

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра сопротивления материалов
и деталей машин БГАТУ

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

**Методические указания
к лабораторным работам и практическим занятиям**

**Минск
2007**

УДК 621.86.001.63 (075 8)
ББК 34.42я73
П 45

Рекомендовано методическим советом факультета
«Технический сервис в АПК»
Протокол № 3 от 1 июня 2006г.

Составители: кандидат технических наук, доцент Сашко Константин Владимирович; доктор технических наук, профессор Шило Иван Николаевич; доктор технических наук, доцент Кузьмицкий Александр Владимирович; кандидат технических наук, доцент Агейчик Валерий Александрович; кандидат технических наук, доцент Примаков Николай Станиславович; кандидат технических наук, доцент Гайдаенко Геннадий Анатольевич; кандидат технических наук, доцент Горелько Владимир Михайлович; старший преподаватель Осирко Александр Иванович; старший преподаватель Вольский Александр Леонидович; старший преподаватель Романюк Николай Николаевич.

Рецензенты: доктор технических наук, профессор Скойбеда Анатолий Тихонович; кандидат технических наук Сыманович Виктор Семенович

Подъемно-транспортные машины и механизмы: методические указания к лабораторным работам и практическим занятиям / К.В.Сашко [и др.]: - Минск: БГАТУ, 2006. - с.

Методические указания к лабораторным работам и практическим занятиям разработаны в соответствии с теоретическим курсом «Подъемно-транспортные машины и механизмы» преподавателями кафедры «Сопротивление материалов и детали машин» Белорусского государственного аграрно-технического университета и кафедры «Мелиоративные и строительные машины» Белорусской сельскохозяйственной академии и являются его неотъемлемым дополнением.

Ответственный за выпуск — Сашко К.В.
Электронный набор и верстка — Емельянова С.А.

УДК 621.86.001.63 (075 8)
ББК 34.42я73

© Сашко К.В. и др., 2006
© БГАТУ, 2006

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1. Исследование и расчет полиспастов.....	4
Лабораторная работа № 2. Исследование работы барабанов механизма подъема.....	23
Лабораторная работа № 3. Исследование колодочного тормоза.....	33
Лабораторная работа № 4. Исследование и расчет механизмов передвиже- ния грузоподъёмных машин по рельсовым путям.....	42
Лабораторная работа № 5. Исследование и расчет ленточных конвейеров...	69
Лабораторная работа № 6. Исследование червячной тали.....	97
Лабораторная работа № 7. Исследование и расчет безопасной рукоятки.....	107
Лабораторная работа № 8. Исследование работы ленточного тормоза.....	118
Лабораторная работа № 9. Исследование и расчет винтовых транспортеров..	132
Лабораторная работа № 10. Исследование и расчет скребковых конвейеров..	140
Литература.....	152
Приложения	153

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПОЛИСПАСТОВ

Ц е л ь р а б о т ы: изучить принцип работы и методику расчета полиспастов. Экспериментально определить коэффициент полезного действия полиспаста.

Теоретическое обоснование

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом и цепью), употребляемую для увеличения силы (силовые полиспасты или скорости) скоростные полиспасты. Обычно в грузоподъемных машинах применяют силовые полиспасты, позволяющие уменьшить натяжение гибкого грузового органа, момент от веса груза на барабане и передаточное число механизма.

При выборе типа и кратности полиспаста (таблица 1.1) учитывают, что в мостовых кранах обычно применяют сдвоенные полиспасты, обеспечивающие строго вертикальный подъем груза, а в стреловых кранах преимущественно используются только одинарные полиспасты.

Таблица 1.1

Кратность полиспаста может быть принята по данным таблицы 1.1

Тип полиспаста	Кратность полиспаста при грузоподъемной силе (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 Проматомнадзора в зависимости от типа каната и режима работы принимают коэффициент запаса для расчета стальных проволоочных канатов — « Z_p ». Разрывное усилие каната F определяется по формуле:

$$F \geq SZ_p \quad (1.1)$$

где S — максимальное рабочее усилие натяжения ветви каната набегающей на барабан;

Z_p — коэффициент запаса прочности, его значения приведены в таблице 1.2, согласно характеристике механизмов грузоподъемных машин по группам режима работы по ГОСТ 25 835 и международному стандарту ИСО 4301\1 (таблица 1.3).

Таблица 1.2

Коэффициенты запаса прочности для расчета стальных канатов

№	Назначение каната	Привод грузоподъемной машины и режим работы	Коэффициент запаса прочности « Z_p »
1.	Грузовые и стреловые	ручной 1м (м1 – м3)	3,5
		машинный:	
		легкий 2м, 3м (м4, м5)	4,5
		средний 4м (6м)	5,6
		тяжелый и весьма тяжелый 5м, 6м (м7, м8)	7,1
2.	Канаты лебедок, предназначенные для подъема людей	—	9

Коэффициент запаса прочности – « h » для определения параметров и барабанов принимается в зависимости от рода привода, типа грузоподъемной машины и режима работы (таблица 1.4)

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:

$$I_{п} = Z_{гр} / Z_{б} \quad (1.2)$$

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 уравнильный блок, который при четкой кратности находится на не-

подвижной оси, а при нечетной кратности — подвижной оси блоков. Его диаметр на 40% меньше основных блоков.

Таблица 1.3

Характеристики механизмов грузоподъемных машин по группам режима работы

Группа режима		Характеристика режима	Механизмы
по ГОСТ 25835	по ИСО 4301/1		
1м	м1-м3	Ручной привод	Механизмы с ручным приводом
2м, 3м легкий (Л)	м4, 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 золах; механизмы передвижения строительных и порталных кранов, мостовых перегружателей и башен кабельных кранов; лебедки противогонных захватов и другие, редко работающие механизмы
4м средний (С)	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
5м тяжелый (Т)	м7	Постоянная работа с грузами, близкими по массе к номинальным, с высокими скоростями, большим числом включений (до 240 в час), высокой продолжительности 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
6м весьма тяжелый (ВТ)	м8	Постоянная работа с грузами номинальной массы с высокими скоростями, большим числом включений (до 600 в час), высокой продолжительности 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
<i>Примечание</i> — Режим работы крана в целом и основных его металлоконструкций определяется режимом работы механизма главного подъема.			

Таблица 1.4

Коэффициент запаса прочности для определения диаметров блоков и барабанов « h » барабана (h_1), блока (h_2) и уравнильного блока (h_3)

Тип грузоподъемной машины	Режим работы механизма	Значение коэффициентов		
		h_1	h_2	h_3
Грузоподъемные машины всех типов	1м (м1 – м3)	14,0	16,0	12,5
	легкий 2м, 3м (м4, м5)	18,0	20,0	14,0
	средний 4м (м6)	20,0	22,4	16,0
	тяжелый 5м (м7)	22,4	25,0	16,0
	весьма тяжелый 6м (м8)	25,0	28,0	18,0

На рисунке 1.1 представлены принципиальные схемы одинарного и сдвоенного полиспастов кратностью $I_n=4$ и $I_n=5$.

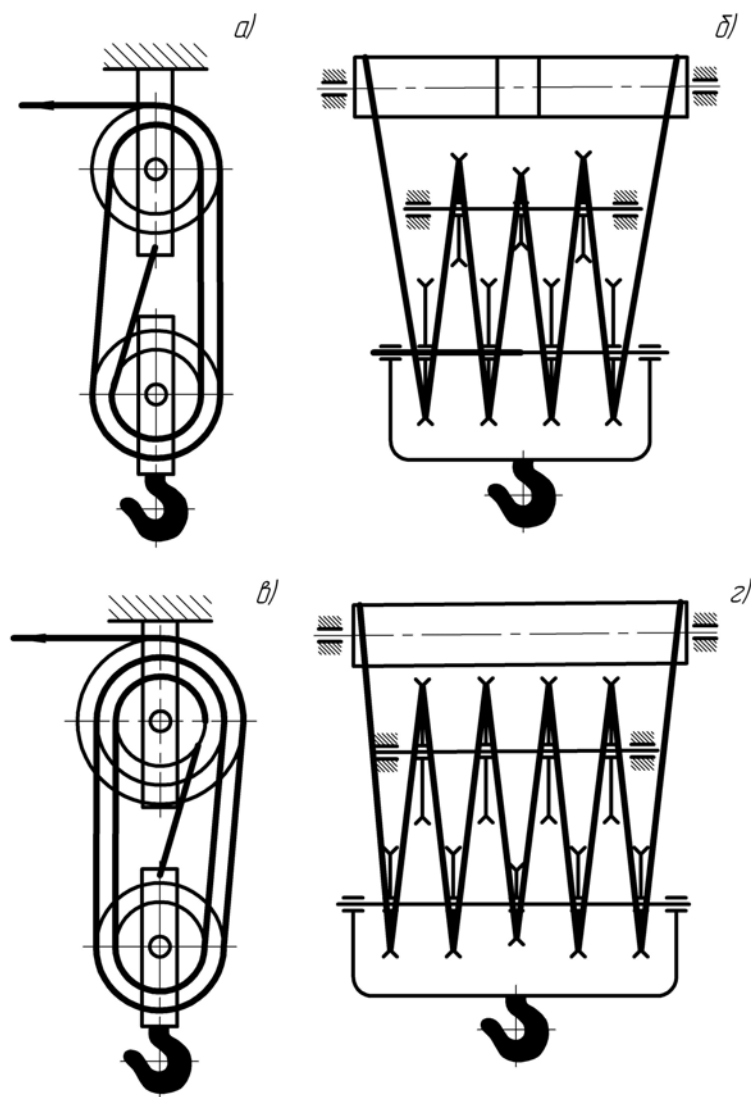


Рисунок 1.1 — Принципиальные схемы полиспастов

a — одинарный $i_n = 4$ ж; $б$ — сдвоенный $i_n = 4$; $в$ — одинарный $i_n = 5$; $г$ — сдвоенный $i_n = 5$

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 уравнивательный блок находится на подвижной оси, при четной — на неподвижной.

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

$$S = F_{\text{гр}} / m i_{\text{п}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{н*б}} \quad (1.3)$$

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

$m = 1$ — для одинарного полиспаста

$m = 2$ — для сдвоенного полиспаста

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

$\eta_{\text{п}}$ — КПД полиспаста;

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

Коэффициент полезного действия блока — это отношение полезной работы Fh при подъеме груза весом $F_{\text{гр}}$ на высоту h к полной работе, совершенной при этом силой $F_{\text{сбег}}$ 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 формулой:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{F_{\text{поб}}}{F_{\text{сб}}} \quad (1.4)$$

На КПД блока наиболее существенное влияние оказывают потери на трение в опоре блока, зависящие от конструкции и состояния опоры, поэтому при практических расчетах с достаточной степенью точности КПД блока

принимают независимым от диаметра и конструкции каната, от размеров блока и угла обхвата его канатом.

Подвижные блоки совершают сложное плоскопараллельное движение, по сравнению с неподвижными блоками их угловая скорость и путь сил трения меньше, поэтому КПД выше.

Для проектных расчетов КПД неподвижных блоков можно принять равным 0,95 и 0,96 при установке подшипников скольжения и качения, для подвижных блоков соответственно 0,97 и 0,96. Ориентировочно КПД полиспастов определяют по формулам (1.6) для одинарных подвесок и (1.7) для сдвоенных:

$$\eta_{\text{од}} = \eta_{\text{п}}^{z_1} \eta_{\text{н}}^{z_2}, \quad (1.6)$$

$$\eta_{\text{сд}} = \eta_{\text{п}}^{z_1/2} \eta_{\text{н}}^{z_2/2}, \quad (1.7)$$

где $\eta_{\text{п}}$ — КПД подвижных блоков;

$\eta_{\text{н}}$ — КПД неподвижных блоков;

z_1 — число подвижных блоков;

z_2 — число неподвижных блоков.

Более точно КПД блоков и полиспастов определяется экспериментально. Подбор производится по разрывному усилию F для одного из его типов согласно таблицам (см. таблицу 1.5).

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 1.5

Канат двойной свивки типа ЛК–Р конструкции 6×19 (1–6/6)+1 о.с.
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 1.6. 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 3077–80 соответствует следующей характеристике каната: канат диаметром 16 мм грузовой, из проволоки марки 1, левой односторонней свивки, нераскручивающийся, с маркировочной группой по временному сопротивлению разрыву 1600 Н/мм².

Таблица 1.6

Обозначение признаков стальных канатов

Признаки, по которым подразделяются канаты	Обозначения
3 Назначение: грузолюдские грузовые	ГЛ Г
4 Механические свойства проволок: высшей марки первой марки второй марки (с согласия потребителя)	В I П
5 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
6 Направление свивки прядей: правая левая	— Л
7 Сочетание направлений свивки элементов каната: крестовая односторонняя комбинированная нераскручивающаяся раскручивающаяся	— О К Н Р
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 диаметра по отдельным слоям пряди с линейным касанием и заполняющими проволоками меньшего диаметра между двумя слоями проволок с точечным и линейным касанием проволок в пряди	ТК ЛК–О ЛК–Р ЛК–РО ЛК–З ТЛК
кратность свивки: одинарная (спиральная) двойная (тросовая) тройная (кабельная)	— — —

Определение диаметра каната выполнено в следующем порядке:

1. В таблице ГОСТа 3077–80 находим столбик значений разрывного усилия каната в целом для значения $[\sigma] p=1666 \text{ Н/мм}^2$.

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 $F_{\text{раз}}$, 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 1.2, а) и укороченную (рисунок 1.2, б), из которых первая является наиболее универсальной и распространенной. Исходя из заданной грузоподъемности, рода привода и режима работы по ГОСТу 6627–76 (см. таблицу 1.7) определяется номер крюка, выписываются параметры и вычерчивается эскиз крюка (рисунок 1.3). 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.

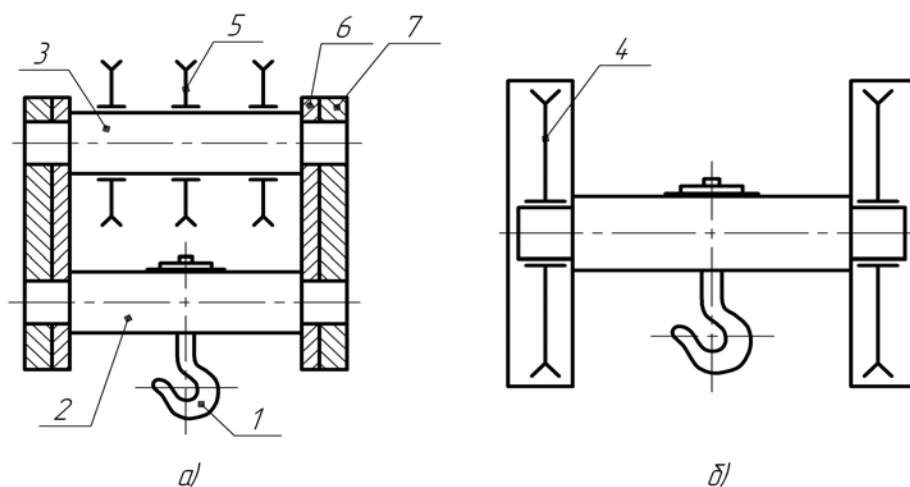


Рисунок 1.2 — Нормальная (а) и укороченная (б) конструкции крюковых подвесок:
1 — крюк; 2 — траверса; 3 — ось блоков; 4 — основной блок; 5 — уравнивательный блок;
6 — щетка; 7 — серьга

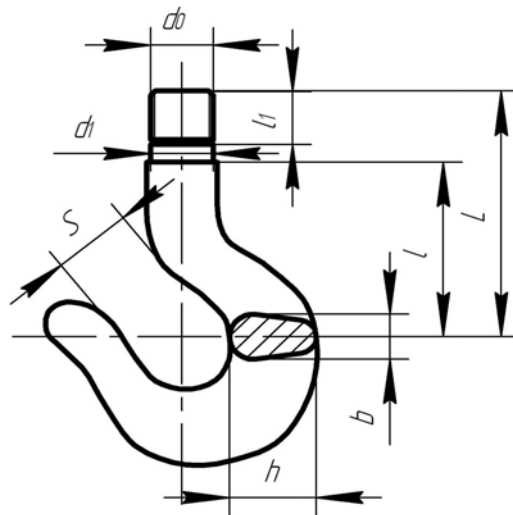


Рисунок 1.3 — Эскиз крюка

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 рисунок 1.4. допускаемые напряжения деталей подвески определяем на основании таблиц 1.8 и 1.9.

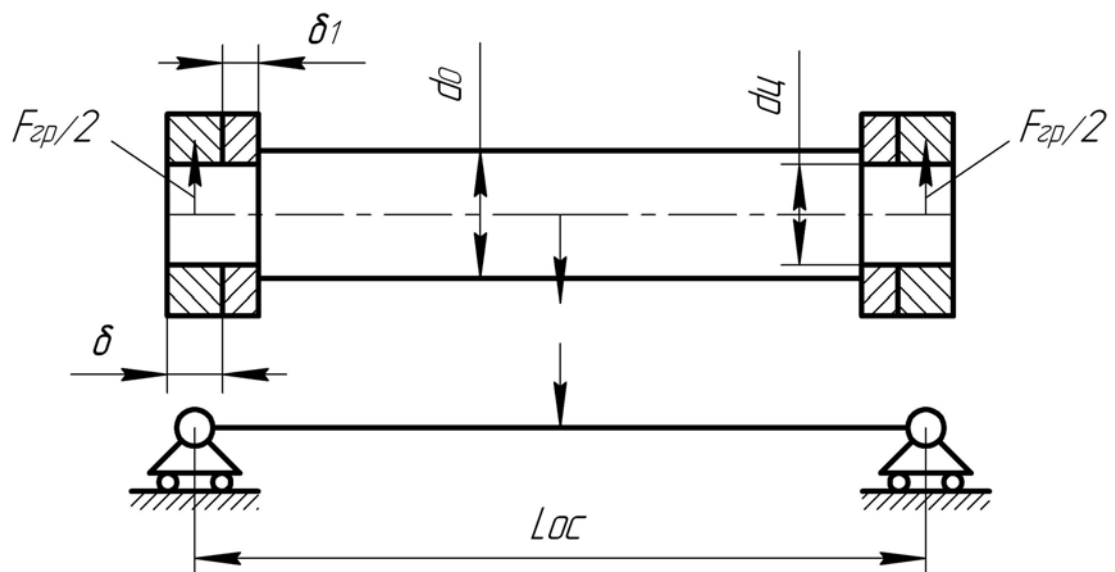


Рисунок 1.4 — Эскиз и расчётная схема оси блоков

Таблица 1.7

Крюки однорogie грузоподъемностью в кН (не более) (ГОСТ 6627–80)

№ крю ка	С руч- ным приво- дом	С механиче- ским приво- дом при ПВ%		Размеры крюка, мм								
				D	b	h	d ₁	d ₀	L		i	i ₁
		Л и С	Т и ВТ						Тип А	Тип В		
1	до 4	до 3,2	до 2,5	20	12	18	12	M12	65	80	30	20
2	5	4	3,2	22	13	21	12	M12	70	90	32	20
3	6,3	5	4	25	15	24	15	M14	75	100	35	20
4	8	6,3	5	30	18	26	17	M16	85	110	40	25
5	10	8	6,3	32	20	28	17	M16	90	120	45	25
6	12,5	10	8	36	22	32	20	M20	105	130	50	30
7	16	12,5	10	40	24	36	20	M20	120	140	55	30
8	20	16	12,5	45	26	40	25	M24	130	160	65	35
9	25	20	16	50	30	45	30	M27	145	180	70	40
10	32	25	20	55	34	52	30	M30	165	220	85	45
11	40	32	25	60	38	60	35	M33	180	300	90	50
12	50	40	32	65	40	65	40	M36	195	375	95	55
13	63	50	40	75	48	75	45	M42	250	410	105	60
14	80	63	50	85	54	82	50	M48	280	475	120	70
15	100	80	63	95	60	95	55	M52	310	520	135	75
16	125	100	80	110	65	110	60	M56	340	580	150	80
17	160	125	100	120	75	120	70	M64	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
		250	200	170	102	170	100	Трап 90×12	535	730	230	115
		320	250	190	115	190	110	Трап 100×12	580	800	260	130
		400	320	210	130	210	120	Трап 110×12	675	960	280	140
		500	400	240	150	240	140	Трап	730	1050	330	150
		630	500	270	165	270	150	Трап 140×16	820	1100	360	175
		800	630	300	190	300	170	Трап 160×16	840	1200	400	190

Таблица 1.8

Рекомендуемые значения допускаемых напряжений при различных видах статического нагружения [3]

Вид нагружения	Материал			
	пластичный		хрупкий	
Растяжение	$[\sigma]_p = \sigma_{\text{т}}/n_{\sigma}$		$[\sigma]_p = \sigma_{\text{пл}}/n_{\sigma}$	
Сжатие	$[\sigma]_{\text{сж}} = [\sigma]_p$		$[\sigma]_{\text{сж}} = 3[\sigma]_p$	
Смятие	$[\sigma]_{\text{см}} = 1,5[\sigma]_p$		—	
Изгиб	$[\sigma]_{\text{и}} = [\sigma]_p$		$[\sigma]_{\text{и}} = [\sigma]_p$	
Срез	$[\tau]_{\text{ср}} = 0,75[\sigma]_p$		$[\tau]_{\text{ср}} = [\sigma]_p$	
Кручение	$[\tau]_{\text{кр}} = 0,5[\sigma]_p$		$[\tau]_{\text{кр}} = 0,7[\sigma]_p$	
Ориентировочные значения коэффициентов запаса прочности n_{σ} [3]				
Повышенные	повышенные	1,0 – 1,1	1,1 – 1,2	1,2 – 1,4
	средние	1,2 – 1,4	1,4 – 1,6	1,5 – 1,8
	пониженные	1,4 – 1,7	1,6 – 2,0	1,8 – 2,3
Средние	повышенные	1,6 – 2,0	1,8 – 2,4	2,1 – 2,8
	средние	1,8 – 2,3	2,1 – 2,8	2,4 – 3,2
	пониженные	2,0 – 2,6	2,4 – 3,2	2,6 – 3,6
Пониженные	повышенные	2,2 – 3,0	2,6 – 3,5	3,0 – 4,0
	средние	2,4 – 3,2	2,8 – 3,0	3,3 – 4,5
	пониженные	2,6 – 3,5	3,1 – 4,2	3,6 – 5,0
Зависимости между усталостными и статическими характеристиками металлов [3]				
Вид нагружения	Цикл переменных напряжений			
	симметричный		от нулевой	
Изгиб	$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_{\text{пл}}$		$\sigma_0 = 0,6 \sigma_{\text{пл}}$	
Растяжение-сжатие	$\sigma_{-1} = 0,36 \sigma_{\text{пл}}$		$\sigma_0 = 0,5 \sigma_{\text{пл}}$	
Кручение	$\tau_{-1} = 0,22 \sigma_{\text{пл}}$		$\tau_0 = 0,3 \sigma_{\text{пл}}$	
Предел прочности $\sigma_{\text{пл}}$ и допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{\text{к}}$ при статическом нагружении чугунов [3]				
Марка чугуна	Предел прочности $\sigma_{\text{пл}}$, МПа	Твердость НВ		$[\sigma]_{\text{к}}$, МПа
СЧ 21	206	170 – 241		800 – 900
СЧ 35	343	197 – 269		1200 – 1300
СЧ 40	392	207 – 285		1300 – 1400

Таблица 1.9

Механические характеристики некоторых углеродистых сталей

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

Механические характеристики некоторых легированных сталей

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

Расчетный диаметр оси блоков:

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma]_{из}}}, \quad (1.8)$$

$$M_{из} = \frac{F_{гр}}{2} \frac{L_{ос}}{2}. \quad (1.9)$$

Здесь расчетная длина оси определяется по формуле

$$L_{ос} = \delta + 2\delta_1 + z_{\delta 1} l_{см} + \Delta \quad (1.10)$$

где δ и δ_1 — толщина серии и кожуха (определяется по таблице 10);

$z_{\delta 1}$ — количество подвижных блоков на оси крюковой подвески;

$l_{см}$ — длина ступицы блока (см. таблицу 1.11);

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

Таблица 1.10

Ориентировочные значения толщины серьги (δ) и щеки (δ_1) в зависимости от грузоподъемности, кН

	до 63	80 – 100	25	160	210 – 250	320 – 400	500 – 800	800 – 1000
δ	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	24,0	30,0
δ_1	4,0	5,0	5,0	5,0	6,0	6,0	8,0	10,0

Таблица 1.11

Длина ступицы, мм

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

Диаметр блока предварительно определяется по формуле:

$$D_{\delta} \geq h d, \quad (1.11)$$

где d — диаметр каната;

h — коэффициент из таблицы 3. Его значения согласуются с размерами (таблица 1.11).

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

$$\sigma_{см} = \frac{F_{гр}}{2d_{ц}\delta} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.12)$$

где $d_{ц} = d_0 - 5$ — 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 рисунок 1.5.

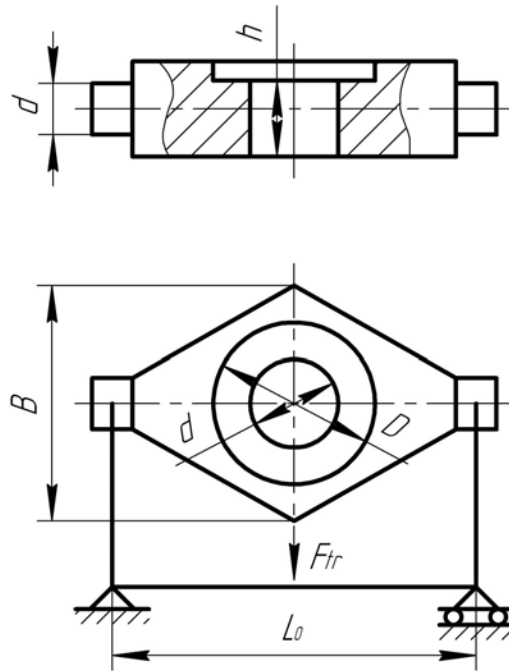


Рисунок 1.5 — Эскиз и расчётная схема траверсы

Для расчета траверсы конструктивно принимаем $L_{тр}=L_{ос}$;
 $d_1' = d_1 + (2 - 5)\text{мм}$; $h = L - l_1 - l_2$ (см. параметры выбранного крюка).

Ширина траверсы рассчитывается по формулам

$$B = \frac{3}{2} \frac{F_{тр} L_{ос}}{h^2 [\sigma]_{из}} + d_1' \quad (1.13)$$

$$B \geq 1,2 D_n \quad (1.14)$$

где D_n – наружный диаметр подшипника (подшипник упорный выбирается по внутреннему диаметру d_1 и грузоподъемности $F_{тр}$ по таблице 1.12).

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

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{F_{тр} (\delta + 2\delta_1)}{0,4 [\sigma]_{из}}}, \quad (1.15)$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{гр}}}{2d_{\text{ц}}\delta} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (1.16)$$

Серьга изготавливается из стали ст. 3, ст. 4 и рассчитывается по напряжениям растяжения.

Ширину серьги принимаем равной:

$$B_{\text{с}} = (1,8 \dots 2,0) d_{\text{ц}}. \quad (1.17)$$

Условие прочности серьги:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F_{\text{гр}}}{2(B_{\text{с}} - d_{\text{ц}})\delta} \leq [\sigma]_{\text{р}}. \quad (1.18)$$

Таблица 1.12

Упорные подшипники для установки крюка в поперечнике (траверса)

№ подшипника	Внутренний диаметр, мм	Наружный диаметр, мм	Статистическая нагрузка подшипника
8104	20	35	20
8105	25	42	24
8106	30	47	27
8206	30	53	44
8207	35	62	64
8208	40	68	75
8209	45	73	85
8210	50	78	99
8211	55	90	120
8212	60	95	140
8314	70	125	285
8315	75	135	325
8317	85	150	225
8220	100	170	325
8222	110	190	350
8324	120	210	780
8328	140	240	960
8330	150	250	1040

Описание установки

На рисунке 1.6 представлена принципиальная схема установки для исследования КПД полиспаста, состоит из стоек 1 перекладины 2 с закрепленными на ней блоками с неподвижной осью 3 и подвижным блоком 4. через блоки перекинут канат 5, имеются упоры для крепления грузов 5 и динамометра 6.

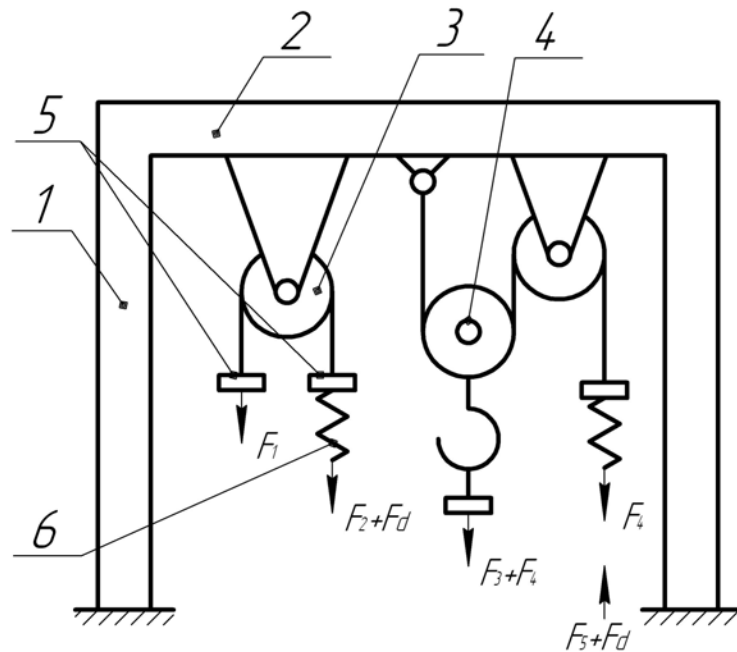


Рисунок 1.6 — Принципиальная схема установки:
1 — стойка; 2 — перекладина; 3 — неподвижный блок; 4 — подвижный блок;
5 — грузы

Подготовка к проведению работ

- 1 Ознакомиться с методическими указаниями.
- 2 Проработать по конспектам лекций и учебникам темы: «Гибкие элементы», «Полиспасты», «Крюковые подвески».
- 3 Подготовить таблицу для записи опытных данных.

Порядок выполнения работы

- 1 Запасовать канат с закрепленными на концах упорами вокруг неподвижного блока 3 (рисунок 1.6).
- 2 Установить на упоры грузы 5 с силой тяжести $F_1 \approx F_2$.
- 3 К другой ветви каната с помощью диаметра 6 приложить силу F_d , пока не нарушится равновесие, т.е. пока грузы не начнут двигаться вверх.
Записать вес грузов и усилие в динамометре в таблицу 1.3.
- 4 Определить вес крюковой подвески.
- 5 Запасовать канат, имеющий упор с одной стороны так, чтобы получился одинарный полиспаст кратностью два.
- 6 Крюковой подвеске с весом F_3 подвесить груз F_4 , к концу каната на упор установить груз с силой тяжести $F_5 \approx F_3 + F_4$. С помощью динамометра 6 приложить усилие F_d до тех пор, пока не нарушится равновесие.
- 7 Полученные значения занести в таблицу 1.13.

Повторность опытов трехкратная.

Таблица 1.13

Опытные значения исследуемых величин, результаты вычисления

№ опыта	F_1 , Н	F_2 , Н	F_d	$\eta_{нб}$	$F_3 + F_4$, Н	F_5 , Н	F_d	$\eta_{п}$	$\eta_{п.б.}$
1									
2									
3									
средн. знач.									

Обработка данных

- 1 По формуле (1.4) определить КПД неподвижного блока $\eta_{нб}$ приняв $F_{наб} = F_1$ и $F_{сбег} = F_2$, результат расчета занести в таблицу 1.13.
- 2 Определить среднее арифметическое значение $\eta_{нб}$, результат расчета занести в таблицу 1.3.
- 3 На основании формулы (1.3) по выражению (1.4) определяем КПД полиспаста:

$$\eta_n = \frac{F_3 + F_4}{2(F_5 + F_d)} \quad (1.19)$$

результат расчета занести в таблицу 1.3.

4 Определить КПД подвижного блока по формуле (1.19), результат занести в таблицу 1.3

$$\eta_{нб} = \frac{\eta_n}{\eta_{нб}}. \quad (1.20)$$

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как определить максимальное рабочее усилие ветви каната, набегающей на барабан?
- 2 Как определить разрывное усилие каната?
- 3 Расшифровать структурную схему условного обозначения стальных канатов.
- 4 Как определить КПД одинарных и сдвоенных полиспастов?
- 5 Начертить принципиальные схемы полиспастов: одинарных и сдвоенных кратностью 2, 3, 4, 5.
- 6 Как подбираются крюки?
- 7 Как рассчитываются детали крюковых подвесок (ось блоков, траверса, серьга)?
- 8 Как подразделяются грузозахватные устройства?
- 9 Какова конструкция стальных проволоочных канатов?
- 10 Дайте определение полиспаста.

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ БАРАБАНОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Ц е л ь р а б о т ы: изучение физической сущности уравнения Эйлера применительно к огибанию канатом барабана.

Теоретическое обоснование

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

Барабаны выполняют литыми из чугуна марок СЧ 15, СЧ 21, стали марок 25Л, 35Л или сварными из листовой стали ст. 3.

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:

$$t = d + (2 + 3) \quad (2.1)$$

где d — диаметр каната, мм.

Шаг нарезки округляется до целого значения.

Диаметр барабана D_6 (рисунок 2.1), измеренный по дну нарезанной канавки равен диаметру блока:

$$D_6 \geq hd \quad (2.2)$$

Полученное значение D_6 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.

Диаметр барабана D , измеренный по средней линии навитого каната

$$D = D_6 + d. \quad (2.3)$$

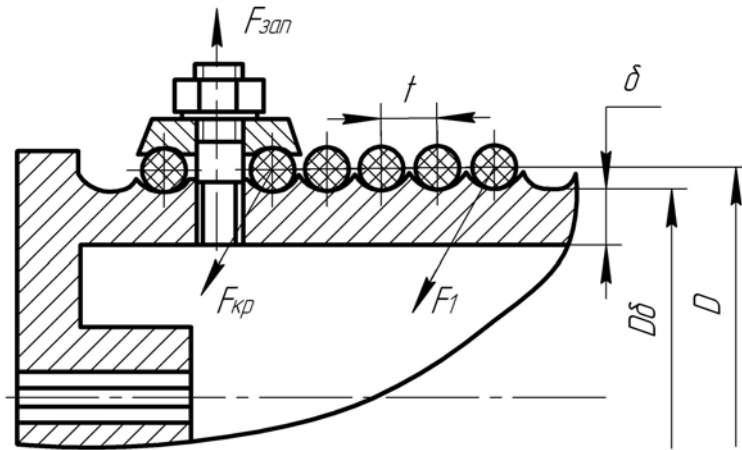


Рисунок 2.1 — Крепление каната к барабану

Длина нарезного барабана:

для одинарного полиспаста (рисунок 2.2, а)

$$L_{\delta} = l_n + 2l_k; \quad (2.4)$$

для сдвоенного полиспаста (рисунок 2.2, б)

$$L_{\delta} = 2l_n + 2l_k + l_0, \quad (2.5)$$

где l_n — длина нарезного участка;

l_0 — длина гладкого среднего участка;

l_k — длина гладкого концевой участка.

Длина нарезного участка

$$l_n = (Z_p + Z_n + Z_{np})t \quad (2.6)$$

где Z_p — число рабочих витков для навивки каната;

Z_n — число неприкосновенных витков, ($Z_n = 1,5-2$)

Z_{np} — число витков для крепления конца каната, ($Z_{np} = 2-3$)

Число рабочих витков определяют по формуле

$$Z_p = \frac{Hi_n \times 10^3}{\text{ПД}} \quad (2.7)$$

где H — высота подъема, м;

i_n — кратность полиспаста.

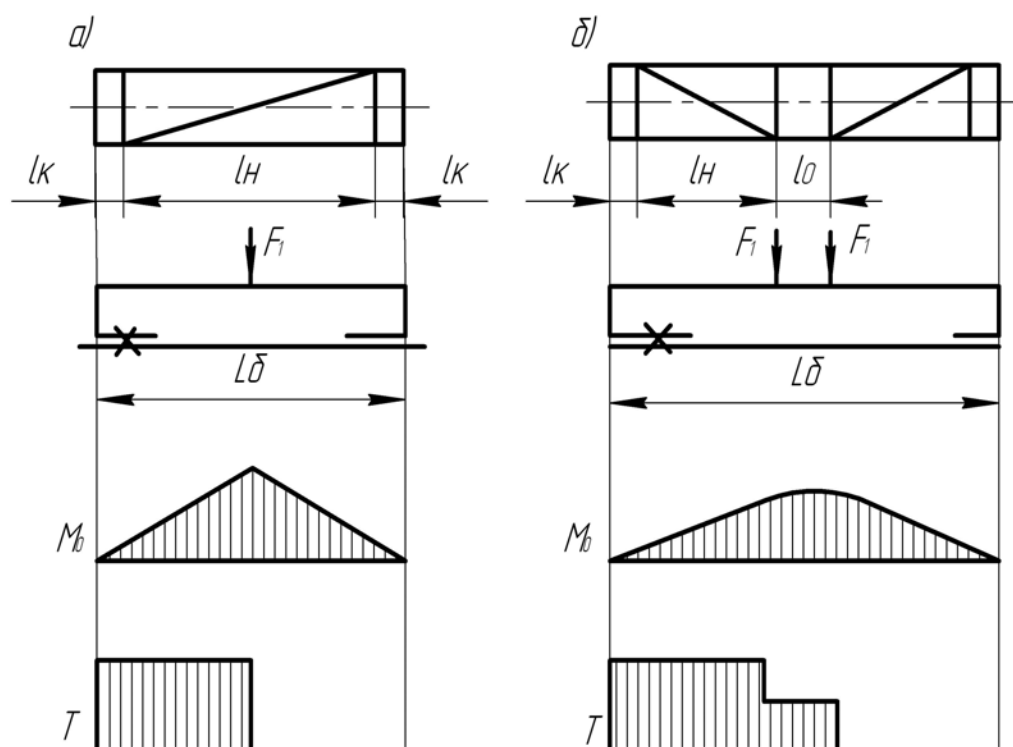


Рисунок 2.2 — Расчетная схема барабана:

a — для одинарного полиспаста;

б — для сдвоенного полиспаста

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

$$l_k = (4 - 5) d_k. \quad (2.8)$$

Величину l_0 выбирают конструктивно такой, чтобы канат, когда подвеска находится в крайнем верхнем положении, при сходе с барабана не отклонялся на угол больший, чем шесть градусов. Предварительно можно принять $l_0 = 100\text{--}300$ мм толщина стенки литого барабана определяется по эмпирической формуле:

чугунного $\delta = 0,02D_6 + (6 + 10)$ мм;

стального $\delta = 0,01D_6 + (3 + 5)$ мм.

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

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{max}}}{t\delta} \leq [\sigma_{\text{сж}}], \quad (2.9)$$

где F_{max} — максимальное натяжение каната;

t — шаг нарезки;

δ — толщина стенки барабана;

$[\sigma_{\text{сж}}]$ — допускаемое напряжение сжатия (таблица 1.8).

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

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

Для одинарных полиспастов:

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

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

Для двойных полиспастов:

$$M_{\text{и}} = \frac{F_{\text{max}} L_{\delta}}{2};$$

$$T = F_{\text{max}} D$$

напряжения от изгиба в стенке барабана:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}}, \quad (2.10)$$

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

$$\alpha = 1 - \frac{2\delta}{D_{\delta}};$$

напряжения при кручении:

$$\tau = \frac{T}{W_{\text{п}}} \quad (2.11)$$

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

Эквивалентные напряжения в стенке чугунного барабана по теории Мора:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sigma_1 - K\sigma_3, \quad (2.12)$$

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;

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

После подстановки и преобразования получим:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}}}{3} + \frac{2}{3} \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{\text{р}}] \quad (2.13)$$

Для стальных барабанов:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{\text{р}}] \quad (2.14)$$

При огибании канатом барабана 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 2.3.

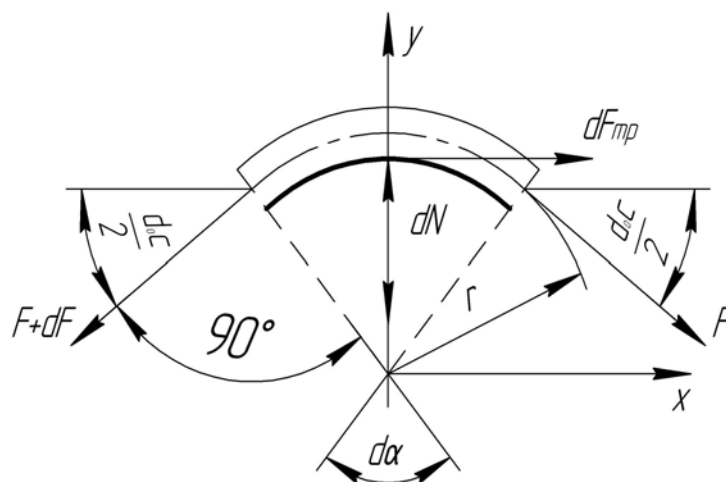


Рисунок 2.3 — Схема огибания канатом барабана

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

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

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 длине элемента $\sum y = 0$

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

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

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

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

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

$$\ln \frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{кр}}} = f \alpha;$$

$$F_{\text{max}} = F_{\text{кр}} e^{f\alpha}. \quad (2.15)$$

Анализ формулы показывает, что натяжение быстро возрастает с увеличением угла α 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.

Наиболее часто канаты к барабану крепят следующими способами: нажимными винтами, прижимными планками и с помощью клина.

Все конструкции крепления каната основаны на использовании сил трения.

При креплении каната на барабане с помощью прижимной планки (рисунок 2.1) диаметр винта определяется по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \times 1,3 F_{\text{зап}}}{\pi [\sigma_p]}} \quad (2.16)$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемые напряжения растяжения ;

$F_{\text{зап}}$ — сила растягивающая винт.

$$F_{\text{зап}} = \frac{F_{\text{ко}}}{2f} ; \quad (2.17)$$

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{max}}}{e^{f\alpha}} ; \quad (2.18)$$

где F_{max} — усилие в канате, набегавшем на барабане;

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

f — коэффициент трения между канатом и барабаном ($f = 0,1 + 0,15$);

α — угол обхвата барабана витками каната (рад).

Описание установки

Лабораторная установка представляет собой механизм подъема с ручным приводом (рисунок 2.4).

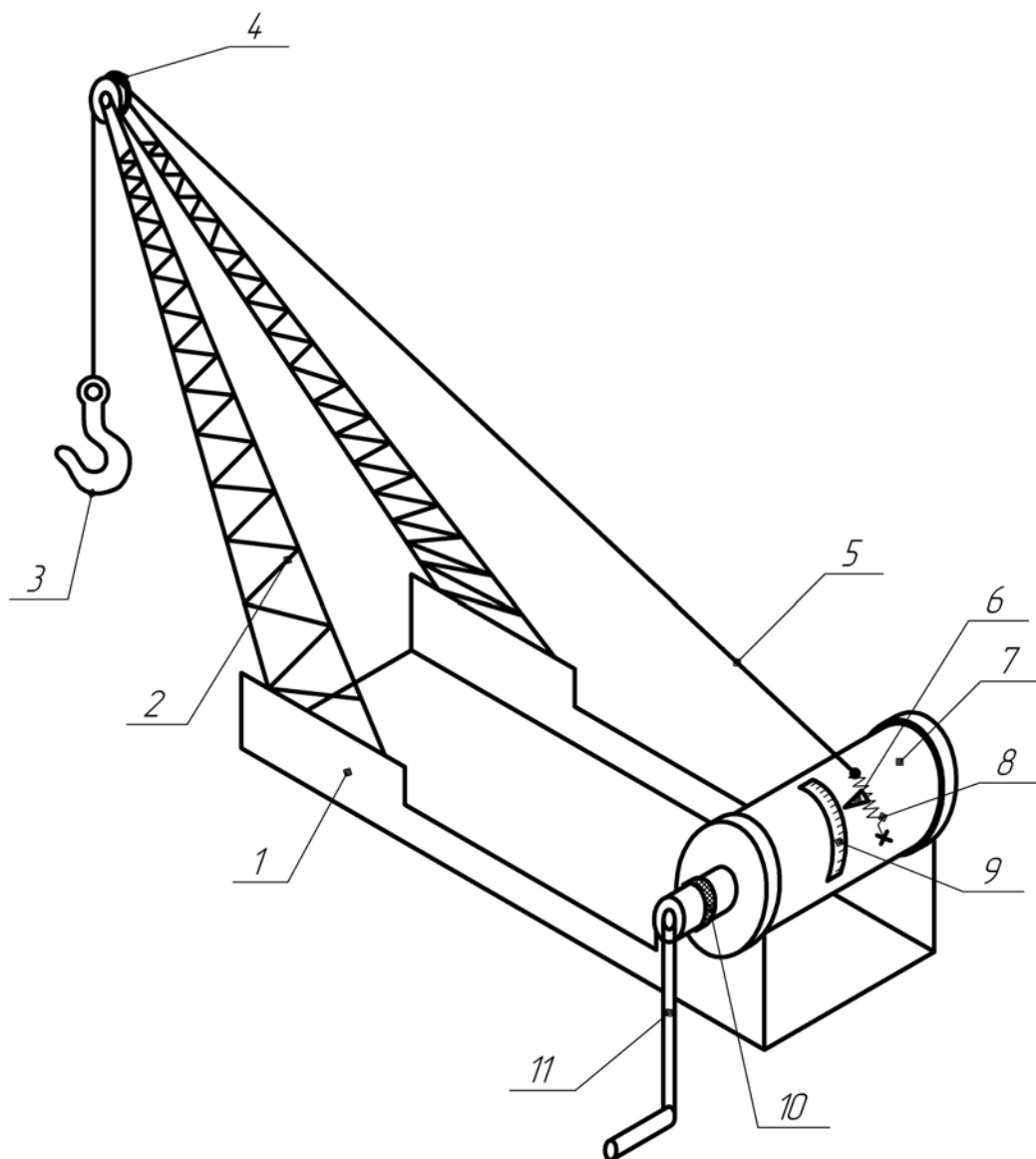


Рисунок 2.4 — Учебный прибор для определения усилия в точке крепления каната к барабану:

1 — рама; 2 — стрела; 3 — крюк; 4 — огибающий блок; 5 — канат; 6 — стрелка; 7 — барабан; 8 — пружина; 9 — шкала; 10 — тормоз; 11 — рукоятка

Она состоит из рамы 1, стрелы 2 с огибающими блоками 3, барабана 7, приводной рукоятки 11, тормоза 10.

Канат 5 крепится к барабану 4 через пружину 8. Поднимаемый груз подвешивается к крюку 3. Величина деформации пружины фиксируется по шкале 9.

Подготовка к проведению работ

- 1 Изучить методические указания к лабораторной работе. Проработать по конспектам лекциям и учебным пособиям темы: «Барабаны, блоки, звездочки», «Крепление цепей, канатов».
- 2 Подготовить бланк протокола для проведения лабораторной работы.
- 3 Письменно ответить на контрольные вопросы.

Порядок проведения работы и обработки опытных данных

- 1 Выключить тормоз, вращая рукоятку, добиться, чтобы на барабан намотались два витка каната.
- 2 Затормозить барабан. С помощью стрелки и шкалы зафиксировать первоначальное положение пружины.
- 3 Подвесить к крюку груз и по шкале отметить деформацию пружины.
- 4 Выключить тормоз. Уменьшая величину угла обхвата канатом барабана последовательно на 180° отмечать по шкале величины деформации пружины. Полученные данные занести в таблицу 2.1. Повторить опыты три раза.

Таблица 2.1

Обработка результатов эксперимента

Усилия в точке крепления каната (Н)	Угол обхвата барабана канатом (рад)				
	4π	3π	2π	π	0
Экспериментальные (средние значения)					
Теоретические					

- 5 Определить средние значения усилия деформации пружины при каждом угле обхвата канатом барабана.
- 6 По формуле (2.18) определить теоретические усилия в точке крепления каната для этих значений углов обхвата.
- 7 Построить графики изменения теоретических и экспериментальных значений усилий в координатах $F_{кр}$; α .
- 8 Проверить адекватность полученных результатов.

Контрольные вопросы

- 1 Какие виды деформаций возникают в стенке барабана?
- 2 Как определяется диаметр барабана, толщина его стенки?
- 3 Из каких материалов изготавливаются барабаны?
- 4 Как определяется усилие в канате в месте его крепления к барабану?
- 5 Какие применяются способы крепления каната к барабану?
- 6 Когда стенка барабана проверяется на сжатие, а когда на изгиб и кручение?
- 7 Как определить рабочее число витков каната на барабане?

Темы для УИРС

- 1 Исследование влияния чистоты поверхности канавки барабана на усилие в канате в месте его крепления к барабану.
- 2 Исследование способов повышения коэффициента трения между барабаном и канатом.

Лабораторная работа № 3

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Ц е л ь р а б о т ы: изучение конструкции и порядка расчета колодочных тормозов. Определение теоретических и экспериментальных значений тормозных моментов тормоза ТКТ-200.

Теоретическое обоснование

Тормоза служат для уменьшения скорости движущихся масс (груза, грузовой тележки, стрелы, колонны, машины в целом), 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.

Тормоза, в зависимости от конструкции тормозящей детали, делятся на три группы: колодочные, ленточные, конусные и дисковые. По принципу действия они бывают замкнутые и разомкнутые: по назначению — стопорные, спускные и комбинированные.

В замкнутых тормозах тормозящие детали (колодки, ленты, конуса, диски) постоянно затянуты усилием пружины или весом груза. Размыкание их производится или непосредственно усилием человека, или электромагнитом и поршневым толкателем. Замкнутые тормоза чаще используются в механизмах подъема груза.

В грузоподъемных механизмах наиболее широко используются двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозными рычагами. Эти тормоза разгружают вал от радиальной нагрузки.

Двухколодочный тормоз с короткоходовым электромагнитом (рисунок 3.1). Состоит из двух кованых рычагов 3 и 6, с шарнирно закрепленными на основании. Замыкание тормоза производит силовая винтовая пружина сжатия 5, установленная на штоке 1 в скобе 13. При этом левый конец пружины под действием

внутренней силы сжатия давит на скобу 13, шарнирно связанную с рычагом 6, и прижимает колодку к шкиву. Правый конец пружины 5 через шайбу и гайки 9, 10, 11 перемещает шток 1 вправо. При этом правый конец штока свободно проходит через ось (см. сечение 1ББ) и отклоняет якорь электромагнита 7.

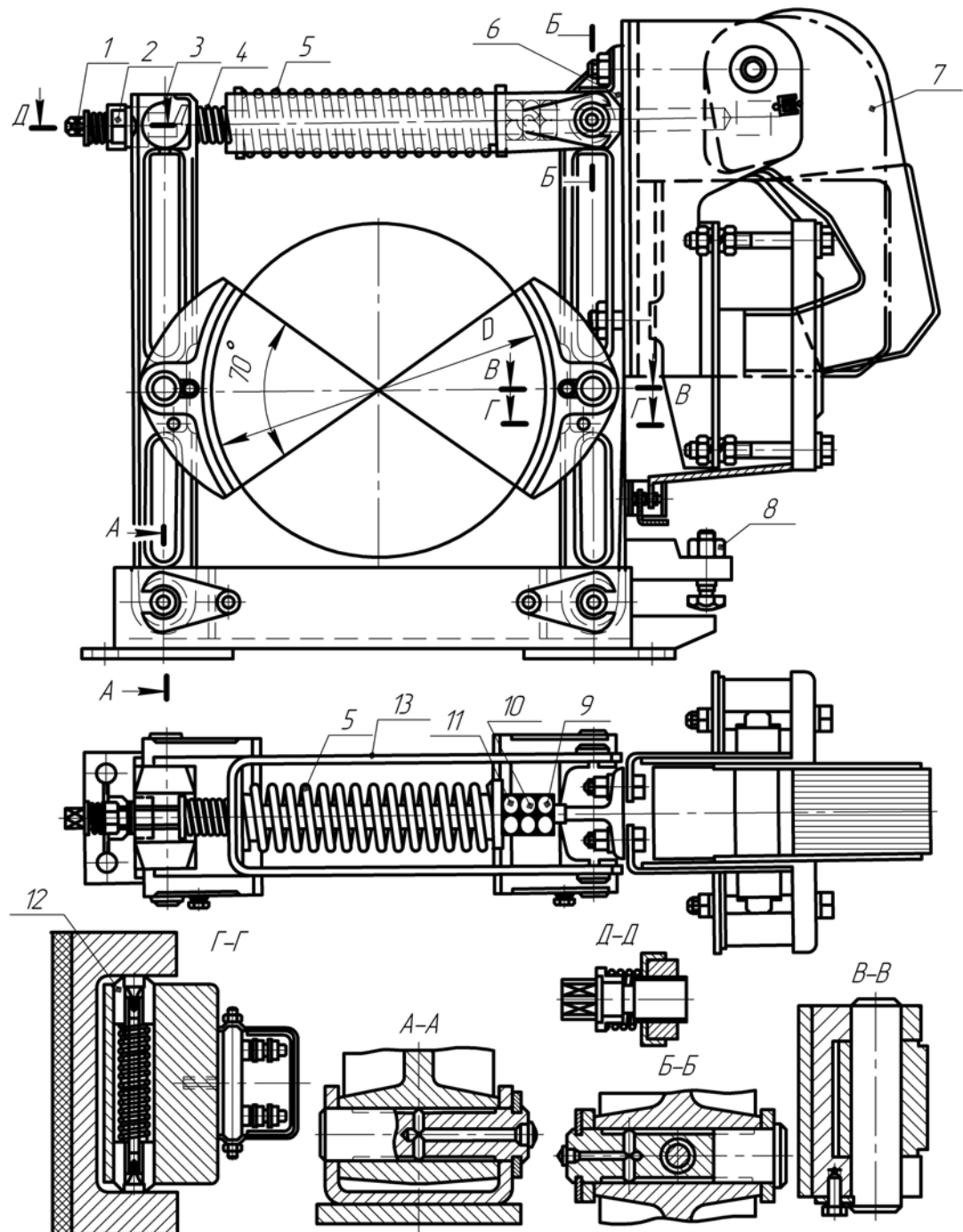


Рисунок 3.1 — Колодочный тормоз ТКТ с приводом от электромагнита МО-Б: 1 — шток; 2 — гайка; 3 — рычаг; 4 — вспомогательная пружина; 5 — силовая пружина; 6 — рычаг правый; 7 — якорь; 8 — упорный винт; 9, 10, 11 — гайки; 12 — сухарик; 13 — скоба.

Рычаги тормоза соединены с основанием и замыкающим элементом шарнирно при помощи пальцев, зафиксированных стопорными планками, и образуют шарнирный четырехзвенник. С целью исключения изнашивания верхних частей колодок при трении вращающегося шкива (при растормаживании) на рычагах установлены фрикционный фиксатор 12. Для растормаживания тормоза используется электромагнит МО-Б, шарнирно установленный на оси. Магнитопривод состоит из ярма и якоря. При подаче напряжения на клеммы катушки в ярме возникает магнитный поток, притягивающий якорь. При повороте якорь упором давит на шток 1 смещая его влево, сжимает пружину 5 и освобождает вспомогательную пружину 4 (имеет усилие 20–60 Н). Последняя давит одним концом на рычаг 3, а другим через скобу 13 на рычаг 6 и разводит их (растормаживание). Отходу колодки от тормозного шкива кроме вспомогательной пружины способствуют внецентренные нагрузки на рычаг 6 веса электромагнита. Для ограничения хода рычага на нем установлен регулируемый упорный винт 8, обеспечивающий необходимый зазор между тормозными колодками и шкивом. Регулировка тормоза заключается в установке нормального хода якоря, в сжатии главной пружины и равномерного отхода колодок.

Установка нормального хода якоря производится перемещением штока 1, вращая его за четырехгранный хвостик, до тех пор, пока отход якоря не достигнет величины (например, для тормоза ТКГ-3М, $h_{\text{лк}} = 7$ мм).

Установку равномерного отхода колодок следует производить винтом 8. Проверку отхода колодок производят по накладкам колодок при помощи измерительного инструмента с точностью отсчета $\pm 0,1$ мм.

Заключительным этапом регулировки является установка такой рабочей длины главной пружины, которая гарантировала бы необходимое усилие, соответствующее заданному тормозному моменту.

Тормоз типа ТКГ (рисунок 3.2) работает по тому же принципу, но конструктивно отличается от тормоза типа ТКТ.

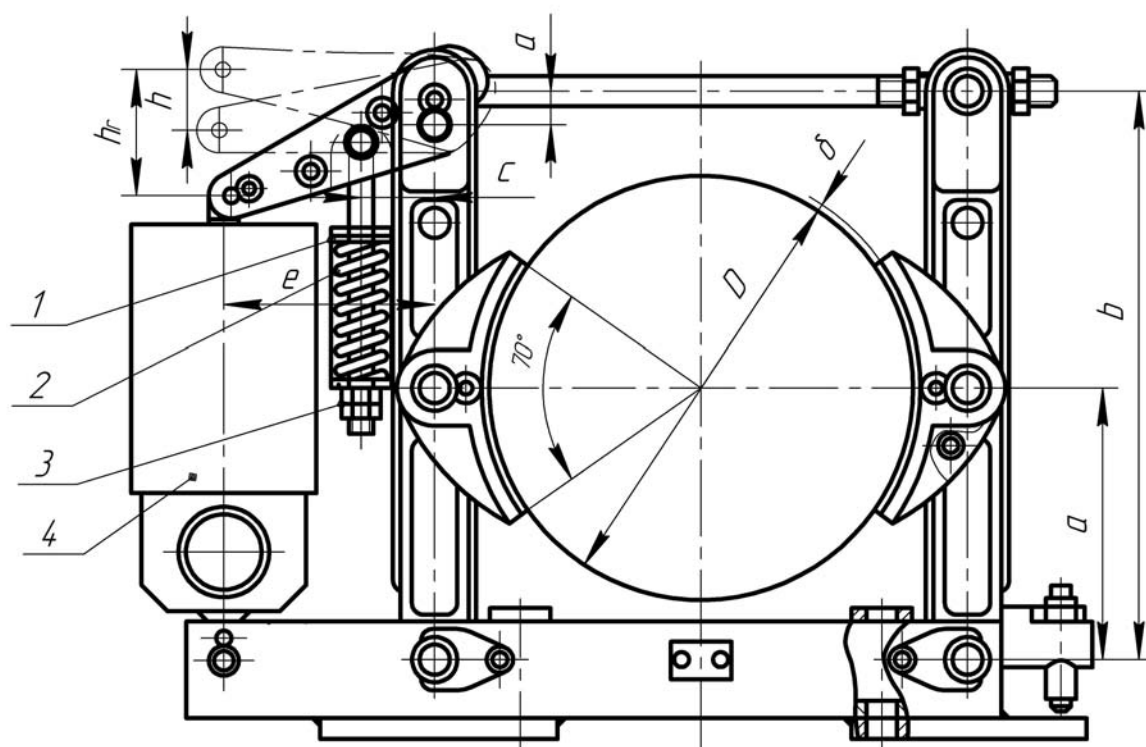


Рисунок 3.2 — Колодочный тормоз с электрогидравлическим приводом

1 — кронштейн; 2 — пружина; 3 — регулировочная гайка; 4 — электрогидротолкатель

Силовая пружина 2, надетая на шток, верхним концом давит в кронштейн 1, закрепленный на левом рычаге, и нижним через шайбу и регулировочные гайки 3 воздействует на шток. Шток связан с двухплечным рычагом 1, шарнирно закрепленным на левом рычаге тормоза. Под действием силовой пружины шток поворачивает двухплечный рычаг против часовой стрелки и замыкает тормоз. При включении электрогидротолкателя 4 центробежный насос подает рабочую жидкость в поршневое пространство и поршень поднимается. Связанный с поршнем шток преодолевает сопротивление силовой пружины, поворачивает двухплечный рычаг по часовой стрелке и тормоз размыкается. При выключении электродвигателя насос останавливается, и поршень под действием силовой пружины и собственного веса опускается в исходное положение.

Расчет колодочного тормоза с короткоходным электромагнитом и пружинным замыканием

Величина тормозного момента механизма подъема груза определяется из выражения

$$M_T = \beta \frac{F_{гр} D_б \eta_m}{2U_{общ} i_{п} \eta_{п}}, \quad (3.1)$$

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

$F_{гр}$ — вес груза в Н;

$D_б$ — диаметр барабана, в мм;

$U_{общ}$ — общее передаточное число механизма;

$i_{п}$ — кратность крюковой подвески;

η_m — КПД механизма ($\eta_m = 0,8-0,85$);

$\eta_{п}$ — КПД полиспаста.

Усилия прижатия колодки к тормозному шкиву

$$F_k = \frac{M_T}{f D_T}, \quad (3.2)$$

где f — коэффициент трения (таблица 3.4);

D_m — диаметр тормозного шкива.

Диаметр тормозного шкива определяется по формуле

$$D_T = (1,6-2,5) \sqrt[3]{\frac{M_T}{f[p]}} \text{ мм} \quad (3.3)$$

где $[p]$ — допускаемое давление с обкладками из тормозной ленты (таблица 3.4).

По найденным M_T и D_T выбирается стандартный тормоз (таблица 3.1).

Среднее давление между колодкой и шкивом проверяется по формуле

$$p = \frac{F_n}{A} \leq [p], \quad (3.5)$$

где A — расчетная площадь соприкосновения колодки и шкива

$$\left(A = \frac{\pi D_{\delta}}{360} \beta^{\circ} b \right);$$

b — ширина колодки $b = (0,3 - 0,5) D_m$;

β° — угол обхвата шкива колодкой ($\beta \approx 70^{\circ}$)

проверка тормоза на износ и нагрев выполняется по формуле:

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

Расчетное усилие в основной пружине

$$F_{\text{расч}} = F_{\text{пр}} + F_1, \quad (3.5)$$

где $F_{\text{пр}}$ — усилие, действующее на штоке

$$F_{\text{пр}} = \frac{M_{\tau}}{f D_{\tau} \eta} \frac{a}{b} \quad (3.6)$$

F_1 — усилие вспомогательной пружины ($F_1 = 40 - 60$) Н;

η — КПД рычажной системы ($\eta = 0,9 - 0,95$);

a и b — размеры плеч (см. рисунок 3.2)

Диаметр проволоки основной пружины определяется по формуле:

$$d_{\text{пр}} = 1,6 \sqrt{\frac{C F_{\text{расч}} K}{[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (3.7)$$

где C — индекс пружины, он выбирается в пределах 4–12

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

$[\tau]_{\text{кр}}$ — допускаемое напряжение на кручение ($[\tau]_{\text{ед}} = 500 \text{ Н/мм}^2$)

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; $L_{\text{пр}} = (0,4 - 0,6) D_{\tau}$

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

Для теоретического определения усилия в основной пружине может быть использована формула:

$$F_{\text{пр}} = \frac{\lambda G d_{\text{пр}}^4}{8 D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}}, \quad (3.8)$$

где λ — деформация пружины, мм;

G — модуль сдвига (для стали $G = 8 \times 10^4$ МПа);

$n_{\text{расч}}$ — число рабочих витков ($n_{\text{расч}} = n - 2$);

$d_{\text{пр}}$ — диаметр проволоки, мм;

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр пружины.

Проверка электромагнита по работе оттормаживания выполняется по формуле:

$$W_{\text{эл. магн.}} \geq W_{\text{расч}};$$

$$W_{\text{эл. магн.}} = \frac{M_{\text{эл. магн.}}}{e} h_{\text{шт}} K';$$

$$W_{\text{расч}} = 2 F_{\text{к}} \frac{\Delta}{\eta}, \quad (3.9)$$

где $M_{\text{эл. магн.}}$ — момент электромагнита, Н·м; выбирать из таблицы 3.1;

e — плечо, в мм; выбирать из таблицы 3.1;

$h_{\text{шт}}$ — ход штока, мм (таблица 3.1);

K' — коэффициент использования хода якоря электромагнита ($K' = 0,8-0,85$);

Δ — отход колодок от тормозного шкива, (0,6–1,0 мм).

Таблица 3.1

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	$M_{\text{эл. магн.}}$ 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

Порядок выполнения работы

Требуемый материальный инструмент: линейка, штангенциркуль, гаечный ключ, рычажной динамометр.

1 Снять параметры основной пружины ($d_{\text{пр}}$; $D_{\text{ср}}$; n ; L_0), плечи рычагов a и b , диаметр тормозного шкива ($D_{\text{т}}$).

Результаты занести в таблицу 3.2.

Таблица 3.2

$d_{\text{пр}}$, мм	$D_{\text{ср}}$, мм	n	L_0 , мм	a , мм	b , мм	$D_{\text{т}}$, мм

Примечание — L_0 — длина пружины в свободном состоянии

2 С помощью гаечного ключа, поворотом гаек 9, 10, 11 (рисунок 3.3) на штоке сжать основную пружину на 5 мм (фиксировать по шкале линейки на скобе) и определить величину момента трения на тормозном шкиве. Момент трения фиксировать показанием динамометрического ключа, устанавливаемого на валу тормозного шкива.

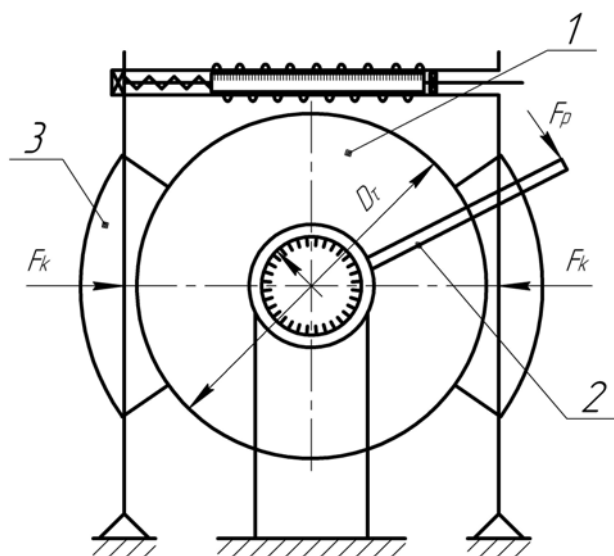


Рисунок 3.3 — Схема лабораторной установки для определения тормозного момента:

1 — тормозной шкив; 2 — динамометрический ключ; 3 — тормозные колодки

Повторить опыт четыре раза, например, при длине пружины 120; 115; 110; 105.

3 Вычислить опытную величину усилия пружины по формуле (3.5) и теоретическое значение усилия пружины по формуле (3.8). Коэффициент трения f принять равным 0,3.

Результаты свести в таблицу и определить погрешность.

Таблица 3.3

Деформация пружины λ , мм	Тормозной момент опытный, $M_{оп}$ Н, м	Тормозной момент теоретический, $M_{т}$ Н, м	Погрешность в %

4 Определить теоретический тормозной момент при сжатии пружины по формуле:

$$M_{т} = \frac{F_{пр} D_{т} b}{a} \eta.$$

5 Построить график функции $M = f(\lambda)$ для опытных и теоретических значений.

Таблица 3.4

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

Материал трущихся поверхностей	$[p]$, МПа		f
	стопорный тормоз	спусковой 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 чугуна и стали	0,6	0,3	0,35
Вальцованная лента по чугуну и стали	0,6	0,4	0,42

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Проработать по конспектам лекций и учебникам тему: «Колодочные тормоза».
- 3 Подготовить бланк протокола для проведения лабораторной работы.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите типы тормозов.
- 2 Перечислите названия колодочных тормозов.
- 3 На каком валу механизма целесообразно устанавливать тормоз и почему?
- 4 Как устроен и работает двухколодочный тормоз типа ТКТ в следующие периоды:
а) подъема груза; б) опускания груза; в) когда груз подвешен, но не перемещается?

Лабораторная работа № 4
ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ
ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИН ПО РЕЛЬСОВЫМ ПУТЯМ

Ц е л ь р а б о т ы: изучить конструкции, принцип работы и методику расчетов механизмов передвижения грузоподъемных машин по рельсовым путям. Экспериментально определить коэффициент сопротивления перекатыванию колес по рельсу.

Теоретическое обоснование

Механизм передвижения применяют для перемещения грузоподъемной машины с грузом или на холостом ходу, а также для перемещения груза в пределах габаритов машины. Для машин, передвигающихся по рельсовому пути, применяют механизмы передвижения с приводными ходовыми колесами (рабочий орган — колесо) — первого типа или канатной (цепной) тягой для привода тележек — второго типа. В механизмах первого типа все детали, включая приводные колеса, размещены на ходовой раме, тогда как в механизмах второго типа все детали, кроме колес, расположены за пределами рамы.

В зависимости от типа крана, его конструкции и грузовой характеристики механизмы передвижения выполняют с центральным или отдельным приводом. По конструкции различают механизмы с тихоходными (рисунок 4.1, *а*), среднеходными и быстроходными (рисунок 4.1, *б*) трансмиссионными валами. Указанные схемы механизмов обычно применяют на мостовых, реже козловых кранах. Трансмиссионный вал выполнен из отдельных секций 3, соединенных зубчатыми компенсирующими муфтами 2 и опирающихся на радиальные сферические двухрядные подшипники качения 4. Кинематическая схема с тихоходным валом наиболее простая и распространенная на мостовых кранах и тележках, т.к. имеет один центрально расположенный редуктор 5 и электродвигатель 6. Тихоходный трансмиссионный вал пе-

редает от редуктора на ходовые колеса максимальный вращающий момент в связи с чем секции вала, муфты и подшипники имеют значительные габариты. С увеличением грузоподъемности и пролёта крана число этих элементов и их параметры возрастают. В отличие от тихоходного, быстроходный трансмиссионный вал связан с валом электродвигателя, передаёт минимальный вращающий момент, поэтому его диаметр в 2–3 раза, а масса — в 4–9 раз меньше. Однако его применение требует высокой точности монтажа деталей (особенно подшипников на жёстких опорах) и их динамической балансировки. На работу таких валов влияют деформации моста, поэтому их целесообразно применять в механизмах передвижения крановых мостов с повышенной жесткостью конструкции при длине пролета более 20 м.

Наличие длинных трансмиссионных валов усложняет и удорожает конструкцию механизма, поэтому все большее применение получают механизмы передвижения с отдельным приводом (рисунок 4.1, в). Каждый электродвигатель рассчитывают на 60% общей требуемой мощности с учетом возможной неравномерности их загрузки.

Однорельсовые электротали и тележки имеют механизм передвижения специальной конструкции, в которой одна пара катков выполнена приводной.

Механизмы передвижения второго типа применяют главным образом для передвижения грузовых тележек башенных и кабельных кранов (рисунок 4.8). Рабочим органом такого механизма является барабан тяговой лебедки, а тяговым органом — канат или цепь. Тяговый орган выполнен в виде двух ветвей — верхней и нижней. Концы обеих ветвей прикреплены к раме грузовой тележки, а противоположные концы ветвей навиваются на барабан лебедки в противоположных направлениях. При этом, при вращении барабана в определенном направлении одна ветвь навивается на него, а другая свивается, осуществляя тем самым передвижение тележки. При реверсировании барабана грузовая тележка передвигается в противоположном направлении. Так как механизм установлен на раме крана, то тяговый орган проходит через систему отводных

блоков. Узлы крепления тягового органа к тележке предусматривают возможность его натяжения при запуске и в процессе эксплуатации.

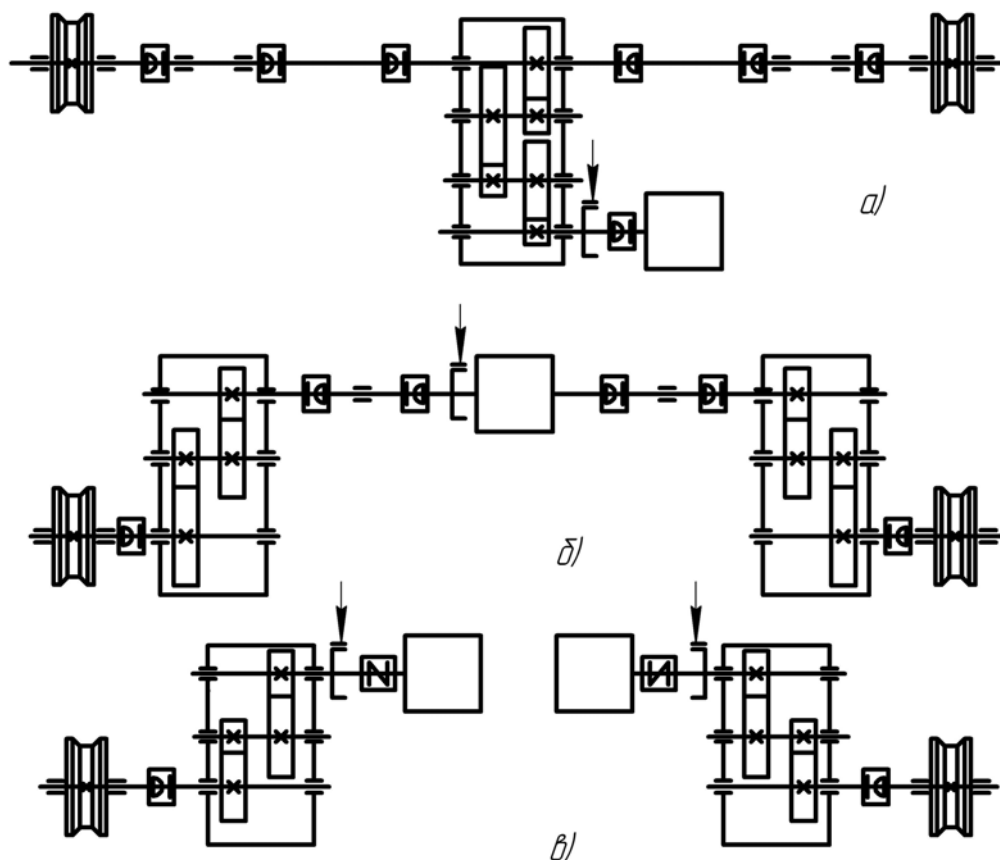


Рисунок 4.1 — Кинематическая схема механизма передвижения мостового крана (а — с тихоходным трансмиссионным валом; б — с быстроходным трансмиссионным валом; в — с отдельным приводом).

Рельсовые крановые пути предназначены для восприятия рабочих нагрузок от крана, (тележки) и передачи их на основание (грунт) или металлоконструкцию крана, а также для направления движения крана (тележки).

Для кранов большой грузоподъемности применяют опорные крановые пути с направляющими в виде железнодорожных рельсов типа Р (нормальной колеи) (рисунок 4.2, а) или крановых специального профиля типа КР (рисунок 4.2, б). Опорный путь для кранов малой грузоподъемности выполняют из железнодорожных рельсов (узкой колеи) или стального квадратного профиля с закругленными углами (рисунок 4.2, в). Размеры рельсов приведены в таблицах 4.1–4.4.

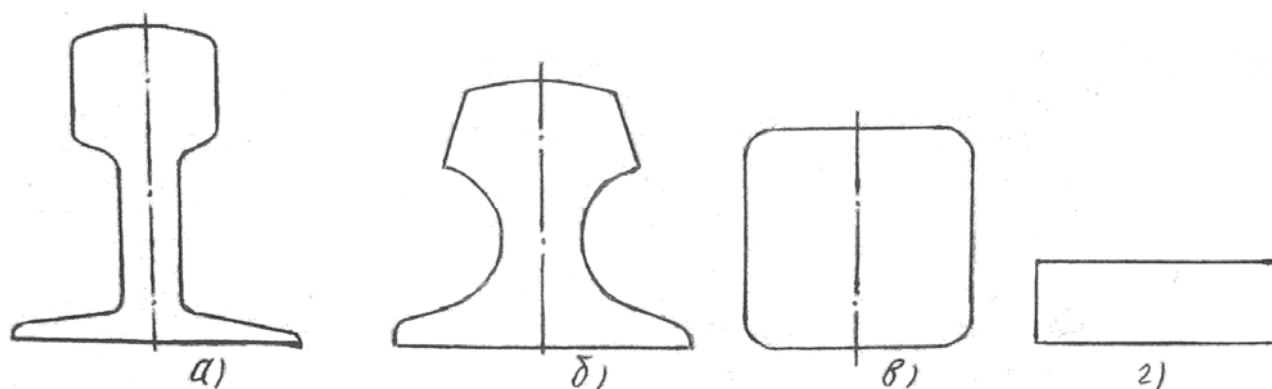


Рисунок 4.2 — Профили рельсов опорным крановых путей: *а* — железнодорожные, типа Р; *б* — крановые, типа КР; *в* — квадратного профиля; *г* — полосового профиля.

Последние обычно применяют для передвижения грузовых тележек, кранов. Для однобалочных многопролетных мостовых кранов, кран-балок и талей, как правило, применяют подвесные пути с направляющими в виде двух и однотоуовых балок или составленные из двух швеллеров, уголков. Тали передвигаются по крановому пути с одной направляющей — монорельсу. Передача нагрузки от крана (тележки) на опорную поверхность (рельс) осуществляется через ходовые колеса. Ходовые колеса делятся на холостые и ведущие. Холостые колеса поддерживают машину (узел) и груз, ведущие колеса поддерживают и перемещают машину и груз.

Ходовые колеса изготавливают главным образом из стали литьем штампованными или цельнокатанными. Диаметры колес в зависимости от грузоподъемности, скорости движения и других параметров крана находятся в пределах 160–1000мм. Твердость поверхности катания и реборд колеса должна быть не более НВ 330–350. В кранах с ручным приводом могут применяться ходовые колеса из чугуна марки СЧ18 с отбеленной поверхностью ободьев до твердости НВ180–240.

Конструкция ходовых колес должна исключать возможность схода их с рельсов. Для этого колеса снабжают одним или двумя фланцами-ребордами, ограничивающими ширину поверхности катания и служащими для направления движений колеса по рельсу. По наличию реборд различают ходовые колеса: двух- одно- и безребордные (рисунок 4.3).

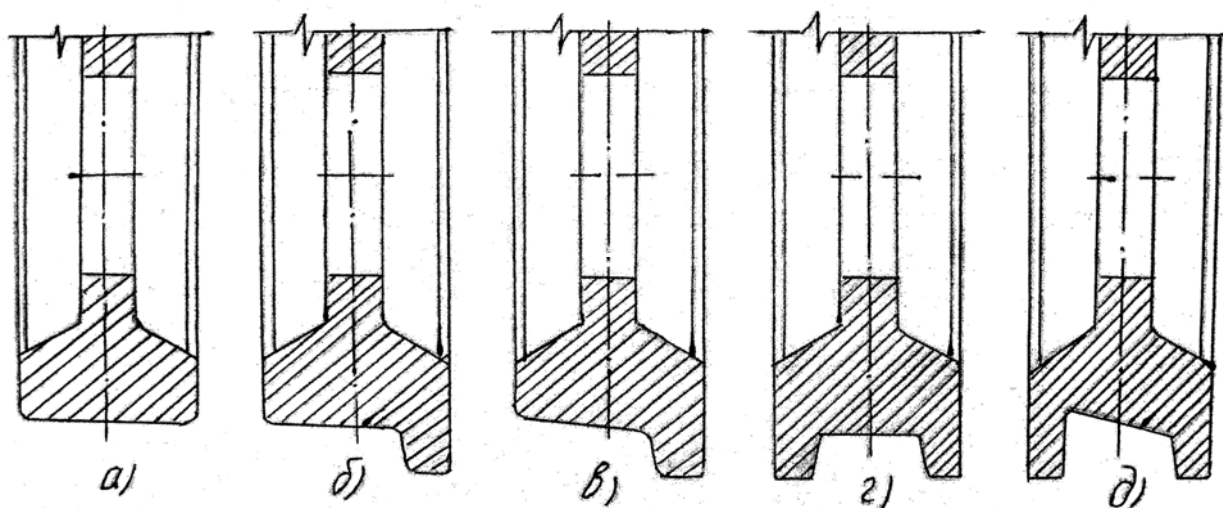


Рисунок 4.3 — Формы ходовых колёс: *а* — цилиндрическое безребордное; *б* — цилиндрическое однорребордное; *в* — коническое однорребордное; *г* — цилиндрическое двухребордное; *д* — коническое двухребордное

Как правило, ходовые колеса кранов изготавливают двухребордными. Однорребордные колеса применяют на кранах с малой шириной колеи, грузовых тележках кранов мостового типа и на подвесных тележках, передвигающихся по однорельсовому пути (монорельсу). В случае применения безребордных колес (на специальных кранах, например, велосипедных) функции реборд должны выполнять направляющие ролики с вертикальной осью вращения, взаимодействующие с боковыми поверхностями крановых рельсов или специальными направляющими. По форме поверхности катания ходовые колеса бывают цилиндрические и конические. Цилиндрические колеса могут перемещаться по рельсам с плоской или скругленной головкой и их применяют в механизмах передвижения кранов с отдельным приводом, с числом ходовых колес более четырех и для грузовых тележек кранов мостового типа. В механизмах передвижения с общим (центральным) приводом и двумя ведущими колёсами применяют конические колёса, устанавливаемые так, чтобы вершины конусов находились за пределами колеи крана. В этом случае применяют специальные рельсы типа КР и Р со скругленной головкой.

Конструкция и размеры типовых двух- и однорребордных колес приведены в таблицах 4.5, 4.6. Ширину обода (размер В) двухребордных колёс принимают для кранов на 25–30 мм, для грузовых тележек на 15–20 мм больше

ширины головки рельса. У однорёбордных колёс эта разница должна быть не менее 30 мм. У безрёбордных колёс ширина поверхности катания должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм. У конических двухрёбордных колёс профиль обода аналогичен профилю обода однорёбордных колёс, однако беговая поверхность имеет наклон в пределах 1:16–1:25. Колёса, предназначенные для установки на неподвижную ось, выполняют со ступицей увеличенного диаметра для размещения подшипников.

В подвесных тележках применяют ходовые колёса с бочкообразными (рисунок 4.4, *а*) и цилиндрическими беговыми поверхностями. В последнем случае не должно быть перекоса по линии контакта колеса и полки, приводящего к резкому снижению долговечности колёс. Целесообразно смещать рабочий участок обода колеса к его внешнему торцу (рисунок 4.4, *б*), что приводит к снижению напряжений в полках монорельса. Передвижение конических колёс по наклонным полкам (рисунок 4.4, *в*) сопровождается проскальзыванием, в этом случае рекомендуется применять наклонно устанавливаемые цилиндрические колёса (рисунок 4.4, *г*).

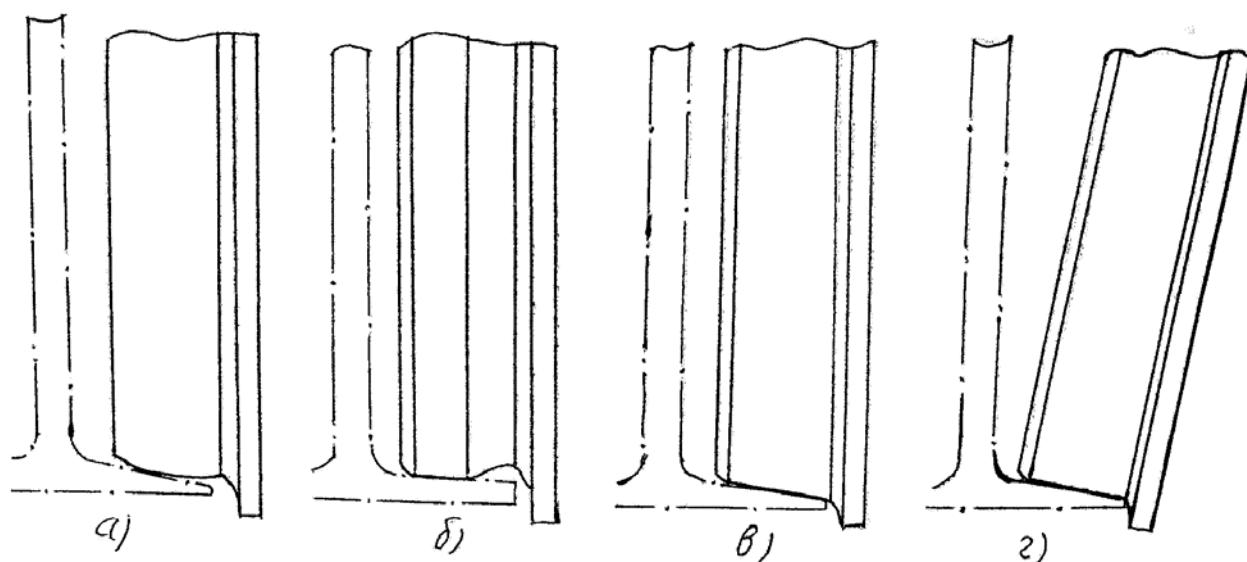


Рисунок 4.4 — Профили беговых поверхностей колёс подвесных тележек *а* — бочкообразный; *б* — со смещённым рабочим участком; *в* — конический; *г* — цилиндрический наклонно установленный

Выбор и расчет ходовых колес

Для механизма передвижения необходимо нагрузку на колеса распределить равномерно. Это возможно для тельферов, тележек кранов и невыполнимо для ходовой части самого крана вследствие перемещения тележки, когда нагрузка на колесо достигает наибольшей величины при ее крайнем положении (рисунок 4.5, б). Число ходовых колес в зависимости от грузоподъемности можно принять по следующей рекомендации;

Грузоподъемность,	50	75–125	150–200	250–300
Число ходовых колёс	4	6	12	16

При симметрично расположенном грузе (рисунок 4.5, а) нагрузка на колесо будет равна

$$F_{\max} = F_1 = F_2 = \frac{(F_{\text{гп}} + F_{\text{т}})}{z} \quad (4.1)$$

где: $F_{\text{гп}}$ и $F_{\text{т}}$ — соответственно вес груза и тельфера;

Z — число колес.

При несимметричном расположении груза (рисунок 4.5, б) нагрузка на колёса тележки и моста при $b_2 > b_1$ и $l_2 > l_1$ будет:

$$F'_{\max} = \frac{2}{z} \left(\frac{F_{\text{т}} b_2}{l} + \frac{F_{\text{гп}}}{2} \right) (\text{Н}),$$

$$F_{\max} = \frac{2}{z} \left(\frac{F_{\text{гп}} + F_{\text{т}}}{L} l_2 + \frac{F_{\text{м}}}{2} \right) (\text{Н}), \quad (4.2)$$

где $F_{\text{м}}$ и Z — соответственно вес моста и общее число колёс тележки (моста).

Исходя из максимальной статической нагрузки, скорости передвижения и режима работы по таблицам 4.7 и 4.8 подбирают рельс и колеса.

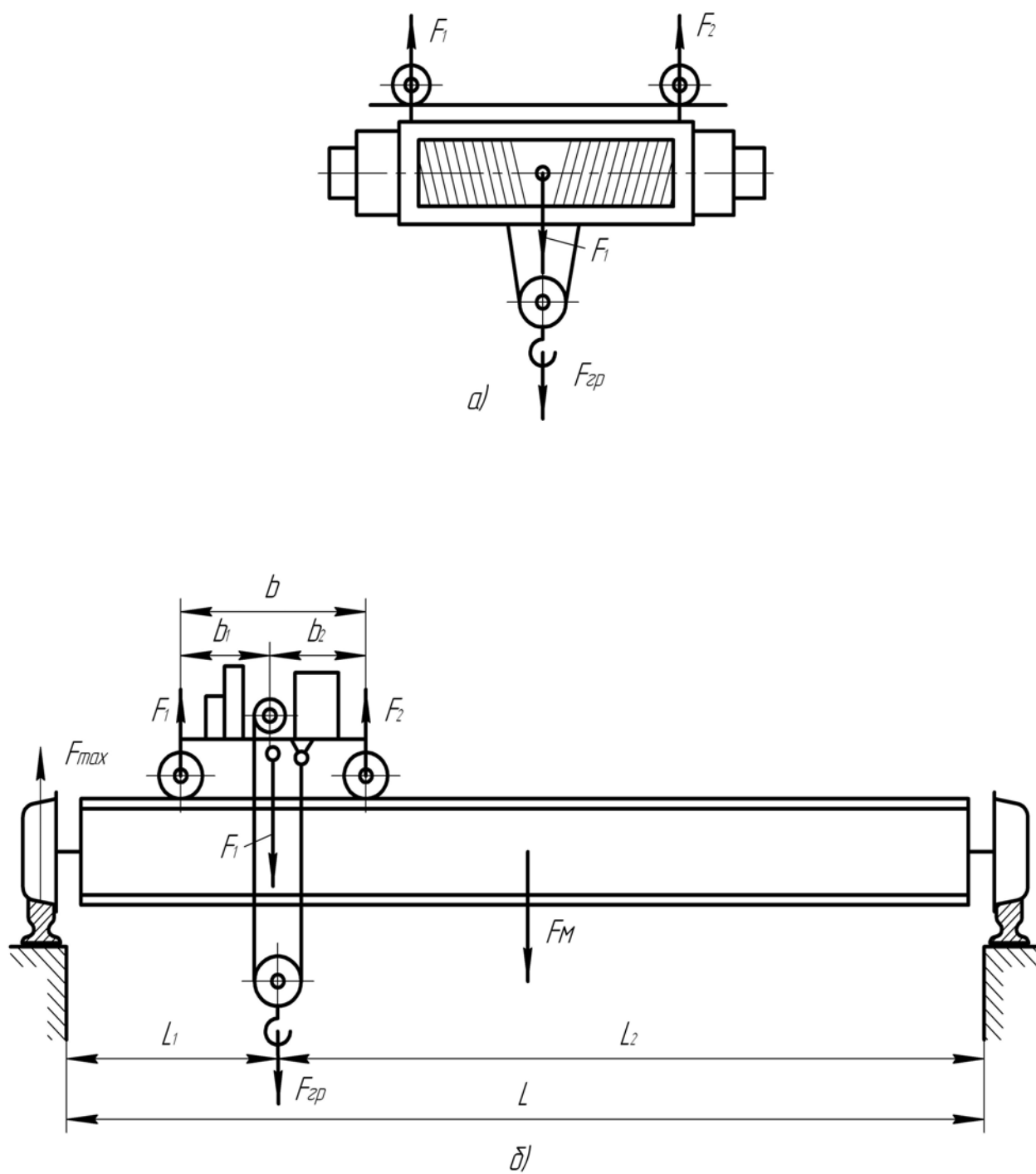


Рисунок 4.5 — Схема для определения распределения нагрузки на колёса механизма передвижения: *a* — электротельфера; *б* — мостового крана.

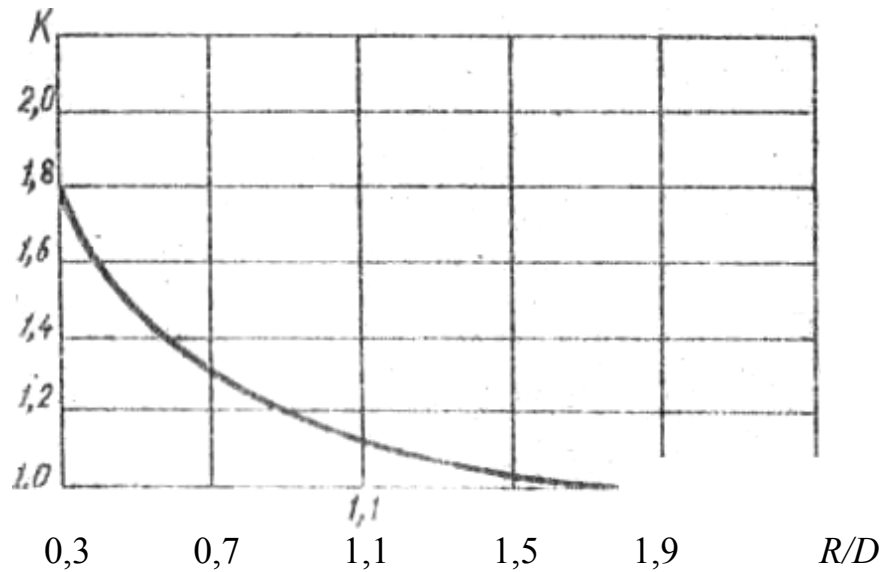


Рисунок 4.6 — Зависимость коэффициента K от R/D

Затем колеса проверяют по контактной прочности, как критерию работоспособности.

При линейном контакте:

$$\sigma_{\text{к.л.}} = 5050 \sqrt{\frac{K_d F_{\text{max}}}{BD}} \leq [\sigma]_K, \quad (4.3)$$

При точечном контакте:

$$\sigma_{\text{к.т.}} = 7875 K_d^3 \sqrt{\frac{K_d F_{\text{max}}}{D^2}} \leq [\sigma]_K, \quad (4.4)$$

где F_{max} — максимальная статическая нагрузка на колесо, кН;

D — диаметр ходового колеса, мм;

K_d — динамический коэффициент; $K_d = 1 + aV$;

V — скорость передвижения, м/с;

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

K — коэффициент, зависящий от отношения радиуса R закругления головки рельса к диаметру колеса D , определяемому по рисунку 4.6;

B — рабочая ширина плоского рельса (без учёта скругленных углов), мм.

$$B = B_0 - 2r_3;$$

B_0 — ширина рельса, мм;

r_3 — радиус закругления на углу рельса, мм;

$[\sigma]_K$ — допускаемые контактные напряжения.

При $N_0 \leq 10^4$, МПа:

$$[\sigma]_K = \sigma_{\lim b} K_{HL}; \quad (4.5)$$

где K_{HL} — коэффициент долговечности:

$$K_{HL} = \sqrt[9]{\frac{10^4}{N_E}}; \quad 1 \leq K_{HL} \leq 2.4;$$

N_E — число циклов нагружения колеса;

$$N_E = 60nL_h; \quad n = \frac{6 \times 10^4 \times V}{\pi D}, \text{ мин}^{-1}.$$

Ориентировочные значения L_h , обеспечивающие средний срок службы колес по ГОСТ 3569–74 при норме точности установки колеса (угле перекоса его в горизонтальной плоскости) $\alpha \leq 0,0005$ и состоянии подкрановых путей, отвечающих требованиям Правил для различных режимов, равны:

ПВ, %	15	25	40
L_h , ч	1600	3200	12500
Срок службы, лет.....	12	8	5–4

При $\alpha > 0,0005$ колеса будут выходить из строя в результате изнашивания реборд; для достижения заданной долговечности значение L_h следует умножить на коэффициент K_N , зависящий от перекоса:

α	0,0005	0,0075	0,0010	0,0015	0,0020
K_N	1,0	1,25	1,55	2,0	2,2

Примечание — при контакте $[\sigma]_K$ можно принимать в 2 раза больше чем при линейном контакте.

$\sigma_{\lim b}$ — предельные контактные напряжения (для числа оборотов $N_0 = 10^4$ определяется по таблице 4.9).

Таблица 4.9

Значения предельных контактных напряжений для некоторых сталей

Марки стали, термообработка	σ_{limb} , 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

Расчет механизма передвижения с электроприводом

Сначала определяют сопротивление передвижению в установившемся режиме работы, Н,

$$W_y = W_{\text{мр}} + W_{\text{ук}} + W_{\text{в}} \quad (4.6)$$

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

$$W_{\text{мр}} = \frac{(G + G_{\text{к(т)}})}{D_{\text{к}}} (2\mu + f d_{\text{ц}}) K_{\text{р}} \quad (4.7)$$

где $F_{\text{гр}}$ — вес (сила тяжести) груза, Н; $F_{\text{к(т)}}$ — вес (сила тяжести) крана (тележки), Н;

μ — коэффициент трения качения колеса по рельсу, мм (см. таблицу 4.10);

f — коэффициент трения в цапфах оси колеса;

$K_{\text{р}}$ — коэффициент трения реборд о головку рельса.

Значения коэффициентов f и $K_{\text{р}}$ — определяют по таблице 4.11

Таблица 4.10

Значения коэффициента μ , 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 4.11

Значения коэффициентов f и K_p

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

Сопротивления $W_{ук}$ при движении под уклон и W_v от ветровой нагрузки определяют по формулам 4.8, 4.9 и 4.10.

Дополнительное сопротивление, Н, возникающее при движении крана по подкрановому пути с уклоном α :

$$W_{ук} = (F_{гр} + F_k) \alpha. \quad (4.8)$$

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

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

Для кранов, перемещаемых по покрытиям:

$$W_{ук} = (F_{гр} + F_k) \sin \beta \quad (4.9)$$

где β — продольный уклон дорожного полотна (см. таблицу 4.12).

Таблица 4.12

Значения коэффициента сопротивления перекачиванию f_h , и уклона дорожного полотна β

Покрытие	f_h		β , град
	Пневматических шин	Массивных шин	
Бетонное	0,014	0,019	3,5
Асфальтированное	0,015	0,013	3,0
Булыжное	0,40	0,026	5,5
Грунт: сухой укатанный укатанный снег	0,07	-	-
	-	-	4,0
	0,03	0,023	4,0
В промышленном здании	-	-	1,5

Сила сопротивления движению от ветровой нагрузки при работе кранов на открытом воздухе определяют по формуле:

$$W_B = p(kA_{кр} + A_{гр}), (H); \quad (4.10)$$

где $p = (150-200)$ Па и $k = 1,2$ — соответственно давление ветра и аэродинамический коэффициент;

$A_{кр}$ и $A_{гр}$ (m^2) — соответственно площади подветренных сторон крана и груза. При работе крана в закрытых помещениях $W_B = 0$.

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

$$F_{ин} = (m_{к(т)} + Q)a = (m_{к(т)} + Q)V_{к(т)} / t_{п} \quad (4.11)$$

где $m_{к(т)}$ — масса крана (тележки), кг;

Q — номинальная грузоподъемность, кг;

a — ускорение, м/с²;

$V_{к(т)}$ — скорость передвижения крана (тележки), м/с;

$t_{п}$ — время пуска, с.

Полное сопротивление движению

$$W_{п} = W_y + (1,1-1,3)F_{ин} \quad (4.12)$$

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

Для передвижных кранов и тележек малой грузоподъёмности требуется небольшая мощность. В этом случае часто используют асинхронные двигатели переменного тока серий 4А, 4АС (с повышенным пусковым моментом) мощностью от 0,4 кВт. При лёгком режиме работы можно использовать 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.

Электродвигатели механизмов передвижения рекомендуется подбирать с учетом инерционных нагрузок по среднему значению пусковой мощности:

$$P_{\text{п.ср.}} = \frac{P_{\text{п.}}}{\Psi_{\text{п.ср.}}}, \quad (4.13)$$

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	
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

Необходимая (расчетная) пусковая мощность электродвигателя, кВт,

$$P_{\text{п.}} = \frac{W_{\text{п.}} V}{\eta}, \quad (4.14)$$

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

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 раздельным приводом.

$$P_{\text{дв}} \geq \frac{P_{\text{п.ср.}}}{Z_{\text{п}}},$$

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

Выбранный двигатель проверяют по условиям пуска.

Условие по времени пуска:

$$t_{\text{п}} = \frac{(mD^2)_0 n_{\text{дв}}}{38T_{\text{н}}} \leq [t_{\text{п}}], \quad (4.15)$$

Маховой момент всех движущихся масс механизма, приведенный к быстроходному валу двигателя, кг/м²,

$$(mD^2)_0 = 1,2 \left[(mD^2)_{\text{п}} + (mD^2)_{\text{т}} \right] + (mD^2). \quad (4.16)$$

Маховой момент крана с грузом, приведенный к валу двигателя, кг·м²,

$$(mD^2)_0 = \frac{365(Q + m_{\text{к}})V^2}{n_{\text{дв}}^2 \eta}. \quad (4.17)$$

Номинальный момент двигателя, Н·м,

$$T_{\text{н}} = P_{\text{дв}} / \omega_{\text{дв}}.$$

Относительное время пуска $t_{\text{п.о.}}$ определяют по методике ВНИИПТ Маш (см. рисунок 4.7, а, б)

В зависимости от коэффициента:

$$\alpha = T_{\text{с}} / T_{\text{н}} ;$$

$$\omega_{\text{max}} = T_{\text{max}} / T_{\text{н}} .$$

Момент сопротивления движению в установившемся режиме, Н·м,

$$T_{\text{с}} = \frac{W_{\text{у}} V}{\omega_{\text{дв}} \eta}. \quad (4.18)$$

Максимальный момент двигателя T_{max} выбирают по каталогу.

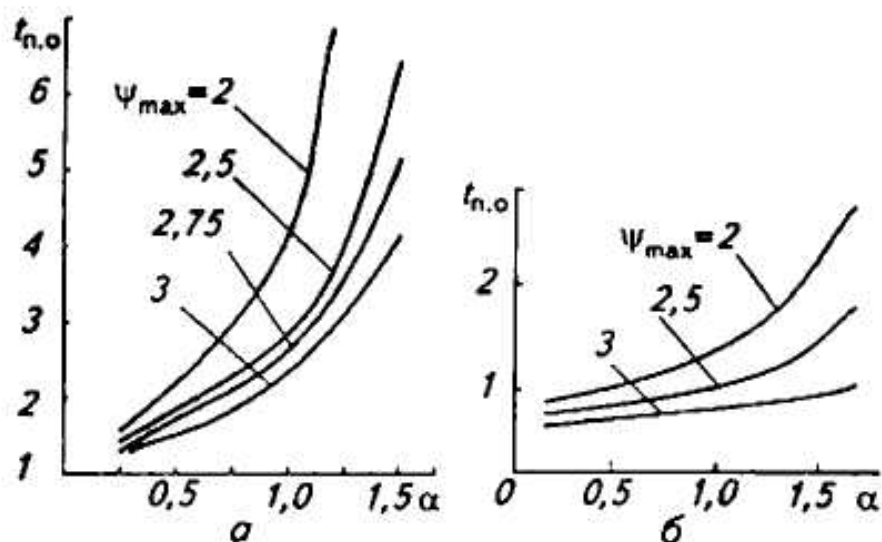


Рисунок 4.7 — Зависимости относительного времени пуска $t_{п.о.}$ от величины α ; а — для двигателей с фазовым ротором (контактными) кольцами; б — для двигателей с короткозамкнутым ротором

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

Условие по ускорению:

$$a_{п} = \frac{V}{t_{п}} \leq [a], \quad (4.19)$$

где $[a]$ — допустимое ускорение, 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 $K_{сц}$ проверяют для режима работы крана или тележки без груза, когда сила сцепления приводных колес с рельсами наименьшая. Для этого случая:

$$\hat{E}_{\text{н}\delta} = \frac{R'_{\text{н}\delta} \varphi_{\text{н}\delta}}{W'_y + F_{\hat{e}(\delta)} \left[\dot{a}'_{\text{н}} / g - z_{\text{н}\delta} f d_{\delta} / (z_{\hat{e}} D_{\hat{e}}) \right]} \geq 1,2, \quad (4.20)$$

где $R'_{\text{н}\delta}$ — суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза, Н;

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

W'_y — сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза, Н;

a'_n — ускорение при пуске двигателя без учета груза, м/с²;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

$z_{пр}$ — число приводных колес;

f — коэффициент трения в цапфах колес (см. таблицу 4.3);

$d_{ц}$ — диаметр оси колеса (цапфы), мм;

z_k — число ходовых колес;

D_k — диаметр ходового колеса, мм.

Суммарная нагрузка на приводные колеса без учета груза, Н,

$$R'_{пр} = K \frac{F_k}{z_k} z_{пр}, \quad (4.21)$$

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

Сопротивление передвижению в установившемся режиме без груза, Н,

$$W'_y = W'_{мр} + W'_{ук} + W'_B. \quad (4.22)$$

Слагаемые сопротивления передвижению:

$$W'_{тр} = \frac{F_k}{D_k} (2\mu + f d_{ц}) K_p; \quad (4.23)$$

$$W'_{ук} = F_k \alpha; \quad (4.24)$$

$$W'_B = p k A_{кр}. \quad (4.25)$$

Ускорение при пуске без груза, м/с²,

$$a'_n = V / t'_n. \quad (4.26)$$

Время пуска рассчитываем по формуле (3.12) без учета массы груза.

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

$$T'_c = \frac{W'_y D_k}{2u\eta} . \quad (4.27)$$

Передаточное число механизма

$$u = n_{дв} / n_k \quad (4.28)$$

Частота вращения ходовых колес, мин⁻¹,

$$n_k = \frac{V60}{\pi D_k} . \quad (4.29)$$

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.

Расчет 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 4.8.

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

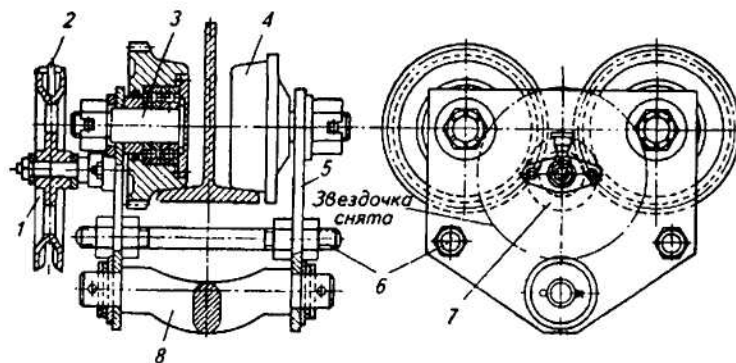


Рисунок 4.8 — Тележка с ручным механизмом передвижения: 1 — тяговое колесо; 2 — тяговая цепь; 3 — ось ходового колеса; 4 — ходовое колесо; 5 — рама; 6 — стяжка; 7 — передаточный механизм; 8 — траверса

При проектировании механизма передвижения определяют его передаточное число

$$u = \frac{T_c}{T_p \eta} \quad (4.30)$$

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

$$T_c = (F_{гр} + F_{т}) (\mu + f d_{ц} / 2) K_p \quad (4.31)$$

Рабочий момент на валу тягового колеса, Н·м,

$$T_p = F_p (D_{т.к.} / 2) \varphi i \quad (4.32)$$

где F_p — усилие рабочего, прикладываемое к тяговой цепи (см. таблицу 2.6);

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

φ — коэффициент, учитывающий совместную работу нескольких человек: двух рабочих — 0,8, четырех — 0,7;

i — численность рабочих.

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

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 4.13

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.

Расчет 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 4.9).

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

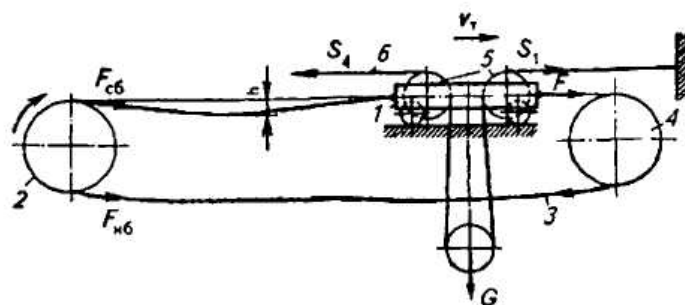


Рисунок 4.9 — Схема механизма передвижения с гибким тяговым органом:
1 — тележка; 2 — неподвижный барабан; 3 — канат механизма передвижения;
4 — обводной блок; 5 — блок механизма подъема; 6 — канат механизма подъема

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 перекачивается 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.

Определение сопротивления передвижению. 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:

$$W_y = W_{\text{тр}} + W_k \quad (4.33)$$

где $W_{\text{тр}}$ — сопротивление от сил трения в ходовых частях тележки [см. формулу (4.7)];

W_k — сопротивление от разности усилий S_1 и S_2 в ветвях грузового каната (см. рисунок 4.9).

Если груз подвешен на двух ветвях каната, то:

$$W_k = S_2 - S_1 = \frac{F_{\text{гр}}(1 - \eta_{\text{бл}}^3)}{(1 + \eta_{\text{бл}})\eta_{\text{бл}}}; \quad (4.34)$$

при подвесе груза на m ветвях каната

$$W_k = F_{\text{гр}} \frac{(1 - \eta_{\text{бл}})(1 - \eta_{\text{бл}}^{m+1})}{\eta(1 - \eta_{\text{бл}}^m)}; \quad (4.35)$$

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

Таким образом,

$$W_y = \frac{F_{\text{гр}} + F_{\text{т}}}{D_k} (2\mu + f d_{\text{ц}}) K_p + F_{\text{гр}} \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^3)}{(1 + \eta_{\text{бл}})\eta_{\text{бл}}}; \quad (4.36)$$

Статическая мощность двигателя в установившемся режиме

$$P_c = \frac{W_y V_T}{\eta_{\text{бл}} \eta}, \quad (4.37)$$

где V_T — скорость передвижения тележки, м/с;

$\eta = 0,8-0,9$ — КПД механизма передвижения;

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

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

Определение размеров каната и барабана.

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 набегавшей на барабан ветви $F_{\text{нб}}$, кН,

$$S_{\text{max}} = F_{\text{нб}} = \frac{F}{\eta_{\text{бл}}} = \frac{W_y}{\eta_{\text{бл}}}, \quad (4.38)$$

где $F = W_y$ — усилие в тяговой ветви каната.

Если в механизме два тяговых каната, то:

$$F = W_y / 2, \quad S_{\text{max}} = F_{\text{нб}} = \frac{W_y}{2\eta_{\text{бл}}}.$$

Усилие в сбегающей с барабана ветви каната

$$F_{\text{сб}} = \frac{ql^2}{8[y]}, \quad (4.39)$$

где q — масса 1 м каната, кг/м;

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

$[y] = (1/30-1/50) l$ — допустимое провисание сбегающей ветви, м.

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

$$\frac{F_{\text{нб}}}{F_{\text{сб}}} \leq e^{f\alpha} \quad (4.40)$$

где e — основание натурального логарифма, равное 2,72;

$f = 0,1-0,15$ — коэффициент трения каната по барабану;

α — 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 сбегавшей ветви каната,

$$F_{\text{пр}} \approx F_{\text{сб}} = \frac{F_{\text{нб}}}{e^{f\alpha}} \quad (4.41)$$

Диаметр барабана определяют по формуле:

$$D_{\text{б}} \geq e d_{\text{к}}.$$

Диаметр блоков принимают равным диаметру барабана.

Рабочая длина барабана для одной ветви каната

$$L_{\text{б}} = \left(\frac{L_{\text{к}}}{\pi D_{\text{б}}} + z_T \right) p \quad (4.42)$$

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

L — вылет стрелы, м;

$p = d_{\text{к}} + 1-2$ мм — шаг канавок нарезного барабана, мм.

Описание установки

На рисунке 4.10 представлена схема установки для определения коэффициента сопротивления перекачиванию колёс по рельсу. Установка состоит из монорельса (двухавра) 1, к которому посредством ходовых колёс 3 подвешен электротельфер 2. Основные технические данные его приведены в таблице 4.14. При проведении опыта к крюку 4 тельфера подвешиваются грузы 5. Управление осуществляется с помощью пульта 6.

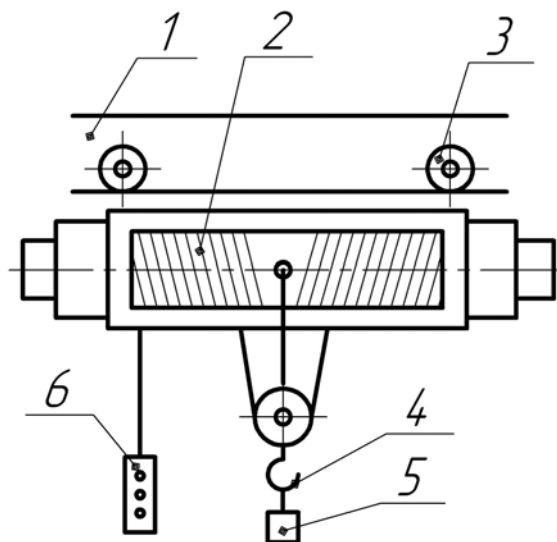


Рисунок 4.10 — Установка лабораторная
 1 — морельс; 2 — электротельфер; 3 — колеса ходовые; 4 — крюк; 5 — груз;
 6 — пульт управления

Таблица 4.14

Общие сведения и основные технические данные электротельфера

1. Завод изготовитель	«Янтра» (НРБ)
2. Тип электротельфера	ВО92М
3. Грузоподъемность, кН	2,5
4. Скорость подъёма, м/сек	
-основная	0,133
-пониженная	0,04
5. Скорость передвижения, м/сек	0,33
6. Собственный вес, кН	0,39

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Проработать по конспектам лекций и учебникам тему «Механизмы передвижения кранов и их элементы».
- 3 Подготовить таблицу для записи опытных данных.

Порядок выполнения работы

1 Включить электропитание тельфера, ознакомиться с управлением с помощью пульта.

2 Перемещая тельфер без груза из одного крайнего положения в другое, при установившемся движении произвести измерение потребляемой мощности P' электродвигателя механизма передвижения с помощью ваттметра.

3 Опыт повторяется перемещая тельфер в противоположную сторону и замеряя мощность P'' . Результаты опытов занести в таблицу и определить среднее значение мощности, потребляемой электродвигателем механизма перемещения тельфера при движении без груза. Таким образом исключается влияние на результаты опытов уклона монорельса.

4 Подвести на крюк тельфера груз весом $F_{гр1}$, произвести замеры потребляемой мощности при движении тельфера в разные стороны.

5 Подвесить на крюк тельфера груз весом $F_{гр2}$, и аналогично произвести замеры потребляемой мощности.

6 Подвесить на крюк тельфера грузы весом $F_{гр1}$ и $F_{гр2}$ одновременно и опыт повторить.

7 В одном из крайних положений тельфера грузы снять, электропитание отключить.

Данные: вес грузов $F_{гр1}$ и $F_{гр2}$, диаметр колес D , коэффициент трения качения колес μ , Средний диаметр подшипника колеса d взять у преподавателя.

$$F_{гр1} = \text{_____ Н}; \quad F_{гр2} = \text{_____ Н}; \quad D = \text{_____ мм}; \quad \mu = \text{_____ мм};$$

$$d = \text{_____ мм}; \quad V \text{ _____ м/с}; \quad F_t = \text{_____ Н}; \quad f = \text{_____}; \quad \beta = \text{_____}.$$

Значение опытных данных и результаты расчётов

№ опыта	Вес груза $F_{гр1}$, Н	Нагрузка общая F_o	Потребляемая мощность, Вт			ΔP_i , Вт	ΔF_i , Н	φ_{ni}	$\varphi_{нсп}$	φ_n	η
			P_i	P_i	$P_{ср.гр}$						
1	$F_T =$	$F_T =$				-	-	-	-		
2	$F_1 =$	$F + F_1 =$									
3	$F_2 =$	$F_T + F_2$									
4	$F_3 = F_1 + F_2$	$F_T + F_3$									

Обработка опытных данных

1 По формуле $\Delta P_i = P_{ср.гр i} - P_{ср.т}$ (Вт) определить изменение величины потребляемой мощности при передвижении тельфера с i -ым грузом.

2 По формуле $\Delta F_i = \frac{\Delta P_i}{V}$ (Н) определить изменение силы сопротивления качению колес с i -ым грузом.

3 По формуле $\varphi_{ni} = \frac{\Delta F_i}{F_{гр i}}$ определить коэффициент сопротивления перекатыванию колес при движении с i -ым грузом.

4 Определить среднее значение опытного коэффициента сопротивления перекатыванию колес $\varphi_{нсп}$.

5 По формуле $\varphi_n = (2\mu = fd)\beta / D$ определить теоретическое значение коэффициента сопротивления перекатыванию колес.

6 Определить погрешность опыта $\eta = \frac{\varphi_n - \varphi_{нсп}}{\varphi_n} 100 \%$.

7 Данные расчётов занести в таблицу.

8 Вычертить графики зависимости потребляемой мощности P , силы сопротивления качению колес F и коэффициента сопротивления перекатыванию колес φ_n от веса перемещаемого груза F_o .

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как классифицируются механизмы передвижения? В чем состоит отличие механизма первого типа от второго?
- 2 Как устроен и работает механизм передвижения с центральным приводом? Где его применяют?
- 3 Какие преимущества обеспечивают быстроходные трансмиссионные валы?
- 4 Какие преимущества обеспечивают тихоходные трансмиссионные валы?
- 5 Что дает применение раздельного привода?
- 6 Как устроен и работает механизм передвижения электротали?
- 7 Как устроен и работает механизм передвижения с гибким тяговым органом?
- 8 Для чего нужен крановый путь и какие типы крановых путей применяют?
- 9 Как устроен крановый путь и какие типы рельсов в нем применяют?
- 10 Как классифицируются ходовые колеса по числу реборд и по форме поверхности катания?
- 11 Какие колеса применяют в подвесных тележках?

Лабораторная работа № 5

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Ц е л ь р а б о т ы: изучить конструкцию и методику расчета ленточных конвейеров. Экспериментально определить коэффициент сопротивления движению грузовой ветви

Конструкция 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 (3–4 км в одном конвейере и до 100 в системе) расстояния и относительно небольшом расходе энергии. Поэтому являются наиболее распространенным типом транспортирующих машин непрерывного транспорта как для насыпных, так и 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 (рисунок 5.1) из гибкой бесконечной ленты 1, являющейся одновременно грузонесущим и тяговым органом, приводного барабана 2 (может быть несколько), привода 3, натяжного барабана 4, натяжного устройства 5, поддерживающих роликов 6 на рабочей и 7 на холостой ветвях ленты, отклоняющего барабана 8, загрузочного 9 и разгрузочного 10 устройства, разгрузочного желоба 11 и устройства для очистки ленты 12. Все элементы конвейера смонтированы на раме.

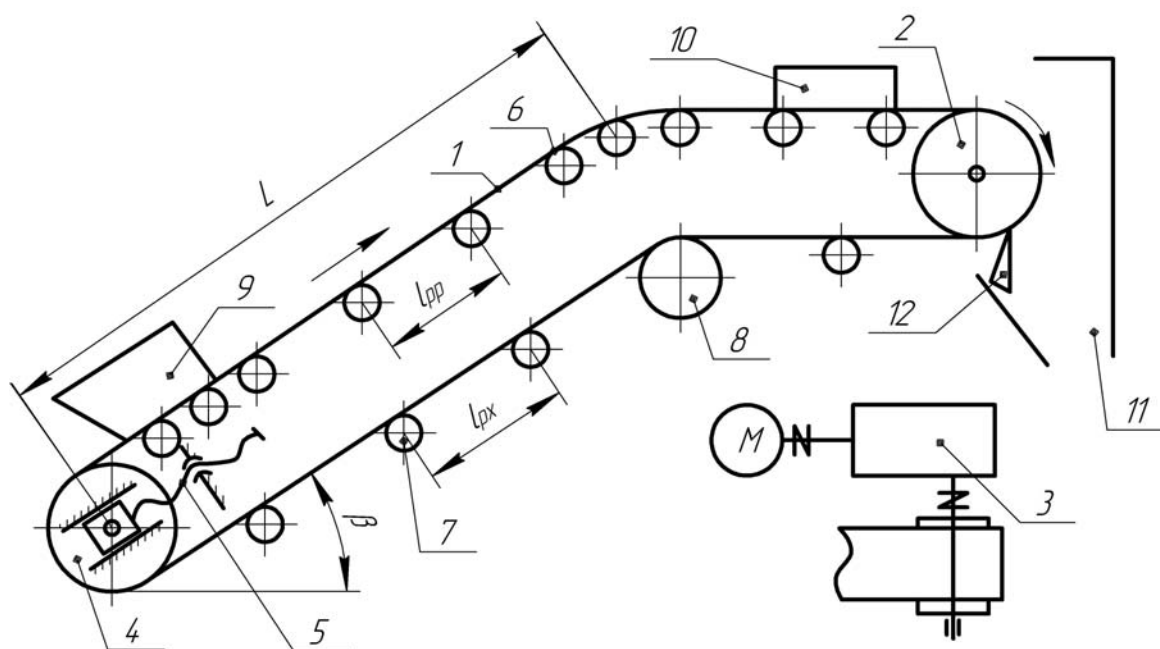


Рисунок 5.1 – Схема ленточного конвейера:

1 — лента; 2 — приводной барабан; 3 — привод; 4 — натяжной барабан; 5 — натяжное устройство; 6, 7 — поддерживающие ролики; 8 — отклоняющий барабан; 9 — загрузочное устройство; 10 — разгрузочное устройство; 11 — разгрузочный желоб; 12 — чистик

Конвейерная лента

Используются конвейерные 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.

ГОСТ 20–85 и ГОСТ 23831–79 предусматривают использование резинотканевых лент, состоящих из нескольких слоев ткани (прокладок) с прослойками из резины и резиновых обкладок. Резиновые обкладки защищают ткань от воздействий механических и внешней среды. Толщина обкладок зависит от назначения конвейера и колеблется с рабочей поверхности от 1 до 10 и с нерабочей — от 0 до 3,5 мм. Для лент, используемых в сельскохозяйственном производстве толщина обкладок колеблется соответственно от 1 до 6 и от 0 до 2 мм. Конвейерные ленты (ГОСТ 20–85) в зависимости от назна-

чения и условий эксплуатации выпускаются четырех типов (1, 2, 3, 4) и пяти видов (общего назначения, морозостойкие, теплостойкие, трудновоспламеняющиеся, пищевые). В сельскохозяйственном производстве рекомендуется 2-ой, 3-й и 4-й типы лент.

Тяговая способность ленты характеризуется прочностью прокладки по основе. Прочность измеряется в Н/мм ширины одной прокладки. Стандартом предусмотрена номинальная прочность 55, 100, 200, 300, 400 Н/мм. Данным значениям прочности соответствуют комбинированные ткани БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2 ГОСТ19700–74, а также синтетические ткани, ТА-100; ТК-100; ТК-200-2; ТА-300, ТА-400, ТК-400 ГОСТ18215-80 и ТЛК-200, ТЛК-300 ГОСТ 22510–77 (цифра в обозначении ткани указывает номинальную прочность, кроме цифры 65 которой соответствует прочность 55 Н/мм). Помимо вышеуказанных тканей ГОСТ23831–79 предусматривает использование ткани ТА-150 и ТК-150 по ГОСТ 18215–80 с прочностью 150 Н/мм.

Количество прокладок в ленте зависит от ширины и типа ленты и прочности прокладок см. таблицу 5.1.

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

$$z \geq z_{\min} = \frac{F_{\max}}{K_p B}, \quad (5.1)$$

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 5.2, 5.3);

B — ширина ленты, мм.

Таблица 5.1

Количество тяговых прокладок конвейерной ленты (извлечение из ГОСТ 20–85)

Ширина ленты, мм	Количество тяговых прокладок для лент типа										
	1			2				3		4	
	Номинальная прочность тяговых прокладок, Н/мм										
	400	300	200	300	200	100	55	100	55	100	55
100,200	-	-	-	-	-	-	-	2-5	2-4	1-2	1-2
300,400	-	-	-	-	2-5	2-5	2-5	2-5	2-4	1-2	1-2
500, (600)	-	-	-	-	2-5	2-5	2-5	2-5	2-4	1-2	1-2
650, (700)	-	-	-	-	2-6	2-5	2-6	2-5	3-5	1-2	1-2
(750), 800	-	3-6	3-6	3-6	2-6	2-6	3-6	3-5	3-5	1-2	1-2
(900),1000	3-6	3-6	3-6	3-6	3-6	3-6	3-6	3-5	3-5	1-2	1-2
(1100), 1200	3-6	4-6	4-6	3-6	3-6	3-6	3-6	3-5	3-5	1-2	1-2
1400	3-6	4-6	4-6	4-6	4-6	4-6	3-6	3-5	3-5	1-2	1-2
1600	3-8	4-8	5-6	3-8	3-6	4-6	3-6	3-5	3-5	-	-
(1800), 2000	4-8	4-8	5-6	3-8	5-6	4-6	3-6	3-5	3-5	-	-
(2250), 2500	5-6	5-6	5-6	4-6	5-6	4-6	3-6	-	-	-	-
2750, 3000	5-6	5-6	5-6	4-6	5-6	4-6	3-6	-	-	-	-
Примечание — ленты, ширина которых указана в скобках, не должны применяться при проектировании новых конвейеров.											

Таблица 5.2

Допускаемая рабочая нагрузка для конвейерных лент (извлечения из ГОСТ 20–85)

Вид ленты	Угол установки конвейера (по оси концевых барабанов), град	Число тяговых прокладок	Максимально-допускаемая рабочая (расчетная) нагрузка тяговой прокладки при номинальной прочности, Н/мм				
			400	300	200	100	55
Общего назначения, морозостойкая, пищевая, трудно-воспламеняющаяся 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	От 0 До 18	От 3 До 6	-	20	13	10	-
2Т2			-	20	13	10	-
2Т3			-	15	10	-	-

Таблица 5.3

Допускаемая рабочая нагрузка для плоских приводных резиноканевых ремней (извлечения из ГОСТ23831–79)

Номинальная прочность прокладки, Н/мм ширины	Максимально допускаемая рабочая (расчетная) нагрузка прокладки, Н/мм ширины	
	для ремней, используемых как элемент привода	для ремней, используемых в качестве тяговых элементов
55	3,0	5,5
150	10,0	15,0
200	13,0	20,0
300	20,0	30,0

Массу погонного метра резиноканевой ленты ориентировочно можно определять по зависимости:

$$m_{\text{п}} = 1100 \times 10^{-6} (1,25z + \delta_1 + \delta_2) B, \text{ кг} \quad (5.2)$$

где 1100 — плотность ленты, кг/м³;

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

δ_1, δ_2 — толщина обкладок соответственно с рабочей и нерабочей поверхности ленты, мм;

B — ширина ленты, мм.

Точные значения массы ленты определяют по каталогам заводов-изготовителей.

Барабаны

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 могут футеровать (покрывать) древесиной, резиной или другими фрикционными материалами для увеличения коэффициента трения.

Диаметр барабана определяют по зависимости

$$D_6 = KZ, \quad (5.3)$$

где K — коэффициент, зависящий от типа прокладок и назначения барабана (см. таблицу 5.4);

Z — число прокладок ленты.

Таблица 5.1

Значения коэффициента K					
Ткань прокладки	Барабаны стационарных конвейеров			Барабаны передвижных конвейеров	
	приводной	натяжной	отклоняющий	приводной	натяжной
Комбинированная	100–125	80–100	50	80–120	60–100
Синтетическая	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

$$P = \frac{360}{\alpha \pi B D_6} (F_{нб} + F_{сб}) \leq [P], \quad (5.4)$$

где α — 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.

Роликоопоры

Предназначены для поддержания ленты и уменьшения ее провисания на участках между барабанами. Иногда для этой цели в коротких конвейерах используют сплошной настил из древесины, стали или пластмассы. Чаще всего используются одно, двух и трехроликовые опоры (рисунок 5.2).

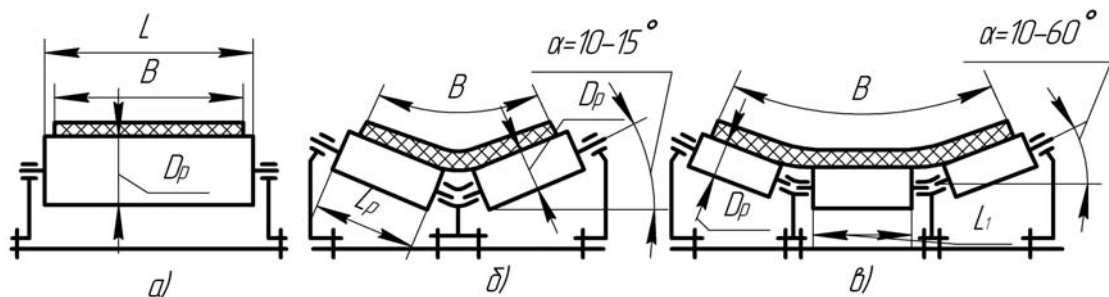


Рисунок 5.2 — Роликоопоры: а — прямая однороликовая; б — желобчатая двухроликовая; в — желобчатая трехроликовая

Производительность конвейеров с желобчатой (многороликовой) опорой выше, чем с прямой (однороликовой), так как на ленте размещается больше

груза. Холостая ветвь может быть прямой или желобчатой (двухроликовой). В сельскохозяйственных конвейерах, как правило, холостая ветвь имеет прямую роликоопору, так как их ширина обычно не превышает 1000 мм, поверхность роликов может быть гладкая и ребристая (применяются при транспортировании налипающих грузов), жесткая и упругая (обычно устанавливают в зоне загрузки для амортизации ударов падающего груза).

Роликоопора может крепиться к раме жестко (жесткая роликоопора) или шарнирно (подвесная роликоопора гирляндного типа с шарнирно соединенными роликами или роликоопора с гибкой осью). Размеры одно- двух- и трехроликовых опор стандартизованы и выбираются в зависимости от ширины ленты (см. рисунок 5.2, таблица 5.5).

Таблица 5.5

Основные размеры роликоопор (извлечения из ГОСТ22645–77)

Ширина ленты, B ,мм	Диаметр ролика, D_p , мм	Длина роликов				Углы наклона роликов, град	
		L для конвейеров			L_2		
		стационарный	передвижной	L_1		α_1	α_2
300	63	380(400)		-		-	
400	63,76,89,102,108	500		160			
500	63,76,89, 102,108	600	-	200	-	10,20	
650	63,76,89,102,108,127,133	750		250		30,45,60	
800	89,102,108,127,133,152,159,168,178; 194, 219	950	1150	315	465	10	
1000	89,102,108,127,133,152,159,168,178, 194,219,245	1150	1400	380	600	20,30,45	10,15
1200	89,102,108,127,133,152,159,168,178, 194,219,245	1400	1600	465	670		

Углы наклона боковых роликов 45 и 60° допускаются при транспортировании зерна и зерновых продуктов.

Диаметр опорных роликов рабочей ветви резиноканевой конвейерной ленты выбирается в зависимости от скорости ленты, ее ширины и насыпной плотности транспортируемого груза в соответствии с таблицей 5.6.

Таблица 5.6

Данные для выбора диаметра ролика

Диаметр ролика, мм	Ширина ленты, мм	Насыпная плотность материала, т/м ³ , 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	2,0 1,6	2,5
133	800-1200	2,0	
159	800-1200	3,15	4,0

Для сельскохозяйственных конвейеров чаще используются ролики диаметром 89–159 мм. Расстояние между роlikоопорами рабочей ветви конвейера $L_{pp} = 0,8–1,5$ м; холостой — $L_{px} = (2–2,5) L_{pp}$ (см. рисунок 5.1). При транспортировании тяжелых штучных грузов (более 20 кг) расстояние между роlikоопорами рабочей ветви не должно превышать половины размера груза в направлении движения.

Привод

Предназначен для вращения приводного барабана и состоит из двигателя, соединительных муфт и передаточных механизмов (ременные, зубчатые, червячные, цепные передачи). Наклонные конвейеры дополнительно оборудуются стопорными устройствами (остановы) или тормозами, препятствующими самопроизвольному обратному движению ленты от силы тяжести груза при случайном выключении двигателя.

Имеются приводы, вмонтированные внутрь барабана (мотор-барабан).

При однобарабанном приводе наиболее рационально приводной барабан устанавливать в конце грузовой ветви конвейера. В этом случае максимальное натяжение ленты будет меньше, чем при расположении барабана в других точках трассы транспортирования.

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. При большей длине применяются грузовые натяжные устройства. Различные схемы натяжных устройств приведены на рисунке 5.3.

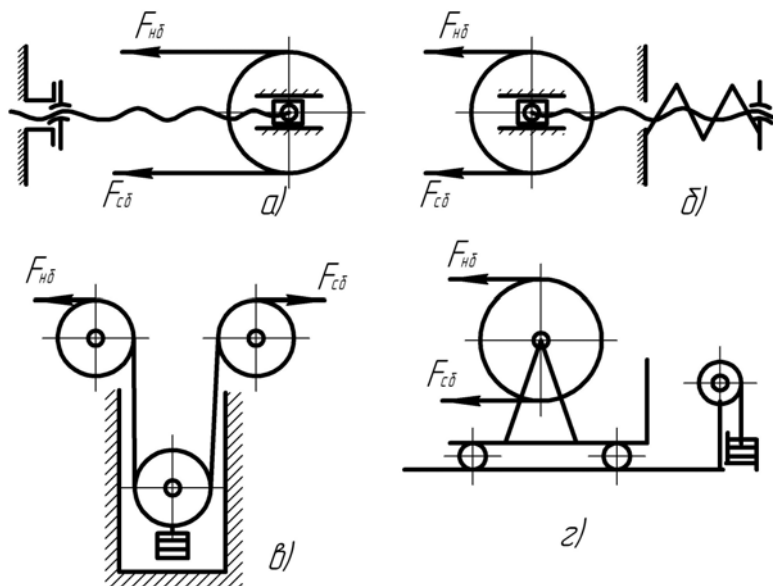


Рисунок 5.3 — Схемы натяжных устройств
a — винтовое; *б* — пружинно-винтовое; *в, г* — грузовое

Грузовые натяжные устройства автоматически поддерживают заданное усилие натяжения ленты, пружинно-винтовые также в некоторых пределах деформации пружины работают автоматически, но при значительном вытягивании ленты необходима затяжка пружины винтом или гайкой до заданных усилий.

Рабочий ход (компенсирующий вытяжку тягового элемента) натяжного устройства зависит от типа тягового элемента, его длины и конфигурации трассы транспортирования.

Для резинотканевых лент рабочий ход равен: $L_{\text{нат}} = 0,01 L \geq 400$ мм, для горизонтального конвейера и $L_{\text{нат}} = 0,015 L \geq 400$ мм — для наклонного, где L — длина конвейера между центрами барабанов, м.

Загрузочное устройство

Должно обеспечить плавную подачу груза на движущуюся ленту. Для сыпучих грузов используют загрузочные лотки (рисунок 5.4). Обычно $l_{\text{л}} = (1,25-2)B$; $B_1 \approx 0,5B$; $B_2 \approx 0,6B$; $h_{\text{л}} = (0,3-0,5)B$. Штучные грузы подаются на конвейер при помощи всевозможных спусков, лотков или укладываются непосредственно на ленту. Углы наклона стенок лотка должны быть на $10-15^\circ$ больше углов трения груза о стенки.

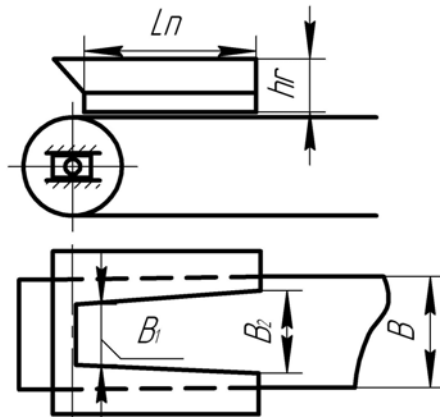


Рисунок 5.4 — Лоток для загрузки

Разгрузочное устройство

Разгрузка конвейера может производиться в конце трассы транспортирования с концевого барабана (рисунок 5.5, *а*), а также в промежуточных пунктах при помощи всевозможных плужковых сбрасывателей (рисунок 5.5, *б* и *в*, *з*) или барабанного разгрузателя (рисунок 5.5, *д*).

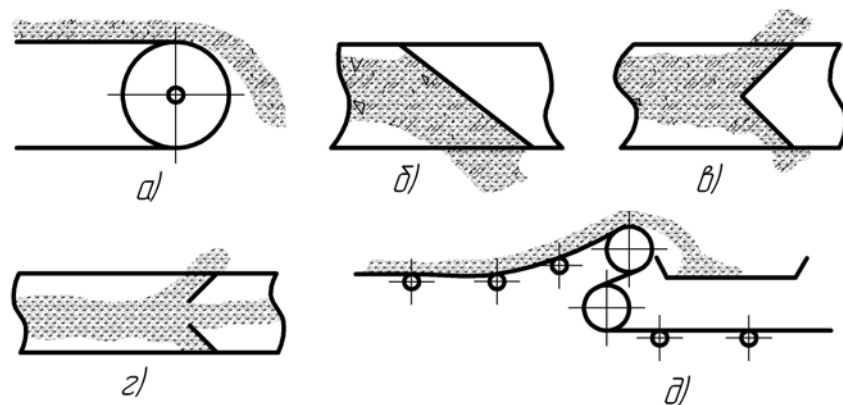


Рисунок 5.5 — Разгрузочные устройства
а — с концевого барабана; *б*, *в*, *г* — плужковые сбрасыватели; *д* — барабанный сгрузатель

Очистное устройство

Очистное устройство предназначено для очистки ленты от прилипших частиц. Применяются всевозможные скребки, щетки, барабаны, гидроочистка, устанавливаемые у пункта разгрузки.

Рамы ленточных конвейеров могут быть металлические из профилей проката, деревянные или комбинированные; для передвижных и переносных конвейеров выполняются в виде пространственных ферм.

Расчет ленточных конвейеров

Для расчета конвейера необходимо знать характеристики транспортируемого груза, объемную P_v м³/ч, или массовую P_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:

$$P_v = 3600 A v, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (5.5)$$

$$\text{массовая: } P_m = 3600 A v \gamma, \text{ т/ч} \quad (5.6)$$

где A — площадь поперечного сечения груза на ленте, м^2 ;

v — скорость перемещения груза, м/с (таблица П5.1)

γ — насыпная плотность груза, т/м^3 (таблица П5.1)

Площадь поперечного сечения груза на ленте зависит от ширины ленты, типа роlikоопоры и угла естественного отнoса груза в движении ϕ_d .

Таблица 5.7

Рекомендуемые скорости грузов

Груз	Скорость, v , м/с	Груз	Скорость, v , м/с
Зерно (кукуруза, рожь, пшеница, и др.)	2,0–4,5	Мука, цемент	0,8–1,25
Зерно (овес, ячмень, подсолнух и др.)	2,0–3,0	Отруби	1,5–2,0
Зерно дробленое, торф	1,0–2,0	Песок, соль, уголь	1,0–3,0
Картофель, корнеплоды	0,7–1,5	Солома	0,8–1,4
Кокс, древесный уголь	1,0–1,6	Известь, зола	1,5–2,0
Кукуруза в початках	1,5–2,5	Руда, гравий, шлак, щебень	1,5–3,0
		Хим. продукты кристаллич.	1,0–3,0
		Штучные грузы	0,5–1,5

Меньшие значения скорости применяются для лент шириной 400–500; большие — 1400–1600 мм.

В соответствие 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

$$\Pi_m = 3,6 \frac{m_r}{l_r} V, \text{ т/ч} \quad (5.7)$$

где m_r — масса груза, кг;

l_r — шаг расстановки грузов, м.

Расчет ширины ленты

Так как площадь поперечного сечения груза является функцией ширины ленты из уравнения (5.5) и (5.6) с учетом зависимости

$B = 0,9v - 0,05$ можем определить ширину ленты B

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_v}{cVk}} + 0,05 \right), \quad (5.8)$$

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi_m}{cVk\gamma}} + 3,05 \right), \quad (5.9)$$

где v — грузонесущая ширина ленты, м;

c — коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения груза на ленте (таблица 5.8);

k — коэффициент, учитывающий уменьшение производительности конвейера при его наклоне к горизонту (таблица 5.9).

Таблица 5.8

Значение коэффициента C

Показатели	Форма ленты				
	плоская	желобчатая			
		двухроликовая	трехроликовая		
Угол наклона боковых роликов, град.	10	15	20	30	35
Угол естественного откоса груза ϕ_d , град	15 20	15 20	15 20	15 20	15 20
Коэффициент C	240 235	450 535	470 550	550 625	585 655

Углы естественного откоса ϕ_d различных грузов приведены в таблице П5.1.

Таблица 5.9

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

Так как мы не знаем ширины ленты, то при ее определении по табл. 5.7 выбираем среднюю скорость, которая уточняется в соответствии с определенной шириной ленты. В случае необходимости ширина ленты уточняется.

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

$$B \geq K_k a + 200, \text{ мм},$$

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 большей, предусмотренной ГОСТ 20–85 (таблица 5.1).

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 оказывает вес груза и ленты. Наклонные участки можем рассматривать как горизонтальный и вертикальный участок, используя принцип независимости действия сил.

Сопротивление на горизонтальном участке рабочей ветви конвейера

$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp}) L \omega'_p, \text{ Н}, \quad (5.10)$$

$$\square \text{ холостой} \quad W_x = (q_l + q_{px}) L \omega'_x, \text{ Н}, \quad (5.11)$$

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

L — длина участка, м;

ω'_p , ω'_x — коэффициент сопротивления движению рабочей и холостой ветви соответственно (таблица 5.10).

Таблица 5.10

Значение коэффициента сопротивления			
Опора роlikов	Условия работы конвейера	для роlikов	
		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

$$q_r = \frac{\Pi_r}{0,36V}, \text{ Н/м} \quad (5.12)$$

$$\square \text{ штучного} \quad q_r = \frac{m_r g}{l_r}, \quad (5.13)$$

где Π_r т/ч; V ; м/с; g — ускорение свободного падения, м/с².

Погонная нагрузка от веса ленты с учетом (5.2) приближено

$$q_l = m_n g = 0,011(1,25Z + \delta_1 + \delta_2) B, \text{ Н/м} \quad (5.14)$$

Погонные нагрузки от роlikоопор:

$$q_{pp} = \frac{m_{pp} g}{l_{pp}}, \text{ Н/м} \quad (5.15)$$

$$q_{px} = \frac{m_{px} g}{l_{px}}, \text{ Н/м} \quad (5.16)$$

где m_{pp}, m_{px} — масса вращающейся части роlikоопоры рабочей и холостой ветви, кг;

g — ускорение свободного падения;

l_{pp}, l_{px} — см. раздел 5.1.3.

Массу роlikоопор принимают по каталогам завода-изготовителя. Ориентировочно для учебных для учебных целей массу можно определить в зависимости (таблица 5.11).

Таблица 5.11

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

Для наклонного участка конвейера длиной L (см. рисунок 5.1) с углом наклона β к горизонту сопротивления определяются по зависимостям:

$$W_p = (q_r + q_l + q_{pp}) L \omega'_p \cos \beta \pm (q_r + q_l) L \sin \beta, \text{ Н} \quad (5.17)$$

$$W_x = (q_l + q_{px}) L \omega'_x \cos \beta \pm q_l L \sin \beta, \text{ Н} \quad (5.18)$$

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 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 5.6. Чтобы преодолеть сопротивление, натяжение ленты после участка $F_{сб}$ должно быть больше на величину потерь W чем перед участком $F_{нб}$

$$F_{сб} = F_{нб} + W. \quad (5.19)$$

Для участков огибания лентой барабанов, роликов и батарей роликов (рисунк 5.6, а, б).

$$F_{сб} = K F_{нб}, \quad (5.20)$$

где K — коэффициент сопротивления при огибании. Принимается 1,05–1,07 при угле обхвата 180° ; 1,03–1,04 — более 90° и 1,02–1,03 — до 90° . Для роликовой батареи в зависимости от условий работы и угла поворота α $K = 1,02$ – $1,06$.

Для батареи (рисунк 5.6, в) $F_{сб} \approx F_{нб}$: т.е. $W \approx 0$.

Сопротивление в пункте загрузки (рисунк 5.6, г)

приближено

$$W_{заг} = 0,1 C q_\Gamma (V^2 - V_0^2), \quad (5.21)$$

где C — коэффициент, учитывающий трение груза о направляющие борта загрузочного устройства;

V — скорость ленты конвейера, м/с;

V_0 — начальная скорость груза в направлении движения ленты, м/с.

Более точное значение сопротивления загрузки:

$$W_{\text{заг}} = W_{\text{зг}} + W_{\text{зг}}, \quad (5.22)$$

где
$$W_{\text{зг}} = 0,1q_z(V^2 - V_0^2) \quad (5.23)$$

сопротивление от ускорения груза,

$$W_{\text{зг}} = 1000C_y h_6^2 l_{\text{л}} f \gamma g k_6, \text{ Н} \quad (5.24)$$

сопротивления от сил трения груза о борта загрузочного устройства и уплотнений о ленту, $C_y=1,2-1,3$ — коэффициент, учитывающий сопротивление уплотнений; $h_6, l_{\text{л}}$ — высота груза в лотке и длине лотка соответственно, м; f — коэффициент трения груза о борт загрузочного устройства (таблица П 5.1); γ — насыпная плотность материала, т/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; k_6 — коэффициент бокового давления, для сыпучих сельскохозяйственных продуктов $k_6 \approx 0,6 - 0,8$.

Сопротивление в пункте разгрузки плужковым разгрузателем (рисунок 5.6, *д*)

$$W_{\text{нр}} = (2,7 - 3,6) q_{\text{г}} B, \text{ Н}, \quad (5.25)$$

где B — ширина ленты, м.

Для барабанных разгрузателей (рисунок 5.6, *е*) сопротивление определяется как сумма сопротивлений на криволинейных участках и сопротивления для подъема груза на высоту разгрузки h .

Сопротивление скребковых очистных устройств (рисунок 5.6, *ж*)

$$W_{\text{оч}} = g_{\text{оч}} B, \text{ Н}, \quad (5.26)$$

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

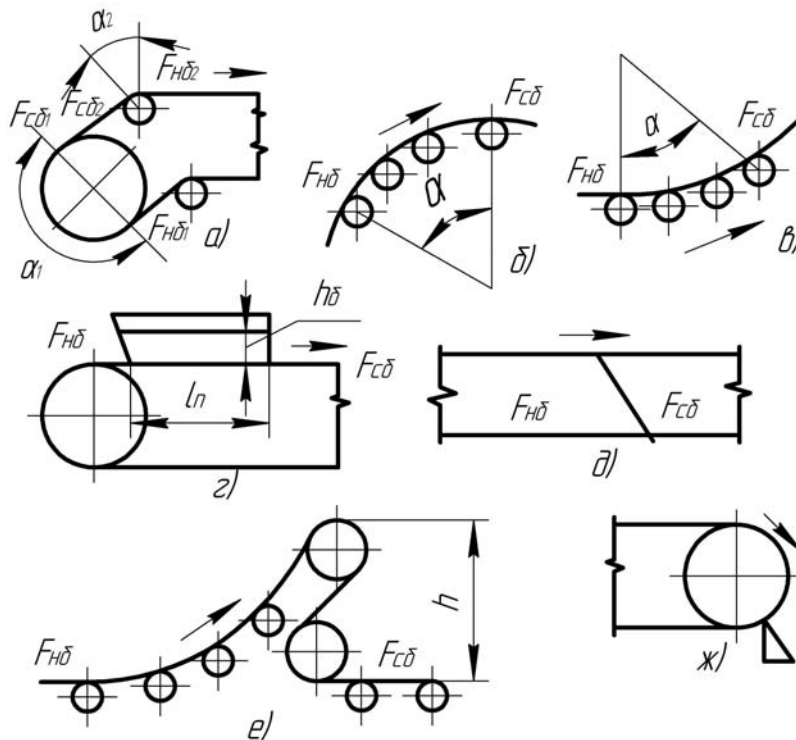


Рисунок 5.6 — Схемы участков сосредоточенных сопротивлений
 а — отклоняющий барабан; б, в — роликовая батарея; г — пункт загрузки; д — прут-
 ковый сбрасыватель; е — барабанный разгрузатель; ж — чистик

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 $F_{H\delta}$ тягового органа в точке набегания на приводной барабан равно сумме натяжения $F_{C\delta}$ в точке сбегания с приводного барабана и сопротивлений на всех участках трассы. Так как на участках поворота ленты натяжения определяется по зависимости (5.20), то в общем случае на приводном барабане

$$F_{H\delta} = A F_{C\delta} + D, \quad (5.27)$$

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

D — сумма сопротивлений по всему контуру конвейера от точки сбегания ленты с приводного барабана к точке набегания.

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

$$F_{\text{нб}} \leq F_{\text{сб}} e^{f\alpha}, \quad (5.28)$$

где e — основание натуральных логарифмов;

f — коэффициент трения между лентой и приводным барабаном (таблица 5.12);

α — угол обхвата лентой ведущего барабана, рад.

При совместном решении уравнений (5.27) и (5.28) определяем значение $F_{\text{сб}}$, 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:

$$y_{\text{max}} = (0,025 - 0,0125) l_{\text{pp}}. \quad (5.29)$$

Таблица 5.12

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

$$y_{\text{max}} \leq \frac{(g_{\text{г}} + g_{\text{л}}) l_{\text{pp}}^2 \cos \beta}{8 F_{\text{minp}}}. \quad (5.30)$$

Из зависимости (5.30) с учетом (5.29) минимальное натяжение ленты рабочей ветви:

$$F_{\min p} \geq (5-10)(g_r + g_l)l_{pp} \cos \beta \quad (5.31)$$

где g_r, g_l — погонные нагрузки от груза и ленты соответственно, Н/м;

l_{pp} — расстояние между роlikоопорами рабочей ветви, м;

β — угол наклона конвейера к горизонту.

Если фактическое натяжение ленты меньше рассчитанного, по зависимости (5.31) 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 (5.31), 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.

По значению максимальной силы натяжения ленты проверяем ленту на прочность (5.1).

Для подбора электродвигателя определяем окружное усилие на приводном барабане

$$F_{пр} = F_{нб} - F_{сб} + F_{доп}, \quad (5.32)$$

где $F_{нб}, F_{сб}$ — сила натяжения ленты в точках набегания на барабан и сбегания с него соответственно;

$$F_{доп} = K_{пр}(F_{нб} + F_{сб}), \quad (5.33)$$

дополнительная сила для преодоления потерь на приводном барабане от сил трения в опорах и жесткости ленты; $K_{пр} = 0,04-0,08$ — коэффициент сопротивления (меньше значения принимаются для опор на подшипниках качения, больше — скольжения).

$$\text{Мощность двигателя} \quad P_{др} = 1,1 \frac{F_{пр} V}{1000 \eta_{пр}}, \text{ кВт}, \quad (5.34)$$

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

V — скорость груза, м/с;

$\eta_{\text{пр}} = 0,8-0,9$ — коэффициент полезного действия привода.

По мощности выбираем стандартный электродвигатель общего назначения серии 4А.

Определяем общее передаточное отношение привода и komponуем привод.

Расчет натяжного винтового устройства

Ведем по силе, действующей на натяжное устройство (рисунок 5.3)

$$F_{\text{нат}} = F_{\text{нб}} + F_{\text{сб}} + F_{\text{доп}} \quad (5.35)$$

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

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

$$F_{\text{в}} = (1,5-1,8)0,5F_{\text{нат}}, \text{ Н.} \quad (5.36)$$

Рассчитываем внутренний диаметр резьбы винта, работающего на рас-

тяжение
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \times 4F_{\text{в}}}{\pi[\sigma_{\text{р}}]}}, \text{ мм}; \quad \sqrt{\frac{5,2F_{\text{в}}}{\pi[\sigma_{\text{р}}]}} \quad (5.37)$$

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

$$d_1 \geq 0,12\sqrt[4]{F_{\text{в}}L_{\text{нат}}^2} \quad (5.38)$$

где $[\sigma_{\text{р}}] = 120-150 \text{ Н/мм}^2$ — допускаемые напряжения;

$L_{\text{нат}}$ — длина винта, мм.

Пример расчета ленточного конвейера смотрите в приложении 4.5.2.

Определение коэффициента сопротивления движению грузовой ветви.

Теоретическое обоснование

Мощность двигателя для привода транспортера из зависимости (5.34) с учетом (5.32) и (5.33)

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_{\text{нб}}(1 + K_{\text{пр}}) - F_{\text{сб}}(1 - K_{\text{пр}})}{\eta_{\text{пр}}} V, \quad (5.39)$$

натяжение набегающей на приводной барабан ветви горизонтального ленточного конвейера

$$F_{\text{нб}} = KF_{\text{сб}} + K(q_{\text{л}} + q_{\text{рх}})L\omega'_{\text{x}} + (q_{\text{г}} + q_{\text{л}} + q_{\text{рп}})L\omega'_{\text{р}},$$

где K — коэффициент сопротивления при огибании натяжного барабана.

При включении конвейера без груза мощность двигателя:

$$P_{\text{двх}} = \frac{KF_{\text{сб}} + K(q_{\text{л}} + q_{\text{рх}})L\omega'_{\text{x}} + (q_{\text{л}} + q_{\text{рп}})L\omega'_{\text{р}}}{\eta_{\text{пр}}} \frac{(1 + K_{\text{пр}}) - F_{\text{сб}}(1 - K_{\text{пр}})}{V}.$$

Для грузенного конвейера при неизменном натяжении сбегающей ветви

$$P_{\text{двр}} = \frac{[KF_{\text{сб}} + K(q_{\text{л}} + q_{\text{рх}})L\omega'_{\text{x}} + (q_{\text{г}} + q_{\text{л}} + q_{\text{рп}})L\omega'_{\text{р}}](1 + K_{\text{пр}}) - F_{\text{сб}}(1 - K_{\text{пр}})}{\eta_{\text{пр}}} V.$$

Разность мощностей:

$$P_{\text{двр}} - P_{\text{двх}} = \frac{q_{\text{г}}L\omega'_{\text{р}}(1 + K_{\text{пр}})}{\eta_{\text{пр}}} V, \quad (5.40)$$

таким образом, измерив мощность двигателя конвейера при транспортировании груза и работе без груза можем определить коэффициент сопротивления движению грузовой ветви:

$$\omega'_{\text{р}} = \frac{(P_{\text{двр}} - P_{\text{двх}})\eta_{\text{пр}}}{q_{\text{г}}LV(1 + K_{\text{пр}})}. \quad (5.41)$$

Описание лабораторной установки

Лабораторная установка (рисунок 5.7) состоит из горизонтального ленточного конвейера 1 с приводом от электродвигателя 2. С целью ограничения размеров установки длина транспортера 0,9 м, поэтому промежуточные опоры ленты отсутствуют. Нагрузка на ленту от веса транспортируемого груза $q_r L$ создается прижимным роликом 3, который через ленту воздействует на концевой барабан. Диаметр ролика и барабана, а также их опоры одинаковы, поэтому силы сопротивления движению ленты по барабану и ролику равны. Сила прижатия ролика к барабану F_{np} , имитирующая вес транспортируемого груза $q_r L$, помимо веса ролика и рычага 5, создается грузом 4, передвигаемым по рычагу. Мощность двигателя замеряется ваттметром, установленным в цепи питания.

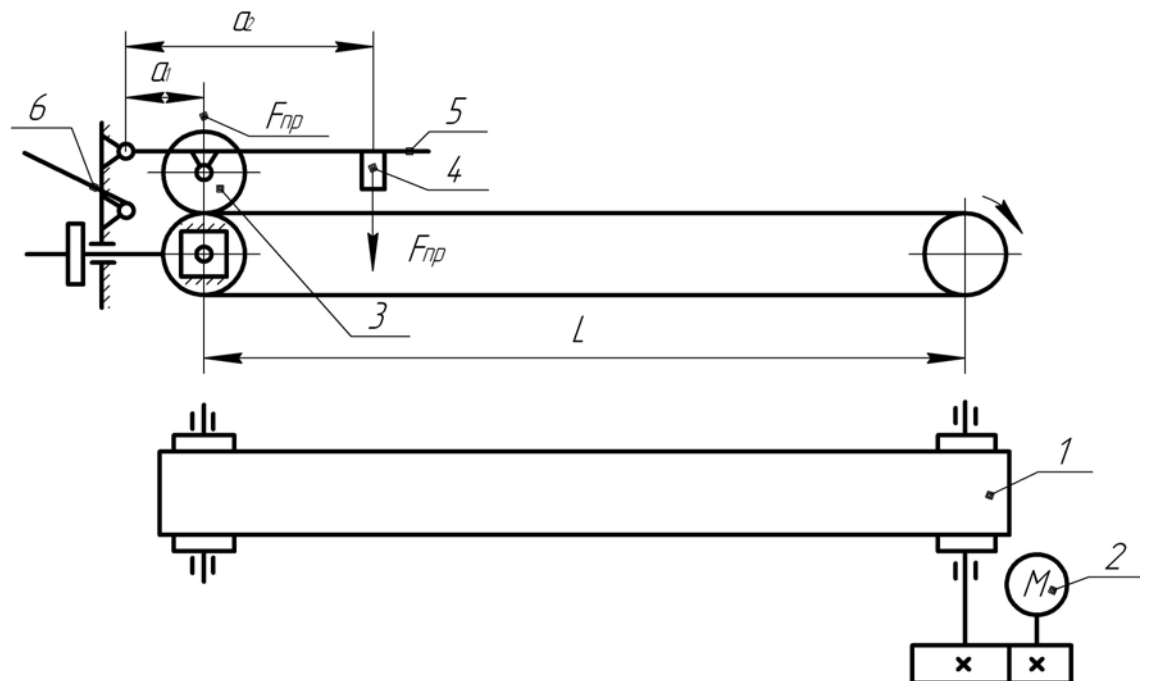


Рисунок 5.7 — Схема лабораторной установки:

1 — ленточный конвейер; 2 — электродвигатель; 3 — пружинный ролик; 4 — груз;
5 — рычаг; 6 — упор

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Подготовить по учебникам и конспектам лекций тему «Ленточные конвейеры».
- 3 Подготовить таблицу для записи экспериментальных данных и результатов их обработки (таблица 5.13).

Порядок выполнения работы

- 1 Проверить натяжение ленты (провисание ленты между барабанами 2–3 мм).
 - 2 Установить упор 6 под рычаг 5 (рисунок 5.7), разгрузив при этом рабочую ветвь.
 - 3 включить электродвигатель и снять показания ваттметра при холостой работе конвейера $P_{\text{двх}}$ в трехкратной повторности (если двигатель не запускается, ослабить натяжение ленты) и занести в таблицу 5.13.
 - 4 Убрать упор 6 и установить ролик на ленту.
 - 5 Включить электродвигатель и снять показания ваттметра $P_{\text{двр}}$ (если двигатель не запускается под нагрузкой, необходимо приподнять ролик, запустить двигатель и плавно опустить ролик на ленту).
- Снятие показаний провести для трех положений груза (три значения a_2), с трехкратной повторностью. Значения a_2 и соответствующие им показания ваттметра занести в таблицу 5.13.
- 6 С помощью линейки и секундомера определить скорость ленты и занести в таблице 5.13.

Обработка опытных данных

- 1 Рассчитать усилие прижатия ролика к ленте

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{рол}} + F_{\text{гр}} \frac{a_2}{a_1} \quad (5.42)$$

где $F_{\text{рол}}, F_{\text{гр}}$ — сила тяжести ролика и груза соответственно;

a_1, a_2 — длина плеч рычага 5 (рисунок 5.7).

- 2 Определить среднее арифметическое значение $P_{\text{двх}}$ и $P_{\text{двр}}$ и занести в таблицу 5.13.

- 3 Определить коэффициент сопротивления передвижению грузовой ветви. Так как сопротивление движению ленты оказывает концевой барабан и приводной ролик, то зависимость (5.41) преобразуется к виду

$$\omega_p' = \frac{(P_{\text{двр}} - P_{\text{двх}}) \eta_{\text{пр}}}{2F_{\text{пр}} V (1 + K_{\text{пр}})}$$

Значения ω_p' занести в таблицу 5.13.

КПД привода определить исходя из кинематической схемы привода (рисунок 5.7), а коэффициент сопротивления $K_{\text{пр}}$ принять равным 0,04.

Таблица 5.13

Значения определяемых и измеряемых величин

Параметр			Повторность			Среднее арифм. значение	Скорость ленты v	
			1	2	3			
$P_{\text{двр}}$	a_2	$P_{\text{двх}}$						
		$F_{\text{пр}}$						

Вопросы для контроля

- 1 Назовите составные сборочные единицы ленточного конвейера.
- 2 Конструкции конвейерных лент.
- 3 Расчет ленты на прочность.
- 4 Определение диаметра барабана.
- 5 Проверка диаметра приводного барабана по давлению ленты.
- 6 Типы роlikоопор, выбор расстояния между ними.
- 7 Конструкции натяжных устройств.
- 8 Определение диаметра резьбы винта натяжного устройства из условий его прочности и устойчивости.
- 9 Способы загрузки и разгрузки конвейера.
- 10 Определение ширины ленты по производительности.
- 11 Проверка ленты по кусковатости.
- 12 Определение погонных нагрузок, действующих на опоры ленты.
- 13 Сопротивление передвижению ленты на горизонтальном и наклонном участках рабочей и холостой ветви.
- 14 Сосредоточенные сопротивления и их определение.
- 15 Проверка приводного барабана по тяговой способности (отсутствие буксования).
- 16 Проверка ленты на допускаемое провисание между опорами.
- 17 Выбор электродвигателя и редуктора привода конвейера.
- 18 Составить три возможные кинематические схемы привода конвейера.

Темы УИРС

Исследование влияния натяжения ленты конвейера на потребляемую мощность.

Исследование влияния коэффициента трения между барабаном и лентой на тяговую способность приводного барабана.

Исследование влияния угла обхвата приводного барабана на его тяговую способность.

Лабораторная работа № 6

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ТАЛИ

Ц е л ь р а б о т ы: изучить конструкцию, принцип работы и методику расчета ручной червячной тали с дисковыми или конусными тормозами. Экспериментально определить размеры тормоза и усилие при опускании груза.

Устройство червячной тали

Ручные червячные тали (рисунок 6.1) подвешиваются к потолочным балкам, треногам или другим устройствам с помощью крюка 5. Грузоподъемность ручных талей 0,5–5 т, высота подъема до 3 м. Тяговым органом в ручных таях является грузовая пластинчатая или овально-звеньевая цепь 1, охватывающая звездочку 3, жестко связанную с червячным колесом 4. Для увеличения КПД червячного зацепления и скорости подъема груза применяют червячную двухзаходную передачу, не являющуюся самотормозящей, поэтому на валу червяка 7 устанавливают дисковый или конический грузоопорный тормоз 2 с неразмыкающимися поверхностями трения. Вращение червяка осуществляется цепным колесом 6 с помощью тяговой сварной цепи 8. Для захвата груза служит крюковая подвеска 9, которая связана с грузовой цепью 1, концы которой закреплены к тали таким образом, чтобы образовать полиспаст, кратность $i_n = 2$.

Работа червячной тали

Работу тали рассмотрим для трех периодов: период подъема груза; период, когда груз подвешен неподвижно; период опускания груза.

Период подъема груза. При подъеме груза червяк 1, червячное колесо 4 и грузовая звездочка 3 вращаются по направлению стрелок 1. Грузовой момент, имея постоянное направление, через червяк 7 прижимает конус 2 (или диски) (рисунки 6.1 и 6.2) тормоза к храповику 1 (рисунок 6.2) с внутренней

конической поверхностью: при этом происходит торможение частей тормоза. Замкнутый тормоз, вращаясь (стрелка *I*) вместе с валом червяка, не встречает препятствий со стороны собачки *4* (рисунок 6.2), т.к. она скользит по скошенным поверхностям зубьев храпового колеса (*I*).

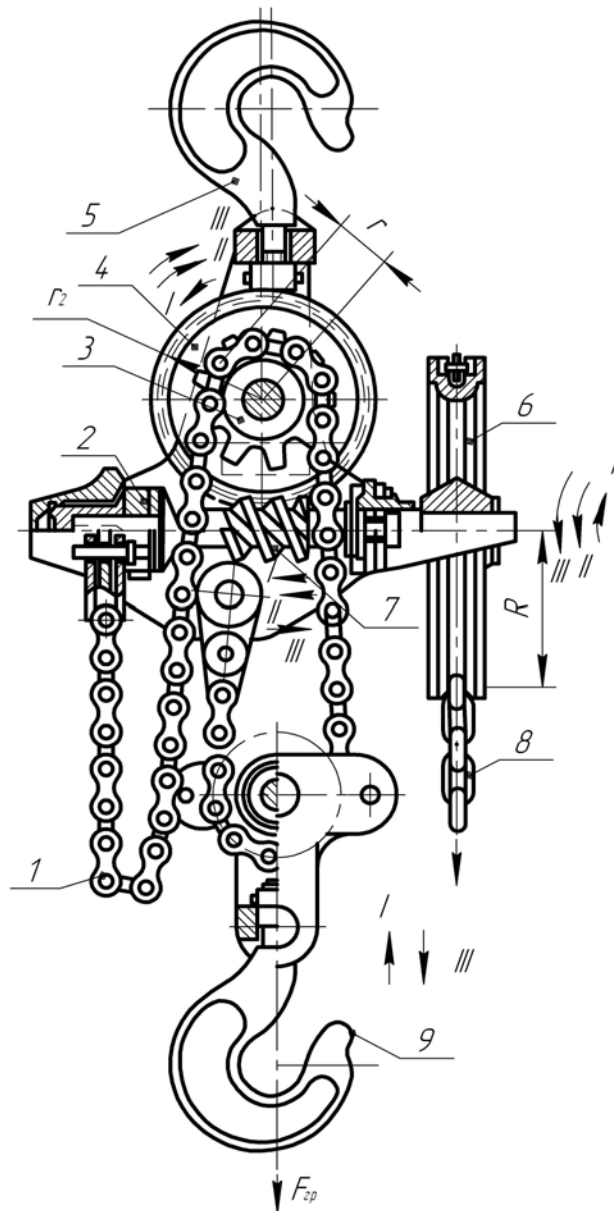


Рисунок 6.1 — Ручная червячная таль; подъём — I; стопор — II; спуск — III
I — цепь; 2 — конус; 3 — грузовая звездочка; 4 — червячное колесо; 5 — крюк;
 6 — тяговая звездочка; 7 — червяк; 8 — тяговая цепь; 9 — крюковая подвеска

Период удержания груза. Как только прекращается вращение тяговой звездочки *6* (рисунок 6.1), вся система стремится в обратном направлении (стрелки II) под действием силы тяжести груза $F_{гр}$. Груз стремится опускаться

ся. Но грузовой момент (стрелка II) продолжает удерживать тормоз в замкнутом положении. Т.к. при этом собачка 4 (рисунок 6.2) заскакивает в гнездо между зубьями храпового колеса I, она будет препятствовать обратному вращению системы и груз не сможет опускаться, оставаясь в подвешенном состоянии. Относительное вращение между конусом 2 (или диском 5) и неподвижным храповым колесом I (или 6) будет отсутствовать, т.к. момент тормоза T_t , стремящейся удержать груз, больше момента статического от груза T_c^T , стремящегося опустить груз, в K_t раз, где $K_t = 1,2-1,3$ — запас торможения для тормозов осевого действия. Разомкнуть этот тормоз нельзя, поэтому для опускания груза необходимо затрачивать энергию на преодоление запаса тормозного момента.

Период опускания груза. Прикладывая определенное усилие F к тяговой цепи 8 (рисунок 6.1), вращаем тяговую звездочку 6, червяк 7, червячное колесо 4, грузовую звездочку 3 в направлении, обратном подъему (стрелки III). Сбегающая ветвь грузовой цепи I, которая находится в зацеплении с грузовой звездочкой 3, опускается вместе с крюковой подвеской 9. Происходит опускание груза.

Усилие F , прикладываемое к тяговой цепи 8, связано с преодолением запаса торможения. Т.е. при опускании груза необходимо преодолеть трение между вращающимся конусом 2 (или диском 5) (рисунок 6.2), с одной стороны, и неподвижным колесом I (или 6) — с другой. Храповое колесо I (или 6) неподвижно, т.к. его удерживает собачка 4. Обычно усилие F для опускания груза мало, т.к. коэффициент запаса торможения $K_t = 1,2-1,3$. Такой малый запас торможения объясняется тем, что в отличие от колодочных и ленточных тормозов, где $K_t = 1,5-2,5$, данный конусный или дисковый тормоз является автоматическим. Это означает, что по мере увеличения грузоподъемности Q автоматически во столько же раз увеличивается осевое усилие червяка, обеспечивающее прижатие конуса 2 (или диска 5) (рисунок 6.2) к храповому колесу I (или 6) и поэтому во столько раз увеличивается момент тормоза, из-за чего груз никогда не падает.

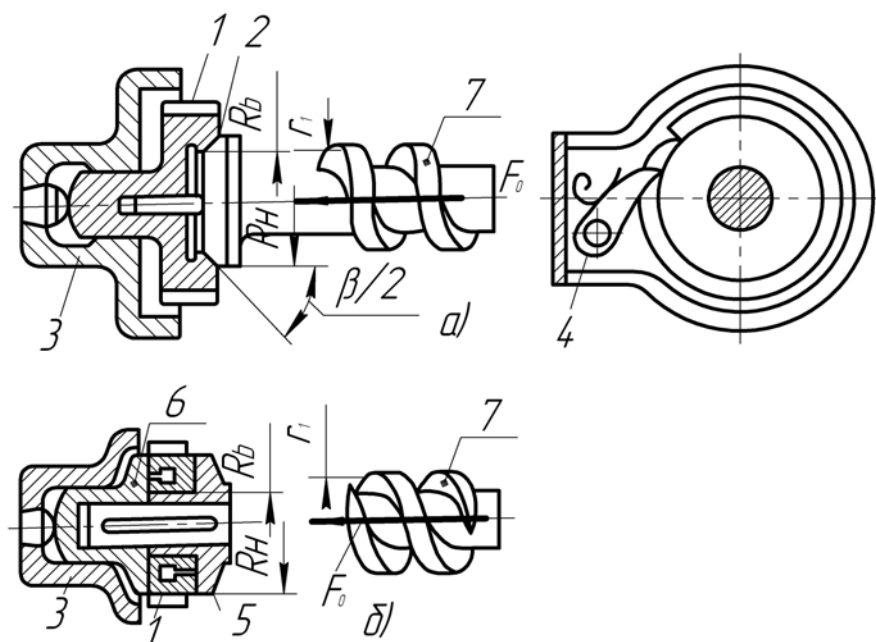


Рисунок 6.2 — Тормоза, замыкаемые под действием транспортируемого груза
a — конусный; *б* — дисковый.
1 — храповое колесо; *2* — конус; *3* — опоры; *4* — собачка; *5, 6* — диски; *7* — червяк

Величина усилия рабочего при опускании определяется следующим образом:

$$T_p = T_T - T_C^1 = K_T T_C^1 - T_C^1 = (K_T - I) T_C^1, \quad (6.1)$$

тогда

$$F_P^1 = \frac{T_p}{R}, \quad (6.2)$$

где T_C^1 — статический момент, создаваемый грузом на валу тормоза (червяка), стремящийся опустить груз.

$$T_C^1 = \frac{F_{гр} d \eta_{п} \eta_{г.в.} \eta'_{ч.л.}}{2 i_{п} i_{ч.л.}}, \quad (6.3)$$

где $F_{гр}$ — вес груза, Н;

d — диаметр грузовой звездочки, м;

$i_{п}$ — кратность полиспаста;

$i_{ч.л.}$ — передаточное число червячной передачи;

$\eta_{п}$ — КПД полиспаста;

$\eta_{г.в.}$ — КПД грузовой звездочки;

$\eta'_{ч.л.}$ — КПД червячной передачи.

Таким образом, при опускании груза необходимо преодолеть разницу между моментом тормоза T_T , удерживающим груз, и моментом статическим T_C^1 от груза, стремящимся опустить груз. А так как момент тормоза мало отличается от момента статического, то остается только преодолеть сравнительно небольшое усилие. Нельзя допускать, чтобы к тяговой цепи прикладывалось какое-либо усилие при опускании груза ($K_T = 1$). Это означает, что груз может сам произвольно опускаться под действием собственного веса, что может привести к несчастному случаю. Поэтому запас торможения K_T не может равняться единице ($K_T \neq 1$), а должен быть больше единицы.

Конструкция и расчет конусного (дискового) тормоза

Схема тормоза с постоянным давлением, вмонтированного в конструкции подъемного механизма — червячную ручную таль, показана на рисунке 6.2. Тормоз состоит из конической полумуфты 2 (или дисковой 5), жестко связанной с приводным червяком, полумуфты 1 с внутренним конусом (или диском 6) и храповыми зубьями по окружности и собачки 4, ось которой укреплена в корпусе 3. Детали 1 и 2 образуют конический неразмыкаемый тормоз (детали 5 и 6 образуют дисковый неразмыкаемый тормоз).

Конический тормоз — воспринимает тормозной момент корпусом с внутренней конической поверхностью.

Окружное тормозное усилие на среднем диаметре конуса:

$$F_{t_k} = \frac{2T_T}{D_C} \quad (6.4)$$

где $T_T = K_T T_C^1$ момент тормоза (Н·мм);

D_c — средний диаметр конуса (мм).

средний диаметр конуса можно определить, учитывая, что связь между окружным F_T и осевым F_0 усилиями на червяке при передаче движения от червячного колеса к червяку определяется по формуле

$$F_T = F_0 \operatorname{tg}(\gamma - \rho'), \quad (6.5)$$

где $F_0 = \frac{2T}{d_2}$ (здесь T — крутящийся момент на валу червячного колеса, создаваемый поднятым грузом, равный $T = F_{\max} \frac{d}{2}$; d_2 — диаметр делительной

окружности червячного колеса; d — диаметр грузовой звездочки);

$F_{\max}$ — максимальное усилие в ветви цепи, набегающей на грузовую звездочку;

γ — угол подъема винтовой линии червяка, град;

ρ' — приведенный угол трения ($\rho' = \operatorname{arctg} t'$) (град).

Момент на червяке $T_{\text{ч}}$ будет

$$T_{\text{ч}} = F_t \frac{d_1}{2} = F_0 \operatorname{tg}(\gamma - \rho') \frac{d_1}{2}, \quad (6.6)$$

где $d_1 = 2r_1$ — диаметр делительной окружности червяка.

Требуемый момент для удержания груза (тормозной момент)

$$T_T = T_{\text{ч}} K_T. \quad (6.7)$$

Так как

$$T_T = F_N f \frac{D_c}{2} = \frac{0,5 F_0 f D_c}{\sin \beta / 2} \quad (6.8)$$

то средний диаметр конуса определяется из соотношения

$$D_c = \frac{2T_T \sin \frac{\beta}{2}}{F_0 f} = \frac{d_1 \operatorname{tg}(\gamma - \rho') \sin \frac{\beta}{2} K_T}{f} \quad (6.9)$$

Размеры конуса принимаются, учитывая, что

$$D_C = 0,5(D_H + D_B) \text{ и } D_H = (1,2 - 1,6)D_B \quad (6.10)$$

давление на конической поверхности проверяют по формуле:

$$P = -\frac{4F_0}{\pi(D_H^2 - D_B^2)} \leq [p], \quad (6.11)$$

где $[p]$ — допускаемое давление Н/мм².

Длину образующей конуса находят по допускаемому давлению

$$B = \frac{2F_0}{\pi(D_H - D_B[p] \sin(\beta/2))}. \quad (6.12)$$

Точки рабочей поверхности конуса движутся с разными окружными скоростями, вследствие чего поверхность неравномерно изнашивается. Для полного размыкания зазоров между трущимися поверхностями должен быть не менее 0,75 мм при асбестовой прокладке и 0,2 мм при металлических поверхностях.

Замыкающееся усилие, действующее вдоль вала, определяется из формулы (6.8):

$$F_0 = \frac{2T_T + \sin \frac{\beta}{2}}{D_0 f}. \quad (6.13)$$

Чем меньше уклон конуса $\beta/2$, тем меньше осевое замыкающее усилие; во избежание заклинивания тормоза угол $\beta/2$, должен быть не менее 15°.

Дисковой тормоз представляет собой систему фрикционных дисков, из которых один вращающийся 5 (рисунок 6.2), а другие неподвижные или стопорящиеся 6 при вращении в одну из сторон. В многодисковых тормозах при одном и том же осевом усилии можно получать большой тормозной момент

$$T_T = 0,5zfF_0D_C, \quad (6.14)$$

где $z = m + n - 1$ — число трущихся поверхностей «ведущих» m и застопоренных «ведомых» n дисков; $D_C = 0,5(D_H + D_B)$ при $D_H = (1,2 - 1,6)D_B$; разность диаметров $D_H - D_B$ не рекомендуется принимать более 120 мм. (Сравните 6.14 и 6.8).

К дисковым тормозам применим расчет конического.

Определение размеров тормоза и усилия при опускании груза

Оборудование: ручная червячная таль.

Мерительный инструмент: грузы, штангенциркуль, линейка, динамометр.

Последовательность выполнения работы:

1 Изучить конструкцию, работу, и расчет, червячной тали с конусным или дисковым тормозом.

2 Замерить параметры червячной тали и заполнить таблицу 6.1.

3 Принять значения следующих параметров

КПД полиспаста $\eta_n = 0,95$.

КПД грузовой звездочки $\eta_{г.з.} = 0,97$.

Приведенный угол трения червячного зацепления при $f' = 0,1-0,12$ (сталь-чугун — передача открытая $\rho' = \arctg f$

Таблица 6.1

Замеряемые параметры червячной тали

№	Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
1	Число заходов червяка	Z_1	-	
2	Число зубьев червячного колеса	Z_2	-	
3	Наружный диаметр червяка	d_{01}	мм	
4	Шаг червяка	t	мм	
5	Число зубьев грузовой звездочки	$Z_{г.з.}$	-	
6	Шаг грузовой цепи	$T_{г.ц.}$	мм	
7	Число ячеек тягового колеса	$Z_{т.к.}$	-	
8	Шаг тяговой цепи	$t_{т.ц.}$	мм	
9	Кратность полиспаста	i_n	-	
10	Число трущихся поверхностей	Z	-	
11	Наружный диаметр тормозных дисков	D_n	мм	
12	Сила тяжести груза	$F_{гр}$	Н	
13	Усилие на тяговой цепи при подъеме груза	F_p	Н	

Коэффициент трения между дисками (сталь-чугун или сталь; сталь — асбестовые накладки ($f = 0,12-0,15$; $0,3-0,35$)).

Коэффициент запаса торможения $K_T = 1,2$.

4 Рассчитать параметры и заполнить таблицу 6.2.

Таблица 6.2

Расчетные параметры червячной тали

№	Параметр	Обозначение	Уравнение или номер формулы	Размерность	Значение
1	Модуль червячной передачи	M	$M = t / \pi$	мм	
2	Диаметр делительной окружности червяка	d_1	$d_1 = d_{a1} - 2m$	мм	
3	Диаметр червячного колеса	d_2	$d_2 = m z_z$	мм	
4	Угол подъема витка червяка	γ	$\gamma = \arctg \left(\frac{z_1 t}{\tau_1 d_1} \right)$	град	
5	Передаточное число червячной передачи	$i_{\text{ч.п.}}$	$i_{\text{ч.п.}} = z_2 / z_1$		
6	КПД червячной передачи: от червяка к колесу	$\eta_{\text{ч.п.}}$	$\eta_{\text{ч.п.}} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$	-	
7	Диаметр грузовой звездочки	d	$d = \frac{t_{\text{г.з.}}}{\sin(180 / z_{\text{г.з.}})}$	мм	
8	Диаметр тягового колеса	D	$D = \frac{t_{\text{т.ц.}}}{\sin(90 / z_{\text{т.к.}})}$	мм	
9	Общий КПД червячной тали	η_0 η_0'	$\eta_0' = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{г.з.}} \eta_{\text{ч.п.}}$ $\eta_0 = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{г.з.}} \eta_{\text{ч.п.}}'$		
10	Средний диаметр тормозных дисков (конуса)	D_c	(6.9)	мм	
11	Внутренний диаметр дисков (конуса)	$D_{\text{в}}$	(6.10)	мм	
12	Статический момент от груза на валу тормоза	T_C^1	(6.3)	Н·мм	
13	Усилие на тяговую цепь при опускании груза	F_p^1	$F_p^1 = \frac{2T_C^1 (K_T - 1)}{D}$	Н	

Контрольные вопросы

- 1 Почему в червячных таях устанавливают многозаходный червяк?
- 2 Какой должен быть запас торможения K_T ? Чем гарантируется определенный запас торможения?
- 3 Как будет работать червячная таль, если запас торможения $K_T = 1$?
- 4 Назначение храпового останова.
- 5 Каков характер сопротивления, которое преодолевается при опускании груза?
- 6 Почему груз не падает?

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ БЕЗОПАСНОЙ РУКОЯТКИ

Ц е л ь р а б о т ы: изучить конструкцию, принцип работы и методику расчета лебедки с грузоупорным дисковым винтовым тормозом. Экспериментально определить коэффициент запаса торможения и действительный коэффициент трения.

Теоретическое обоснование

Согласно правилам Госпромавтомнадзора ручные подъемные механизмы должны быть снабжены устройством, предотвращающим опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием силы тяжести груза. Такие устройства называют безопасными рукоятками. Различают два вида безопасных рукояток.

Безопасная рукоятка первого вида соединена непосредственно с грузоупорным тормозом. При опускании груза к этой рукоятке необходимо прикладывать постоянно действующее усилие. Скорость груза зависит от окружной скорости рукоятки.

Безопасную рукоятку второго вида используют в таких ручных механизмах подъема, в которых согласно производственному процессу требуется производить опускание груза со скоростью, превышающей скорость подъема. Рассмотрим устройство и принцип работы безопасной рукоятки первого вида в период подъема, удерживания и опускания груза.

Устройство и работа безопасной рукоятки. Период подъема груза

Груз $F_{гр}$ еще не оторвался от земли, канат натянут. Существуют зазоры между деталями 4, 5 и 6 (рисунок 7.1). Рукоятку 8, закрепленную винтами 7 к

гайке (диск) 6, необходимо вращать по часовой стрелке (если смотреть на рисунок справа). Гайка (диск) 6, наворачиваясь на резьбу винта (диска) 4, установленного жестко на валу 12 шрифтом 9 или шпонкой, перемещается влево до соприкосновения с диском (храповиком) 5, свободно установленным на шейке винта 4. Диск (храповик) 5 перемещается вместе с диском 6 до встречи с диском 4. Осевое усилие, возникающее в резьбе, прижимает друг к другу детали 4, 5, 6. Созданная при этом сила трения между этими деталями заставляет их вращаться вместе с рукояткой 8 с одинаковой угловой скоростью. Диск 4 через штифт 9 или шпонку передает вращение на вал 12 и связанный жестко с ним барабан 2, на котором намотан канат. Поэтому происходит подъем груза. При этом собачка 3 не мешает вращению диска (храповика) 5 и остальным деталям.

Направление резьбы винта 4 и направление вращения барабана 2 под действием груза $F_{гр}$ подобраны таким образом, что при вращении рукоятки 8 по часовой стрелке гайка (диск) 6 перемещается влево, постоянно навинчиваясь на винт 4.

Период, когда груз подвешен и находится в покое

Если прекратить вращение рукоятки 8, отняв от нее руку, рукоятка 8 и все остальные детали останавливаются. Груз стремится вращать барабан 2 в обратном направлении. Но такому вращению препятствует вал 12, который удерживается диском 4. Последний удерживается силами трения между деталями 4 и 5, а храповик 5 удерживается от вращения собачкой 3 не может также вращаться диск 6 удерживаемый силами трения между деталями 5 и 6. Не вращается поэтому и рукоятка 8. Поднятый груз будет подвешен и находиться в покое. При этом статический момент от груза T'_c уравнивается моментом трения между дисками 4 и 5 $T_{тр1}$ и моментом трения в резьбе T_p винта 4 и гайки 6, которые в сумме составляют часть момента тормоза T_t .

$$T'_c = T_{\text{тр1}} + T_p. \quad (7.1)$$

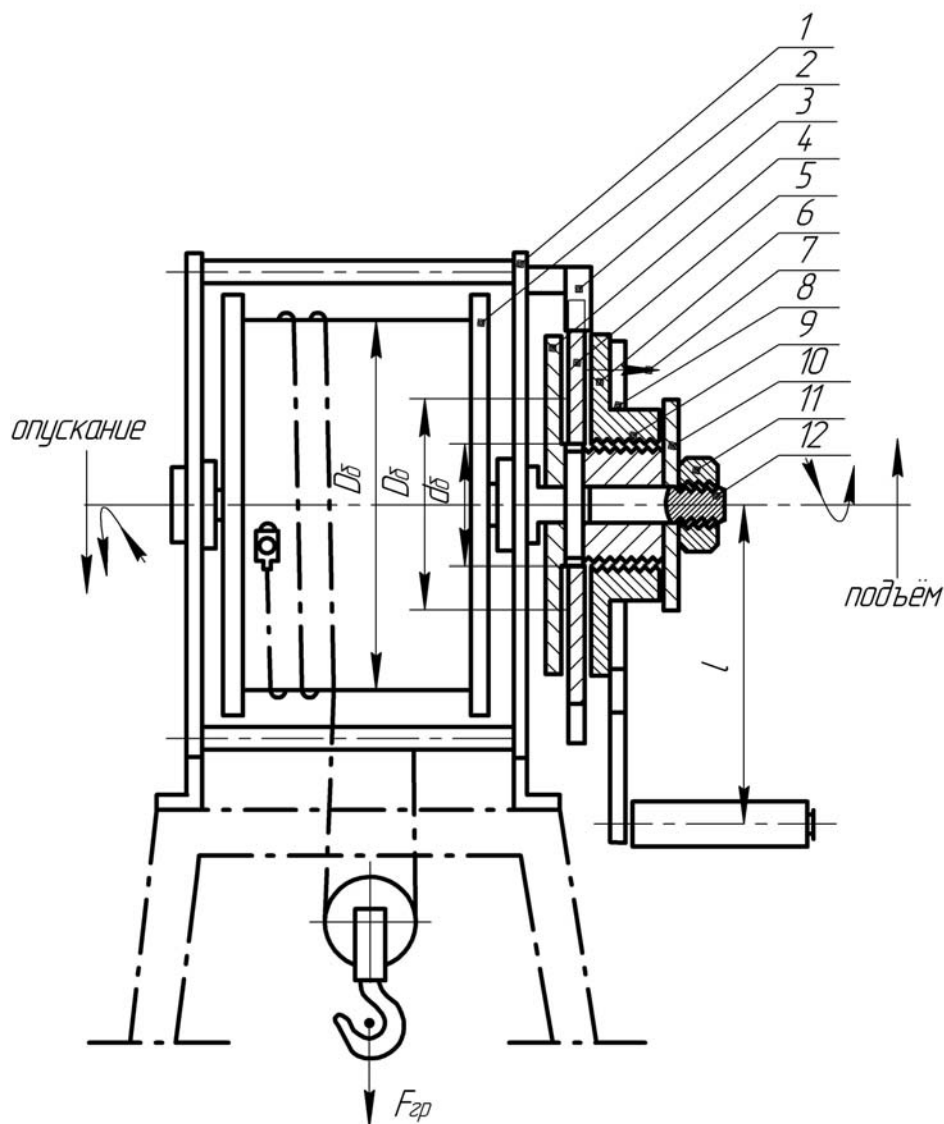


Рисунок 7.1 — Лебедка с безопасной рукояткой:
 1 — щётка; 2 — барабан; 3 — собачка; 4 — винт; 5 — храповик; 6 — гайка; 7 — винт;
 8 — рукоятка; 9 — штифт; 10 — шайба; 11 — гайка; 12 — вал

Момент тормоза T_t создается силами трения в двух стыках между деталями 4, 5 и 6.

$$T_t = T_{\text{тр1}} + T_{\text{тр2}} \quad (7.2)$$

где $T_{\text{тр2}}$ — момент трения между дисками 5 и 6.

Но так как средние диаметры дисков 4 и 6 приняты одинаковыми, то

$$T_{\text{тр1}} = T_{\text{тр2}} = T_{\text{тр}}. \quad (7.3)$$

Поэтому

$$T_{\text{т}} = 2T_{\text{тр}}. \quad (7.4)$$

Статический момент от груза T'_c , который стремится опустить груз, самостоятельно не может преодолеть момент тормоза $T_{\text{т}}$, который удерживает груз, так как момент тормоза $T_{\text{т}}$ больше статического момента от груза T'_c в $K_{\text{т}}$ раз.

$$T_{\text{т}} = K_{\text{т}}T'_c, \quad (7.5)$$

где $K_{\text{т}}$ — коэффициент запаса торможения, который обеспечивается расчетом размеров тормоза (см. ниже).

Этот тормоз отличается от колодочного и ленточного тормозов тем, что он является автоматическим, т. е. с увеличением силы тяжести груза увеличивается осевое усилие в резьбе, увеличиваются моменты трения между дисками и, следовательно, момент тормоза. Поэтому запас торможения $K_{\text{т}}$ в этих тормозах можно принимать сравнительно небольшим. Его принимают близким к единице.

$$K_{\text{т}} = 1,2-1,3,$$

в то время как в колодочных и ленточных тормозах

$$K_{\text{т}} = 1,5-2,5.$$

Период опускания груза

Чтобы опустить груз, необходимо преодолеть разницу между моментом тормоза $T_{\text{т}}$, который удерживает груз, и статическим моментом от груза T'_c , стремящимся опустить его, т. е. приложить момент к рукоятке $T_{\text{рук}}$, направленный в обратную сторону момента при подъеме груза, вращая рукоятку против часовой стрелки.

$$T_{\text{рук}} = T_{\text{т}} - T'_c = F_{\text{р}} = K_{\text{т}}T'_c - T'_c = T'_c(K_{\text{т}} - 1). \quad (7.6)$$

$$T'_c = \frac{F_{\text{гр}} D_6 \eta_0}{i_n 2u_p}. \quad (7.7)$$

$$F_p = \frac{T'_c (K_T - 1)}{l}, \quad (7.8)$$

где F_p — усилие рабочего при опускании груза, приложенное к рукоятке, Н;

l — длина рукоятки, мм;

$F_{\text{гр}}$ — вес груза, Н;

i_n — кратность полиспаста;

u_p — передаточное число редуктора;

η_0 — общий КПД механизма.

Из формулы 7.8 видно, что чем меньше запас торможения K_T , тем меньше усилие F_p , прикладываемое к рукоятке для опускания груза. Если $K_T = 1$, то $F_p = 0$, т. е. не надо прикладывать никакого усилия для опускания груза, так как создается то самое неустойчивое равновесие между статическим моментом от груза T'_c и моментом тормоза T_T , при котором случайное прикосновение к рукоятке сообщит ей начальную скорость и произойдет произвольное опускание груза, что недопустимо. Поэтому $K_T > 1$.

Подбирая правильно длину рукоятки l и коэффициент запаса торможения K_T , можно добиться малого усилия F_p для опускания груза.

При равномерном опускании груза создается равновесие между моментом тормоза T_T , с одной стороны, моментом от груза T'_c и моментом на рукоятке $T_{\text{рук}}$ — с другой. Практически это означает, что рабочий вместе с грузом преодолевает сопротивление тормоза и поэтому груз опускается.

Когда начинает вращаться рукоятка в сторону опускания груза, вместе с ней вращается диск (гайка) 6, а винт 4, находясь постоянно под действием веса груза, также начинает вращаться с той же угловой скоростью, что и ру-

коятка. При вращении винта (диска) 4 и гайки (диска) 6 преодолеваются силы трения между вращающимися деталями 4 и 6 и неподвижным диском (храповиком) 5, т.е. происходит непрерывное скольжение деталей 4 и 6 относительно детали 5. Собачка 3 удерживает диск (храповик) 5 от вращения против часовой стрелки. Так как вместе с деталями 4 и 6 вращаются вал 12 и барабан 2, то происходит опускание груза. Скорость опускания груза полностью зависит от скорости вращения рукоятки. Как только рабочий отнимает руку от рукоятки, груз останавливается вместе и одновременно с рукояткой, так как его момент T'_c самостоятельно (без помощи рабочего) не может преодолеть момент тормоза T_T . Таким образом, достигается основная цель данного устройства: рукоятка не может вращаться под действием силы тяжести груза самостоятельно (без помощи рабочего), и поэтому никогда не может возникнуть аварийной ситуации.

Расчет размеров тормоза

Основным расчетным размером тормоза является средний диаметр D_c дисков 4, 5 и 6 (рисунок 7.1). Средний диаметр дисков D_c определяется, исходя из условия равновесия между моментом от груза T'_c , с одной стороны, и моментом трения между дисками 4 и 5 $T_{тр1}$, а также моментом трения T_p в резьбе гайки 6 и винта 4 — с другой.

$$T'_c = T_{тр1} + T_p.$$

Момент груза T_T больше момента от груза T'_c в K_T раз (5)

$$T_T = K_T T'_c.$$

Так как средние диаметры дисков трения одинаковы (3), то

$$T_{тр1} = T_{тр2} = T_{тр}.$$

Момент трения $T_{тр}$ определяется следующим образом:

$$T_{\text{тр}} = F_{\alpha} f \frac{D_{\text{с}}}{2}, \quad (7.9)$$

где F_{α} — осевое усилие между дисками 4,5 и 6, Н;

f — коэффициент трения между этими дисками;

$D_{\text{с}}$ — средний диаметр дисков 4, 5 и 6.

Момент трения в резьбе гайки 6 и винта 4 определяется

$$T_{\text{р}} = F_{\alpha} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \frac{d_2}{2}, \quad (7.10)$$

В формуле 7.10 между γ и ρ' стоит знак плюс, так как ведущей силой является окружная F_t (сила тяжести груза вначале создает окружное усилие на винте 4, которое вызывает осевое усилие F_{α} , заставляющее наворачивать на себя гайку 6), а производной (ведомой) является осевая сила

$$F_t = F_{\alpha} \operatorname{tg}(\gamma + \rho').$$

В грузоупорных дисковых тормозах, установленных в червячных талях, ведущей является осевая сила F_{α} , а производной (ведомой) — окружная сила F_t' (сила тяжести груза вначале создает осевую силу на валу червяка $F_{\text{ч}}$, которая стремиться повернуть червяк, создавая окружное усилие F_t')

$$F_t' = F_{\alpha} \operatorname{tg}(\gamma + \rho'),$$

где γ — угол подъема резьбы, град.;

ρ' — приведенный угол трения, град.;

d_2 — средний диаметр резьбы, мм.

Момент тормоза создается двумя парами поверхностей трения дисков одинаковых размеров (двумя стыками)

$$T_{\text{т}} = 2T_{\text{тр}}.$$

Выразим статический момент от груза $T_{\text{с}}'$ через момент тормоза и ряд других параметров:

$$T'_c = \frac{T_{\tau}}{K_{\tau}} = \frac{2T_{\text{тр}}}{K_{\tau}} = \frac{2F_{\alpha}fD_c}{K_{\tau}^2} = \frac{F_{\alpha}fD_c}{K_{\tau}} \quad (7.11)$$

и подставим полученные значения параметров в формулу (7.1):

$$\frac{F_{\alpha}fD_c}{K_{\tau}} = F_{\alpha}f \frac{D_c}{2} + F_{\alpha} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \frac{d_2}{2}. \quad (7.12)$$

После преобразования получим:

$$\operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2 = fD_c \left(\frac{2}{K_{\tau}} - 1 \right), \quad (7.13)$$

откуда

$$D_c = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2}{f \left(\frac{2}{K_{\tau}} - 1 \right)}, \quad (7.14)$$

Средний диаметр диска D_c можно вывести и другим путем.

Из формул 7.4 и 7.5 видно, что:

$$T_{\text{тр}} = \frac{T_{\tau}}{2} = \frac{K_{\tau} T'_c}{2}.$$

Таким образом, момент трения между дисками $T_{\text{тр}}$ в одном стыке, в частности в левом, между дисками 4 и 5 уравновешивается только часть статического момента от груза, равную $\frac{K_{\tau} T'_c}{2}$. Левый стык уравновешивает именно эту часть статического момента от груза, так как левый диск 4 жестко связан с валом барабана и грузом через шрифт 9 (или шпонку). Остальная часть статического момента от груза:

$$T_p = T'_c - \frac{K_{\tau}}{2} T'_c \quad (7.15)$$

уравновешивается моментом трения в правом стыке, между дисками 5 и 6, но не непосредственно, а через резьбу, так как правый диск 6 не связан жестко с валом барабана, а только через резьбу гайки 6 и винта 4. Следовательно, момент трения в этой резьбе

$$T_p = T'_c - \frac{K_T}{2} T'_c = T'_c \left(1 - \frac{K_T}{2} \right) = T'_c \left(\frac{2 - K_T}{2} \right) \quad (7.16)$$

выразим отношение:

$$\frac{T_{тр}}{T_p} = \frac{\frac{T'_c K_T}{2}}{T'_c \left(\frac{2 - K_T}{2} \right)} = \frac{K_T}{2 - K_T}$$

откуда:

$$T_p = T_{тр} \frac{2 - K_T}{K_T}. \quad (7.17)$$

Пользуясь формулами (7.9 и 7.10), запишем

$$F_a \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \frac{d_2}{2} = F_a f \frac{D_c}{2} \frac{2 - K_T}{K_T},$$

откуда

$$D_c = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2}{f \left(\frac{2}{K_T} - 1 \right)}. \quad (7.18)$$

Наружный и внутренний диаметры дисков определяются по рекомендациям

$$D_H = (1,25 - 2,5) D_B, \quad (7.19)$$

$$D_H - D_B < 120 \text{ мм}.$$

Размеры резьбы определяются из расчета на прочность вала; число витков резьбы определяется из условия сохранения смазки между витками.

Число заходов резьбы выбирается $z = 2 - 3$. Угол подъема резьбы γ определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{zt}{\pi d_2}, \quad (7.20)$$

где t — шаг резьбы, мм.

Приведенный угол трения ρ' выбирается исходя из обильной смазки резьбы $f = 0,06$, $\rho' = 5^\circ$, где f — коэффициент трения в резьбе. Резьбу рекомендуется принимать ходовую, трапецеидальную.

Определение коэффициента запаса торможения K_T и коэффициента трения f

Оборудование: лебедка с безопасной рукояткой.

Материальный инструмент: 1) грузы; 2) штангенциркуль; 3) гаечный ключ; 4) линейка; 5) динамометр.

Последовательность выполнения работы

1 Изучить конструкцию, работу и расчет грузоупорного винтового дискового тормоза.

2 Замерить динамометром усилие F_p на рукоятке при опускании груза.

3 Определить момент на рукоятке $T_{рук}$ при опускании груза по формуле

$$T_{рук} = F_p L,$$

где L — длина рукоятки, которую необходимо измерить линейкой.

4 Определить статический момент от груза $F_{гр}$ на валу тормоза по формуле (7.7)

$$T'_c = \frac{F_{гр} D_6 \eta_0}{i_n 2u_p},$$

для чего измерить величины $F_{гр}$, D_6 , i_n , u_p и подсчитать η_0

$$\eta_0 = \frac{T_6}{u_p T_{рук}^n} \frac{F_{гр} D_6}{i_n^2 F_p^n u_p},$$

где D_6 — усилие на рукоятке при подъеме груза (измерить динамометром);

T_6 — момент на барабане от груза $F_{гр}$ при его подъеме;

$T_{рук}^n$ — момент на валу рукоятке от груза при его подъеме.

5 По формуле (7.6) определить коэффициент запаса торможения K_T

$$K_T = \frac{T_{рук}}{T'_c} + 1.$$

6 Вычислить средний диаметр дисков 4 и 5, для чего замерить их наружный D_n и внутренний D_v диаметры.

7 Вычислить средний диаметр резьбы d_2 , для чего измерить штангенциркулем наружный d и d_1 внутренний диаметры

$$d_2 = (d + d_1) / 2.$$

8 Измерить шаг этой резьбы t штангенциркулем или резьбомером и число заходов резьбы z .

9 Вычислить угол подъема резьбы γ по формуле (7.20)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{zt}{\pi d_2}.$$

10 Принять приведенный угол трения $\rho' = 5^\circ$ для смазанной резьбы.

11 По формуле (7.18) определить коэффициента трения f между дисками.

Результаты свести в таблицу 7.1.

Таблица 7.1

Расчет запаса торможения и коэффициента трения между дисками

F_p , Н	L , мм	T_p , Н·мм	T_c' , Н·мм	η_0	K_T	D_H , мм	D_B , мм	d_2 , мм	T , мм	γ , град	f

Контрольные вопросы

- 1 Объяснить работу грузоупорного винтового тормоза в период подъема, опускания груза и в период, когда он подвешен неподвижно.
- 2 Как отражается направление резьбы винта 4 на работу тормоза?
- 3 Обосновать выбор коэффициента запаса тормоза K_T .
- 4 Как определить усилие F_p , прикладываемое к рукоятке для опускания груза? Как обеспечить его малую величину?
- 5 Почему груз не может самостоятельно опуститься?
- 6 Какая часть статического момента от груза уравнивается левым стыком и почему?

7 Какая часть статического момента от груза уравнивается в резьбе и почему?

8 Почему лебедка, изображенная на рисунке 7.1, не имеет редуктора?

Л а б о р а т о р н а я р а б о т а № 8

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗА

Ц е л ь р а б о т ы: изучение конструкции и порядка расчета ленточных тормозов. Определение теоретических и экспериментальных значений тормозных моментов простого, дифференциального и суммирующего ленточных тормозов.

Теоретическое обоснование

В ленточных тормозах торможение осуществляется при помощи гибкой стальной ленты, плотно охватывающей внешнюю поверхность тормозного шкива и закрепленной неподвижно относительно шкива.

В большинстве конструкций ленточных тормозов к рабочей поверхности стальной ленты для увеличения коэффициента трения прикрепляется фрикционная накладка. Изменяя натяжение ленты, регулируют момент сил трения тормоза. Для растормаживания ленточных тормозов используют электромагниты или усилия рабочего.

Различают простой, дифференциальный и суммирующий ленточные тормоза.

Простым ленточным тормозом называется такой тормоз, у которого один конец ленты (обычно набегающий) закреплен на неподвижной оси.

На рисунке 8.1 приведена расчетная схема простого тормоза. На основании уравнения равновесия тормозного рычага вес замыкающего груза с учетом потерь в шарнирах:

$$F_{\text{гр}} = \frac{1/\eta F_{\text{сб}} - (F_{\text{р}} l_{\text{р}} + F_{\text{як}} l_{\text{я}}) \eta}{l_{\text{гр}}}, \quad (8.1)$$

где $F_{\text{р}}$ — вес тормозного рычага, Н;

$F_{\text{як}}$ — вес якоря электромагнита, Н;

η — КПД рычажной системы ленточного тормоза, обычно принимают $\eta = 0,90\text{--}0,95$.

Тормозной момент ленточного тормоза

$$T_{\text{т}} = F_{\text{т}} \frac{D}{2} = (F_{\text{наб}} - F_{\text{сб}}) \frac{D}{2}. \quad (8.2)$$

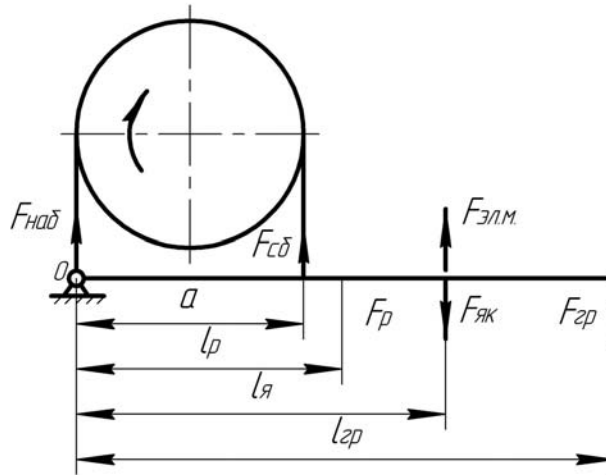


Рисунок 8.1 — Расчётная схема простого тормоза

Для простого ленточного тормоза

$$F_{\text{сб}} = \frac{F_{\text{гр}} l_{\text{гр}} + F_{\text{р}} l_{\text{гр}} + F_{\text{як}} l_{\text{я}}}{a}, \quad (8.3)$$

$$T_{\text{т}} = (e^{f_{\alpha}} - 1) \frac{D}{2} \frac{F_{\text{р}} l_{\text{р}} + F_{\text{як}} l_{\text{я}} + F_{\text{гр}} l_{\text{гр}}}{a} \eta. \quad (8.4)$$

При обратном направлении вращения тормозного шкива сила груза должна быть увеличена в $e^{f_{\alpha}}$ раз. Это является недостатком простых ленточных тормозов.

Дифференциальным ленточным тормозом называется тормоз, в котором оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения. Усилие набегающего конца $F_{\text{наб}}$ создаёт момент того же знака, что и замыкающий груз. В дифференциальном тормозе (рисунок 8.2) на рычаг при торможении воздействует разность моментов сил $F_{\text{наб}}$ и $F_{\text{сб}}$.

На основании уравнения всех сил относительно точки О, приложенных к тормозному рычагу, с учетом потерь в шарнирах вес замыкающего груза

$$F_{гр} = \frac{1/\eta_{сб} a_1 - (F_{наб} a_2 + F_p l_p + F_{як} l_{я}) \eta}{l_{гр}}. \quad (8.5)$$

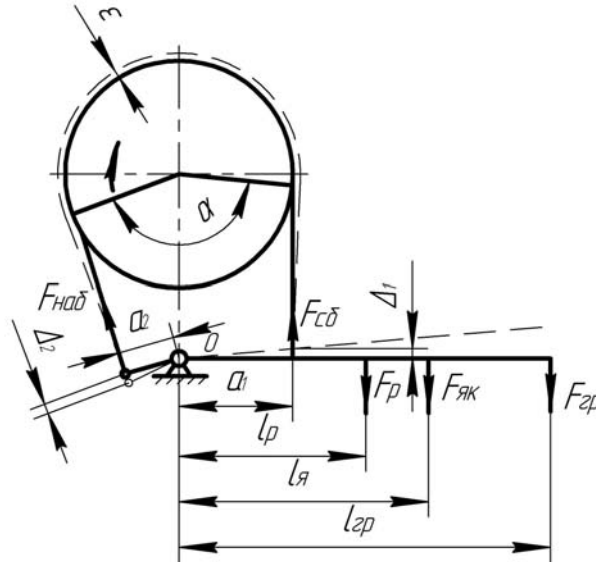


Рисунок 8.2 — Расчётная схема дифференциального тормоза

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным тормозом

$$T_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 - a_1 e^{f\alpha}} (F_p l_p + F_{як} l_{я} + F_{гр} l_{гр}) \frac{D}{2} \eta. \quad (8.6)$$

Для обеспечения нормальной работы дифференциального тормоза необходимо, чтобы разность действующих на рычаге моментов от натяжений набегающего и сбегающего концов тормозной ленты всегда оставалась положительной, т.е.

$$F_{сб} a_2 - F_{наб} a_1 > 0, \quad (8.7)$$

т.к.

$$F_{наб} = F_{сб} e^{f\alpha},$$

то

$$a_2 > a_1 e^{f\alpha}. \quad (8.8)$$

Если $a_2 < a_1 e^{f\alpha}$, то тормоз будет самозатягивающимся. Поэтому плечи a_1 и a_2 тормозного рычага нужно подбирать с соблюдением указанного неравенства. Рекомендуется принимать $\frac{a_1}{a_2} = 3,5-4$ с учетом возможного попадания на трущиеся поверхности влаги или пыли.

Так же, как в простом ленточном тормозе, изменение направления вращения тормозного шкива вызывает изменение соотношений моментов на тормозном рычаге (силы $F_{наб}$ и $F_{сб}$ меняются местами). При той же величине замыкающего груза $F_{гр}$ тормозной момент уменьшается.

Следовательно, применение простого и дифференциальных ленточных тормозов при двухстороннем направлении вращения тормозного шкива является нецелесообразным.

Суммирующим ленточным тормозом называется такой тормоз, у которого оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения и тормозной момент определяется суммой натяжения ленты $F_{наб}$ и $F_{сб}$.

На рисунке 8.3 представлена рабочая схема суммирующего ленточного тормоза, обычно плечи a делают одинаковыми.

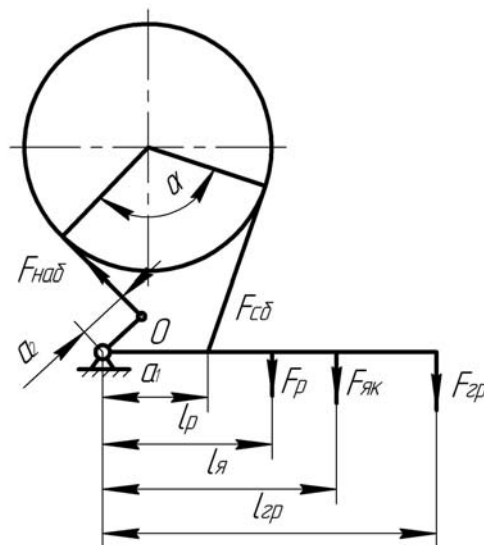


Рисунок 8.3 — Расчётная схема суммирующего ленточного тормоза

Из уравнения моментов всех сил, приложенных к рычагу суммирующего тормоза относительно оси O для любого направления вращения тормозного шкива, вес замыкающего груза с учётом КПД

$$F_{гр} = \frac{1/\eta(F_{наб} + F_{сб})a - (F_{р}l_{р} + F_{як}l_{я})\eta}{l_{зр}}. \quad (8.9)$$

Тормозной момент суммирующего ленточного тормоза

$$T_{\text{т}} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \frac{D}{2} \frac{F_{\text{р}} l_{\text{р}} + F_{\text{як}} l_{\text{я}} + F_{\text{гр}} l_{\text{гр}}}{a} \eta. \quad (8.10)$$

Анализ формул показывает, что суммирующий ленточный тормоз не может быть самозатягивающимся, а его тормозное действие (эффект торможения при той же величине замыкающего груза) оказывается значительно меньшим, чем тормозящее действие дифференциальных и простых тормозов.

Если обозначить величину отхода тормозной ленты от шкива через ε , а угол обхвата ленты шкива α , то перемещение точки крепления на тормозном рычаге:

- для простого тормоза

$$\Delta = \varepsilon \alpha, \quad (8.11)$$

- для суммирующего тормоза при малых плечах

$$\Delta = \frac{\varepsilon}{2} \alpha \quad (8.12)$$

- для дифференциального тормоза

$$\Delta_1 = \varepsilon \alpha \frac{a_2}{a_2 - a_1}, \quad (8.13)$$

$$\Delta_2 = \varepsilon \alpha \frac{a_1}{a_2 - a_1}. \quad (8.14)$$

Тормозной электромагнит нужно подбирать так, чтобы величина работы, которую он может совершить (произведение усилия $F_{\text{м}}$ на величину хода $h_{\text{я}}$), была больше или равна произведению величины рабочего усилия тормоза на величину его хода.

Для простого тормоза

$$F_{\text{м}} k h_{\text{я}} = \frac{2 T_{\text{т}} \varepsilon \alpha}{D (e^{f\alpha} - 1)} \frac{1}{\eta}, \quad (8.15)$$

- для дифференциального тормоза

$$F_{\text{м}} k h_{\text{я}} = \frac{2 T_{\text{т}}}{D} \frac{a_2 - a_1 e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \frac{\varepsilon \alpha}{a_2 - a_1} \frac{1}{\eta} \quad (8.16)$$

- для суммирующего тормоза

$$F_M k h_{\text{я}} = \frac{T_T \varepsilon \alpha}{D \eta} \frac{e^{f \alpha} + 1}{e^{f \alpha} - 1}, \quad (8.17)$$

где η — КПД рычажной системы ($\eta = 0,9-0,95$);

k — коэффициент, учитывающий необходимость неполного использования хода якоря электромагнита;

$h_{\text{я}}$ — ход якоря;

F_M — тяговое усилие электромагнита (величины $h_{\text{я}}$ и F_M принимают по каталогу электромагнитов).

Величина радиального отхода тормозной ленты выбирается по таблице 8.1 в зависимости от диаметра тормозного шкива.

Таблица 8.1

Рекомендуемые значения радиального отхода тормозной ленты ε в зависимости от диаметра тормозного шкива

D, мм	100	200	300	400	500	600	700	800
ε , мм	0,8	0,8	1,0	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

Плечо приложения тягового усилия электромагнита:

для простого тормоза

$$l_{\text{я}} = k h_{\text{я}} \frac{a}{\varepsilon \alpha}, \quad (8.18)$$

• для дифференциального тормоза

$$l_{\text{я}} = k h_{\text{я}} \frac{a_2 - a_1}{\varepsilon \alpha}, \quad (8.19)$$

• для суммирующего тормоза

$$l_{\text{я}} = k h_{\text{я}} \frac{a_2 - a_1}{\varepsilon \alpha}. \quad (8.20)$$

Для предварительного выбора размеров ленточных тормозов следует выбирать диаметры и ширину тормозных шкивов в зависимости от величины тормозного момента (таблица 8.2).

Таблица 8.2

Размеры шкивов в зависимости от величины тормозного момента

Размеры тормозного шкива, мм	Тормозной момент T_t , Н м				
	70–86	140–160	180–210	285–400	640–800
Диаметр D	200–250	300–350	400–450	500–700	800–1000
Ширина B	70	90	90	110	150

Ширина ленты назначается по допускаемому удельному давлению

$$B = \frac{2F_{\text{наб}}}{[p]D}, \quad (8.21)$$

где $F_{\text{наб}}$ определяется по формулам (8.3) и (8.7), а $B \geq 50$ мм.

Величины допускаемых давлений $[p]$ принимают по таблице 8.3.

Таблица 8.3

Допускаемые давления между лентой и шкивом для ленточных тормозов

Материал		Допускаемое давление $[p]$, МПа	
ленты и её обкладки	шкива	стопорного	спускового
Сталь	чугун или	1,5	1,0
Тормозная асбестовая лента	сталь	0,6	0,3
Вальцованный или прессованный и формированный материал	—	0,8	0,4
Дерево	чугун	0,6	0,4

Толщина стальной ленты тормоза определяется расчетом на растяжение по максимальному натяжению $F_{\text{наб}}$ (толщина фрикционной обкладки не учитывается)

$$\delta = \frac{F_{\text{наб}}}{(B - id)[\sigma]}, \quad (8.22)$$

где d — диаметр заклепок, соединяющих ленту с деталью крепления ленты (обычно $d = 4-10$ мм);

i — количество заклепок в одном ряду;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение на растяжение, выбираемое в зависимости от материала (таблица 8.4)

Таблица 8.4

Допускаемое напряжение на растяжение тормозной ленты

Материал ленты	Допускаемое напряжение, МПа
Сталь Ст. 3	70,0
Сталь Ст. 4, сталь 20, сталь 25	80,0
Сталь Ст. 5, сталь 30, сталь 35 (нормализованные)	100,0
Сталь Ст. 6, сталь 40, сталь 45 (нормализованные)	120,0

В случае, если стальная лента тормоза не содержит тормозной обкладки (что имеет место в неответственных механизмах с ручным приводом) и стальная лента трется по тормозному шкиву, то, учитывая её изнашивание, принимают толщину несколько большую, чем это определено расчетом по приведенной формуле.

Для обеспечения плотного прилегания ленты к тормозному шкиву ширина тормозной ленты не должна быть более 120 мм при диаметре шкива $D > 1000$ мм и не более 100 мм при $D < 1000$ мм. Если установлены более широкие ленты более 120 мм, то рекомендуется для обеспечения лучшего применения ставить две более узкие, а, следовательно, и более гибкие ленты. Толщину ленты следует принимать не более 5 мм, так как при большей толщине трудно обеспечить равномерное прилегание фрикционной обкладки к тормозному шкиву. Если все же установлена лента толщиной более 5 мм, рекомендуется изготавливать ее из двух частей, соединенных шарниром.

Крепление концов ленты рассчитывают на смятие заклепок и стальной ленты в отверстиях для заклепок и на срез заклепок, принимая допустимые напряжения по таблице 8.5.

Для регулирования зазора ε и подтягивания ленты по мере износа фрикционного материала на сбегавшем конце ленты устанавливают винтовую стяжку.

Таблица 8.5

Допускаемые напряжения среза и смятия для заклепок

Материал заклепок	Допускаемые напряжения, МПа	
	Среза $[\tau]_{cp}$	Смятия $[\sigma]_{cm}$
Сталь Ст. 2	50,0	110,0
Сталь Ст. 3	60,0	130,0

При проектировании тормоза следует иметь в виду, что концы тормозной ленты должны образовывать с тормозным рычагом углы, близкие к прямым, чтобы устранить дополнительные усилия на ось рычага и уменьшить необходимые усилия для замыкания перемещения точек крепления ленты к рычагу.

Ленточные тормоза имеют широкое распространение в ряде крановых сооружений (например, стреловые краны) вследствие простоты конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, возрастающие с увеличением угла обхвата до $540 - 720^\circ$. При этом лента навивается на шкив в 1,5–2,0 оборота по винтовой линии.

Ленточные тормоза обладают рядом недостатков, из-за которых они вытесняются более рациональными конструкциями колодочных тормозов. К недостаткам ленточных тормозов следует отнести:

- 1 Ленточный тормоз создаёт значительное усилие, избегающее тормозной вал, по величине, равной геометрической сумме натяжений ленты $F_{сб}$ и $F_{наб}$.
- 2 Неравномерно распределено давление, а следовательно, и износ по поверхности ленты.
- 3 Тормозной момент простого и дифференциального ленточного тормоза зависит от направления вращения тормозного шкива, поэтому применение их ограничено только механизмами подъёма. Момент суммирующего тормоза не зависит от направления вращения шкива, но требует большего усилия замыкания.
- 4 Обрыв тормозной ленты во время работы может привести к аварии.

Расчет ленточного тормоза производится в следующей последовательности:

- 1 Задаются материалом трущихся поверхностей и находят коэффициент трения (лента асбестовая по чугуну или стали — 0,35; вальцовая лента — 0,42; чугун по чугуну и сталь по стали — 0,15).
- 2 По таблице 8.2 в зависимости от тормозного момента выбирают размеры шкивов, диаметр D и ширину B , причем диаметр шкива следует назначать из следующего стандартного ряда: 100; 200; 300; 400; 500; 600; 700; 800; (мм).
- 3 Задаются углом обхвата лентой шкива α в пределах $(1-1,5)\pi$ (рис. 8.1).
- 4 Принимают величину плеча a для простого и a_1 (рисунок 8.2) дифференциального тормозов, равной половине диаметра шкива, а для суммирующего тормоза плечи a' (рисунок 8.4) принимают равными четверти диаметра. Плечо a_2 (рисунок 8.2) для дифференциального тормоза принимается равным $(0,25-0,35) a_1$.
- 5 Задавшись согласно таблице 8.1 значением радиального отхода тормозной ленты ε , по формулам (8.11–8.14) определяют перемещение точки крепления ленты на тормозном рычаге.
- 6 Согласно таблице 8.1 приложения IX подбирают электромагнит таким образом, чтобы выполнялись условия уравнений (8.15–8.17).
- 7 По формулам (8.18–8.20) определяют плечо приложения тягового усилия электромагнита $l_{\text{я}}$.
- 8 Принимают плечо приложения замыкающего груза $l_{\text{гр}} = (1,25 - 1,3)l_{\text{я}}$.
- 9 Из формул (8.4, 8.6, 8.10) выражают $F_{\text{тр}}$ и определяют его численное значение.
- 10 В соответствии с данными таблицы 8.21 определяют ширину ленты, а по формуле 8.22 ее толщину, которая должна находиться в пределах $\delta = 0,4 - 5$ мм.
- 11 Крепление концов ленты и заклепки проверяют по напряжениям среза и смятия, принимая значения допускаемых напряжений согласно таблице 8.4.

Описание установки

Лабораторная установка (рисунок 8.4) состоит из сварной рамы 1, закрепленных на ней двух подшипниковых опор 2 с установленным в подшипниках валом 3 тормозного шкива 4. Вал имеет квадратное отверстие для остановки в него хвостовика динамометрического ключа. К раме с помощью оси 5 крепится тормозной рычаг 6. Тормозная лента 7 охватывает тормозной шкив, а её концы закрепляются с помощью пальцев, установленных в отверстия тормозного рычага, или рамы. Благодаря наличию этих креплений на установке можно смонтировать все три типа ленточных тормозов. Простой ленточный тормоз (рисунок 8.2) образуется при закреплении левого (на рисунке 8.4) набегающего конца ленты тормоза на пальце, установленном в отверстия 9 рамы. Простой ленточный тормоз (рисунок 8.2) образуется при закреплении левого (на рисунке 8.4) набегающего конца ленты тормоза на пальце, установленном в отверстия 9 рамы.

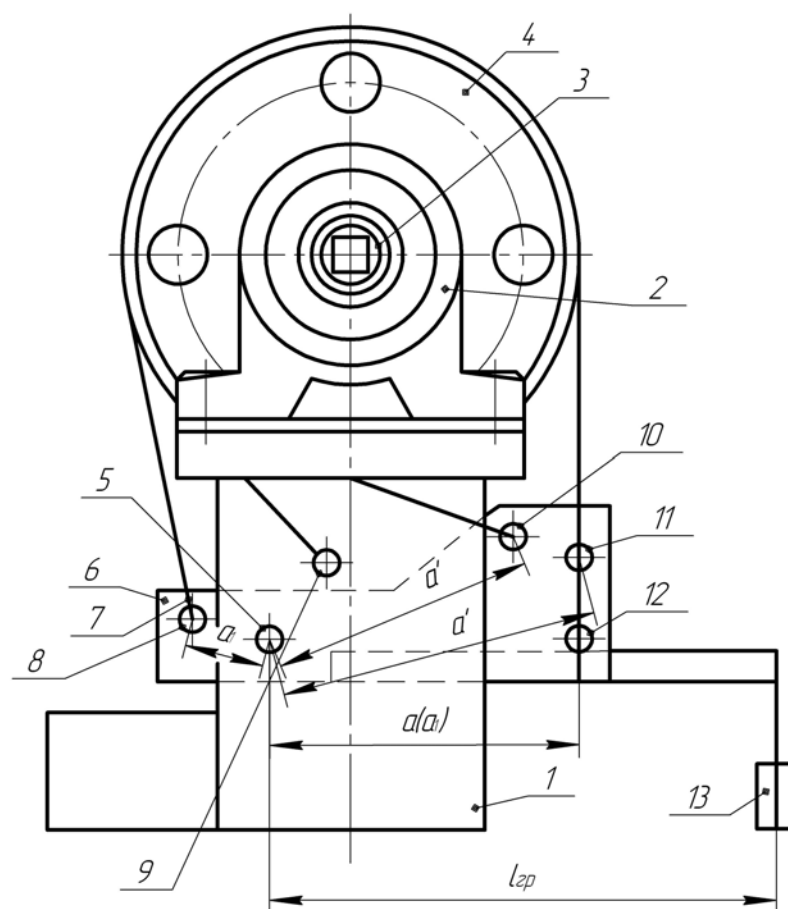


Рисунок 8.4 — Схема лабораторной установки:

1 — рама; 2 — подшипниковая опора; 3 — вал; 4 — тормозной шкив; 5 — ось; 6 — тормозной рычаг; 7 — тормозная лента; 8 — ось; 9, 10, 11, 12 — отверстия

Дифференциальный ленточный тормоз (рисунок 8.3) образуется при закреплении левого конца тормозной ленты на пальце отверстия 8 тормозного рычага, а правого – на пальце отверстия 12 (рисунок 8.4) рычага. Суммирующий ленточный тормоз (рисунок 8.4) образуется при закреплении левого конца тормозной ленты на пальце отверстия 10, а правого — на стержне отверстия 11 тормозного рычага. При этом отверстие 11 используется вместо отверстия 12 вследствие того, что длина тормозной ленты постоянна и закрепить её правый конец в стержне отверстия 12 не представляется возможным. Тормозное усилие создаётся грузами, устанавливаемыми на подвесе рычага.

Порядок проведения работ

Требуемый мерительный инструмент: линейка, рычажный динамометр и разновесы.

1 Смонтировать на лабораторной установке простой ленточный тормоз. С помощью линейки измерить размеры плеч a и $l_{гр}$ (рисунок 8.2) и транспортиром угол обхвата лентой тормозного шкива α , результаты замеров занести в таблицу 8.6. С помощью разновесов установить на тормозном рычаге замыкающий груз 47,01 и 94,55 Н и для каждого из них определять момент трения на тормозном шкиве с помощью динамометрического ключа, устанавливаемого в квадратное отверстие на валу тормозного шкива. Повторность опытов четырехкратная. Результаты опытов занести в таблицу 8.7.

Таблица 8.6

Геометрические параметры ленточных тормозов (по рисунку 8.2, 8.3 и 8.4)

Тип тормоза	Размеры плеч, мм				Угол обхвата лентой, рад.
	$a(a')$	a_1	a_2	$l_{гр}$	α
Простой Дифференциальный Суммирующий					

Таблица 8.7

Результаты замеров и расчетов тормозных моментов различных типов
ленточных тормозов

Тип ленточного тормоза	Тормозной момент опытный $T_{оп,i}$, Н·м	Среднее значение $T_{оп}$, Н·м	Тормозной момент теоретический T_T , Н·м	Погрешность, %
Простой Дифференциальный Суммирующий при вращении шкива а) по часовой стрелке б) против часовой стрелки				

Приняв в качестве коэффициента трения между лентой и шкивом значение $f = 0,25$, по формуле (8.4) определить теоретическое значение тормозного момента и, занеся его значение в таблице 8.7, определить погрешность.

2 Смонтировать на лабораторной установке дифференциальный ленточный тормоз. С помощью линейки замерить размеры плеч $a_1, a_2, l_{гр}$ и транспортиром угол обхвата лентой тормозного шкива α , результаты замеров занести в таблицу 8.6. С помощью разновесов устанавливать на тормозном рычаге замыкающий груз 47,01 и 94,55 Н и для каждого из них определить момент трения на тормозном шкиве с помощью динамометрического ключа. Повторность опытов четырехкратная. Результаты опытов занести в таблицу 8.7. По формуле (8.7) определить теоретическое значение тормозного момента и, занеся его в таблицу 8.7, определить погрешность.

3 Смонтировать на лабораторной установке суммирующий ленточный тормоз. С помощью линейки замерить размеры плеч a' , $l_{гр}$ и транспортиром угол обхвата лентой тормозного шкива α , результаты замеров занести в таблицу 8.6.

С помощью разновесов устанавливать на тормозном шкиве замыкающий груз 47,01 Н и 94,55 Н и для каждого из них определить момент трения в обоих направлениях с помощью динамометрического ключа. Результаты опытов

занести в таблицу 8.7. По формуле (8.10) определить теоретическое значение тормозного момента и, занеся его в таблицу 8.7, определить погрешность.

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить настоящие методические указания.
- 2 Проработать по лекциям и учебникам тему «Ленточные тормоза».
- 3 Подготовить бланк протокола к проведению лабораторной работы.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите типы ленточных тормозов.
- 2 В каких случаях следует применять тот или иной тип тормоза?
- 3 Основные достоинства и недостатки ленточных тормозов.
- 4 Последовательность расчета и проектирования ленточного тормоза.
- 5 Как подбирается электромагнит к ленточному тормозу?
- 6 Как рассчитывается на прочность тормозная лента?
- 7 Из каких материалов изготавливаются основные элементы ленточных тормозов?
- 8 Какие регулировки предусмотрены в ленточных тормозах?

Темы для УИРС

- 1 Определение неравномерности давления и износа по поверхности тормозной ленты.
- 2 Определение тормозного момента в зависимости от различных материалов ленточных накладок.

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВИНТОВЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ

Ц е л ь р а б о т ы: изучить конструкцию и методику расчета винтового транспортера. Экспериментально определить коэффициент влияния угла наклона винтового транспортера на его производительность.

Конструкция винтового транспортера

Винтовым транспортером называется машина для транспортирования груза, перемещающегося по желобу с помощью вращающегося вала со спиральной лентой или с лопастями, расположенными по винтовой линии.

Винтовой транспортер, состоит из неподвижного желоба, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, вала, с укрепленной на нем спиральной лентой, концевых и промежуточных опор и привода, загрузочного и разгрузочного устройств.

Насыпной груз подается в желоб через загрузочное устройство и при вращении винта скользит вдоль желоба. Совместному вращению груза с винтом препятствует сила тяжести груза и трение его о желоб.

Поверхность винта может быть сплошной, ленточной, в виде отдельных лопастей или фасонной формы (рисунок 9.1).

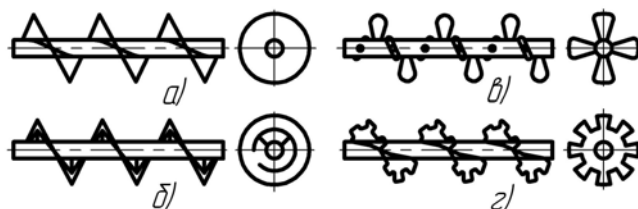


Рисунок 9.1 — Виды поверхностей винтов
а — сплошной; *б* — ленточный; *в* — лопастной; *г* — фасонный

Винт со сплошной поверхностью (*а*) применяют при перемещении сухого мелкозернистого и порошкового насыпного груза, не склонного к слежи-

ванию; с ленточной (б), лопастной (в) и фасонной (г) при перемещении слеживающихся грузов. Лопастной и фасонный используют, когда перемещение совмещают с интенсивным перемешиванием. Вал винта выполняется из трубы. Длина секции винта 2–4 м. Каждые две секции трубчатых винтов соединяют коротким валом. Диаметр винта выбирают из ряда: 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500 и 630 мм (ГОСТ. 2037–82).

Шаг винта равен диаметру винта для горизонтальных и 0,8 — для наклонных, работающих на подъем (1,0–1,2). Спираль винта изготавливают штамповкой из стального листа толщиной 4–8 мм, затем приваривают к валу. Частота вращения вала зависит от вида транспортируемого груза и диаметра винта. Для тяжелых грузов $n = 50 \text{ мин}^{-1}$, а для легких $n = 150 \text{ мин}^{-1}$. Диаметр должен быть в 10–12 раз больше размера куска при транспортировании однородного по крупности груза и в 4–6 раз больше максимального размера куска при транспортировании неоднородного груза.

Желоб изготавливают из листовой стали толщиной 3 – 8 мм. Привод стационарных транспортеров выполняется редукторным с конической зубчатой передачей, а передвижных — с ременной передачей с передаточным числом $U = 2,5–3,0$.

Расчет винтового транспортера

Рекомендуемые частоты вращения винта горизонтальных и наклонных транспортеров приведены в таблице 9.1.

Диаметр винта можно определить из уравнения производительности:

$$\Pi_{\text{м}} = 47 D^3 K_D \psi n_{\text{в}} \rho K_{\rho}, \quad (9.1)$$

откуда:

$$D = \sqrt[3]{\frac{\Pi_{\text{м}}}{47 K_D \psi n_{\text{в}} \rho K_{\rho}}}, \quad (9.2)$$

где $\Pi_{\text{м}}$ — расчетная производительность транспортера, т/ч;

K_D — отношение шага винта к его диаметру ($K_D = 0,8-1,2$);

n_B — частота вращения винта, мин^{-1} , (таблица 9.1);

ψ — коэффициент заполнения желоба, (таблица 9.1);

ρ — плотность насыпного груза, т/м^3 ;

K_p — коэффициент снижения производительности в зависимости от угла наклона транспортера (таблица 9.2)

Таблица 9.1

Рекомендуемые частоты вращения горизонтальных и наклонных транспортеров

Насыпной груз	Коэф. заполнения	Частота вращения вала винта	Насыпной груз	Коэф. 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 9.2

Коэффициент производительности в зависимости от угла наклона транспортера

β	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90
K_p	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 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.

Полная мощность равна:

$$P=K_n [(P_1+P_2)K+P_3+P_4]/\eta, \quad (9.3)$$

где K_n — коэффициент преодоления инерции при пуске, (1,05–1,2);

K — коэффициент сопротивления от перемещения груза, K — 1,05–1,4;

η — КПД механизма привода.

При определении мощности по формуле (9.3) учитывают добавочные сопротивления, в которые входят потери у промежуточных подшипников, на спрессовывание материала, величина которых может составлять значительную долю общих сопротивлений. Поэтому для предварительного определения мощности используют упрощенную формулу в виде:

$$P = K_d \Pi_m K_b / 367 (L_{\Gamma} + H) w_0, \quad (9.4)$$

где $K_d = 1,05$ –1,4 — коэффициент потерь на перемешивание и дробление груза;

L_{Γ} — перемещение по горизонтали;

H — высота подъема груза;

K_b — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона, таблица 9.3;

w_0 — коэффициент сопротивления, таблица 9.4 .

Таблица 9.3

Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера

β	0–20	20–25	25–30	30–35	35–40	40–45	45–90
K_b	1,0	1,05	1,13	1,2	1,32	1,4	2–3

Таблица 9.4

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 поваренная, глина, уголь	4,0

Мощность двигателя определяется с учетом возможных перегрузок

$K_0 = 1,3$ –1,5 и КПД $\eta = 0,8$ – 0,85

$$P_g = K_0 \frac{P}{\eta}. \quad (9.5)$$

Крутящий момент и осевая сила, действующие на вал винта, соответственно будут:

$$T_{кр} = 9550 \frac{P}{n} \quad \text{и} \quad F_0 = \frac{2T_{кр}}{d_1 \operatorname{tg}(\alpha + \gamma)}, \quad (9.6)$$

где $d_1 = (0,7 - 0,8)D$;

α — угол подъема винтовой линии;

γ — угол трения между поверхностями винта и грузом.

Вал рассчитывают на кручение, изгиб и растяжение (сжатие). Эквивалентный момент вала определяют по формуле:

$$M_{эв} = \sqrt{M_{\max}^2 + T_{кр}^2}, \quad (9.7)$$

а диаметр трубчатого вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{эв}}{0,1(1-\beta)^4 [\sigma_{из}]}}. \quad (9.8)$$

Описание лабораторной установки

На основании 1 (рисунок 9.2) установлен на шарнире шнековый транспортер 3. С помощью вилки 4 транспортер может изменять угол наклона к горизонту. Материал загружают через бункер 5 и при вращении шкива с ручкой 6 материал, перемещаясь по желобу, высыпается через разгрузное отверстие 7 в тару 8. Привод шкива осуществляется вручную. С изменением угла наклона β изменяется производительность шнекового транспортера. Коэффициент, влияющий на изменения производительности, можно определить из формулы (9.2), т.е:

$$K_\beta = \frac{\Pi_m}{47D^3 K_D \psi n_b \rho}. \quad (9.9)$$

Изменяя угол наклона β , коэффициент K_β будет изменяться. Экспериментально определив число оборотов для перемещения материала из уравнения, определим коэффициент K_β .

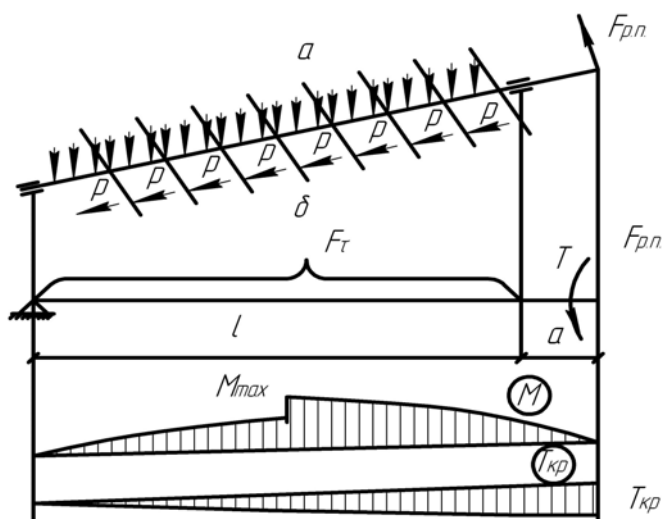


Рисунок 9.2 — Расчётная схема
 a — фактическое нагружение; $б$ — расчётное нагружение

Подготовка к проведению работы

- 1 Проработать по учебникам и лекциям тему «Винтовые транспортеры».
- 2 Изучить настоящие методические указания.
- 3 Изучить предлагаемую лабораторную установку.
- 4 Подготовить таблицу для записи экспериментальных данных и результатов их обработки.

Порядок выполнения работы

1 Замерить параметры винта (D ; t (рисунок 9.3)) и внести в таблицу 9.5

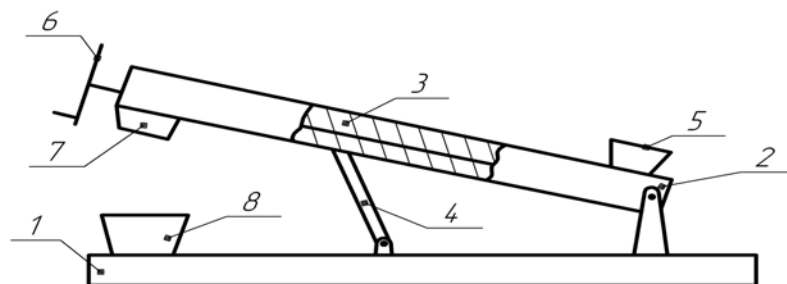


Рисунок 9.3 — Схема лабораторной установки: 1 — рама; 2 — шарнир; 3 — шнековый транспортер; 4 — вилка; 5 — бункер; 6 — рукоятка; 7 — разгрузочное отверстие; 8 — тара

Таблица 9.5

Параметры винта

Диаметр винта	Шаг винта	Транспортируемый материал	Плотность материала

- 2 Определить взвешиванием вес материала для транспортировки.
- 3 Принять коэффициент заполнения желоба (таблица 9.1).
- 4 Установить винтовой транспортер в горизонтальное положение.
- 5 Засыпать транспортируемый материал в загрузочный бункер и провернуть винт до начала выгрузки материала.
- 6 Привести во вращение винт с помощью шкива и (выполнять вращение с частотой $n = 1/\text{с}$) считать число оборотов до полной выгрузки.
- 7 Повторить опыт еще 2 раза.
- 8 Изменить угол наклона на 20° с помощью вилки и повторить трижды опыт.
- 9 Аналогично провести исследования для угла наклона 40° и 60° .
- 10 Результаты исследований занести в таблицу 9.6 и вычислить коэффициент изменения угла наклона K_β для 0° ; 20° ; 40° ; 60° .
- 11 Построить график в координатах $\beta - K_\beta$.
- 12 Сделать выводы.

Таблица 9.6

Результаты исследований						
Материал	Π_m т/ч	Угол наклона B	Ψ	n число оборотов	K_β	K_β среднее
		0° 0° 0°				
		20° 20° 20°				
		40° 40° 40°				
		60° 60° 60°				

Контрольные вопросы

- 1 Для транспортировки каких материалов применяют винтовые транспортеры?
- 2 Какие виды винтов и когда применяют в винтовых транспортерах?
- 3 Назовите основные элементы винтового транспортера.
- 4 От каких факторов зависит диаметр винта?
- 5 Какие факторы влияют на выбор шага винта?
- 6 Как влияет угол наклона транспортера на его производительность?

Тема для УИРС: «Влияние шага винта на производительность транспортера».

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСЧЕТ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Цель работы: изучить конструкцию и методику расчёта скребковых конвейеров. Исследовать влияние физико-механических характеристик груза и конструктивных параметров конвейера на устойчивость скребка.

Конструкция конвейера

Скребковые конвейеры составляют большую группу машин непрерывного транспорта, основанных на принципе волочения транспортируемого груза по желобу различных форм сечения, плоскому настилу или грузу при помощи скребков, прикрепленных к тяговому элементу. Они широко применяются в сельскохозяйственном производстве для транспортировки зерна, кормов, удобрений, твердого топлива, навоза.

Наибольшее распространение получили конвейеры порайонного волочения с высокими сплошными скребками (высота скребка равна или выше высоты желоба). В таких конвейерах груз перемещается отдельными порциями перед каждым скребком. Порция груза называется телом волочения. Тяговый элемент — цепь может быть замкнута как в вертикальной плоскости (вертикально замкнутый), так и в горизонтальной (горизонтально замкнутый конвейер).

На рисунке 10.1 показана схема вертикально замкнутого конвейера. В одноцепном конвейере с одной рабочей ветвью (рисунок 10.1, а) груз перемещается по желобу 6 скребками 2. Желоб укреплен на станине 5. Скребки консольно прикреплены к вертикально замкнутой цепи 1. Цепь со скребками может скользить по желобу или опираться через оси на катки 8, движущиеся по направляющим 9. Цепь приводится в движение приводной звездочкой 3. Натяжение цепи осуществляется винтовым или пружинно-винтовым натяжным устройством через звездочку 7. Ход натяжного устройства не менее 1,6 шага цепи. Транспортируемый груз засыпается в желоб конвейера в любом

месте по его длине и продвигается скребком. Разгрузка конвейера может производиться также в любом месте по его длине через отверстия 4 в днище желоба. Отверстия перекрываются шиберными заслонками. В конвейерах с двумя рабочими ветвями (рисунок 10.1, б) груз перемещается по верхнему и нижнему желобам в противоположных направлениях. Тяговый элемент этого конвейера состоит из двух вертикально-замкнутых пластинчатых катковых цепей, связанных скребками, прикрепленными к цепи симметрично относительно оси катков.

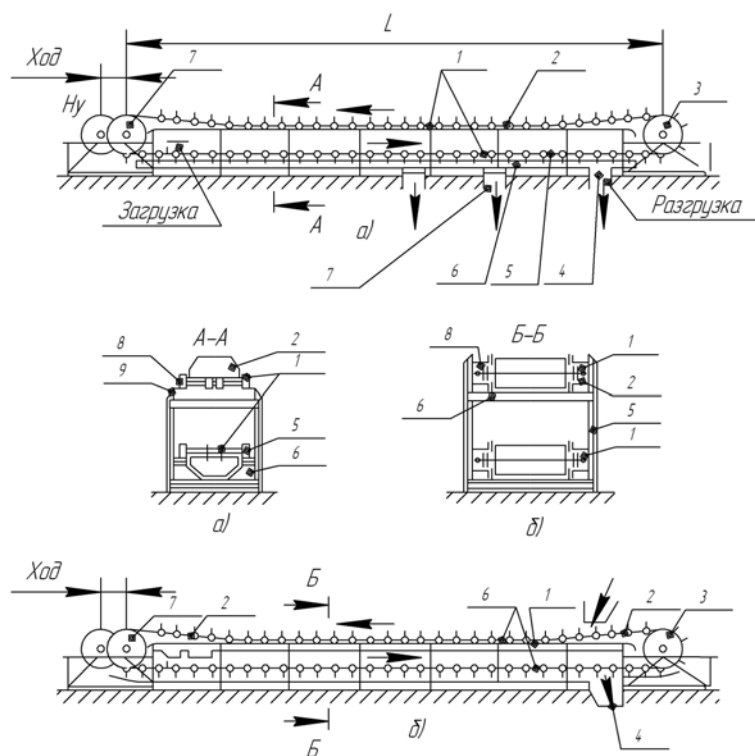


Рисунок 10.1 — Скребок конвейера порционного волочения с высокими сплошными скребками: а — с открытым желобом и одной (нижней) рабочей ветвью; б — с открытым желобом и двумя рабочими ветвями; 1 — вертикальная замкнутая цепь; 2 — скребок; 3 — приводная звездочка; 4 — разгрузочное отверстие; 5 — станина; 6 — желоб; 7 — натяжная звездочка; 8 — каток; 9 — направляющая

Тяговым элементом конвейера обычно служат одна (при ширине скребка до 400 мм) или две пластинчатые катковые цепи по ГОСТ 588–81.

Скребки выполняют трапецеидальной или прямоугольной формы (рисунок 10.1). Также могут быть полукруглые скребки. Если внутренние пластины цепи изготовлены из листов, высота которых равна высоте скребков, то пластины и смежные скребки образуют ящик, дном которого является не-

подвижный желоб. Скребки такого типа называются ящичными скребками. Плоские скребки используются при ширине до 650 мм; ящичные — от 500 до 1200 мм. Шаг скребков кратен шагу цепи и обычно его принимают равным двум шагам цепи.

Желоб конвейера изготавливают сварным или штампованным из листовой стали и собирают по секциям длиной 3—6 м. Он может быть футерован внутри (при транспортировании абразивных грузов) или изготовлен из древесины (при транспортировании легких или вызывающих коррозию металла грузов). Зазор между скребком и стенкой желоба от 2 до 15 мм.

Привод стационарных конвейеров — от электродвигателя через редуктор и концевую звездочку; передвижных — через ременную и цепную передачи.

Выпускаемые скребковые конвейеры нормализованы (см. таблицу 10.1).

Таблица 10.1

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 ³ /ч		Наибольшие размеры куска груза, мм	
Ширина <i>B_c</i> , мм	Высота <i>h_c</i> , 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

Производительность конвейера указаны для горизонтального положения при скорости транспортирования 0,5 м/с.

Расчет скребковых конвейеров со сплошными высокими скребками

Производительность конвейера (т/ч).

$$\Pi_m = 3600 K_{\text{ж}} h_{\text{ж}}^2 \psi K_{\beta} \rho v ;$$

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

ψ — коэффициент заполнения желоба: для легкосыпучих легких грузов $\psi = 0,5 - 0,6$, для плохосыпучих кусковых грузов $\psi = 0,7 - 0,6$;

K_{β} — коэффициент, учитывающий угол наклона конвейера (таблица 10.2);

ρ — насыпная плотность груза, т/м³;

v — скорость транспортирования, м/с (для корнеклубнеплодов — 0,3–0,5, для пылевидных, муки, навоза — 0,5–1, для зерна — 1–2; для других грузов 0,1–1 м/с).

Таблица 10.2

Среднее значение коэффициента K_{β}

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 (высота слоя груза) (м)

$$h_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{\Pi_m}{3600 K_{\text{ж}} \psi K_{\beta} \rho v}}.$$

Высота скребка h_c конструктивно принимается на 25–50 мм больше высоты желоба.

Ширина желоба

$$B_{\text{ж}} = K_{\text{ж}} h_{\text{ж}} ;$$

Полученные размеры скребка согласовывают с размерами нормализованных скребков (таблица 10.1 или ТУ 23.2.2149–90) и уточняют ширину желоба с учетом выбранных зазоров. (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).

11 шаг расстановки скребков $t_c = (2-4) h_c$ и кратен шагу цепи, (шаг цепи по ГОСТ 568-81 10, 50, 63, 60, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм).

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

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

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

Общее сопротивление движению, рабочей ветви наклонного конвейера длиной L с углом наклона β к горизонту.

$$W_p = (q_{\text{г}} \omega'_{\text{г}} + q_0 \omega'_0) L \cos \beta \pm (q_{\text{г}} + q_0) L \sin \beta$$

для холостой ветви —

$$W_x = q_0 \omega'_0 L \cos \beta \pm q_0 L \sin \beta$$

где $q_{\text{г}} = \frac{\Pi_{\text{м}}}{0,36v}$ — погонная нагрузка от груза Н/м;

$q_{\text{г}} = K_{\text{х}} q_{\text{г}}$ — погонная нагрузка от ходовой части;

$K_{\text{х}}$ — эмпирический коэффициент (для одноцепных конвейеров $K_{\text{х}} = 0,5-0,6$; двухцепных — $K_{\text{х}} = 0,6-0,8$);

$\omega'_{\text{г}} = 1,1f$ — коэффициент сопротивления движению груза;

f — коэффициент трения груза по желобу в движении (для ящичных скребков $\omega'_{\text{г}} = f$);

ω'_0 — коэффициент сопротивления движению ходовой части (с ходовыми катками на подшипниках скольжения $\omega'_0 = 0,1-0,13$; для цепей без катков,

движущихся скольжением $\omega_o' = 0,25-0,4$). Знак (+) принимается при движении вверх, знак (–) — при движении вниз.

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

$$F_{\min} \geq \frac{q_a t_c h (\sin \beta + \omega_a' \cos \beta)}{t_o} c \operatorname{tg} \varepsilon,$$

где $t_c, t_{\text{ц}}$ — соответственно шаг скребков и цепи, м;

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

$\varepsilon = 2-3^\circ$ — допускаемый угол отклонения скребка.

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

Тяговая цепь выбирается по расчетной разрушающей нагрузке.

$$F_{\text{д\acute{a}\phi\delta}}^{\text{д\acute{a}\phi\delta}} = \frac{\hat{E}}{\psi} (F_{\max} + F_{\min}) \geq F_{\text{д\acute{a}\phi\delta}},$$

где K — коэффициент запаса прочности (для горизонтальных конвейеров —

$K = 6-8$, с наклонными участками — $K = (8-10)$;

ψ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между тяговыми цепями (при одной цепи $\psi = 1$, при двух цепях $\psi = 1,6-1,8$);

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

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

Она определяется по зависимости.

$$F_{\text{д\acute{a}\phi\delta}} = \frac{60v^2 L}{Z^2 t_o g} (q_a + \hat{E}_1 q_0),$$

где v — скорость, м/с;

L — длина конвейера, м;

Z — число зубьев приводной звёздочки;

$t_{\text{ц}}$ — шаг цепи, м;

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

g — ускорение свободного падения, м/с².

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

Исследование устойчивости скребка

Теоретическое обоснование

Под устойчивостью скребка следует понимать его способность сохранять первоначальное положение при транспортировании груза.

Скребок жестко крепится к звену цепи. В процессе работы конвейера порция груза стремится отклонить скребок (повернуть его на угол ε). При большом отклонении возможно всплывание и заклинивание скребка. Отклонению скребка препятствует натяжение цепи. Работа скребка считается устойчивой, если угол $\varepsilon = 2-3^\circ$.

Рассмотрим схему сил, действующих на скребок и звено цепи наклонного конвейера (рисунок 10.2). Для упрощения решения задачи массу скребка не учитываем.

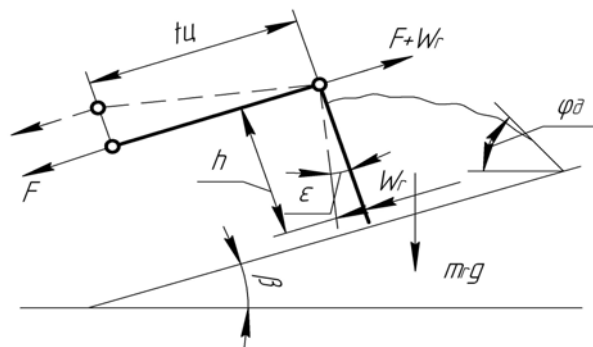


Рисунок 10.2 — Схема сил, действующих на высокий скребок

Под действием силы сопротивления движению порции груза W_{Γ} скребок поворачивается на угол ε . При транспортировании сыпучего груза давление его на скребок распределяется по закону треугольника и результирующая сила W_{Γ} будет расположена на высоте $1/3 h_{\text{ж}}$. С учетом того, что высота скребка принимается больше высоты желоба для практических расчетов плечо h действия силы W_{Γ} принимается равным $0,8 h_{\text{с}}$. При транспортировании кусковых грузов возможен вариант, что сила W_{Γ} воздействует на скребок у его нижней кромки. В этом случае $h = h_{\text{с}}$.

Условие равновесия скребка

$$\sum M_{\text{с}} = W_{\Gamma} h \cos \varepsilon - F t_{\text{ц}} \sin \varepsilon = 0$$

Сопротивление движению груза состоит из составляющей силы тяжести $m_{\Gamma} g \sin \beta$ и силы трения о дно желоба $m_{\Gamma} g f \cos \beta$.

$$W_{\Gamma} = m_{\Gamma} g (\sin \beta + f \cos \beta)$$

Масса груза перед скребком $m_{\Gamma} = B_{\text{ж}} h_{\text{ж}} t_{\text{с}} \psi$;

Решая уравнение (10.1) с учетом зависимости (10.2);

$$F = \frac{m_{\Gamma} g h (\sin \beta + f \cos \beta)}{t_{\text{ц}}} \operatorname{ctg} \varepsilon.$$

Таким образом, из условия устойчивости скребка на натяжение F тягового органа влияют конструктивные параметры конвейера (высота и ширина желоба, шаг цепи и скребков, угол наклона конвейера к горизонту) и физико-механические свойства груза (коэффициент трения о дно желоба; угол естественного откоса, влияющий на коэффициент заполнения желоба).

Учитывая то, что $m_{\Gamma} g = q_{\Gamma}$

$$F = \frac{q_{\Gamma} t_{\text{с}} h (\sin \beta + f \cos \beta)}{t_{\text{ц}}} \operatorname{ctg} \varepsilon.$$

Описание экспериментальной установки

С целью упрощения конструкции и уменьшения погрешности при измерении натяжения тягового элемента цепь со скребком и боковые стенки в лабораторной установке остаются неподвижными, а движется дно желоба.

Лабораторная установка (рисунок 10.3) состоит из ленточного конвейера 1, установленного на основание 2. К раме конвейера прикреплены кронштейны 11 и 15 для крепления стенок желоба 14, скребка 13 с жестко присоединенной к нему тягой 10, имитирующей звено цепи, и динамометра 9. В тяге имеются отверстия 4 на расстоянии 100, 150, 200 мм от оси поворота скребка. Таким образом, шаг цепи может иметь значения 100, 150 и 200 мм. Тяга при помощи каната 7, огибающего направляющий блок 8, соединяется с динамометром.

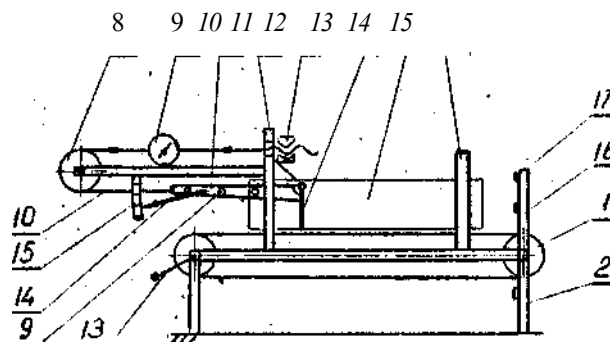


Рисунок 10.3 — Схема лабораторной установки:

1 — конвейер ленточный; 2 — основание; 3 — рукоятка; 4 — отверстие; 5 — стрелка; 6 — шкала; 7 — канат; 8 — направляющий блок; 9 — динамометр; 10 — тяга; 11 и 15 — кронштейны; 12 — натяжная гайка; 13 — скребок; 14 — желоб; 16 — упор; 17 — стойка

Натяжение каната осуществляется, гайкой 12 и отсчитывается по шкале динамометра. Транспортируемый груз засыпается на ленту конвейера и при вращении рукоятки 3 транспортируется в направлении скребка, сгруживаясь перед последним в форме неравнобокой трапеции. Так как для рассыпного груза точно определить величину плеча h действия силы W_r не представляется возможным, в экспериментальных исследованиях используем штучный груз. Он воздействует на скребок у его нижней кромки, т.е. плеча $h - h_c$. Скребок и тяга при этом поворачиваются на угол ε , измеряемый стрелкой 5 по

шкале 6. Для изменения угла наклона транспортера к горизонту имеется стойка 17 с упорами 16.

Подготовка к проведению работы

- 1 Изучить по учебникам и конспекту лекций тему «Скребковые конвейеры».
- 2 Изучить настоящие методические указания.
- 3 Подготовить таблицы для записи экспериментальных данных и результатов их обработки (таблица 10.3 и 10.4).

Порядок выполнения работы

1 Установить груз массой m_{Γ} (по указанию преподавателя) на ленту горизонтального транспортера и, протаскивая его по ленте, динамометром определить силу трения между грузом и лентой (выполнить 3 раза). Результаты занести в таблицу 10.3.

2 Измерить высоту скребка, h и установить шаг цепи $t_{\text{ц}}$ (по указанию преподавателя), соединив канат с соответствующим отверстием тяги. Результаты занести в таблицу 10.3.

3 Установить транспортер под углом β к горизонту (по указанию преподавателя). Значение β занести в таблицу 10.3.

4 Гайкой 12 создать силу натяжения каната F .

5 Груз установить перед скребком и, медленно вращая рукоятку, двигать в направлении скребка. Когда груз начнет скользить по ленте, определить по шкале 15 угол поворота скребка. Опыт провести с трехкратной повторностью для пяти значений силы F . (по указанию преподавателя). Результаты занести в таблицу 10.4.

6 После окончания опытов ослабить натяжение каната.

Обработка опытных данных

1 Определить коэффициент трения между грузом и лентой по среднему значению силы трения F и значение занести в таблицу 10.3.

2 Определить средние арифметические значения угла поворота скребка для каждого значения усилия натяжения каната и занести в таблицу 10.4.

3 Подсчитать теоретическое значение угла поворота скребка ε^T заданных значений силы F .

$$\varepsilon^T = \operatorname{arctg} \frac{F t_{\delta}}{m_a g h (\sin \beta + f \cos \beta)}.$$

Занести в таблицу 10.4 и построить зависимость

4. Подсчитать отклонение теоретического значения угла поворота скребка ε^T от экспериментального ε .

$$\Delta = \frac{\varepsilon^T - \varepsilon}{\varepsilon^T} 100\%.$$

5. Сделать вывод, об устойчивости скребка.

Таблица 10.3

Экспериментальные данные

Масса груза m , кг	Высота скребка h , мм	Шаг цепи $t_{ц}$, мм	Угол наклона т-ра β , град	Сила трения F_f Н				Коэффициент трения f
				повторность			среднее	
				1	2	3		

Таблица 10.4

Результаты расчета

Угол поворота скребка ε , град	Сила натяжения каната F , Н					
повторы	1					
	2					
	3					
Среднее значение						
Теоретическое значение ε^T						
Отклонение Δ						

Контрольные вопросы

- 1 Кратко опишите конструкцию скребкового конвейера.
- 2 Что такое тело волочения?
- 3 Что является тяговым элементом скребкового конвейера?
- 4 Опишите способы крепления скребка к звену цепи.
- 5 Как определяется производительность конвейера?
- 6 Как определяется сопротивление движению рабочей и холостой ветви конвейера?
- 7 Опишите последовательность расчета конвейера.
- 8 Как подбирается тяговая цепь?
- 9 В каком случае учитывается динамическая нагрузка, действующая на цепь, и как она определяется?
- 10 Что такое устойчивость скребка и условие устойчивой работы скребка?

Темы для УИРС

- 1 Исследовать влияние шага цепи на устойчивость скребка.
- 2 Исследовать влияние угла наклона конвейера на устойчивость скребка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины [Текст]: учебное пособие / М.П. Александров. – изд. 5-е, перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1979. – 558 с.
2. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины [Текст]: учебное пособие / А.А. Вайнсон. – изд. 3-е, перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1975. – 431 с.
3. Кузьмин, А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин : справочник / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – изд. 3-е, перераб. и доп. – Минск : Высшая школа, 1983. – 350 с.