

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

**КАФЕДРА «МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ»
ИМ. ПРОФ. СЕДУША В.Я.**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к проведению лабораторных работ по дисциплине вариативной части

по выбору вуза профессионального цикла

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ

МАШИНЫ

для студентов всех форм обучения

направления подготовки 15.03.02

«Технологические машины и оборудование»

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ФАКУЛЬТЕТ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

**КАФЕДРА «МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЗАВОДОВ ЧЕРНОЙ
МЕТАЛЛУРГИИ» ИМ. ПРОФ. СЕДУША В.Я.**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к проведению лабораторных работ по дисциплине вариативной части

по выбору вуза профессионального цикла

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ

МАШИНЫ

для студентов всех форм обучения

направления подготовки 15.03.02

«Технологические машины и оборудование»

Рассмотрены на заседании
кафедры «Механическое оборудование
заводов черной металлургии»
им. проф. Седуша В.Я.
Протокол № 11 от 03.04.2017 г.

Утверждены на заседании
учебно-издательского совета ДОННТУ
Протокол № ____ от __.__. 20__ г.

**Донецк
ДОННТУ
2017**

Методические указания к проведению лабораторных работ по дисциплине вариативной части по выбору вуза профессионального цикла «Подъемно-транспортные машины» для студентов всех форм обучения направления подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» / сост.: Е. В. Ошовская. – Донецк: ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», 2017. – 40 с.

Отражены цели и задачи лабораторного практикума по дисциплине «Подъемно-транспортные машины» для студентов очной формы обучения по направлению подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование». Описаны структура лабораторных работ, порядок подготовки к ним, последовательность операций и действий, направленных на выполнение поставленных задач, указаны форма представления результатов работы и порядок защиты отчетов по выполненным заданиям, даны рекомендации по использованию теоретического материала.

Составители: Ошовская Е.В., к.т.н., доцент, доцент кафедры «Механическое оборудование заводов черной металлургии» им. проф. Седуша В.Я.

Рецензенты: д.т.н., профессор А.П. Кононенко
к.т.н., профессор В.А. Сидоров

Ответственный за выпуск:
к. т. н., профессор А. Л. Сотников

СОДЕРЖАНИЕ

1. РАСЧЕТ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ	4
2. РАСЧЕТ УЗЛА БАРАБАНА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА	32
3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА	36
4. РАСЧЕТ НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА	40

1. РАСЧЕТ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

Исходные данные:

- 1) грузоподъемность механизма подъема груза Q , т;
- 2) режим работы механизма;
- 3) механические характеристики материала крюка и деталей крюковой подвески.

Расчет крюковой подвески включает следующие разделы:

- 1) выбор и прочностной расчет крюка;
- 2) определение параметров гайки крюка;
- 3) выбор упорного подшипника;
- 4) прочностной расчет траверсы крюка;
- 5) расчет оси блоков;
- 6) выбор подшипников блоков.

Крюки применяют в грузоподъемных машинах для захватывания грузов. Размеры и форма крюков стандартизированы. Однорogie крюки (ГОСТ 6627-74) предназначены для грузов массой от 0,25 до 75 т; двурogie (ГОСТ 6628-73) – массой от 5 т и выше.

Крюки изготавливают ковкой или штамповкой из стали 20 (ГОСТ 1050-74) или стали 20Г (ГОСТ 1050-74). Затем выполняется нормализация. Обрабатывается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба – треугольная (при грузоподъемности до 10 т) или трапециевидная (при большей грузоподъемности) – под гайку, крепящую крюк в траверсе крюковой подвески.

На рис.1 приведена схема однорогого крюка с основными размерами и его поперечное сечение.

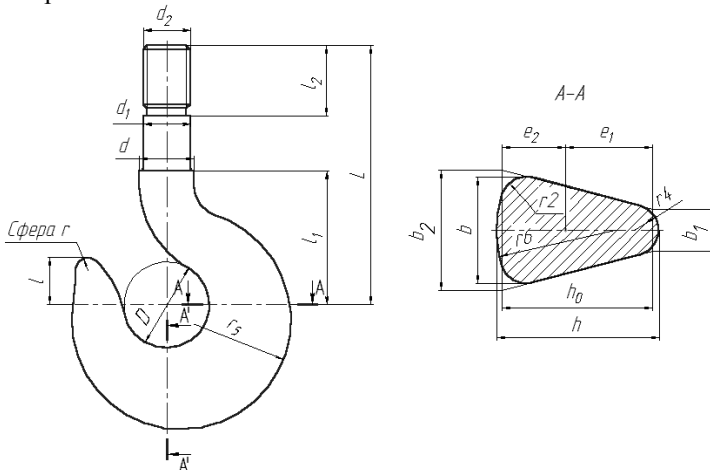


Рис.1. Схема однорогoгo крюка

1. Выбор и прочностной расчет крюка

Крюк выбирается в зависимости от грузоподъемности и режима работы и характеризуется номером заготовки (таблица 1).

Таблица 1 – Номинальная грузоподъемность однорогоих крюков, т [1, с.464]

Номер заготовки крюка	Режим работы для машин с электроприводом	
	3М, 4М	5М, 6М
1	0,32	0,25
2	0,40	0,32
3	0,50	0,40
4	0,63	0,50
5	0,80	0,63
6	1,00	0,80
7	1,25	1,00
8	1,60	1,25
9	2,00	1,60
10	2,50	2,00
11	3,20	2,50
12	4,00	3,20
13	5,00	4,00
14	6,30	5,00
15	8,00	6,30
16	10,00	8,00
17	12,50	10,00
18	16,00	12,50
19	20,00	16,00
20	25,00	20,00
21	32,00	25,00
22	40,00	32,00
23	50,00	40,00
24	63,00	50,00
25	80,00	63,00
26	100,00	80,00

В зависимости от номера заготовки по ГОСТ определяются его геометрические размеры (таблица 2).

Таблица 2 – Крюки однорогие. Заготовки. Конструкция и размеры (ГОСТ 6627–74) [1, с.460–463]

Номер заготов ки	Размеры, мм														Масса, кг
	D	L	b	h	d	d ₁	d ₂	l	l ₁	l ₂	r	r ₂ =r ₄	r ₅	r ₆	
1	20	65	12	18	15	12	M12	10	не менее 30		4,5	3,0	25	11	0,18
2	22	70	13	21											
3	25	75	15	24	18	15	M14	12	35	20	5,0	4,0	28	12	0,22
4	30	85	18	26	20	17	M16	15	40						
5	32	90	20	28				16	45	25	6,0	5,5	37	14	0,50
6	36	105	22	32	25	20	M20	18	50						
7	40	120	24	36				20	55	30	6,5	5,5	40	16	0,60
8	45	130	26	40	30	25	M24	22	65						
9	50	145	30	45	35	30	M27	25	70	40	8,0	7,0	62	36	2,60
10	55	165	34	52			M30	30	85	45	10,0	8,0	70	38	3,60
11	60	180	38	55	40	35	M33	34	90	50	10,0	9,0	78	42	4,50
12	65	195	40	65	45	40	M36	36	95	55			90	45	6,45
13	75	250	48	75	52	45	M42	38	105	60	11,0	10,0	100	50	9,60
14	85	280	54	82	56	50	M48	42	120	70	12,0	12,0	110	60	13,50
15	95	310	60	90	62	55	M52	46	135	75	15,0	13,0	125	65	18,00
16	110	340	65	100	68	60	M56	55	150	80	18,0		140	75	26,00
17	120	415	75	115	80	70	M64	60	165	90	20,0	14,0	155	84	37,00
18	130	440	80	130	85	75	Трап.70×10	62	180	95	21,0	16,0	170	90	49,50
19	150	480	90	150	95	85	Трап.80×10	75	210	100	22,0	18,0	200	105	70,00
20	170	535	102	164	110	100	Трап.90×12	80	230	115	30,0	20,0	220	120	102,00
21	190	580	115	184	125	110	Трап.100×12	95	260	130	32,0	23,0	245	135	130,00
22	210	675	130	205	135	120	Трап.110×12	100	280	140	35,0	25,0	270	150	175,00
23	240	730	150	240	160	140	Трап.120×16	120	330	150	40,0	30,0	320	170	262,00
24	270	820	165	260	170	150	Трап.140×16	135	360	175	44,0	35,0	350	190	353,00
26	300	840	190	290	190	170	Трап.160×16	150	400	190	45,0	38,0	390	210	520,00
26	320	850	200	320	200	180	Трап.170×16	160	440	210	48,0	40,0	420	230	585,00

Рабочая часть крюка представляет собой кривой брус. Наиболее нагруженным является сечение А–А (рис.1), т.к. ему соответствует наибольшее плечо изгибающего момента. Сечения крюка имеют трапециевидную форму с широким основанием, обращенным к зеву крюка.

Рациональные соотношения размеров трапеции, обеспечивающие минимальную массу крюка, приняты для стандартных крюков:

$$b_2/b_1 = 2,0 \dots 2,5 \text{ и } h/b_2 = 1,5 \dots 1,6.$$

Трапециевидное сечение с закругленными краями при расчете заменяют сечением в виде равнобедренной трапеции с основаниями b_1 и b_2 и высотой h_0 .

На прочность крюк проверяется в сечениях А–А, А'–А' и на хвостовике. Прочностной расчет крюка, на который действует сила тяжести груза G , сводится к следующему.

В сечении хвостовика крюк рассчитывают на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4G}{\pi d_p^2} \leq [\sigma_p],$$

где σ_p – напряжение растяжения в резьбе крюка, МПа;

d_p – внутренний диаметр резьбы хвостовика крюка (таблица 3);

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, $[\sigma_p] = 50 \dots 75$ МПа (меньшее значение для тяжелого режима).

Таблица 3 – Основные размеры резьбы

Обозначение резьбы	Наружный диаметр d_n , мм	Внутренний диаметр d_p , мм	Шаг резьбы p , мм
Метрическая резьба [2, с.427]			
M12	12	10,106	1,75
M14	14	11,835	2,0
M16	16	13,835	2,0
M20	20	17,294	2,5
M24	24	20,752	3,0
M27	27	23,752	3,0
M30	30	26,211	3,5
M33	33	29,211	3,5
M36	36	31,670	4,0
M42	42	37,129	4,5
M48	48	42,587	5,0
M52	52	46,587	5,0
M56	56	50,046	5,5
M64	64	57,505	6,0

Продолжение таблицы 3

Обозначение резьбы	Наружный диаметр d_n , мм	Внутренний диаметр d_p , мм	Шаг резьбы p , мм
Трапециевидная резьба [2, с.484]			
Трап.70×10	70	59	10
Трап.80×10	80	69	10
Трап.90×12	90	77	12
Трап.100×12	100	87	12
Трап.110×12	110	97	12
Трап.120×16	120	102	16
Трап.140×16	140	122	16
Трап.160×16	160	142	16
Трап.170×16	170	152	16

В сечении А–А крюк рассчитывают как кривой брус, нагруженный эксцентрично приложенной силой. Наибольшее напряжение растяжения внутренних волокон сечения А–А:

$$\sigma_1 = \frac{2G \cdot e_2}{k \cdot F \cdot D},$$

наибольшие напряжения сжатия на внешней части сечения А–А:

$$\sigma_2 = -\frac{G \cdot e_1}{k \cdot F \cdot (0.5D + h_0)},$$

где F – площадь поперечного сечения А–А. При замене сечения равновеликой трапецией:

$$F = \frac{b_1 + b_2}{2} h_0, \quad h_0 \text{ – высота равновеликой трапеции};$$

e_2 – расстояние от центра тяжести сечения до внутренних волокон крюка

$$e_2 = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h_0}{3};$$

e_1 – расстояние от центра тяжести сечения до внешних волокон сечения

$$e_1 = h_0 - e_2;$$

k – коэффициент, зависящий от кривизны и формы сечения крюка, определяемый по формуле

$$k = \frac{2r}{(b_1 + b_2)h_0} \left\{ \left[b_1 + \frac{b_2 - b_1}{h_0} (r + e_1) \right] \ln \frac{r + e_1}{r - e_2} - (b_2 - b_1) \right\} - 1 ,$$

где r – расстояние от центра приложения нагрузки до центра тяжести сечения $r = 0.5D + e_2$; D – диаметр зева крюка

или по номограмме рис.2.

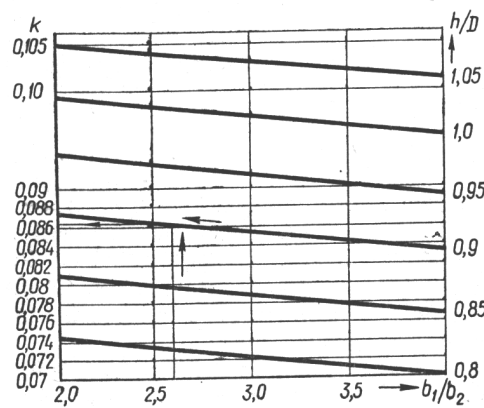


Рис.2. Номограмма для определения коэффициента k

Условие прочности:

$$|\sigma_{1,2}| \leq [\sigma_p] ,$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение материала крюка на растяжение

$$[\sigma_p] = \sigma_T / n ,$$

где σ_T – предел текучести материала крюка;

n – запас прочности; для режимов работы 3М, 4М – $n = 1,2$;
5М, 6М – $n = 1,5$.

Напряжения в сечении А'–А' определяют при условии, когда стропы расположены под углом 45° к вертикали.

Сила, действующая в сечении А'–А' :

$$G_2 = \frac{G}{2} \operatorname{tg} 45^\circ = 0.5G .$$

Наибольшее напряжение растяжения внутренних волокон сечения А'–А':

$$\sigma_3 = \frac{2G_2 \cdot e_2}{k \cdot F \cdot D} = \frac{G \cdot e_2}{k \cdot F \cdot D} .$$

В сечении А'–А' действует также касательное напряжение:

$$\tau = G/F .$$

Суммарное напряжение в сечении А'–А' согласно третьей теории прочности

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_3^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p] .$$

2. Определение параметров гайки крюка

Высота гайки определяется из условия смятия витков резьбы и должна быть не менее:

$$h_g = \frac{4G \cdot p}{\pi(d_H^2 - d_p^2)[\sigma_{cm}]} ,$$

где p – шаг резьбы (таблица 3);

d_H – наружный диаметр резьбы (таблица 3);

$[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение смятия, для материала гайки сталь 45 – $[\sigma_{cm}] = 30 \dots 35$ МПа.

Для метрической резьбы:

$$H = 1.2 d_H .$$

Высота резьбы округляется в большую сторону с учетом установки стопорной планки.

Наружный диаметр гайки:

$$D_H = 1,8 d_H .$$

3. Выбор упорного подшипника.

Крюк в траверсе устанавливается на упорном однорядном подшипнике (ГОСТ 6874 – 75).

Упорный подшипник выбирается с учетом диаметра хвостовика крюка d_1 (таблица 2) по статической грузоподъемности C_0 из условия:

$$Q_p = k_6 G < C_0 ,$$

где k_6 – коэффициент безопасности. Для механизмов подъема всех кранов $k_6 = 1,2$.

Параметры упорных подшипников приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Шарикоподшипники упорные одинарные [1, с.468].

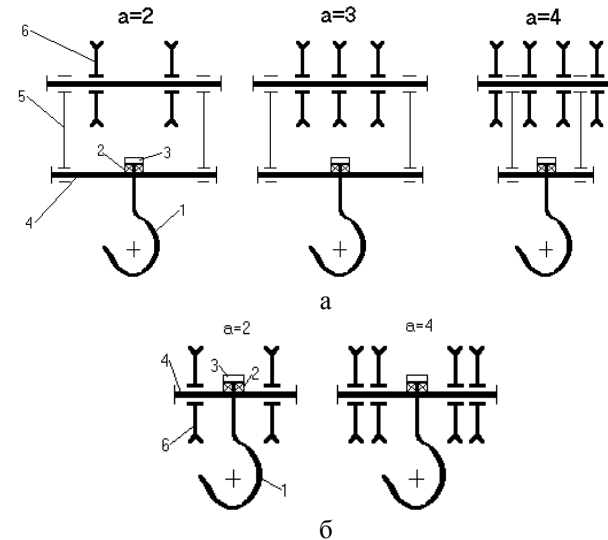
Размеры, статическая и динамическая грузоподъемность

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	H	D ₁	статическая C ₀	динамическая C
Легкая серия						
8201	12	26	11	28,5	15,4	8,68
8202	15	32	12	32,5	18,6	9,87
8204	20	40	14	40,5	30,6	15,8
8205	25	47	15	47,5	41,0	20,4
8206	30	52	16	52,5	47,2	23,0
8207	35	62	18	62,5	68,0	31,6
8208	40	68	19	68,5	79,9	37,5
8209	45	73	20	73,5	90,5	39,5
8210	50	78	22	78,5	105,0	46,0
8211	55	90	25	90,5	129,0	56,6
8212	60	95	26	95,5	155,0	65,8
8214	70	105	27	106	161,0	65,8
8215	75	110	27	111	169,0	68,4
8217	85	125	31	126	239,0	94,7
8220	100	150	38	151	335,0	132,0
8222	110	160	38	161	394,0	138,0
8224	120	170	39	171	413,0	145,0
8228	140	200	46	202	595,0	191,0
8230	150	215	50	217	645,0	217,0
Средняя серия						
8305	25	52	18	52,5	49,9	25,7
8306	30	60	21	60,5	67,9	32,9
8307	35	68	24	68,5	85,0	40,8
8308	40	78	26	78,5	109,0	51,3
8309	45	85	28	85,5	133,0	59,2
8310	50	95	31	95,5	164,0	71,0
8311	55	105	35	106,0	217,0	92,1
8312	60	110	35	111,0	217,0	92,1
8314	70	125	40	126,0	298,0	120,0
8315	75	135	44	136,0	346,0	138,0
8320	100	170	55	171,0	490,0	184,0

8322	110	190	63	191,0	655,0	230,0
8330	150	250	80	252,0	1020,0	329,0
8336	180	300	95	302,0	1480,0	441,0

4. Прочностной расчет траверсы крюка.

Крюк механизма подъема груза устанавливается в траверсе крюковой подвески. По конструкции различают нормальные и укороченные крюковые подвески (рис. 3). В укороченной крюковой подвеске траверса совмещена с осью блоков.



1 – крюк; 2 – упорный подшипник; 3 – гайка; 4 – траверса; 5 – серьга; 6 – блоки

Рис.3. Крюковые подвески: а – нормальная; б – укороченная

Тип крюковой подвески определяется в зависимости от грузоподъемности и кратности полиспаста [1, с.471, 3, с.276-279].

Материал траверсы – сталь 45, для которой предел прочности $\sigma_B = 610$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 430$ МПа.

Траверса рассчитывается на изгиб, при допущении, что на нее действуют только сосредоточенные силы.

После конструктивной проработки определяют основные расчетные размеры траверсы (рис. 4). А именно:

- 1) расстояние между осями крайних блоков (для укороченной подвески) или расстояние между центрами серыг (для нормальной подвески) – l ;

- 2) расстояние между внутренними стенками серг или между стенками кожухов блоков – l_1 ;
- 3) диаметр отверстия под крюк d_0 , мм: $d_0 = d_1 + (2 \dots 5)$, где d_1 – диаметр крюка (см. таблицу 2);
- 4) ширина траверсы b , мм; назначается с учетом наружного диаметра D_1 посадочного места для упорного подшипника (см. таблицу 4):
 $b = D_1 + (10 \dots 20)$;
- 5) для укороченных подвесок с кратностью $a=4$ – расстояние между внутренними блоками – l_0 .

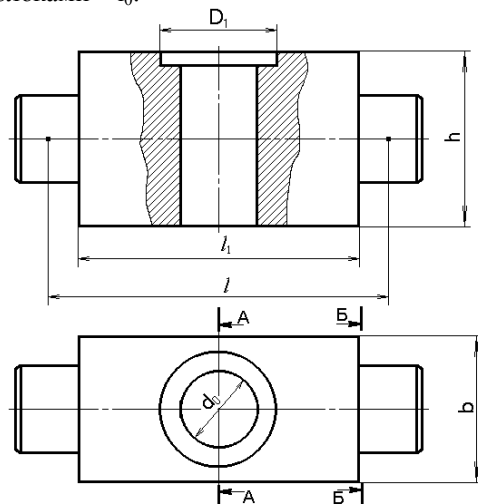


Рис.4. Схема траверсы с основными размерами

Расчетная нагрузка на траверсу принимается равной силе Q_p (такая же, как на упорный подшипник). Опасными сечениями являются сечение А-А, ослабленное отверстием под крюк, и сечение Б-Б – сечение цапф.

Изгибающий момент в опасном сечении А-А:

- 1) для нормальных крюковых подвесок с любым числом блоков и укороченных подвесок при кратности полиспаста $a=2$

$$M_{и} = \frac{Q_p l}{4} ;$$

- 2) для укороченных подвесок при кратности полиспаста $a=4$

$$M_{и} = \frac{Q_p (l + l_0)}{8} .$$

Необходимый для соблюдения прочности момент сопротивления среднего поперечного сечения траверсы:

$$W = M_{и} / [\sigma] ,$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа; $[\sigma] = 60 \dots 100$ МПа.

Тогда, высота траверсы

$$h = \sqrt{\frac{6W}{b - d_0}} .$$

Полученное значение округляется в большую сторону.

Изгибающий момент в сечении Б-Б:

- 1) для нормальных крюковых подвесок с любым числом блоков и укороченных подвесок при кратности полиспаста $a=2$

$$M_{и2} = \frac{Q_p}{4} (l - l_1) ;$$

- 2) для укороченных подвесок при кратности полиспаста $a=4$

$$M_{и2} = \frac{Q_p}{8} (l + l_0 - 2l_1) .$$

Минимальный диаметр цапфы траверсы:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{и2}}{0.1[\sigma]}} .$$

Значение округлить до ближайшего большего кратного 5.

5. Расчет оси блоков.

Для нормальных крюковых подвесок выполняется расчет оси блоков на изгиб (рис.3а).

Материал оси – сталь 45, для которой предел прочности $\sigma_b = 610$ МПа, предел текучести $\sigma_t = 430$ МПа. Число блоков, расположенных на оси, равно кратности полиспаста – a .

На ось действуют сосредоточенные силы от веса груза $F_1 = Q_p / a$.

После конструктивной проработки или на основании данных справочной литературы [1, с.471, 3, с.276-279] определяют расчетные размеры, т.е. расстояние между осями блоков: для кратности полиспаста $a=2$ и $a=3$ – l_3 ; для кратности полиспаста $a=4$ – l_3, l_3 ; расстояние между серьгами – l (рис.5).

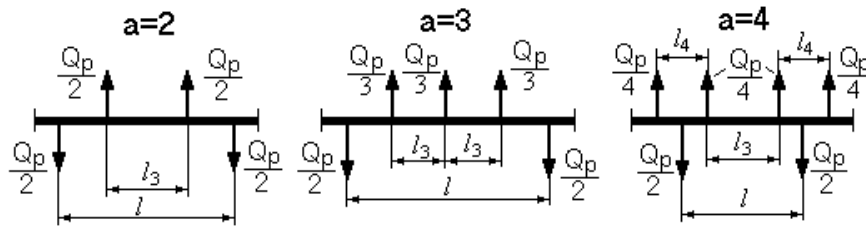


Рис.5. Расчетные схемы оси крюковой подвески для разных кратностей полиспаста

Диаметр оси определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{|M_{и}|}{0.1[\sigma]}}$$

где $[\sigma] = 60 \dots 100$ МПа – допускаемые напряжения на изгиб;

$M_{и}$ – максимальный изгибающий момент в опасном сечении.

Изгибающие моменты в опасных сечениях оси определяются по выражениям:

а) кратность полиспаста $a=2$ – $M_{и1} = -\frac{Q_p}{4}(l - l_3)$;

б) кратность полиспаста $a=3$

$$M_{и1} = -\frac{Q_p}{4}(l - 2l_3), \quad M_{и2} = -\frac{Q_p}{12}(3l - 4l_3);$$

в) кратность полиспаста $a=4$

$$M_{и1} = \frac{Q_p}{8}(2l_4 + l_3 - l), \quad M_{и2} = \frac{Q_p}{4}(l_4 + l_3 - l).$$

Рассчитанное значение d округлить до ближайшего большего кратного 5.

6. Выбор подшипников блоков.

Блоки крюковой подвески устанавливаются на радиальных однорядных шарикоподшипниках.

Подшипники выбираются с учетом диаметра цапф траверсы или оси блоков d , а затем проверяются по динамической грузоподъемности:

$$C \leq [C],$$

где C – расчетная грузоподъемность подшипника;

$[C]$ – табличная грузоподъемность.

Для определения расчетной грузоподъемности подшипника вычисляются эквивалентные нагрузки для всех уровней нагружения механизма.

Каждая эквивалентная нагрузка определяется по формуле:

$$P_i = X V F_{ri} k_6 k_T,$$

где F_{ri} – радиальная нагрузка на подшипник для i -того уровня нагружения; $F_{ri} = G_i/(2 \cdot a)$; a – кратность полиспаста;

X – коэффициент радиальной нагрузки, для однорядных шарикоподшипников $X = 1$;

V – коэффициент вращения; при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки $V = 1$, при вращении наружного кольца – $V = 1.2$;

k_6 – коэффициент безопасности; для механизма подъема кранов – $k_6 = 1.2$;

k_T – температурный коэффициент; при рабочей температуре менее 100°C – $k_T = 1$.

В соответствии с диаграммой нагружения (по режиму работы) для каждой силы тяжести G_i поднимаемого груза рассчитывается радиальная нагрузка F_{ri} и эквивалентная нагрузка P_i .

Суммарная долговечность подшипника определяется по формуле:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h,$$

где n – частота вращения блока крюковой подвески, при установившемся режиме

$$n = \frac{60v_{1.ф}(a-1)}{\pi D_{бл}},$$

$v_{1.ф}$ – скорость подъема груза;

$D_{бл}$ – диаметр блока по центру каната;

L_h – нормативная долговечность в часах в зависимости от режима работы: 3М – 1000 ч; 4М – 3500 ч; 5М – 5000 ч; 6М – 10000 ч.

В соответствии с диаграммой нагружения, учитывая время действия сил, определяются номинальные долговечности L_i :

$$L_i = \alpha_i L,$$

где α_i – доля действия i -той нагрузки.

Суммарная эквивалентная нагрузка на подшипник с учетом переменного режима работы механизма определяется по формуле:

$$P_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n}{L}},$$

где P_1, P_2, \dots, P_n – эквивалентные нагрузки для разных уровней нагружения в соответствии с диаграммой нагружения;

L_1, L_2, \dots, L_n – номинальные долговечности для каждого уровня нагрузки (время действия нагрузок);

$L = L_1 + L_2 + \dots + L_n$ – суммарная долговечность;

n – количество уровней нагружения в соответствии с диаграммой нагружения для заданного режима работы механизма.

Расчетная грузоподъемность подшипника:

$$C = P_{\text{экв}} L^{1/p} \leq [C],$$

где $P_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник;

L – долговечность подшипника, млн.об.;

p – показатель степени; для шарикоподшипников – $p=3$, для роликоподшипников – $p = 10/3$;

$[C]$ – табличная грузоподъемность.

Если условие не выполняется, необходимо выбрать подшипник с большей грузоподъемностью.

Литература.

1. Иванченко Ф.К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – К., 1978. – 576 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Т.1. – М.: Машиностроение, 1979. – 728 с.

2. РАСЧЕТ УЗЛА БАРАБАНА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Исходные данные:

- 1) грузоподъемность механизма подъема груза Q , т;
- 2) режим работы механизма;
- 3) кратность полиспаста a ;
- 4) диаметр каната d_k ;
- 5) диаметр барабана по дну канавок $D_{6.0}$;
- 6) шаг нарезки канавок на барабане t ;
- 7) полная длина барабана L_6 , длина гладкого центрального участка l_0 , длина нарезной части l_n , длина концевой участка l_k .

Расчет включает следующие этапы: 1) расчет барабана на прочность; 2) расчет крепления каната на барабане; 3) предварительный расчет оси барабана; 4) расчет подшипников барабана.

1. Расчет барабана на прочность [3].

В механизмах подъема мостовых кранов используют барабаны с двумя нарезными частями для наматывания каната в один слой. Барабаны изготавливают литьем из чугуна или стали, а также с помощью сварки из стальных толстостенных труб или тонких листов (для легких режимов работы). Конструктивные варианты исполнения узла барабана показаны на рис. 6. Соединение вала барабана с тихоходным валом редуктора осуществляется с помощью зубчатой муфты. Расчетная схема барабана приведена на рис.7.

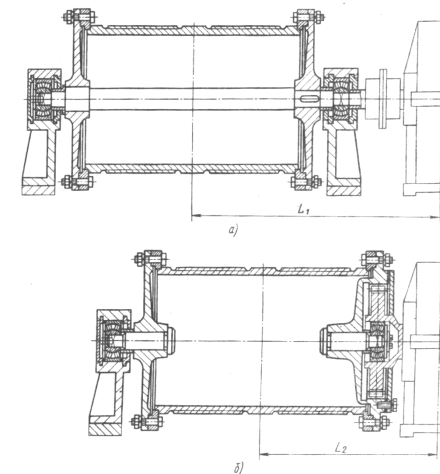


Рис.6. Узел барабана

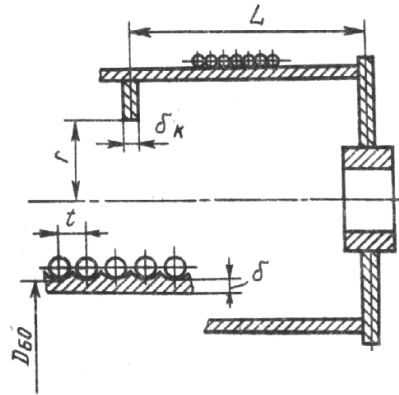


Рис.7. Расчетная схема барабана

Расчет барабана на прочность заключается в определении толщины его стенки. Вначале выбирается материал для изготовления барабана – сталь или чугун (таблица 5) и выписываются его механические характеристики.

Таблица 5 – Допускаемые напряжения $[\sigma_{сж}]$, МПа

Материал	Предел текучести σ_t , МПа	Предел прочности на изгиб $\sigma_{в.и}$, МПа	Группа режима работы механизма				
			1	2	3	4 и 5	6
Сталь:							
ВСт3сп	240	–	200	170	150	130	110
20	250	–	210	180	160	140	120
09Г2С	310	–	260	225	195	165	140
15ХСНД	350	–	280	240	210	175	150
35Л	280	–	230	210	170	140	120
55Л	350	–	260	230	200	165	140
Чугун:							
СЧ15	–	320	110	100	90	–	–
СЧ18	–	360	130	115	100	90	–
СЧ24	–	440	170	150	130	115	100

Стенки барабана испытывают сложное напряжение сжатия, кручения и изгиба. В барабанах **длиной менее трех диаметров $L < 3D_{б.0}$** напряжения от кручения и изгиба не превышают обычно 10...15 % от напряжений сжатия, поэтому в этом случае стенку барабана рассчитывают **только на сжатие**.

Толщина стенки барабана из расчета на сжатие:

$$\delta = \frac{S_{\max}}{t \cdot [\sigma_{сж}]},$$

где t – шаг нарезки канавок на барабане;

$[\sigma_{сж}]$ – допускаемые напряжения сжатия (см. таблицу 5);

S_{\max} – максимальное усилие в канате:

$$S_{\max} = \frac{Qg}{2a\eta_{\pi}},$$

где η_{π} – КПД полиспаста:

$$\eta_{\pi} = \frac{1 - \eta_{бл}^a}{a(1 - \eta_{бл})},$$

где $\eta_{бл}=0,97..0,98$ – КПД блока на подшипниках качения;

$\eta_{бл}=0,95..0,96$ – КПД блока на подшипниках скольжения.

Из условий технологии изготовления литых барабанов толщина стенки их должна быть **не менее 12 мм** и может быть определена по формулам:

– для чугунных $\delta = 0,02D_{б.0} + (6 \dots 10)$, мм; $D_{б.0}$ – диаметр по дну канавки;

– для стальных $\delta = 0,01D_{б.0} + 3$, мм.

Из двух значений выбирается большее, округляется в большую сторону, и определяется фактическое напряжение сжатия в стенке барабана:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{t \cdot \delta}.$$

Крутящий момент, передаваемый барабаном:

$$M_{кр} = 2S_{\max} \frac{D_{б.0}}{2} = S_{\max} D_{б.0}.$$

Напряжения от кручения моментом $M_{кр}$ равно

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

где $W_{кр}$ – момент сопротивления стенки барабана кручению

$$W_{кр} = 0,2D_{б.0}^3 (1 - \alpha^3), \alpha = 1 - 2\delta/D_{б.0}.$$

Изгибающий момент определяется для случая, когда крюковая подвеска находится в самом верхнем положении – расстояние между канатами равно l_0 . Принимают, что расстояние от точки приложения силы

S_{\max} до середины торцевого диска равно $l' = (L_6 - l_0) / 2$.

Тогда,

$$M_{\text{и}} = S_{\max} \cdot l'.$$

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}},$$

где $W_{\text{и}}$ – момент сопротивления стенки барабана изгибу

$$W_{\text{кр}} = 0.1 D_{6,0}^3 (1 - \alpha^3).$$

Суммарное напряжение в стенке барабана:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{(\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{и}})^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} < [\sigma_{\text{сж}}].$$

Барабан следует также проверить на устойчивость стенки. Проверка устойчивости стенки барабана **не производится**, если значение $v = L_6 / D_{6,0}$ **не превышает** значений приведенных в таблице 6.

Таблица 6 – Предельные значения $v = L_6 / D_{6,0}$ в зависимости от напряжений $\sigma_{\text{сж}}$ и отношения $D_{6,0} / \delta$

$\sigma_{\text{сж}}$, МПа	Значения $D_{6,0} / \delta$							
	25	30	35	40	45	50	55	60
Стальные барабаны								
147,1	–	6,5	5,2	4,2	3,5	3,0	2,7	2,4
196,1	–	5,2	3,9	3,1	2,6	2,2	2,0	1,8
245,2	–	4,2	3,1	2,5	2,1	1,8	1,6	2,4
Чугунные барабаны								
98,1	5,2	4,2	3,7	3,0	2,5	2,1	–	–
122,6	4,1	3,7	2,9	2,4	2,0	1,7	–	–
147,1	3,4	3,1	2,5	2,0	1,7	1,4	–	–

В противном случае, устойчивость стенки проверяют по запасу устойчивости по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{\text{к}}}{\psi \cdot \sigma_{\text{сж}}} \geq [n],$$

где $[n]$ – рекомендуемый запас устойчивости: для стальных барабанов – $[n]=1,7$; для чугунных барабанов – $[n]=2,0$;

$\sigma_{\text{к}}$ – критическое напряжение в цилиндрической стенке, МПа:

$$\sigma_{\text{к}} = 0.92 E_{\text{бр}} \frac{\delta}{L} \sqrt{\frac{2\delta}{D_{6,0}}} \leq \begin{cases} 0.8\sigma_{\text{т}}, & \text{стальные;} \\ 0.6\sigma_{\text{в.и}}, & \text{чугунные} \end{cases},$$

где $E_{\text{бр}}$ – модуль упругости материала стенки барабана, МПа: для сварных стальных барабанов – $E_{\text{бр}}=205900$ МПа, для литых стальных – $E_{\text{бр}}=186300$ МПа, для чугунных – $E_{\text{бр}}=98000$ МПа;

L – расстояние между торцевыми стенками барабана (длина барабана) или между торцевой стенкой и кольцом жесткости, расположенным на внутренней поверхности цилиндрической стенки барабана; $L \approx L_6$;

ψ – коэффициент, учитывающий влияние деформации стенки барабана и каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_{\text{к}} A_{\text{к}}}{E_{\text{бр}} \delta t} \right)^{-\frac{1}{2}},$$

где $E_{\text{к}}$ – модуль упругости стальных канатов: для 6–типрядных с органическим сердечником $E_{\text{к}}=88360$ МПа, для таких же с металлическим сердечником $E_{\text{к}}=107800$ МПа;

$A_{\text{к}}$ – площадь сечения всех проволок каната, мм².

Критические напряжения не должны быть более $0,8\sigma_{\text{т}}$ для стальных барабанов и более $0,6\sigma_{\text{в.и}}$ для чугунных барабанов.

Если устойчивость стенки барабана недостаточная, то увеличивают толщину стенки или вводят кольца жесткости.

Толщину кольца жесткости определяют по формуле

$$\delta_{\text{к}} \geq 2\delta \sqrt{\frac{2\delta}{D_{6,0} - 2\delta}}.$$

2. Расчет крепления каната на барабане [1, 3].

К конструкции крепления каната на барабане предъявляют требования большой надежности, доступности для осмотра, удобства смены каната. По нормам Госгортехнадзора для крепления каната рекомендуется использовать клиновые зажимы и прижимные планки. Наибольшее распространение находит крепление прижимными планками (рис.8).

При этом канат из крайней канавки переводят сразу в третью, для чего вырубят выступы нарезки, которые разделяют канавки. Средняя канавка используется для установки крепежных болтов и шпилек. Согласно правилам Госгортехнадзора, число устанавливаемых одноболтовых планок должно

быть не менее двух, которые устанавливают с шагом 60° .

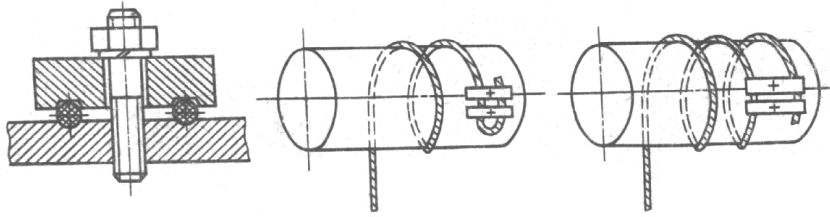


Рис.8. Крепление каната к барабану прижимной планкой

Суммарное усилие растяжения болтов, прижимающих канат к барабану

$$P = \frac{2S_{\max}}{f \left(\frac{1}{\sin \gamma} + 1 \right) (e^{2\pi f} + 1) e^{\alpha}},$$

где S_{\max} – максимальное усилие в канате

$f=0,10 \dots 0,16$ – коэффициент трения между канатом и барабаном;

γ – угол наклона боковой грани трапецевидного выреза в планке к вертикали; $\gamma = 40^\circ$;

α – угол обхвата барабана неприкосновенными витками ($z_{\text{непр.}} = 1,5 \dots 2 - \alpha = 3\pi \dots 4\pi$).

Далее задаются диаметром болта (или шпильки) определяют необходимое их количество. Обычно, при диаметре каната до 12,5 мм принимают болты М12, до 15,5 мм – болты М16, до 17,5 мм – болты М20.

Необходимое число болтов:

$$z = \frac{1.3kP}{[\sigma_p] \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{Pf_1 l k}{[\sigma_p] \cdot 0.1 d_1^3},$$

где k – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану; $k \geq 1.5$;

f_1 – приведенный коэффициент трения между канатом и поверхностью планки; $f_1 = f/\sin \gamma$;

l – расстояние от дна канавки на барабане до верхней плоскости прижимной планки; $l = (1.5 \dots 3)d_k$;

$[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения материала болта (сталь Ст3);

$[\sigma_p] = \sigma_t / 2.5 = 240 / 2.5 = 96$ МПа;

d_1 – внутренний диаметр болта [2, с.427].

Полученное значение z округляется до целого.

2. Расчет барабана на прочность [3].

Вначале выбирается материал для изготовления барабана – сталь или чугун.

Стенки барабана испытывают сложное напряжение сжатия, кручения и изгиба. В барабанах длиной менее трех диаметров $L < 3D_{\text{бр}}$ напряжения от кручения и изгиба не превышают обычно 10...15 % от напряжений сжатия. Поэтому в этом случае стенку барабана рассчитывают только на сжатие.

Толщина стенки барабана из расчета на сжатие:

$$\delta = \frac{S_{\max}}{t \cdot [\sigma_{\text{сж}}]},$$

где t – шаг нарезки канавок на барабане;

$[\sigma_{\text{сж}}]$ – допускаемые напряжения сжатия (см.табл.);

S_{\max} – максимальное усилие в канате.

Из условий технологии изготовления литых барабанов толщина стенки их должна быть **не менее 12 мм** и может быть определена по формулам:

- для чугунных $\delta = 0,02D_{\text{бр}} + (0,6 \dots 1,0)$, см; $D_{\text{бр}}$ – диаметр по дну канавки;
- для стальных $\delta = 0,01D_{\text{бр}} + 0,3$, см.

Из двух значений выбирается большее и определяются фактическое напряжение сжатия в стенке барабана:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{S_{\max}}{t \cdot \delta}.$$

Крутящий момент, передаваемый барабаном:

$$M_{\text{кр}} = 2S_{\max} \frac{D_{\text{бр}}}{2} = S_{\max} D_{\text{бр}}.$$

Напряжения от кручения моментом $M_{\text{кр}}$ равно

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}},$$

где $W_{\text{кр}}$ – момент сопротивления стенки барабана кручению

$$W_{кр} = 0.2D_{бр}^3 (1 - \alpha^3), \alpha = 1 - 2\delta/D_{бр}.$$

Изгибающий момент определяется для случая, когда крюковая подвеска находится в самом верхнем положении – расстояние между канатами равно l_0 . После конструктивной проработки задаются расстоянием от точки приложения силы S_{max} до середины торцевого диска $l' = l_n + l_k/2$.

Тогда,

$$M_{и} = S_{max} * l'.$$

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}},$$

где $W_{и}$ – момент сопротивления стенки барабана изгибу

$$W_{кр} = 0.1D_{бр}^3 (1 - \alpha^3).$$

Суммарное напряжение в стенке барабана:

$$\sigma_{сум} = \sqrt{(\sigma_{сж} + \sigma_{и})^2 + 3\tau_{кр}^2} < [\sigma_{сж}].$$

Барабан следует также проверить на устойчивость стенки. Для этого определяется запас устойчивости:

$$n = \frac{\sigma_k}{\psi \cdot \sigma_{сж}} \geq [n],$$

где $[n]$ – рекомендуемый запас устойчивости: для стальных барабанов – $[n]=1,7$; для чугунных барабанов – $[n]=2,0$;

σ_k – критическое напряжение в цилиндрической стенке, МПа:

$$\sigma_k = 0.92E_{бр} \frac{\delta}{L} \sqrt{\frac{2\delta}{D_{бр}}} \leq \begin{cases} 0.8\sigma_T, & \text{стальные;} \\ 0.6\sigma_{в.и}, & \text{чугунные.} \end{cases}$$

где $E_{бр}$ – модуль упругости материала стенки барабана, МПа: для сварных стальных барабанов – $E_{бр}=2,1*10^5$ МПа, для литых стальных –

$E_{бр}=1,9*10^5$ МПа, для чугунных – $E_{бр}=1*10^5$ МПа;

L – расстояние между торцевыми стенками барабана (длина барабана) или между торцевой стенкой и кольцом жесткости, расположенным на внутренней поверхности цилиндрической стенки барабана;

ψ – коэффициент, учитывающий влияние деформации стенки барабана и каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_k A_k}{E_{бр} \delta t} \right)^{-\frac{1}{2}},$$

где E_k – модуль упругости стальных канатов: для 6–типрядных с органическим сердечником $E_k=9*10^4$ МПа, для таких же с металлическим сердечником $E_k=1,1*10^5$ МПа;

A_k – площадь сечения всех проволок каната, мм².

3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

3.1 Расчет вала приводного барабана

Приводной барабан ленточного конвейера устанавливается на валу с помощью шпонок. Вал монтируется на подшипниках качения, размещаемых в подшипниковых опорах. На рис.1 приведены конструкция узла приводного барабана и расчетная схема вала барабана.

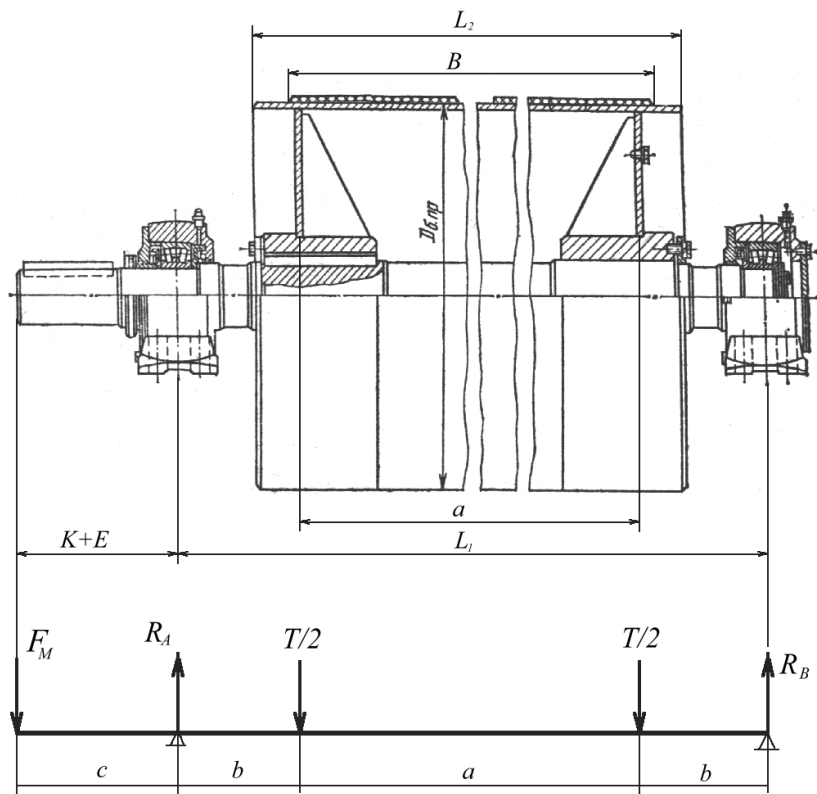


Рис.1. Конструкция узла барабана и расчетная схема вала приводного барабана

Исходные данные:

- 1) ширина ленты B , мм;
- 2) диаметр приводного барабана $D_{бар}$, мм;
- 3) тяговое усилие на приводном барабане T , Н;

- 4) механические характеристики материала вала (сталь 45) – допускаемые напряжения $[\sigma_{-1}]$, МПа.

В зависимости от рассчитанной ширины ленты B из атласа выбираются геометрические параметры узла приводного барабана. Составляется расчетная схема вала (см. рис.1).

Также необходимо по данным атласа принять диаметр участка вала под полумуфтой – $d_{в.м}$ и конструктивно принять диаметры всех остальных участков вала.

Расчет заключается в проверке вала приводного барабана на прочность в опасных сечениях. Вал приводного барабана испытывает воздействие изгибающего и крутящего моментов.

Максимальный крутящий момент на валу приводного барабана:

$$M_{кр} = \frac{T \cdot D_{бар}}{2},$$

где T – тяговое усилие на приводном барабане;

$D_{бар}$ – диаметр приводного барабана.

С учетом расчетной схемы строится эпюра крутящих моментов $M_{кр}$.

Изгибающие моменты, возникающие в сечениях вала, вызваны действием сосредоточенных сил $T/2$ и реакции муфты.

Сила реакции со стороны полумуфты F_M :

$$F_M = 0.2 \cdot \frac{2M_{кр}}{d_{в.м}},$$

где $d_{в.м}$ – диаметр участка вала под муфту.

Далее с учетом расчетной схемы определяются реакции в опорах вала (R_A , R_B) и строится эпюра изгибающих моментов $M_{из}$.

На основании построенных эпюр определяется опасное сечение вала, которое характеризуется диаметром – d_v . Для этого сечения рассчитываются:

- момент сопротивления кручению поперечного сечения вала

$$W_{кр} = \pi d_v^3 / 16 ;$$

- момент сопротивления изгибу поперечного сечения вала

$$W_{из} = \pi d_v^3 / 32.$$

Напряжения, возникающие в опасном сечении:

- от действия крутящего момента

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} ;$$

– от действия изгибающего момента

$$\sigma = \frac{M_{и}}{W_{и}} .$$

Эквивалентные напряжения в опасном сечении вала должны удовлетворять условию прочности

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{-1}] ,$$

где $[\sigma_{-1}]$ – допускаемое напряжение материала вала.

3.2 Расчет подшипников вала приводного барабана

Подшипники вала приводного барабана (двурядные роликовые или шариковые) проверяются по грузоподъемности.

Вначале по диаметру вала на участке установки подшипника из каталога выбирается соответствующий подшипник с характеристиками d , D , B и динамической грузоподъемностью $[C]$.

По максимальной реакции в опорах определяется эквивалентная нагрузка на подшипник:

$$P = XVR_{\max} k_b k_t ,$$

где R_{\max} – максимальная нагрузка на подшипник (R_A или R_B);

X – коэффициент радиальной нагрузки, $X = 1$;

V – коэффициент вращения; при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки $V = 1$, при вращении наружного кольца – $V = 1.2$;

k_b – коэффициент безопасности; $k_b = 1,2$;

k_t – температурный коэффициент; при 100°C – $k_t = 1$.

Долговечность подшипника (млн.об.) определяется по формуле:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h ,$$

где n – фактическая частота вращения барабана

$$n_{б.ф} = \frac{30\omega_{б.ф}}{\pi} ,$$

где – фактическая угловая скорость вращения барабана;

L_h – продолжительность работы конвейера, ч. Принимается непрерывная трехсменная работа в течение 5 лет: $L_h = 7200 \cdot 5 = 36000$ ч.

Динамическая грузоподъемность подшипника должна удовлетворять условию:

$$C = P_{экр} L^{1/p} \leq [C] ,$$

где $P_{экр}$ – эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник;

L – долговечность подшипника, млн.об.;

p – показатель степени; для шарикоподшипников – $p=3$, для роликоподшипников – $p = 10/3$;

4. РАСЧЕТ НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

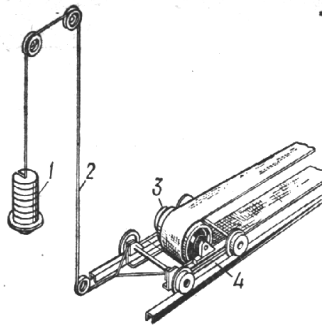
Натяжные устройства предназначены: 1) для придания ленте натяжения, достаточного для передачи на приводе тяговой силы трением при установившемся движении и пуске конвейера; 2) для ограничения провисания ленты между роlikоопорами; 3) компенсируют удлинение ленты в результате вытяжки ее в процессе работы.

Натяжные устройства разделяют на **грузовые, механические, гидравлические и пневматические**. Грузовые устройства по расположению делят на хвостовые (расположенные в хвосте конвейера) и промежуточные. Достоинством грузовых натяжных устройств является автоматическая компенсация удлинения тягового элемента и поддержание постоянного натяжения в процессе эксплуатации. Недостатком грузовых натяжных устройств является их громоздкость.

Среди механических устройств наиболее распространены винтовые, которые применяются на стационарных конвейерах небольшой длины и передвижных конвейерах.

На конвейерах малой и средней мощности наибольшее распространение получили грузовые натяжные устройства тележечного типа, у которых необходимое натяжение ленты создается массой подвешенного груза. Для уменьшения хода груза его часто подвешивают на полиспасте.

Для условий заданных в расчетной работе принимается **грузовое натяжное устройство тележечного типа** (рис. 1).



1 – груз; 2 – канат; 3 – натяжной барабан;
4 – тележка

Рис. 1. Грузовое натяжное устройство

тележечного типа

Расчет натяжного устройства заключается в определении: 1) хода натяжного устройства; 2) массы груза; и 3) выборе каната для удержания груза.

Исходные данные:

- 1) ширина ленты B , мм;
- 2) число прокладок в ленте i ;
- 3) допускаемая нагрузка на 1 мм ширины одной прокладки ленты $K_{л}$, Н/мм;
- 4) общая длина трассы конвейера L , м;
- 5) усилия в набегающей на натяжной барабан $S_{нб}=S_4$ и сбегающей с него ветви ленты и $S_{сб}=S_3$;
- 6) максимальное расчетное усилие в ленте $S_{max}=S_6$;
- 7)

1. Расчет хода натяжного устройства.

Общий ход натяжного устройства состоит из двух частей и определяется по формуле:

$$L_{н} = L_{н1} + L_{н2},$$

где $L_{н1}$ – монтажный ход (м), который компенсирует изменение длины ленты при ее ремонте и перестыковке;

$L_{н2}$ – рабочий ход натяжного устройства (м).

В зависимости от конструкции стыкового соединения можно принимать:

- для стыков лент, выполненных механическим способом (скобы, шарниры)

$$L_{н1} = (0,3 \dots 2,0) B;$$

- для вулканизированных стыков ленты $L_{н1} = (1 \dots 2) B$.

Рабочий ход натяжного устройства определяется по формуле:

$$L_{н2} \geq k_{\beta} k_{л} \epsilon L,$$

где L – длина конвейера, м;

ϵ – относительное удлинение ленты; для резинотканевых лент $\epsilon = 0,015$;

k_{β} – коэффициент угла наклона конвейера;

при $\beta \leq 10^\circ$ – $k_{\beta} = 0,85$; при $\beta > 10^\circ$ – $k_{\beta} = 0,65$;

$k_{л}$ – коэффициент использования ленты по назначению, равный отношению фактического максимального расчетного натяжения $S_{max}=S_6$ к допускаемому натяжению:

$$k_{л} = S_{max} / (K_{л} \cdot B \cdot i).$$

2. Расчет массы груза.

Натяжное усилие $P_{н}$, необходимое для перемещения тележки

натяжного устройства с барабаном, определяется по формуле:

$$P_n = k_n (S_{нб} + S_{сб}) + P_{\pi},$$

где $S_{нб}$ и $S_{сб}$ – усилия в набегающей на натяжной барабан и сбегающей с него ветви ленты;

k_n – коэффициент повышения натяжения; при пуске $k_n = 1,2 \dots 1,5$; при установившемся движении $k_n = 1,0$;

P_{π} – усилие перемещения тележки натяжного устройства, определяемое по формуле:

$$P_{\pi} = m_T g (\sin \beta + \omega_T \cos \beta),$$

где m_T – масса натяжной тележки с барабаном и отрезком ленты (таблица 1);

Таблица 1 –Рекомендуемые массы тележек

Ширина ленты В, мм	Масса натяжной тележки m_T , кг
500	190
650	260
800	250 ... 400
1000	350 ... 555
1200	540 ... 1005
1400	610 .. 1270

β – угол наклона конвейера;

ω_T – коэффициент сопротивления движению тележки; для катков тележки на подшипниках качения $\omega_T = 0,05$; на подшипниках скольжения $\omega_T = 0,1$.

Масса натяжного груза тележечного натяжного устройства:

$$m_{н.г} = \frac{P_n}{g \eta i_{\pi}},$$

где η – общий КПД полиспаста и обводных блоков;

i_{π} – кратность полиспаста; если нет полиспаста, то $i_{\pi} = 1$.

Общий КПД полиспаста и обводных блоков:

$$\eta = \eta_{\pi} \eta_1^{i_{\pi}};$$

$$\eta_{\pi} = \left(1 + \eta_1 + \eta_1^2 + \dots + \eta_1^{i_{\pi}-1} \right) / i_{\pi};$$

где η_1 – КПД одного обводного блока, $\eta_1 = 0,95$;

η_{π} – КПД полиспаста;

i_{π} – количество обводных блоков.

3. Выбор каната для удержания груза.

Максимальное усилие в канате, кН

$$S_{\max} = \frac{m_{н.г} g}{n_k},$$

где n_k – число канатов, на которых удерживается груз.

Выбор каната выполняется по условию:

$$S_p = k_3 S_{\max} \leq S_{\text{разр}},$$

где k_3 – коэффициент запаса; $k_3 = 5$.