Gamma}}{z_{\sigma l} \times z_{\text{ноду}}} \times k_{\sigma} = \frac{70}{2 \times 2} \times 1,5 = 26,25 \text{ кН.}$$



где  $k_6$ — коэффициент запаса тормозного момента.

Долговечность подшипника

$$L = \frac{60 \times n_6 \times L_h}{10^6} = \frac{60 \times 35 \times 6000}{10^6} = 12,6 \text{ млн. оборотов.}$$

Динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = F_s \times \sqrt[3]{L} = 26,25 \times \sqrt[3]{12,6} = 60,9 \text{ кН.}$$

По ГОСТ 8338-75\*(СТ СЭВ 3795—82) выбираем радиальные однорядные шарикоподшипники № 312 (внутренний диаметр  $d=60$  мм, наружный диаметр  $D_n=130$  мм, ширина одного подшипника  $B_n=31$  мм), у которого  $C=64,1$  кН.

Размеры блоков следующие (см. рис. 35) радиус канавки под канат  $r=(0,6 \dots 0,7) \times d_k=8,5$  мм, высота канавки  $h_k=(1,5 \dots 2) \times d_k=25$  мм, ширина канавки  $B_k = (1,6 \dots 3) \times d_k=30$  мм, ширина ступицы блока  $l_u=2B_n+3=65$  мм.

**4. Выбор грузового крюка.** Выбираем удлиненный однорогий крюк типа Б грузоподъемностью 8 т для тяжелого режима работы.

Основные размеры крюка, необходимые для расчета на прочность деталей подвески, следующие (см. рис. 45 и 46):  $a=110$  мм,  $b_1=65$  мм,  $B_2=26$  мм,  $h=100$  мм, резьба на стержне крюка М56 ( $d=56$  мм,  $d_1=48,8$  мм, шаг резьбы 5,5 мм),  $d_0=60$  мм.

По статической нагрузке (с коэффициентом запаса 1,3 ... 1,5)

$$F_{cm} = 1,4 \times F_r = 1,4 \times 70 = 98 \text{ кН.}$$

для крюка выбираем упорный шарикоподшипник № 8312. Внутренний диаметр подшипника соответствует диаметру стержня крюка  $d_0=60$  мм. По наружному диаметру упорного подшипника ( $D_n=110$  мм) определяем ширину траверсы подвески

$$b_r = D_n + (10 \dots 25) b = 110 + (10 \dots 25) = 120 \text{ мм.}$$

**5. Расчет деталей подвески на прочность.** Рассчитаем на прочность траверсу. Она работает на изгиб. Наибольшие напряжения изгиба траверсы в сечении, ослабленном отверстием). При допускаемых напряжениях изгиба  $\sigma_u=70$  МПа и изгибающем моменте определяем

$$M_u = \frac{F_r}{4} \times (l - 0,5 \times D_n) = \frac{70}{4} \times (200 - 0,5 \times 110) = 254 \text{ кН} \times \text{мм.}$$

находим необходимый момент сопротивления опасного сечения траверсы

$$W_r = \frac{M_u}{[\sigma_u]} = \frac{254000}{70} = 3630 \text{ мм}^3$$

$$[\sigma_u] = 70 \text{ МПа}$$

Момент сопротивления прямоугольного сечения траверсы

$$W_T = \frac{(b_T - d_2) \times h^2}{6} = \frac{(120 - 65) \times 62,5^2}{6} = 35807 \text{ мм}^2$$

Подставив в эту формулу  $d_2 = d_0 + 5 = 65 \text{ мм}$ ,  $d_3 = D_{II} = 110 \text{ мм}$ ,

$l = L_{II} - b_T + l_{ц} + 15 \text{ мм} = 120 + 65 + 15 = 200 \text{ мм}$ , найдем высоту сечения

$$h_T = \sqrt{\frac{6 \times M_{II}}{(b_T - d_2)}} = \sqrt{\frac{6 \times 3630}{(120 - 65)}} \text{ мм}.$$

**6. Определение размеров барабана.** Диаметр барабана, как и диаметр подвижных блоков, принимаем равным  $D_6 = 400 \text{ мм}$ . Канат навивается на барабан в один слой. Для уменьшения изнашивания каната на барабане делают винтовые канавки (см. рис. 39): шаг нарезки  $s = d_K + (4 \dots 9) = 19 \text{ мм}$ , радиус канавки  $r_0 = (0,6 \dots 0,7) \times d_K = 9 \text{ мм}$ , глубина канавки  $c = (0,6 \dots 0,9) \times d_K = 9,5 \text{ мм}$ .

**7. Определение канатоемкости и полной длины барабана.** При сдвоенном полиспасте барабан имеет два рабочих участка. На каждый рабочий участок наматывается канат длиной  $l_K = H \times i_{II} = 18 \times 2 = 36 \text{ м}$ . Длина рабочего участка нарезной части барабана (одной половины)

$$f_{II} = \left[ \frac{l_K}{(\pi \times D_6) + (1,5 \dots 2)} \right] \times s = \left[ \frac{36}{(3,14 \times 0,4) + 2} \right] \times 19 = 570 \text{ мм},$$

Полная длина сдвоенного барабана складывается из двух рабочих участков с винтовой нарезкой  $2 \times l_p = 2 \times 570 = 1140 \text{ мм}$ , двух участков для крепления каната на барабане планками  $l_3 = 3 \times r = 50 \text{ мм}$  и среднего участка  $l_c = l_{II} - 2 \times h_{\min} \text{ tg } \alpha = 200 - 2 \times 600 \times 0,11 = 64 \text{ мм}$ , где расстояние между ветвями каната на подвеске  $l_{II} = 200 \text{ мм}$ . При максимальном допустимом угле  $\alpha = 6^\circ$  отклонения каната от оси канавки барабана имеем  $\text{tg } \alpha = \text{tg } 6^\circ = 0,11$ , минимальное расстояние между осями подвижных блоков подвески и осью барабана  $h_{\min} = 1,5 \times D_6 = 1,5 \times 400 = 600 \text{ мм}$ .

Общую длину барабана определяем по формуле):

$$L_6 = 2 \times l_p + 2 \times l_3 + 2 \times l_c = 1140 + 100 + 40 + 64 = 1344 \text{ мм}.$$

Барабан получится не громоздким, так как  $l_6 < (3 \dots 5) \times D_6$ .

**8. Определение толщины стенки барабана и проверка его на прочность.**

Толщину стенки выбирают из технологических соображений. У литых чугунных барабанов толщина стенки  $\delta = 0,02 \times D_6 + (6 \dots 10) = 0,02 \times 400 + 8 = 16 \text{ мм}$ .

Стенки барабана находятся в сложном напряженном состоянии; они работают на изгиб, кручение и сжатие. Основным является расчет на сжатие:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{\max}}{(\delta \times S)} = \frac{18100}{(16 \times 90)} = 62,8 \leq [80] \text{ МПа}$$

что меньше допускаемых напряжений для чугуна СЧ 15 ( $[\sigma_{сж}] = 80 \text{ МПа}$ ).

Таким образом, прочность барабана достаточна.

## 9. Выбор схемы крепления каната.

Принимаем винтовое крепление каната к сдвоенному барабану с планками. По нормам Госгортехнадзора число винтов должно быть не менее двух.

Планки имеют трапецидальной формы зажимные канавки с углом наклона  $\gamma = 40^\circ$ . Натяжение каната в местах крепления его планками уменьшается в результате трения двух запасных витков каната о барабан. При коэффициенте трения стали о сталь или чугун  $f = 0,16$  и угле обхвата двух запасных витков каната  $\alpha = 4\pi$ :

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{max}}}{e^{f \times \alpha}} = \frac{18000}{2,71^{0,16 \times 4 \times 3,14}} = 2290 \text{ Н}$$

Планки удержат канат, если сила затяжки винтов

$$F_3 = \frac{F_{\text{кр}}}{f + f_1} = \frac{2290}{0,16 + 0,22} = 6030 \text{ Н}$$

$$f_1 = \frac{f}{\sin \gamma + f \times \cos \gamma} = \frac{0,16}{\sin 40 + 0,16 \times \cos 40} = 0,22$$

Стержень винта работает на растяжение, кручение и изгиб. Диаметр винта  $d = 1,2 \times d_{\text{к}} = 1,2 \times 14 = 16 \text{ мм}$ .

Принимаем два винта ( $z = 2$ ) с резьбой М16; стержень винта по внутреннему диаметру резьбы  $d_1 = 13,4 \text{ мм}$ . Наибольшие напряжения в стержне винта с учетом кручения:

$$\sigma = \frac{1,3F_3}{z \times \pi \times d_1^2 / 4} + \frac{M_{\text{и}}}{0,1 \times z \times d_1^3} = \frac{1,3 \times 6030}{2 \times 3,14 \times 31,4^2} + \frac{\frac{2290 \times 13,5}{2}}{2 \times 0,1 \times 13,4^3} = 40 \text{ МПа} \leq [80]$$

Допускаемые напряжения для стали Ст3  $[\sigma_p] = 80 \text{ МПа}$  и прочность винта обеспечена.

Определение мощности двигателя при установившемся движении механизма подъема с учетом крюковой подвески. При КПД полиспаста, барабана и редуктора  $\eta_0 = 0,85$  получаем:

$$N_c = \frac{(F_r + F_n) \times V_r}{60 \times \eta_0} = \frac{(70 + 1,2) \times 22}{60 \times 0,85} = 30,5 \text{ кВт}.$$

**10. Выбор двигателя.** Для кранового механизма подъема из каталога по расчетной мощности выбираем асинхронный электродвигатель переменного тока с повышенным скольжением 4АС180.

При тяжелом режиме работы двигателя  $N_n = 31,6 \text{ кВт}$ ;  $n = 1500 \text{ об/мин}$  и

диаметр вала двигателя  $d_B=65$  мм.

**11. Определение передаточного отношения приводного механизма, выбор схемы привода или редуктора.** Передаточное отношение:

$$u = \frac{n_{дв}}{n_6} = \frac{1500}{35} = 42,8,$$

Крутящий момент на валу барабана, с которым соединяется выходной вал редуктора:

$$M_6 = \frac{(F_p + F_n) \times D_6}{2 \times i_n} = \frac{(70000 + 1200) \times 0,4}{2 \times 2} = 7120 \text{ Н} \times \text{м},$$

По крутящему моменту и передаточному отношению с точностью  $\pm 5\%$  подбираем (см. приложения 9...10) двухступенчатый редуктор Ц2У-315 Н, передаточное отношение которого  $i_0=40$ . Выходной вал редуктора соединен непосредственно с барабаном. По диаметру вала двигателя  $d_B=65$  мм подбираем упругую втулочно-пальцевую муфту МУВП с тормозным шкивом диаметром  $D_T=200$  мм.

**12. Выбор места расположения и типа тормоза.** Для обеспечения минимальных размеров тормоз надо установить на валу с наименьшим крутящим моментом, т. е. на валу электродвигателя. Выбирая двух колодочный тормоз, мы обеспечиваем разгрузку вала тормозного шкива от радиальных нагрузок.

**Определение тормозного момента.** Наибольший момент тормоз должен развивать при опускании груза..

$$M_T = \frac{2 \times F_r \times D_6 \times \eta_0}{2 \times i_n \times i_0} = \frac{2 \times 70000 \times 0,4 \times 0,85}{2 \times 2 \times 40} = 297 \text{ Н} \times \text{м},$$

Выбор тормоза и расчет его основных деталей. По тормозному моменту и диаметру тормозного шкива выбираем двухколодочный тормоз с гидротолкателем ТКТГ-200. Максимальный тормозной момент тормоза  $M_T=300$  Нм. Ширина колодок  $B_k=90$  мм, угол обхвата тормозного шкива  $\beta=70^\circ$ . Усилие прижатия колодок к тормозному шкиву

$$F_r = \frac{2 \times M_T}{2 \times D_T \times f} = \frac{2 \times 297}{2 \times 0,2 \times 0,35} = 4242 \text{ Н}.$$

Давление между колодкой и тормозным шкивом

$$P_{см} = \frac{F_r}{B_k \times \varphi \times \pi \times D_T / 360^\circ} = \frac{4242}{90 \times 70 \times 3,14 \times 200 / 360^\circ} = 0,38 \leq [0,6],$$

$\varphi$  – угол обхвата шкива одной колодкой принимается  $\varphi = 70^\circ$

что не превышает допустимых значений для тормозных обкладок из ферродо и долговечность работы тормоза обеспечена.

## Расчет механизма передвижения тележки мостового крана.

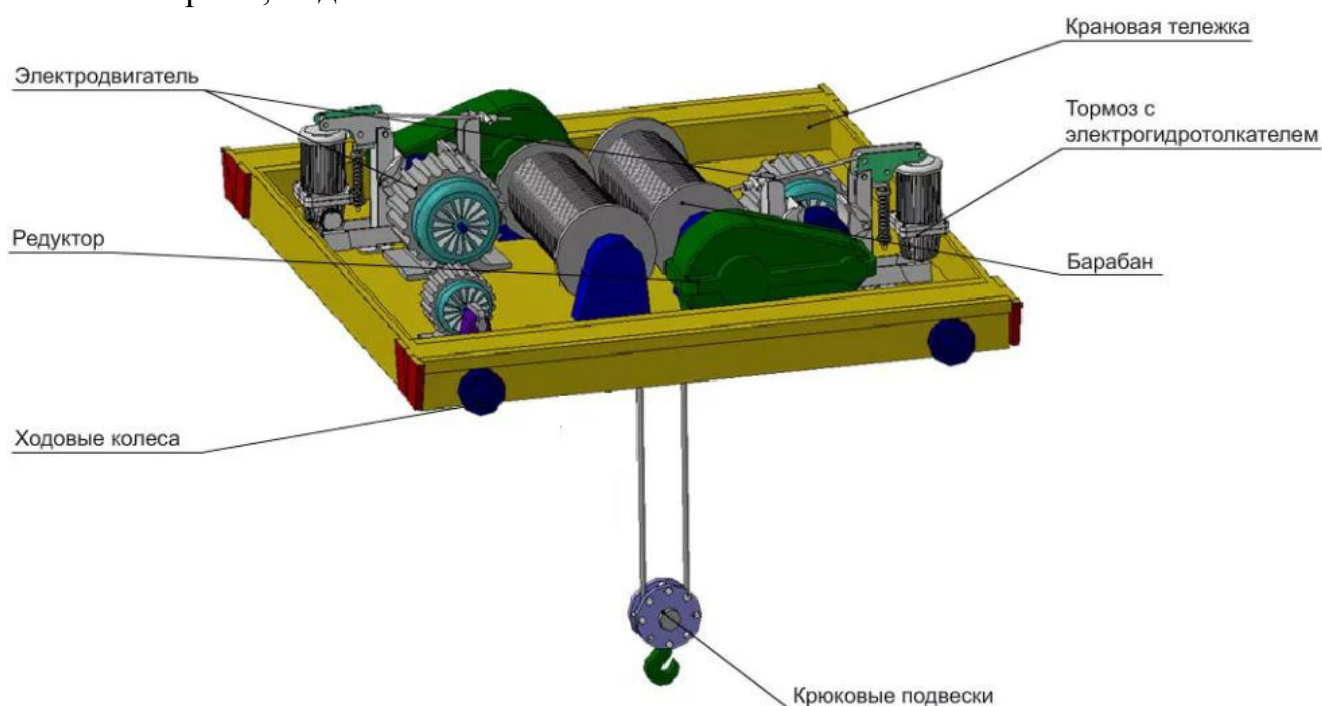
### 1. Цель работы:

1.1 Закрепить знания по теме «Элементы грузоподъемных машин и механизмов».

1.2 Освоить методику расчета механизма передвижения тележки мостового крана.

### 2. Общие сведения

Важной составной частью мостового крана является грузовая тележка. В ее состав входят подъемные механизмы и устройства передвижения самой тележки. Стандартная конструкция состоит из следующих элементов: рама; ходовые колеса.



Рама представляет собой сварную конструкцию и поперечных и продольных балок. Роль подъемного механизма тележки играет таль электрическая (тельфер). Вес тележки мостового крана составляет от 30 до 40% грузоподъемности крана. Тележка может быть оборудована дополнительными механизмами, к которым относятся:

- ограничители высоты подъема: отключают механизм при достижении максимально допустимой высоты подъема груза;
- грузоподъемности: отключают тележку при попытке подъема груза, масса которого превышает номинальную на 10%;
- линейка для ограничения передвижения тележки по пролету крана. Она работает совместно с концевиками, установленными на кране;
- буфера, ограничивающие передвижение тележки в случае выхода из строя концевых выключателей.

Передвигается тележка при помощи электропривода. На легких мостовых кранах иногда используются конструкции, управляемые вручную (лебедочные). Выбор типа тележки зависит от режима работы крана и его грузоподъемности.

Устройство крановой тележки зависит от ее назначения и исполнения пролетного строения мостового крана. Конструкция общего назначения (с одним подъемным механизмом) состоит из следующих элементов: редуктора механизма подъема; поводка; уравнительного блока; быстроходного вала (промежуточного); муфты зубчатой; тормоза механизма подъема; холостого (неприводного) ходового колеса с буксой; электродвигателя подъемного механизма; ограничителя высоты подъема; линейки; рамы; редуктора механизма передвижения тележки мостового крана; тормоза механизма передвижения; барабана механизма подъема; электромотора механизма передвижения; укороченной крюковой подвески.

Перемещаются тележки по рельсам, смонтированным на верхнем поясе главной балки. Тележка двухбалочного крана может перемещаться и по нижнему поясу.

На длину колеи тележки влияет длина барабана механизма подъема. Для кранов малой грузоподъемности этот параметр может равняться:

- 1,4 м;
- 2,0 м;
- 2,5 м.

Ходовая тележка мостового крана однобалочного чаще всего представляет собой конструкцию консольного типа. На главной балке ее удерживают боковые направляющие ролики (или обратные). Подтележечный рельс консольных тележек, на который опираются ходовые колеса, монтируется над стенкой главной балки.

### **3. Задание к работе:**

3. Задание:

- 3.1 Выбрать исходные данные по вариантам.
- 3.2 Уточнить схему механизма передвижения тележки мостового крана.
- 3.3 Определить собственный вес тележки.
- 3.4 Определить нагрузку на одно колесо тележки.
- 3.5 Определить основные параметры колеса тележки.
- 3.6 Определить диаметр вала колеса.
- 3.7 Определить мощность и кинематические параметры привода тележки.
- 3.8 Определить тормозной момент и выбрать колодочный тормоз.

4. Литература.

**3.1 Исходные данные:** грузоподъемная сила мостового крана  $F_r$  (кН), скорость передвижения тележки  $V_T$  (м/мин), режим работы.

Таблица 1

№ варианта	$F_r$ , кН	$V_T$ , м/мин	Режим работы
1	30	30	Л
2	35	35	С
3	40	40	Т
4	45	45	Л
5	50	30	С
6	55	35	Т
7	40	40	Л
8	35	45	С
9	20	30	Т
10	45	35	Л
11	40	40	С
12	25	45	Т
13	40	30	Л
14	45	35	С
15	50	40	Т
16	35	45	Л
17	50	30	С
18	45	35	Т
19	100	40	Л
20	15	45	С

### 3.2 Уточнение схемы механизма передвижения.

Механизм передвижения тележки электрического мостового крана выполняют с вертикальным редуктором. в приводе.

Тележка опирается на четыре цилиндрических колеса, движущихся по плоскому горизонтальному рельсу (линейный контакт).

### 3.3 Определение собственного веса тележки.

$$F_T = 0,4 \times F_r, \text{ кН}$$

### 3.4 Определение нагрузки на одно колесо тележки.

$$F_r = \frac{F_r + F_T}{4}, \text{ кН}$$

### 3.5 Определение основных параметров колеса тележки.

Диаметр ходового колеса тележки предварительно выбирается по табл. 2.

### 3.6 Определение диаметра вала колеса.

$$d = \frac{D_k}{6}, \text{ мм}$$

Таблица 2

Грузоподъемность крана, т	Диаметр колеса тележки, мм	Диаметр цапфы, мм	Диаметр колеса моста, мм	Диаметр колеса тележки, мм
5-10	200-250	60-70	600-800	80-100

Продолжение таблицы 2

10-20	250-320	70-100	700-900	100-120
20-50	320-500	100-120	700-900	120-150

Скоростной коэффициент,  $k_v$

$$k_v = 1 + 0.02 \times V_T$$

$B_p$  - ширина контакта при диаметре стандартного колеса,

$$B_p = R_k \times \Psi_k, \text{ мм}$$

где  $\Psi_k = 0,2$  - коэффициент ширины колеса;

Характеристики цилиндрических колес определяются по таблице 3.

Таблица 3

Диаметр колеса, мм	Ширина колеса, мм		Грузоподъемность колеса, т	Масса колеса, кг	Коэф. к сопротивлению качению колеса по рельсу, м
	B	$i_p$			
250	60	50/52	3	25	$3 \times 10^{-4} / 4 \times 10^{-4}$
350	60	50/52	10	40	$3 \times 10^{-4} / 4 \times 10^{-4}$
500	70	50/54	15	115	$5 \times 10^{-4} / 6 \times 10^{-4}$
550	95	60/60	18	120	$5 \times 10^{-4} / 6 \times 10^{-4}$
600	95	60/60	20	145	$6 \times 10^{-4} / 8 \times 10^{-4}$
700	100	70/70	25	225	$6 \times 10^{-4} / 8 \times 10^{-4}$
800	105	80/70	35	275	$6,5 \times 10^{-4} / 10 \times 10^{-4}$
900	105	90/70	50	430	$7 \times 10^{-4} / 12 \times 10^{-4}$

### 3.7 Определение мощности и кинематических параметров привода тележки.

Сопротивление передвижению тележки, колеса которой установлены на подшипниках качения ( $f=0,02$ ):

$$F_k = (F_r + F_T) \times \left( \frac{f \times d + 2 \times kv}{D_k} \right) \times k_{реб} \text{ кН},$$

где  $k_{реб} = 1,5$  - коэффициент, учитывающий трение реборд колеса о рельс.

Мощность привода механизма передвижения при установившемся движении:

$$N = \frac{F_k \times V_T}{60 \times \eta}, \text{ кВт}$$

где  $\eta = 0,8$  - КПД зубчатого цилиндрического редуктора.

По расчетной мощности выбирать электродвигатель переменного тока закрытого исполнения (табл.4) с номинальной мощностью  $N_{ном}$ , кВт и частотой вращения  $n_0$ , об/мин.

Таблица 4- Двигатели с повышенным скольжением

Тип	Мощность (кВт) при синхронной частоте вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
4AC132	10,0	8,5	6,3	4,5
4AC132M	-	11,8	8,5	6,0



Продолжение таблицы 4

4AC160S	-	17,0	12,0	9,0
4AC160M	-	20,0	16,0	12,5
4AC180S	-	26,5	19,0	16,0
4AC180M	-	31,6	26,5	19,0

Определить частоту вращения колеса тележки:

$$n_k = \frac{V_T}{\pi \times D_k}, \text{ об/мин}$$

Передаточное отношение привода механизма передвижения тележки:

$$u = \frac{n_d}{n_k}$$

В зависимости от режима работы, передаточного отношения, частоты вращения вала и мощности электродвигателя выбирают зубчатый цилиндрический редуктор вертикального исполнения, удобный для компоновки привода механизма передвижения крановой тележки (табл.5) механизма передвижения.

Таблица 5.

Типоразмер	Номинальное передаточное число, u	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н×м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н	Масса, кг
Ц2У-100	8; 10; 12,5;16	250	4000	35
Ц2У-125		500	5600	53
Ц2У-160	18; 20; 22,4; 25	1000	8000	95
Ц2У-200	28; 31,5; 35,5; 40	2000	11200	170
Ц2У-250		4000	16000	320

Определение номинального статического момента электродвигателя:

$$M_{\text{ном}} = \frac{N_{\text{ном}} \times 30}{\pi \times n_d}, \text{ Н} \times \text{м}$$

### 3.8 Определение тормозного момента и выбор колодочного тормоза.

Тормозной момент определяется:

$$M_T = k_T \times M_{\text{ном}}, \text{ Н} \times \text{м}$$

где,  $k_T$  коэффициент запаса тормозного момента, который зависит от режима работы крана: Л – 1,5; С – 1,75; Т, ВС – 2-2,25.

По каталогу выбирать тормоз с пружинным замыканием и размыканием от электромагнита переменного тока (Табл.6).

Таблица 6.

Тип тормоза	Тормозной момент, Н×м	Длина рычага, мм		Ширина колодки, мм	Диаметр тормозного шкива, мм
		l	l <sub>1</sub>		
ТКТ-100	20	100	70	70	100
ТКТ- 200/100	40	205	135	90	100
ТКТ-200	160	205	135	90	200
ТКТ-300/200	240	430	190	140	200
ТКТ-300	500	430	190	140	300

Для обеспечения возможности трогания с места тележки без буксования ходовых колес должно быть соблюдено условие:

$$F_{\text{сц}} \geq k_{\text{сц}} \times F_{\text{тяг}},$$

где  $k_{\text{сц}} = 1,1$  — коэффициент запаса.

$$F_{\text{сц}} = \left[ \frac{(F_{\Gamma} + F_{\text{T}}) \times z_{\text{п}}}{z_{\text{o}}} \right] \times f, \text{ кН}$$

$$F_{\text{тяг}} = \frac{2 \times M_{\text{ном}} \times u_{\text{р}} \times \eta}{D_{\text{к}}}, \text{ кН}$$

Нормальная работа четырехколесной тележки ( $z_0 = 4$ ) без буксования обеспечивается при числе приводных (ведущих) колес  $z_{\text{п}} = 2$ .

#### 4. Пример выполнения работы

**4.1 Исходные данные:** грузоподъемная сила мостового крана  $F_{\Gamma}$  (кН), скорость передвижения тележки  $V_{\text{T}}$  (м/мин), режим работы.

№ варианта	$F_{\Gamma}$ , кН	$V_{\text{T}}$ , м/мин	Режим работы
	30	45	Л

#### 4.2 Уточнение схемы механизма передвижения.

Механизм передвижения тележки электрического мостового крана выполняют с вертикальным редуктором в приводе.

Тележка опирается на четыре цилиндрических колеса, движущихся по плоскому горизонтальному рельсу (линейный контакт).

#### 4.3 Определение собственного веса тележки.

$$F_{\text{T}} = 0,4 \times F_{\Gamma} = 0,4 \times 30 = 12 \text{ кН}$$

#### 4.4 Определение нагрузки на одно колесо тележки.

$$F_{\text{r}} = \frac{F_{\Gamma} + F_{\text{T}}}{4} = \frac{30 + 12}{4} = 10,5 \text{ кН}$$

#### 4.5 Определение основных параметров колеса тележки.

Диаметр ходового колеса тележки предварительно выбирается по табл. 2.  
 $D_{\text{к}} = 450 \text{ мм}$

#### 4.6 Определение диаметра вала колеса.

$$d = \frac{D_k}{6} = \frac{450}{6} = 75 \text{ мм}$$

Корректируем диаметр вала (цапфы) по табл. 2

$$d=100\text{мм}$$

Скоростной коэффициент,  $k_v$

$$k_v = 1 + 0,02 \times V_T = 1 + 0,02 \times 45 = 1,9$$

$B_p$  - ширина контакта при диаметре стандартного колеса,

$$B_p = R_k \times \Psi_k = 225 \times 0,2 = 45 \text{ мм}$$

где  $\Psi_k = 0,2$  - коэффициент ширины колеса;

$R_k$  - радиус колеса тележки, мм

Корректируем ширину колеса по табл. 3

$$B_p = 70 \text{ мм}$$

Характеристики цилиндрических колес определяются по таблице 3.

#### 4.7 Определение мощности и кинематических параметров привода тележки.

Сопrotивление передвижению тележки, колеса которой установлены на подшипниках качения ( $f=0,02$ ):

$$F_k = (F_T + F_T) \times \left( \frac{f \times d + 2 \times k}{D_k} \right) \times k_{\text{реб}} = (30 + 12) \times \left( \frac{0,02 \times 100 + 2 \times 1,3}{450} \right) \times 1,5 = 2,4 \text{ кН,}$$

где  $k_{\text{реб}} = 1,5$  - коэффициент, учитывающий трение реборд колеса о рельс.

Мощность привода механизма передвижения при установившемся движении:

$$N = \frac{F_k \times V_T}{60 \times \eta} = \frac{2,4 \times 45}{60 \times 0,8} = 2,25 \text{ кВт}$$

где  $\eta = 0,8$  - КПД зубчатого цилиндрического редуктора.

Принимаю электродвигатель с повышенным скольжением 4АС132  $N_{\text{ном}} = 4,5$  кВт, частотой вращения  $n_o = 750$  об/мин

Определить частоту вращения колеса тележки:

$$n_k = \frac{V_T}{\pi \times D_k} = \frac{45}{3,14 \times 0,450} = 31,8 \text{ об/мин}$$

Передаточное отношение привода механизма передвижения тележки:

$$u = \frac{n_d}{n_k} = \frac{750}{31,8} = 70,7$$

В зависимости от режима работы, передаточного отношения, частоты вращения вала и мощности электродвигателя выбирают зубчатый цилиндрический редуктор вертикального исполнения, удобный для компоновки привода механизма передвижения крановой тележки механизма передвижения.

Принимаю редуктор Ц2У-160,  $u=25$ ,  $M=1000\text{Н}\times\text{м}$ ,  $F_r=8000\text{Н}$

Определение номинального статического момента электродвигателя:

$$M_{\text{ном}} = \frac{N_{\text{ном}} \times 30}{\pi \times n_d} = \frac{4,5 \times 30}{3,14 \times 750} = 0,05 \text{ Н}\times\text{м}$$

### 3.8 Определение тормозного момента и выбор колодочного тормоза.

Тормозной момент определяется:

$$M_T = k_T \times M_{\text{ном}} = 1,5 \times 0,05 = 0,08 \text{ Н}\times\text{м}$$

По каталогу выбирать тормоз с пружинным замыканием и размыканием от электромагнита переменного тока (Табл.5).

Принимаю тормозное устройство

ТКТ-100	20	100	70	70	100
---------	----	-----	----	----	-----

Для обеспечения возможности трогания с места тележки без буксования ходовых колес должно быть соблюдено условие:

$$F_{\text{сц}} \geq k_{\text{сц}} \times F_{\text{тяг}}$$

где  $k_{\text{сц}} = 1,1$  — коэффициент запаса.

$$F_{\text{сц}} = \left[ \frac{(F_r + F_T) \times z_{\text{п}}}{z_0} \right] \times f = \left[ \frac{(30 + 12) \times 2}{4} \right] \times 0,15 = 3,15 \text{ кН}$$

$$F_{\text{тяг}} = \frac{2 \times M_{\text{ном}} \times u_p \times \eta}{D_k} = \frac{2 \times 0,05 \times 25 \times 0,8}{450} = 0,44 \text{ кН}$$

Нормальная работа четырехколесной тележки ( $z_0 = 4$ ) без буксования обеспечивается при числе приводных (ведущих) колес  $z_{\text{п}} = 2$ .

$$3,15 \geq 1,1 \times 0,0044$$

$$3,15 \geq 1,1 \times 0,0048$$

Практическая работа №3  
**Расчет ленточного конвейера.**

**1. Цель работы:**

1.1 Закрепить знания по теме «Транспортирующие машины с тяговым элементом».

1.2 Освоить методику расчета ленточного конвейера.

**2. Общие сведения**

Практически во всех отраслях промышленности используются ленточные конвейеры, иначе называемые ленточные транспортеры, которые обеспечивают непрерывность процессов транспортировки различных видов грузов и материалов. Их применение позволяет доставлять до нужного объекта штучные грузы и материалы, имеющие сыпучую/кусковую структуры. Транспортировка, как в горизонтальном, так и в наклонном положении (при угле наклона  $18^\circ$ ), обеспечивается за счет особой конструкции устройства. Благодаря использованию специальных транспортеров в карьерах и шахтах, осуществляется доставка не только добываемых природных ископаемых к погрузочному пункту или на предприятие, но и людей.

Горизонтальные и комбинированные трассы, по которым производится транспортировка, могут достигать длины в 10-12 км. Производительность конвейеров измеряется кубометрами перемещаемых грузов в час. В некоторых областях достаточным количеством считается несколько кубометров, а в других необходимо осуществлять транспортировку нескольких тысяч кубометров в час. По ширине конвейерные ленты встречаются как узкие (30 см), так и достаточно широкие (2 м).

Различают конвейерные ленты, перемещающие грузы с разной скоростью, от 0,5 до 5 м/с. В соответствии с принятыми нормативами при ручной разборке грузов, скорость движения ленты должна быть минимальной. Выбор ленты зависит от тех, параметров, которые необходимы для транспортировки конкретного вида грузов. Таким образом, во внимание принимаются степень трения об ленту, скорость и способ загрузки конвейера, а так же его угол наклона. Различают два вида лент: ПВХ-лента или резинотканевая.

Основными частями ленточного конвейера являются рама, приводной барабан, натяжной барабан, ролики конвейера, транспортерная лента рисунок 1.

На раме закреплены ролики, по которым транспортерная лента скользит, и перемещает груз в пространстве. Для натяжения ленты служит два больших ролика, называемых барабанами. Один из них - натяжной, закреплен на подшипниковом узле и служит для регулировке натяжении ленты. Другой - приводной барабан конвейера, закреплен на противоположном конце конвейера и имеет специальный вал, который соединен с электродвигателем через редуктор. Собственно с помощью передачи вращательного движения от электродвигателя или мотор-редуктора к приводному барабану, и происходит движение ленты транспортера.

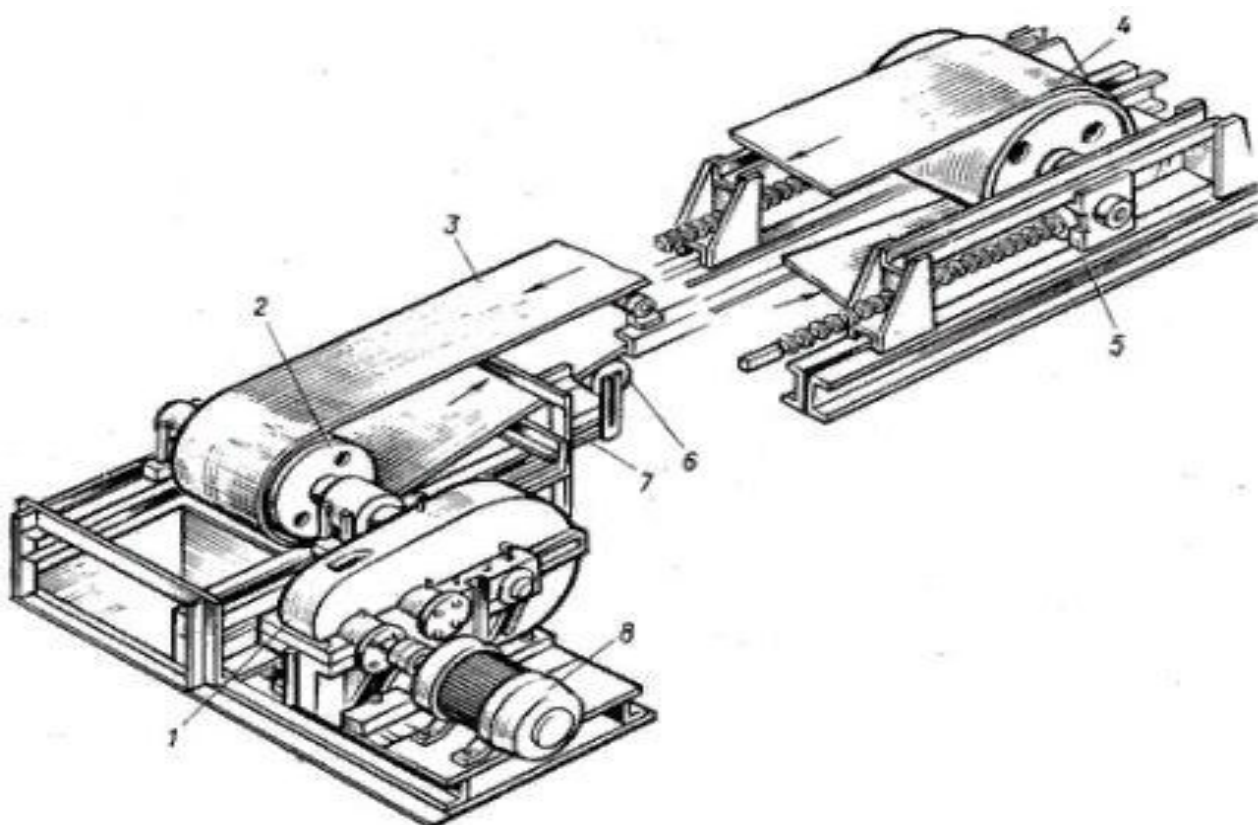


Рисунок 1.

1. Редуктор; 2. Приводной барабан; 3. Транспортная лента; 4. Натяжной барабан; 5. Натяжное устройство; 6. Роликовые опоры; 7. Рама; 8. Электродвигатель.

Преимущества ленточных конвейеров перед другими способами транспортировки налицо. Во-первых, благодаря значительной скорости движения ленты обеспечиваются высокая эффективность и производительность промышленных процессов. Во-вторых, подобный конвейер потребляет относительно мало энергии. В-третьих, надежная конструкция устройства даже при длительном сроке эксплуатации обеспечивает качественное выполнение задач.

Транспортировку штучных грузов обычно производят на конвейерах, имеющих ленты гладкого типа. Для мелких грузов и сыпучих материалов предусмотрена возможность перемещения по ленте с рифленой структурой основания. Именно такой тип устройства ленточного конвейера обеспечивает максимальное КПД. Существует несколько видов рифления – в виде ромбов, треугольников, пирамидальный тип и др. Транспортируемый груз можно перемещать под наклоном до 45° за счет поперечно установленных перегородок высотой до 20 см. Эффективная работа предприятия возможна, благодаря наличию конвейеров, имеющих разные типы лент: резиноканевую, брезентовую, сетчатую, специальную пищевую. В зависимости от характеристик конкретного груза/товара процесс транспортировки осуществляется на специально предназначенном для него конвейере.

Установка транспортеров возможна не только в отапливаемых помещениях, но и в зданиях, не имеющих обогрева, и на открытом воздухе. Для оптимальной работы транспортеров рекомендуется их эксплуатация при температуре от -50 до +45 °С. Вспомогательное оборудование, установленное на конвейере, позволяет осуществлять процессы транспортировки грузов при температуре, достигающей 200°С, обеспечивая надежную работу встроенных механизмов.

Большинство ленточных конвейеров оснащено специальными устройствами, предупреждающими падение грузов, и очищающими поверхность от просыпавшихся материалов. Постоянное расширение областей применения возможно благодаря новым технологиям, позволяющим улучшить конструктивно-технологические параметры конвейеров. Усовершенствование процессов работы транспортеров снижает оборачиваемость ленты, уменьшает количество промежуточных перегрузок и повышает срок эксплуатации ленточных конвейеров. Появление лент из морозостойких материалов и особых сортов смазки, предназначенных для холодных условий, область применения и особенности устройства ленточных конвейеров расширяется вплоть до районов, относящихся к Крайнему Северу.

### **3. Задание к работе:**

- 3.1 Выбрать исходные данные по вариантам.
- 3.2 Уточнить схему ленточного конвейера.
- 3.3 Определение ширины ленты.
- 3.4 Определение размеров барабана.
- 3.5 Определение натяжения ленты конвейера методом обхода контура по точкам.
- 3.6 Уточненное тяговое усилие на приводном барабане.

**3.1 Исходные данные:** производительность конвейера  $Q$  (т/ч), длина конвейера по горизонтали  $L_g$  (м) (Табл. 1).

Таблица 1.

№ варианта	$Q$	$L_g$	Груз
1	300	25	Порошковый апатит
2	350	20	Гравий
3	400	25	Земля, песок
4	450	30	Зерно
5	500	35	Зола
6	450	20	Кокс
7	300	25	Мука
8	450	30	Железная руда
9	300	35	Каменный уголь
10	450	20	Цемент
11	300	25	Шлак
12	450	30	Щебень
13	300	35	Порошковый апатит
14	350	20	Гравий
15	300	25	Земля, песок
16	250	30	Зерно
17	400	35	Зола
18	350	20	Кокс
19	270	25	Мука
20	375	30	Железная руда

**3.2 Уточнение схемы.**

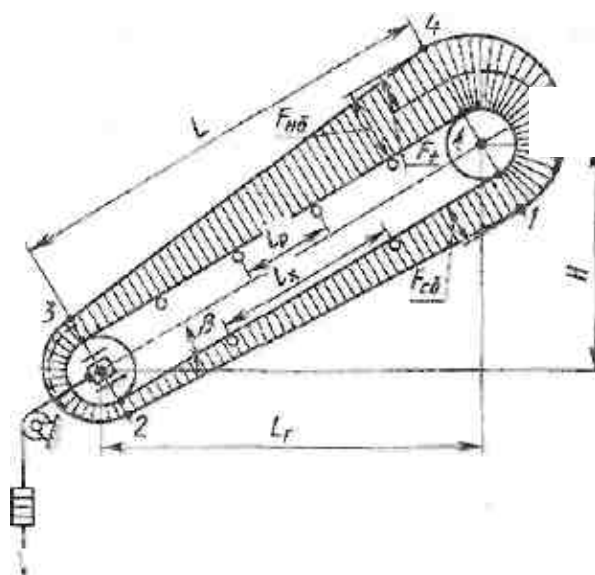


Рисунок 2 - Схема ленточного конвейера

Верхняя рабочая ветвь ленточного конвейера загружается в месте расположения натяжного барабана, а разгружается у приводного



барабана. Определить: плотность транспортируемого материала (табл. 2), угол естественного откоса в покое, угол подъема конвейера, коэффициент, учитывающий возможное рассыпание груза с ленты  $\beta \leq 20^\circ$   $k_\beta = 1$ ,  $\beta \geq 20^\circ$   $k_\beta = 0,85$  и скорость ленты для транспортирования груза.

Таблица 2.

Груз	Плотность, т/м <sup>3</sup>	$\varphi^\circ$	Абразивность	$\beta^\circ$	Скорость транспортирования, м/с
Порошковый апатит	1,5-1,7	-	-	20	0,8-1,2
Гравий	1,7-1,9	45	B	20	1-3
Земля, песок	1,2-1,8	45	C	24	1-4
Зерно	0,6-0,8	35	A	20	1,5-4
Зола	0,4-0,7	50	D	-	0,8-1,2
Кокс	0,4-0,5	50	D	20	1-1,6
Мука	0,4-0,6	55	A	17	0,9-1,2
Железная руда	2,1-3,5	50	D	20	2
Каменный уголь	0,8-1,5	45	C	18	1-4
Цемент	0,9-1,2	43	C	12	0,8-1,2
Шлак	0,7-1	45	C	-	1-3
Щебень	1,6-2	45	C	18	1-2

Лента конвейера прорезиненная. На рабочей ветви конвейера лента удерживается желобчатыми и плоскими роlikоопорами, состоящими из трех роликoв. На холостой ветви лента плоская, поддерживается роlikоопорами, состоящими из одного ролика. Высота подъема конвейера.

$$H = L_r \times \operatorname{tg} \beta, \text{ м}$$

### 3.3 Определение ширины ленты.

Ширина ленты плоской формы:

$$B \approx 0,075 \sqrt{\frac{Q}{\rho \times v}}, \text{ м}$$

Ширина ленты желобчатой формы:

$$B \approx 0,05 \sqrt{\frac{Q}{\rho \times v}}, \text{ м}$$

Выбирать транспортную ленту (табл. 3, 4): шириной  $B$ , мм.; прочность  $\sigma_{p.n.}$  Н/мм; число прокладок  $z$  и т.д. Коэффициент запаса прочности  $k_{p.n.}$  берется в зависимости от угла подъема конвейера: при горизонтальном конвейере  $k_{p.n.} = 9 \dots 10$ , а при наклонном  $k_{p.n.} = 11 \dots 12$ . Для обоснованного выбора числа прокладок в ленте определим предварительно мощность привода, а по ней тяговое усилие и максимальное натяжение ленты.

Таблица 3.

Показатель	РТЛО-500	РТЛО-1000	РТЛО-1500	РТЛО-1600	РТЛО-2500	РТЛО-3150	РТЛО-4000	РТЛО-5000	РТЛО-6000
Диаметр троса, мм	2,7	3,4	4,2	6	7,5	8,25	10,6	10,6	11,5
Шаг между тросами, мм	9	9	9	9	14	14	17	17	18
Прочность ленты, Н/мм	500	1000	1500	1600	2500	3150	4000	5000	6000
Толщина ленты, мм	-	-	18	18	20,5	22,5	23	25,5	26,5
Ширина ленты, мм	800	1000	800-1200	900-1200	1000-1600	1000-2000	1200-2000	1200-2000	1200-2000
Толщина обкладки, мм	2...3	2...4	5,5	5,5	5,0	3,5...5,0	4,0	4,5	4,5
Диаметр приводного барабана, м	До 0,6	До 0,6	0,8	0,8	1,0	1,25	1,6	До 2	До 2,5

Предварительную мощность привода определяем по формуле:

$$N_n = (0,00015 \times Q \times L_r + k_1 \times L_r \times V + 0,0027 \times Q \times H) \times k_2, \text{ кВт}$$

где  $k_1$  и  $k_2$  - коэффициенты, характеризующие соответственно ширину и длину ленты.

Таблица 4.

Ширина ленты, мм	400	500	600	800	1000	1200	1400
$k_1$	0,012	0,015	0,020	0,024	0,030	0,035	0,040
Длина конвейера, м	До 15	15...30		30...45		Св. 45	
$k_2$	1,25	1,12		1,05		1,0	

Предварительное тяговое усилие определяем по формуле:

$$F_n = \frac{N_n}{V}, \text{ кН.}$$

Для лучшего сцепления ленты с поверхностью приводного барабана его футеруют деревом. Коэффициент трения резины по дереву  $f=0,35$ . При угле обхвата барабана лентой  $\alpha = \pi = 3,14$  определяем  $e^{f\alpha}$

Определяем предварительное максимальное натяжение ленты:

$$F_{\max} = \frac{F_n \times e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \text{ кН.}$$

Определяем число прокладок в ленте по формуле:

$$z = \frac{F_{\max} \times k_{p.n}}{B \times \sigma_{p.n}}$$

Определяем линейную плотность ленты по формуле:

$$\rho_n = 1,1 \times B \times (\delta \times z + \delta_1 + \delta_2), \text{ кг/м.}$$

где  $B$  - ширина ленты, мм;  $\delta = 1,25$  - толщина одной текстильной прокладки мм;  $z$  - число прокладок;  $\delta_1 = 1,5 \dots 6$ ,  $\delta_2 = 1 \dots 1,5$  - толщина соответственно верхней и нижней обкладок, мм.

Среднюю линейную плотность транспортируемого груза определяем по формуле:

$$\rho_r = \frac{Q}{3,6 \times V}, \text{ кг/м.}$$

При ширине ленты, плотности груза и скорости ленты определить наружный диаметр ролика (табл. 5).

Таблица 5.

Диаметр ролика, мм	Ширина ленты, мм	Плотн. груза, т/м <sup>3</sup> , не более	Максимальная скорость, м/с
89	400,500,650,800	1,6 1,6	2,0 1,6
108	400,500,650,800,1000,1200	2,0 1,6	2,5 2,5
133	800,1000,1200	2,0	2,5
159	800,1000,1200,1400,1600,2000	3,5 3,5	4,0 4,2
194,219	800,1000,1400	3,5	4,0
245	1600,2000	3,5	4,0

Для плоских роликов с хорошо защищенными от пыли шарико-подшипниками коэффициент сопротивления качения  $k_{wII} = 0,022$ , для желобчатых роликоопор  $k_{wжс} = 0,025$ .

Шаг роликов на рабочей ветви конвейера определяем по формуле:

$$l_p = A - 0,625 \times B, \text{ мм.}$$

где  $A$  - коэффициент, при плотности груза менее  $1 \text{ т/м}^3$   $A=1750$ мм, при плотности более  $1,5 \text{ т/м}^3$   $A=1550$ мм.

Масса желобчатых роликов рабочей ветви определяем:

$$m = 10 \times B + 7, \text{ кг.}$$

Масса плоских роликов рабочей ветви определяем:

$$m = 10 \times B + 3, \text{ кг.}$$

Условную линейную плотность желобчатых роликов рабочей ветви определяем по формуле:

$$\rho_p = \frac{m}{l_p}, \text{ кг/м.}$$

Условную линейную плотность плоских роликов холостой ветви определяем по формуле:

$$\rho_p = \frac{m}{l_p}, \text{ кг/м}$$

где  $l_x$  - шаг роликов на холостой ветви конвейера  $l_x = 2 \times l_p$ , мм

### 3.4 Определение размеров барабана.

Диаметр приводного барабана

$$D_6 = z \times (120 \dots 150) \text{ мм}$$

По ГОСТ22644 -77\* (СТ СЭВ 1333 -78) диаметры барабанов:  
160,250,320,400,500,630,800,1000,1250,1600,2000,2500мм.

Длина барабана

$$B_1 = B + 100, \text{ мм.}$$

Чтобы лента не спадала с барабана, он имеет стрелу выпуклости

$$f_b = 0,005 \times B_1, \text{ мм.}$$

Диаметр натяжного барабана

$$D_n = \frac{2 \times D_6}{3}, \text{ мм.}$$

### 3.5 Определение натяжения ленты конвейера методом обхода контура по точкам.

Разбиваем контур ленточного конвейера на четыре участка. Натяжение ленты в точке 1 неизвестно. Находим натяжение ленты в остальных точках через неизвестное натяжение в точке 1 по формулам:

$$F_2 = [F_1 + (\rho_l + \rho_p) \times g \times L_r \times k_{wп} - \rho_l \times q \times H] / 1000, \text{ кН}$$

$$F_3 = F_2 + k_{6,н} \times F_2 = (1 + k_{6,н}) \times F_2, \text{ кН,}$$

где  $k_{6,н}$  - коэффициент, характеризующий сопротивление на натяжном барабане, при угле охвата барабана лентой  $180^\circ$   $k_{6,н} = 0,05 \dots 0,07$

$k_{wп}$  - коэффициент, характеризующий сопротивление движению ленты по плоским роликам 0,022

$k_{wж}$  - коэффициент, характеризующий сопротивление движению ленты по желобковым роликам 0,025

$$F_4 = [F_3 + (\rho_r + \rho_n + \rho_p) \times g \times L_r \times k_{wж} + (\rho_r + \rho_n) \times g \times H] / 1000, \text{ кН}$$

Решая, совместно последнее уравнение и  $F_4 = F_1 \times e^{f \times \alpha}$  находим натяжение ленты в точке 1:

### 3.6 Уточненное тяговое усилие на приводном барабане.

$$F_{т.у.} = F_4 - F_1 + 0.3 \times (F_4 + F_1), \text{ кН.}$$

Мощность приводного барабана уточняем по формуле:

$$N_y = \frac{F_{т.у.} \times V}{\eta}, \text{ кВт.}$$

Таблица 6- Двигатели с повышенным скольжением

Тип	Мощность (кВт) при синхронной частоте вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
4AC132	10,0	8,5	6,3	4,5
4AC132M	-	11,8	8,5	6,0
4AC160S	-	17,0	12,0	9,0
4AC160M	-	20,0	16,0	12,5
4AC180S	-	26,5	19,0	16,0
4AC180M	-	31,6	26,5	19,0

Частота вращения приводного барабана:

$$n_6 = \frac{60 \times V}{\pi \times D_6}, \text{ об/мин}$$

Передаточное отношение передачи определяем по формуле:

$$u = \frac{n_d}{n_6}$$

По крутящему моменту на валу барабана  $M_6 = F_{т.у} \times D/2, \text{ Н} \times \text{м}$  и передаточному отношению подбираем редуктор (табл. 7).

Таблица 7

Типоразмер	Номинальное передаточное число, u	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н×м	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, Н	Масса, кг
Ц2У-100	8; 10; 12,5; 16	250	4000	35
Ц2У-125		500	5600	53
Ц2У-160	18; 20; 22,4; 25	1000	8000	95
Ц2У-200	28; 31,5; 35,5; 40	2000	11200	170
Ц2У-250		4000	16000	320

Выбрать схему натяжной станции.

Определение натяжного усилия:  $F_n = 1,1 \times (F_2 + F_3 + F_n)$ , кН.,

где  $F_n$  - сопротивление при передвижении в ползунах натяжного барабана,  $F_n \approx 100 \dots 250 \text{ Н}$

#### 4. Пример расчета ленточного конвейера

1. Тема: Расчет ленточного конвейера.
2. Цель: Освоить методику расчета ленточного конвейера.
3. Задание:

4.1 Исходные данные:

производительность конвейера Q (т/ч), длина конвейера по горизонтали  $L_r$  (м).

№ варианта	Q	$L_r$	Груз
	150	30	Зерно

## 4.2 Уточнение схемы.

Верхняя рабочая ветвь ленточного конвейера загружается в месте расположения натяжного барабана, а разгружается у приводного барабана. Определить плотность транспортируемого материала, угол естественного откоса в покое, угол подъема конвейера, коэффициент, учитывающий возможное рассыпание груза с ленты  $\beta \leq 20^\circ k_\beta = 1$ ,  $\beta \geq 20^\circ k_\beta = 0,85$  и скорость ленты для транспортирования груза.

Груз	Плотность, т/м <sup>3</sup>	$\varphi^\circ$	Абразивность	$\beta^\circ$	Скорость транспортирования, м/с
Зерно	0,6-0,8	35	A	20	1.5-4

Лента конвейера прорезиненная. Принимаем скорость ленты для транспортирования зерна  $v = 1,5$  м/с. На рабочей ветви конвейера лента удерживается желобчатыми роlikоопорами, состоящими из трех роликoв. На холостой ветви лента плоская, поддерживается роlikоопорами, состоящими из одного роликa. Высота подъема конвейера

$$H = 30 \times 0,36 = 10,8 \text{ м}$$

## 4.3 Определение ширины ленты.

Ширина ленты плоской формы:

$$B \approx 0,075 \sqrt{\frac{150}{0,8 \times 1,5}} = 0,83 \text{ м}$$

Ширина ленты желобчатой формы:

$$B \approx 0,05 \sqrt{\frac{150}{0,8 \times 1,5}} = 0,55 \text{ м}$$

Выбираю транспортную ленту: шириной  $B$ , мм.; прочность  $\sigma_{p.n.}$  Н/мм; число прокладок  $z$  и т.д. Коэффициент запаса прочности  $k_{p.n.}$  берется в зависимости от угла подъема конвейера: при горизонтальном конвейере  $k_{p.n.} = 9 \dots 10$ , а при наклонном  $k_{p.n.} = 11 \dots 12$ . Для обоснованного выбора числа прокладок в ленте определим предварительно мощность привода, а по ней тяговое усилие и максимальное натяжение ленты.

Предварительную мощность привода.

$$N_n = (0,00015 \times 150 \times 30 + 0,024 \times 30 \times 1,5 + 0,0027 \times 150 \times 10,8) \times 1,05 = 5,8 \text{ кВт}$$

где  $k_1$  и  $k_2$  - коэффициенты, характеризующие соответственно ширину и длину ленты.

Предварительное тяговое усилие.

$$F_n = \frac{5,8}{1,5} = 3,8 \text{ кН.}$$

Для лучшего сцепления ленты с поверхностью приводного барабана

его футеруют деревом. Коэффициент трения резины по дереву  $f=0,35$ . При угле обхвата барабана лентой  $\alpha = \pi = 3,14$  определяем  $e^{f\alpha} = 1.099$

Определяем предварительное максимальное натяжение ленты:

$$F_{\max} = \frac{3,8 \times 1.099}{1.099 - 1} = 42,18 \text{ кН.}$$

Определяю число прокладок в ленте.

$$z = \frac{42,18 \times 12}{830 \times 0,15} = 4$$

Определяю линейную плотность ленты по формуле:

$$\rho_{\text{л}} = 1,1 \times 0,83 \times (1,25 \times 4 + 5 + 1,5) = 10,5 \text{ кг/м.}$$

где  $B$  - ширина ленты, мм;  $\delta = 1,25$  - толщина одной текстильной прокладки мм;  $z$  - число прокладок;  $\delta_1 = 1,5 \dots 6$ ,  $\delta_2 = 1 \dots 1,5$  - толщина соответственно верхней и нижней обкладок, мм.

Определяю среднюю линейную плотность транспортируемого груза.

$$\rho_{\text{г}} = \frac{150}{3,6 \times 1,5} = 27,7 \text{ кг/м.}$$

При ширине ленты, плотности груза и скорости ленты определяю наружный диаметр ролика.

Для плоских роликов с хорошо защищенными от пыли шарико-подшипниками коэффициент сопротивления качения  $k_{w\text{II}} = 0,022$ , для желобчатых роликоопор  $k_{w\text{жс}} = 0,025$ .

Шаг роликов на рабочей ветви конвейера

$$l_{\text{p}} = 1750 - 0,625 \times 830 = 1231,25 \text{ мм.}$$

Где  $A$  - коэффициент, при плотности груза менее  $1 \text{ т/м}^3$   $A=1750$  мм.

Масса желобчатых роликов рабочей ветви:

$$m = 10 \times 0,83 + 7 = 15,3 \text{ кг.}$$

Масса плоских роликов рабочей ветви:

$$m = 10 \times 0,83 + 3 = 12,3 \text{ кг.}$$

Определяю условную линейную плотность желобчатых роликов рабочей ветви:

$$\rho_{\text{p}} = \frac{15,3}{2462,5} = 0,0062 \text{ кг/м.}$$

Определяю условную линейную плотность плоских роликов холостой ветви:

$$\rho_{\text{x}} = \frac{12,3}{2462,5} = 0,0049 \text{ кг/м}$$

где  $l_{\text{x}}$  - шаг роликов на холостой ветви конвейера  $l_{\text{x}} = 2 \times 1231,25 = 2462,5 \text{ мм}$

#### 4.4 Определение размеров барабана.

Диаметр приводного барабана  $D_6 = z \times (120 \dots 150) = 4 \times 120 = 840$

По ГОСТ 22644 -77\* (СТ СЭВ 1333 -78) диаметры барабанов: 160, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500 мм.

Принимаю  $D_6 = 800$  мм

Длина барабана  $B_1 = 830 + 100 = 930$  мм.

Чтобы лента не спадала с барабана, он имеет стрелу выпуклости  $f_b = 0,005 \times B_1 = 0,005 \times 930 = 4,65$  мм.

Диаметр натяжного барабана  $D_n = \frac{2 \times 840}{3} = 560$  мм.

#### 4.5 Определение натяжения ленты конвейера методом обхода контура по точкам.

$$F_2 = [42300 + (27,7 + 0,0062) \times 9,8 \times 30 \times 0,022 - 27,7 \times 9,8 \times 10,8] / 1000 = 39,54 \text{ кН}$$

$$F_3 = F_2 + k_{6,n} \times F_2 = (1 + 0,05) \times 39,54 = 41,5 \text{ кН}$$

где  $k_{6,n}$  - коэффициент, характеризующий сопротивление на натяжном барабане, при угле охвата барабана лентой  $180^\circ$   $k_{6,n} = 0,05 \dots 0,07$

$$F_4 = [42180 + (10,5 + 27,7 + 0,0062) \times 9,8 \times 30 \times 0,022 + (10,5 + 27,7) \times 9,8 \times 10,8] / 1000 = 46,5 \text{ кН}$$

$$F_4 = F_1 \times e^{f\alpha}$$

$$F_1 = \frac{F_4}{e^{f\alpha}} = \frac{46,5}{1,099} = 42,3 \text{ кН}$$

#### 4.6 Уточненное тяговое усилие на приводном барабане

$$F_{т.у.} = 46,5 - 42,3 + 0,3 \times (46,5 + 42,3) = 5,46 \text{ кН}$$

Определение мощности приводного барабана:

$$N_y = \frac{5,46 \times 1,5}{0,8} = 10,23 \text{ кВт}$$

В качестве двигателя выбираем электродвигатель переменного тока закрытого исполнения с повышенным пусковым моментом.

Частота вращения приводного барабана:

$$n_6 = \frac{60 \times 1,5}{3,14 \times 0,800} = 35,8 \text{ об/мин}$$

Определение передаточного отношения передачи:

$$u = \frac{750}{35,8} = 20,9$$

По крутящему моменту на валу барабана и передаточному отношению подбираю редуктор.

$$M_6 = 5460 \times 0,8 / 2 = 2184 \text{ Н}\times\text{м}$$



Типоразмер	Номинальное передаточное число, $u$	Номинальный крутящий момент на выходном валу, $H \times m$	Номинальная радиальная нагрузка на выходном валу, $H$	Масса, $кг$
Ц2У-250	28	4000	16000	320

Определяю натяжное усилие:

$$F_{\text{н}} = 1,1 \times (39,54 + 41,5 + 100) = 181,04 \text{ кН}$$

где  $F_{\text{н}}$  - сопротивление при передвижении в ползунах натяжного барабана,  $F_{\text{н}} \approx 100 \dots 250 \text{ Н}$

Практическая работа № 4  
**Расчет винтового (шнекового) конвейера.**

**1. Цель работы:**

1.1 Закрепить знания по теме «Транспортирующие машины с тяговым элементом».

1.2 Освоить методику расчета винтового конвейера.

**2. Общие сведения**

Механизация производственного процесса позволяет существенно повысить показатель производительности и уменьшить ременные затраты. За длительный период было разработано довольно большое количество различных механизмов, большое распространение получил конвейер. Его основное предназначение заключается в непрерывном перемещении грузов, а также их подъем на высоту. Выделяют несколько различных видов конвейеров, основная классификация связана с конструктивными особенностями. Примером можно назвать винтовые конвейеры, принцип действия которых основан на применении шнека в качестве основного рабочего элемента. Рассмотрим все особенности подобного устройства подробнее

На сегодняшний день винтовой конвейер получил весьма широкое распространение. Это связано с простотой устройства, а также ее надежностью.

Принцип действия следующий:

1. Основная часть представлена шнеком, который перемещает сыпучее вещество по желобу. При этом шнек обладает определенной формой, за счет которой и обеспечиваются благоприятные условия для транспортировки сыпучих материалов.
2. Корпус конвейера представлен желобом, нижняя часть которого напоминает цилиндр. Отсутствие граней исключает вероятность накапливания транспортируемого сыпучего материала.
3. Нижняя часть винта погружается в транспортируемый груз. При вращении вокруг оси происходит транспортировка вещества.
4. Шнек устанавливается в специальных опорах, представленных подшипниками. Их применение позволяет снизить степень износа.
5. Для вращения винта также устанавливается электрический двигатель с приводом. Двигатель может питаться от сети 220 В или 380 В. Что касается привода, то в большинстве случаев он представлен редуктором, предназначение которого заключается в уменьшении количества оборотов и повышении передаваемого усилия.

6. Конвейер винтовой передвижной также имеет защитный кожух и два люка, один требуется для загрузки материала, второй разгрузки.

Общий вид винтового конвейера показан на рисунке 1

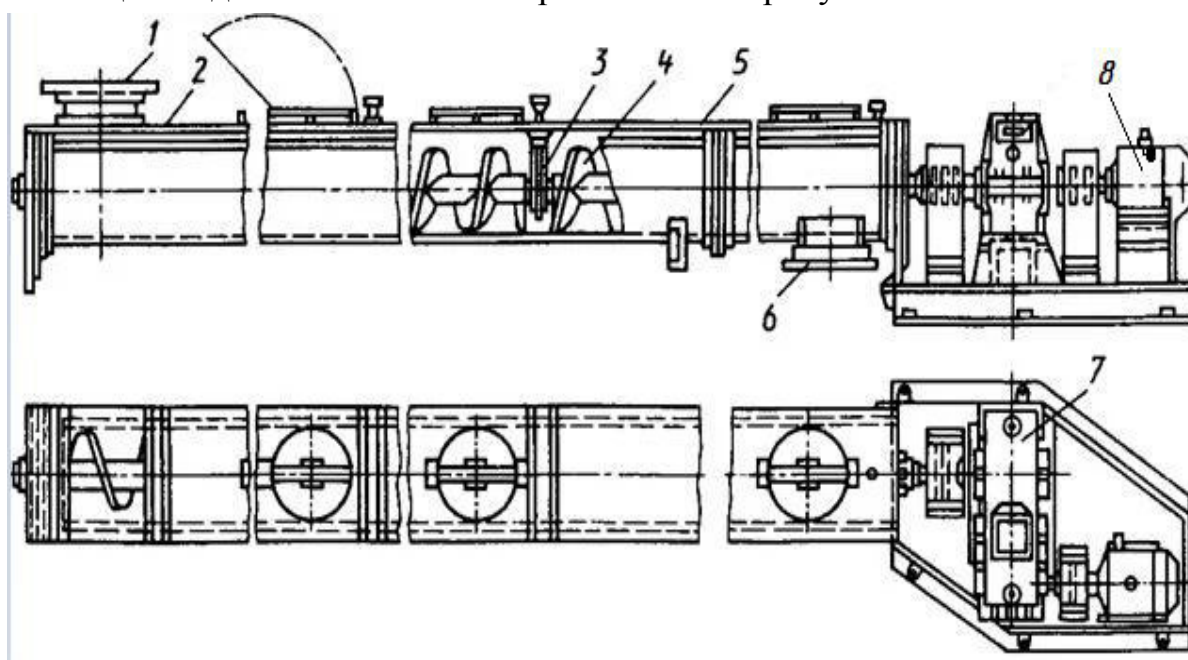


Рисунок 1

1. Люк для загрузки; 2. Смотровой люк; 3. Подвесной подшипник;
4. Винт; 5. Желоб; 6. Разгрузочный люк; 7. Редуктор;
8. Электродвигатель.

У рассматриваемого типа конвейеров есть довольно большое количество технических характеристик. Основными можно назвать нижеприведенные:

1. Мощность устанавливаемого электромотора может варьировать в достаточно большом диапазоне. Слишком низкий показатель становится причиной, по которой при нагрузке устройство перегорает.
2. Показатель производительности или пропускной способности также может быть различным. Он зависит от мощности двигателя, размера шнека и многих других моментов.
3. Основная часть представлена корпусом, при изготовлении которого применяется сталь с повышенной защитой от воздействия окружающей среды.
4. Винт может иметь самую различную форму, характеризуется осью, а также определенным диаметральный размером.

Принцип действия характеризуется тем, что транспортируемое вещество насыпается в первую часть, после чего включается винт. За счет вращения происходит перемещение сыпучего вещества. Основное вращение создается электрическим двигателем, который связан со

шнеком при помощи специального привода, представленного в большинстве случаев редуктором или сочетанием шкивов с ремнем.

У винтовых конвейеров есть довольно большое количество достоинств и недостатков, которые должны учитываться. Примером можно назвать то, производительность винтового конвейера может быть весьма высокой. К плюсам отнесем следующее:

1. Компактность и простота конструкции. За счет простоты обеспечивается ремонтпригодность и длительный эксплуатационный срок. Компактность определяет возможность интеграции механизма в различные системы.
2. Полная сохранность пылевидного груза. При высокой производительности сохраняются основные свойства транспортируемого вещества. Некоторые конвейеры из-за своего принципа работы могут нарушать целостность хрупких материалов.
3. Невысокая стоимость еще одна причина, по которой многие решают приобрести и установить винтовой конвейер.
4. Отсутствие наружных движущихся элементов существенно повышает безопасность в промышленном сооружении, а также расширяет область применения устройства.
5. Простота ухода и возможность обслуживания собственными силами. Однако есть и несколько существенных недостатков. К примеру, производительность шнека обеспечивается исключительно при большом расходе мощности. Кроме этого, длина устройства ограничена в небольшом диапазоне. При транспортировке крупного груза есть вероятность его частичного дробления. Длительная эксплуатация конвейера может стать причиной износа основной части, что обусловлено постоянным перемещением груза. Именно поэтому приходится периодически обслуживать конвейер. Коэффициент для расчета берется в зависимости от основных параметров шнека и других элементов конструкции.

Рассматриваемый принцип работы устройства определяет то, что оно может использоваться для горизонтального и вертикального перемещения сыпучих грузов. При этом назначение рольганг ГОСТ может быть существенно расширен за счет применения дополнительного оборудования.

### **3. Задание к работе:**

- 3.1 Выбрать исходные данные по вариантам.
- 3.2 Определение необходимого диаметра винта.
- 3.3 Определение мощности на валу винта:

3.4 Определение осевой скорости движения груза.

3.5 Определение мощность двигателя для привода шнекового конвейера

3.1 Исходные данные: производительность конвейера  $Q$  (т/ч), длина  $L$  (м), угол наклона конвейера  $\beta^\circ$ , плотность сыпучего груза  $\rho_n$  (т/м<sup>3</sup>), диаметр винта  $D$ (мм).

Таблица 1.

№ варианта	Q	L	$\beta^\circ$	Груз	$\rho_n$
1	30	25	0	Цемент	1,0-1,3
2	35	20	5	Мука	0,45-0,66
3	40	18	10	Мел	1,2-1,5
4	45	20	15	Щебень	1,8
5	50	15	20	Песок	1,4-1,65
6	45	20	0	Зерно	0,65-0,83
7	30	25	5	Гравий	1,6-1,9
8	45	20	10	Цемент	1,0-1,3
9	30	16	15	Мука	0,45-0,66
10	45	18	20	Мел	1,2-1,5
11	30	15	0	Щебень	1,8
12	45	25	5	Песок	1,4-1,65
13	30	15	10	Зерно	0,65-0,83
14	35	10	15	Гравий	1,6-1,9
15	30	14	20	Цемент	1,0-1,3
16	25	15	0	Мука	0,45-0,66
17	40	25	5	Мел	1,2-1,5
18	35	20	10	Щебень	1,8
19	27	15	15	Песок	1,4-1,65
20	37	20	20	Зерно	0,65-0,83

3.2 Определение необходимого диаметра винта.

$$D = 0.275 \times Q / E \times n \times \varphi \times \rho_n \times R_\beta$$

где:  $D$  – диаметр винта, м;

$Q$  – расчетная производительность конвейера, т/ч;

$E$  – отношение шага винта к диаметру винта: для абразивных материалов  $E=0,8$ ; для неабразивных  $E=1,0$ ;

$n$  – частота вращения винта, об/мин;

$\rho_n$  – насыпная плотность груза, т/м;

$R_\beta$  – коэффициент уменьшения производительности от наклона конвейера выбирается по таблице 1;

$\varphi$  – коэффициент заполнения желоба (таблице 2).

$\beta$ - угол наклона конвейера.

Таблица 1 – Значения коэффициента  $R_\beta$

$\beta$	0	5	10	15	20
$R_\beta$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6

Частота вращения вала предварительно принимается по таблице 3, затем проверяется по формуле:

$$n \leq n_{max}$$

При этом  $n_{max}$  рассчитывается по уравнению:

$$n_{max} = A \sqrt{D},$$

где:  $A$  – коэффициент (таблица 2).

Таблица 2 - Значения коэффициентов  $A$ ,  $\varphi$ ,  $\omega$

Группа грузов	$A$	$\varphi$	$\omega$
Легкие неабразивные	65	0,4	1,2
Легкие малоабразивные	50	0,32	1,6
Тяжелые малоабразивные	45	0,25	2,5
Тяжелые абразивные	30	0,125	4,0

Таблица 3– Рекомендуемая частота вращения винта шнекового конвейера

Наименование груза	Размер груза, мм	Частота вращения винта, об/мин
Гипс, известь, мел, песок сухой	менее 60	50 - 120
Глина сухая, гравий, известняк	менее 60	40 – 100
Глина сухая, шлак кусковой	более 60	40 – 80
Песок сырой	менее 60	40 – 80
Глина сырая	менее 60	30 - 60

Проверочный расчет диаметра винта.

$$D \geq a_{max} \cdot K,$$

где:  $a_{max}$  – наибольший размер кусков груза, мм;

$K$  – коэффициент:

для рядового груза  $K = 4$ ;

для сортированного  $K = 12$ .

Кроме того, диаметр винта согласуется по таблице 4.

Таблица 4 – Диаметр и шаг винта

Диаметр, мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
Шаг, мм	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
	80	100	125	160	200	250	320	400	500	650

### 3.3 Определение мощности на валу винта.

$$N_0 = Q/367 \times (L_r \times \omega \pm H) + 0.02R \times g_k \times L_r \times \omega_\beta$$

где:  $N_0$  – мощность на валу винта, кВт;

$L_T$  – горизонтальная проекция длины конвейера, м;

$H$  – высота подъема (+) или опускания (–) груза, м;

$\omega$  – коэффициент сопротивления перемещению груза (таблице 2);

$R = 0,2$  – коэффициент, учитывающий характер перемещения винта;

$g_k$  – погонная масса вращающихся частей конвейера, кг/м;

$$g_k = 80D,$$

3.4 Определение осевой скорости движения груза.

$$v = S \cdot n$$

где:  $S$  – шаг винта, м выбирается по таблице 4, при чем для хорошо сыпучих материалов из первого ряда, а для вязких – из второго;

$\omega_v$  – коэффициент сопротивления движению вращающихся частей конвейера: при подшипниках качения  $\omega_v = 0,01$ ; при подшипниках скольжения  $\omega_v = 0,16$ ;

3.5 Определение мощность двигателя для привода шнекового конвейера

$$N = K \times N_0 \times \eta,$$

где:  $K = 1,25$  коэффициент запаса мощности принимается;

$\eta$  – КПД привода (06-0,85)

#### 4 Пример расчета винтового (шнекового) конвейера

Задание на расчет винтового конвейера для перемещения порошкообразного материала.

Насыпная плотность  $\rho_n = 1570 \text{ кг/м}^3$ .

Длина конвейера  $L = 5$  м.

Производительность  $Q = 800$  т/сутки.

Угол наклона конвейера  $\beta = +5^\circ$ .

Транспортируемый материал – сухой и неабразивный (группа А), например порошкообразный известняк ( $\rho_n = 1,57 \text{ т/м}^3$ ).

Определение диаметра винта Необходимый диаметр винта определяется по формуле:

$$D = 0.275 \times Q / E \times n \times \varphi \times \rho_n \times R_\beta$$

где:  $D$  – диаметр винта, м;

$Q$  – производительность конвейера, т/ч

$E$  – отношение шага винта к его диаметру (для неабразивных грузов  $E = 1.0$ );

$n$  – частота вращения винта, об/мин;

$\rho_n = 1570 \text{ кг/м}^3$  – насыпная плотность груза;

$R_\beta$  – коэффициент уменьшения производительности от наклона конвейера;

$\varphi$  – коэффициент заполнения желоба;

По таблице 2 для тяжелых малоабразивных и неабразивных грузов  $\varphi = 0,25$ .

По таблице 1 при  $\beta = +5$  находим  $R_\beta = 0,9$ .

По таблице 3 для известняка с размером кусков менее 60 принимаем  $n = 60$  об/мин.

$$D = 0,275 \times 33,3 / 1 \times 60 \times 0,25 \times 1,57 \times 0,9 = 0,432 \text{ м}$$

Частоту вращения проверяем по формуле:

$$n \leq n_{max} = A \sqrt{D},$$

По таблице 2 коэффициент  $A = 45$  (тяжелые малоабразивные грузы).

$$n_{max} = 45 \sqrt{0,432} = 29,6 \text{ об/мин},$$

Проверка диаметра винта по формуле:

$$D \leq a_{max} \cdot k,$$

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

$k$  – коэффициент (для рядового груза  $k=4$ ).

Для порошкообразного материала  $a_{max} = 0,5$  мм.

$$a_{max} \cdot k = 0,5 \cdot 4 = 2 \text{ мм} < D = 432 \text{ мм};$$

далее из стандартного ряда по таблице 4 выбираем диаметр  $D = 500$  мм и шаг  $S = 500$  мм (как для хорошо сыпучих материалов) винта.

Уточнение частоты оборотов:

$$n = 0,275 \times Q / E \times D \times \varphi \times \rho_n \times R_\beta = 0,275 \times 33,3 / 1 \times 0,5 \times 0,25 \times 1,57 \times 0,9 = 51,9 \text{ об/мин}$$

Проверка частоты вращения

$$n \leq A \sqrt{D} = 45 \sqrt{0,5} = 63,6 \text{ об/мин},$$

$$51,9 \leq 63,6$$

Таким образом,  $n = 51,9$  об/мин – допустимая частота вращения винта.

Определение мощности на валу винта, кВт.

$$N_0 = Q \times 367 (L_T \times \omega \pm H) + 0,02 \times R \times g_k \times L_T \times \omega_\beta,$$

где:  $N_0$  – мощность на валу винта, кВт;

$L_T$  – горизонтальная проекция длины конвейера, м;

$H$  – высота подъема, мм;

$\omega$  – коэффициент сопротивления перемещению груза;

$K = 0,2$  – коэффициент, учитывающий характер перемещения винта;

$g_k$  – погонная масса вращающихся частей конвейера, кг/м;  $v$  – осевая скорость движения груза, м/мин;

$\omega_\beta$  – коэффициент сопротивления движению вращающихся частей конвейера.

Для подшипников скольжения  $\omega_\beta = 0,16$ ;

$$L = L \times \cos 5^\circ = 5 \times \cos 5^\circ = 4,981 \text{ м},$$

$$H = L \times \sin 5^\circ = 5 \times \sin 5^\circ = 0,436 \text{ м}.$$

По таблице 2 для тяжелых малоабразивных грузов  $\omega = 2,5$ ;

$$g_k = 80 \times D = 80 \times 0,5 = 40 \text{ кг/м},$$



Осевая скорость движения груза:

$$v = S \times n = 0,5 \times 51,9 = 25,95 \text{ м/мин} = 0,4325 \text{ м/с.}$$

Откуда мощность на валу винта:

$$N_0 = 33,3 \times 367 (4,981 \times 2,5 + 0,436) + 0,02 \times 0,2 \times 40 \times 4,981 \times 0,16 = 1,3 \text{ кВт}$$

Определение мощности двигателя для привода шнекового конвейера, кВт

$$N = K \times N_0 \times \eta ,$$

где:  $K$  – коэффициент запаса мощности;

Для приводов шнеков принимают  $K = 1,25$ .

$\eta$  – КПД привода (0,6–0,85);

Примем  $\eta = 0,85$

$$N = 1,25 \times 1,3 \times 0,85 = 1,91 \text{ кВт.}$$

Список литературы, рекомендуемой для методического указания

Основная

1. Додонов Б.П., Лифанов В.А. Грузоподъемные и транспортные средства: Учебник для техникумов.- М.: Машиностроение, 1984.-136с.
2. Иванченко Ф.К., Расчеты грузоподъемных и транспортных машин. – Высшая школа, 1975.-520с.
3. Дунаев П.Ф., Келиков О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М., Высшая школа, 1990.