

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Кузбасский государственный технический университет»**

Н. Р. МАСЛЕННИКОВ

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ

Рекомендовано в качестве учебного пособия
учебно-методической комиссией специальности
150402 «Горные машины и оборудование»

Кемерово 2011

Рецензенты:

Абрамов И. Л. Уч. Секретарь
Пирогов А. Н. Зав. каф. Прикладной механики

Институт угля СО РАН
Кемеровский технологический институт пищевой промышленности

Хорешок А. А. Председатель УМК специальности 150402

«Горные машины и оборудование»

Масленников Николай Ростиславович Грузоподъемные установки: учеб. пособие [Электронный ресурс] : для студентов специальности 150402 «Горные машины и оборудование» очной формы целевого обучения / Н.Р. Масленников. – Электрон. издан. – Кемерово : ГУ КузГТУ, 2011. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) ; зв. ; цв. ; 12 см. – Систем. требования : Pentium IV ; ОЗУ 8 Мб ; Windows 2003 ; (CD-ROM-дисковод) ; мышь. – Загл. с экрана.

Материал, представленный в электронном издании: учебное пособие «Грузоподъемные установки» содержит информацию о правилах безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, об устройстве и расчете грузонесущих гибких тяговых органов, полиспадах, блоках и барабанах, грузозахватных приспособлениях, тормозных устройствах и приводах грузоподъемных машин.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	5
Введение в курс «Грузоподъемные установки»	6
1. История развития грузоподъемных установок (далее ГПУ)	6
2. Классификация ГПУ	7
Раздел I Основные параметры ГПУ	9
3. Параметры ГПУ	9
4. Режимы работы ГПУ	10
5. Расчетные нагрузки	13
6. Правила Ростехнадзора по безопасной эксплуатации ГПУ	14
Раздел II Блоки и полиспасты	17
7. Виды и устройство блоков	18
8. КПД неподвижных блоков	20
9. КПД подвижных блоков для выигрыша в силе	22
10. КПД подвижных блоков для выигрыша в скорости	23
11. Схемы и КПД полиспастов	23
Раздел III Гибкие грузовые элементы и детали	25
12. Устройство канатов	25
13. Расчет проволочных канатов	28
14. Устройство и расчет сварных цепей	30
15. Шарнирные пластинчатые цепи	33
16. Концевое крепление цепей и канатов	35
Раздел IV Барабаны	38
17. Устройство канатных барабанов	38
18. Расчет канатных барабанов	40
19. Закрепление конца каната на барабане	43
Раздел V Грузозахватные приспособления	45
20. Устройство и расчет однорогих крюков	46
21. Устройство и расчет двурогих крюков	50
22. Глухие грузовые скобы	53
23. Шарнирные грузовые скобы	55
24. Виды и устройство крюковых подвесок	56
25. Расчет нормальной крюковой подвески	58
26. Особенности расчета укороченной крюковой подвески	62
27. Виды и расчет стропов	63
28. Клещи для штучных грузов	65

29. Эксцентрикoвые захваты	67
30. Подъемные электромагниты	68
31. Грейферы	69
Раздел VI Тормозные устройства	71
32. Общие требования к тормозным устройствам и их классификация	71
33. Виды храповых останoвoв	73
34. Расчет храпового останoвa	76
35. Устройство и расчет роликового останoвa	80
36. Устройство колодочных тормозoв	83
37. Расчет двухколодочного тормoзa	87
38. Схемы ленточных тормозoв	90
39. Расчет ленточного тормoзa	93
Раздел VII Грузоподъемные устройства	94
40. Домкраты	94
41. Лебедки	98
42. Тали с ручным приводом	100
Раздел VIII Приводы и механизмы грузоподъемных машин	101
43. Общие характеристики приводoв ГПУ	101
44. Устройство и расчет ручного привoдa	104
45. Расчет электрического привoдa ГПУ	107
46. Проверка электродвигателя по пусковoму моменту	108
47. Определение расчетного тормoзного момента	112
48. Механизмы передвижения мoстa и тележки крана	114
49. Конструкции колес и расчет сопротивления движению кранoв и тележек	118
50. Устройство и расчет механизмов поворoтa	122
Раздел IX Грузоподъемные краны	125
51. Классификация грузоподъемных кранoв	125
52. Виды грузоподъемных кранoв	126
53. Устойчивость передвижных поворотных кранoв	130

ПРЕДИСЛОВИЕ

Важное место в общем комплексе производственных задач на горном предприятии занимают процессы транспортирования и перемещения штучных грузов, которые могут иметь значительный вес и большие размеры. Операции по перемещению последних обязательно связаны с вопросами их погрузки и разгрузки с транспортных средств, подъемом и опусканием, а при ведении монтажных работ – удержанием в подвешенном положении. К таким грузам относятся сборочные единицы, отдельные механизмы и детали выемочных и проходческих комплексов на шахтах, экскаваторов, буровых станков и большегрузных автомобилей – на разрезах.

При отработке угольных пластов подземным способом широко используется система их выемки длинными столбами по простиранию. После окончания отработки очередного яруса выемочный комплекс можно смонтировать в монтажной камере следующего яруса, либо отрабатывать ярус обратным ходом после разворота комплекса.

В настоящее время на большинстве угольных шахт разворот комплексов не применяют, а ведут их перемонтаж с использованием грузоподъемных устройств и средств монорельсового транспорта, что оказалось экономически более целесообразным. Например, на перемонтаж двухсотметрового выемочного комплекса затрачивается порядка 15-20 суток, после чего лава начинает работать с полной нагрузкой, быстро окупая вынужденный простой, в то время как на разворот такого комплекса уйдет более одного месяца. Это один из примеров, который требует продолжения работ по созданию и внедрению новых высокопроизводительных средств механизации, среди которых немаловажную роль играют грузоподъемные механизмы, машины и установки.

Конструкции грузоподъемных машин непрерывно изменяются и совершенствуются, поэтому в предлагаемом учебном пособии рассматриваются только типовые схемы машин, поясняющие устройство, принцип работы и особенности их конструкций. Здесь дается систематическое изложение основ расчета грузоподъемных установок, их элементов и сборочных единиц.

Расширить знания будущих горных инженеров-механиков в области устройства, теории и расчета грузоподъемных установок – вот основная цель этого учебного пособия.

Введение в курс «ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ»

1. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Современные грузоподъемные установки появились в результате постепенного совершенствования машин в течении долгого времени. Еще в глубокой древности производились строительные работы, связанные с подъемом и перемещением больших тяжестей, например сооружение египетских пирамид (пирамида Хеопса высотой 147м, сложенная из каменных блоков массой от двух до тридцати тонн, была сооружена в XXVII в. до н. э.). Сложной технической задачей явилось перемещение и установка колонны в Гелиополисе (Ливан) массой 360 т. Первыми средствами механизации были рычаги, катки и наклонные плоскости. Цельнотесанный гранитный купол диаметром 11м был перевезен за 100км и водружен на гробницу в Равенне. Рычажные подъемники, которые можно считать прототипами современных стреловых кранов, использовали в Китае и Индии для подъема воды еще за 22 века до н. э. Впервые в VII в. до н. э. появились блоки, а во II в. до н. э. – ворота с червячной и зубчатой передачами и ручным приводом. Первые прототипы современных кранов имели ручной привод и привод от «ступальных» и водяных колес, а также конный привод. В трудах Леонардо Да Винчи и других механиков древности встречаются описания самотормозящейся червячной передачи, привода от трещетки, крана с тележкой, грейфера, реверсивной муфты, использовавшиеся в грузоподъемных установках. Сначала эти установки делали из дерева и только оси и крюки – из стали.

Большая заслуга в развитии подъемно-транспортной техники принадлежит русским механикам. Еще в XIV для подъема грузов при возведении Софийского собора в Новгороде строители использовали сложные системы полиспастов. В 1677г. для подъема Большого Успенского колокола массой 130т на колокольню Московского Кремля были использованы деревянные рычаги, полиспасты, ворота. Для облегчения подъема колокол был соединен цепями с противовесом.

В XVIIIв. на металлургических заводах Урала, Алтая и Забайкалья применялось разнообразное подъемно-транспортное оборудование для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и других целей. В 1764г. механик Е. Г. Кузнецов соорудил на руднике близ

Нижнего Тагила многоковшовой цепной водоподъемник, позже переоборудованный им в подъемник для руды. В 1768г. механик и гидротехник К. Д. Фролов создал комплексную установку для подъема руды и удаления воды из шахт Змеиногорского рудника на Алтае, приводимую в действие водой. В 1769г. был перемещен на большое расстояние каменный монолит размерами 15×9×7м и массой более 1000т для памятника Петру I. Каменный монолит был доставлен к берегу Невы и по ней – в Петербург. По суше его перемещали на медных шарах, уложенных в обшитые медными листами желоба (первый прототип шарикоподшипника), с помощью воротов и полиспастов. Примерно в это же время были построены межэтажные подъемники в Екатерининском дворце в Царском Селе (г. Пушкин) и дворце в с. Кусково под Москвой.

В 1830г. с помощью канатов, полиспастов и воротов были доставлены и установлены 48 колонн Исаакиевского собора в Петербурге, каждая массой 100 т. В 1832г. перед Зимним дворцом в Петербурге была установлена Александровская колонна массой более 600т с помощью 60 воротов. Долгое время в России не изучался и не обобщался опыт развития грузоподъемных установок, и только в 1872г. был издан первый «Курс подъемных машин» проф. И. А. Вышнеградского. Начало отечественного краностроения относится к 1900г. Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную отрасль в конце двадцатых годов прошлого столетия.

Современные подъемно-транспортные машины и устройства настолько разнообразны по своему назначению, принципам действия и конструктивному исполнению, что не представляется возможным дать в настоящем курсе подробное описание и детальные расчеты даже для основных типов. В предлагаемом ниже учебном пособии изложены общие принципы расчета отдельных деталей, узлов и машин и наиболее типичные расчеты с учетом требований обеспечения надежности проектируемых устройств.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Грузоподъемные установки, машины и механизмы предназначены для перемещения грузов и людей в вертикальной и горизонтальной плоскостях на относительно небольшие расстояния. Они

относятся к устройствам циклического действия, работающим в повторно-кратковременном режиме. Основными параметрами грузоподъемных установок являются грузоподъемность, скорость движения отдельных механизмов, режимы работы, производительность, высота подъема, пролет, вылет и т.п.

При проектировании, изготовлении и эксплуатации грузоподъемных установок особое внимание обращают на повышение их надежности и долговечности и на соблюдение требований техники безопасности, регламентированных Правилами устройства и безопасной эксплуатации, утвержденными Ростехнадзором.

В зависимости от конструкции и конфигурации обслуживаемой зоны они классифицируются на домкраты, лебедки, краны и подъемники.

Домкраты – простейшие грузоподъемные механизмы в виде толкателей (винтовых, рычажно-реечных, зубчато-реечных, параллелограммных или поршневых) поднимающих грузы при ремонтных и монтажных работах на небольшую высоту (до 0,8-1,0м), действуя на них снизу.

Лебедки – простые грузоподъемные машины в виде приводного ворота (барабана) с тяговым органом – стальным канатом. Основное назначение лебедок – подъем, опускание и подтягивание грузов.

Краны – наиболее сложные и универсальные грузоподъемные установки, включающие в себя остов в виде металлической конструкции и несколько установленных на нем крановых механизмов.

Краны применяются для перемещения штучных или сыпучих грузов по пространственной трассе и изготавливаются в виде консольных или пролетных конструкций. У консольных (обычно стреловых) кранов груз подвешивается к стреле, укрепленной на поворотной части, а у пролетных кранов груз подвешивается к движущейся вдоль пролетного строения тележке.

Типовые крановые механизмы:

- механизм **подъема** в виде лебедки в комбинации с полиспастом;
- механизм **передвижения** (крана или какой-либо части);
- механизм **изменения вылета** (на стреловых кранах);
- механизм **вращения** поворотной части крана.

Подъемники – применяются для вертикального подъема грузов или людей в кабинах или на площадках, перемещающихся по направляющим.

Раздел I. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

3. ПАРАМЕТРЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Грузоподъемные установки характеризуются следующими основными показателями:

- грузоподъемность;
- собственная масса машины;
- скорости различных движений отдельных механизмов;
- высота подъема;
- геометрические размеры машины (пролет, вылет);
- режим работы (группа режима работы).

Так как грузоподъемные установки являются устройствами периодического действия, то их часовая производительность

$$Q_{\text{час}} = nQ, \text{ т/час} \quad (3.1)$$

где $n = \frac{3600}{\sum t_1}$ – количество циклов работы машины в час;

$\sum t_1$ – сумма времени, затрачиваемая на отдельные операции одного цикла, с;

Q – масса груза, т. При работе со штучными грузами Q – масса одной штуки груза, а при работе с сыпучими материалами $Q = V\psi\gamma$;

V – емкость сосуда (например грейфера, бадьи, ковша, и т.п.), м³;

ψ – коэффициент заполнения;

γ – насыпная плотность материала, т/м³.

Отношение времени работы механизма $t_{\text{раб}}$ к полному времени цикла $t_{\text{ц}} = t_{\text{раб}} + t_{\text{пауз}}$, выраженное в процентах называется относительной продолжительностью включения (ПВ).

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{раб}}}{t_{\text{ц}}} 100\%. \quad (3.2)$$

Работа грузоподъемной установки зависит от различных факторов и кроме названных выше показателей ее определяют:

- $K_{\text{Г}}$ – коэффициент годового использования механизма, который характеризуется следующим отношением:

$$K_{\Gamma} = \frac{\text{число дней работы механизма в год}}{365}; \quad (3.3)$$

- K_c – коэффициент суточного использования:

$$K_c = \frac{\text{число часов работы механизма в сутки}}{24}; \quad (3.4)$$

- ЧВ – число включений механизма в течение часа; (3.5)

- $K_{\text{ч}}$ – коэффициент часового использования:

$$K_{\text{ч}} = \frac{t_{\text{раб}}}{60}; \quad (3.6)$$

- $t^{\circ}\text{C}$ – температура окружающей среды.

4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Номинальный режим работы грузоподъемной установки в целом, определяется режимом работы механизма подъема груза и регламентируется ГОСТом 25835–83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы». Согласно указанному стандарту в зависимости от условий использования механизмов грузоподъемных машин различают шесть групп режима работы, определяемых классом использования и классом нагружения.

Класс использования характеризует интенсивность использования механизма при эксплуатации. Он устанавливается согласно данным табл. 4.1 в зависимости от общего времени работы $T = T_o n_{\text{дн}} h$ (здесь T_o – среднесуточное время работы, ч; $n_{\text{дн}}$ – число рабочих дней в году, принимаемое равным 250 при двух выходных днях и 300 при одном выходном дне; h – срок службы, лет).

Таблица 4.1

Характеристика классов использования

Класс использования	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Время работы T , ч	до 800	800-1600	1600-3200	3200-6300	6300-12500	12500-25000	25000-50000

Коэффициент нагружения K определяется относительной нагрузкой механизма. Он характеризует класс нагружения механизма.

Величина коэффициента нагружения определяется по формуле:

$$K = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i}}, \quad (4.1)$$

где P_i – нагрузка, действующая на механизм в течение периода времени t_i за заданный срок службы;

P_{\max} – наибольшая нагрузка, действующая на механизм в течение рабочего цикла;

$T = \sum t_i$ – общее время действия нагрузок на механизм за заданный срок службы.

Зависимость класса нагружения от величины коэффициента нагружения приведена в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Характеристика классов нагружения механизмов

Класс нагружения	Коэффициент нагружения K	Качественная характеристика класса нагружения
B1	До 0,125	Работа при нагрузках, значительно меньших номинальной и очень редко при номинальной
B2	Свыше 0,125 до 0,25	Работа при средних и номинальных нагрузках
B3	Свыше 0,25 до 0,50	Работа преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам
B4	Свыше 0,50 до 1,00	Постоянная работа при номинальных и близких к номинальным нагрузкам

В зависимости от сочетания класса использования и класса нагружения по данным табл. 4.3 устанавливают группу режима работы механизмов.

Таблица 4.3

Группа режимов работы механизмов

Класс использования	Класс нагружения			
	B1	B2	B3	B4
A0	1М	1М	1М	2М
A1	1М	1М	2М	3М
A2	1М	2М	3М	4М
A3	2М	3М	4М	5М
A4	3М	4М	5М	6М
A5	4М	5М	6М	-
A6	5М	6М	-	-

До введения ГОСТ 25835–83 работа механизмов согласно Правилам Ростехнадзора определялась следующими режимами работы

грузоподъемных установок в зависимости от условий эксплуатации: с ручным приводом (**Р**); с машинным приводом – легкий (**Л**, при ПВ = 15%), средний (**С**, при ПВ = 25%), тяжелый (**Т**, при ПВ = 40%) и весьма тяжелый (**ВТ**, при ПВ = 60%).

Примерное соответствие режимов работы, определяемых Правилами Ростехнадзора и группы режимов работы, устанавливаемых ГОСТ 25835–83, следующее (табл. 4.4):

Таблица 4.4

Примерное соответствие группы режима (по ГОСТ)
режиму работы (по Правилам Ростехнадзора)

Режим работы	Показатели режима (группы режима) работы крана						Группа режима
	$K_{гр}$	$K_{Г}$	$K_{с}$	ПВ%	ЧВ	$t^{\circ}C$	
Л	0,5	0,25	0,33	15	60	25	1, 2, 3
С	0,5	0,5	0,67	25	120	25	4
Т	0,75	0,75	0,67	40	240	25	5
ВТ	1,0	1,0	1,0	60	300	45	6

Зная или определив показатели (3.1-3.6), норму времени работы механизма для пользования табл. 4.1 можно найти по выражению:

$$T = 365K_{Г} 24K_{с}K_{ч} \frac{ПВ\%}{100} h. \quad (4.2)$$

Режимы работы кранов регламентирует ГОСТ 25546–82, согласно которому грузоподъемные машины в зависимости от условий использования разделяют на восемь групп режимов работы (от 1К до 8К), определяемых классом использования (от С0 до С9) и классом нагружения (от Q0 до Q4).

Расчет на прочность узлов и деталей механизмов грузоподъемных установок производят в соответствии с действительным режимом их работы. В зависимости от группы режима работы механизма производят расчет его двигателя и тормоза, определяют нагрузки, учитываемые при расчете элементов механизма, и нагрузки, возникающие при работе этого механизма и действующие на металлоконструкцию, принимают основные нормативные данные, запасы коэффициента прочности и торможения, а также сроки службы отдельных элементов и узлов.

Рекомендуемые сроки службы основных элементов грузоподъемных установок приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Срок службы деталей грузоподъемных установок

Группа режима работы	Срок службы h , лет			Время работы T , тыс. часов		
	Подшипников качения	Зубчатых передач	Валов	Подшипников качения	Зубчатых передач	Валов
1, 2, 3	10	15	25	1,0	1,5	2,5
4	5	10	15	3,5	7,0	10,0
5	3	8	10	5,0	13,0	16,0
6	3	5	10	10,0	16,0	32,0

5. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

При расчете механизмов грузоподъемных установок и их элементов необходимо учитывать возникающие в процессе работы нагрузки, возможное совпадение действия этих нагрузок, определять наиболее опасные их сочетания и по ним поводить расчет на прочность и сопротивление усталости. Для грузоподъемных установок возможные основные сочетания расчетных нагрузок можно разделить на три расчетных случая.

I расчетный случай – нормальная нагрузка рабочего состояния, включающая номинальный вес груза и грузозахватного устройства, собственный вес конструкции, нагрузки от ветра в рабочем состоянии машины (принимают равными 50 Па), а также динамические нагрузки, возникающие в процессе пуска и торможения при нормальных условиях использования механизма и нормальном состоянии подкрановых путей.

В этом случае металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают на сопротивление усталости, а также на термоустойчивость, износостойкость и долговечность.

При расчете элементов механизмов кранов на сопротивление усталости исходят из обеспечения надежной работы всех элементов крана без ремонта и замены (за исключением быстроизнашивающихся сменных деталей механизмов и электрооборудования – тормозных фрикционных накладок, канатов, щеток двигателей и т.п.) в течение расчетного срока, приведенного в табл. 4.5.

II расчетный случай – максимальная рабочая нагрузка, включающая нагрузки от номинального груза и максимальные динамические нагрузки, возникающие при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении и выключении тока, и предельную

нагрузку от ветра при рабочем состоянии машины. В этом расчетном случае проводят проверку грузовой устойчивости крана.

III расчетный случай – нагрузки в нерабочем состоянии машины, установленной на открытом воздухе, при отсутствии груза и неподвижных механизмах. При этом на машину кроме ее собственного веса действует предельная ветровая нагрузка, а иногда нагрузки вызываемые снегом, обледенением или температурном воздействии. В этом случае рассчитывают прочность металлических конструкций, деталей противоугонных устройств кранов, тормозных устройств тележек, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств по сниженным значениям коэффициента запаса прочности.

Нагрузку от снега (с давлением 10^3 Па) определяют по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности. Толщину льда на оттяжках, канатах и решетчатых элементах металлоконструкций принимают равной 1,2 см (при плотности льда 9 кН/м^3). Снеговая и ветровая нагрузки одновременно не учитываются. Допускаемый интервал колебаний температур составляет $\pm 40^\circ\text{C}$.

5. ПРАВИЛА РОСТЕХНАДЗОРА ПО БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГПУ

Грузоподъемные установки, предназначенные для перемещения различных грузов и в различных условиях, относятся к оборудованию повышенной опасности. В целях предупреждения аварийности и травматизма при эксплуатации грузоподъемных машин в России создана специальная Федеративная служба горного и промышленного технического надзора «Ростехнадзор», являющаяся центральным органом федеративной исполнительной власти, осуществляющим государственное нормативное регулирование вопросов обеспечения промышленной безопасности на территории Российской Федерации, а также специальные разрешительные, надзорные и контрольные функции.

Основными задачами Ростехнадзора являются:

- осуществление государственного надзора в целях безопасного ведения работ, устранения влияния работ на население, природу и объекты народного хозяйства;
- разработка и осуществление мер по профилактике аварий и производственного травматизма;

- установление норм и правил по безопасной эксплуатации оборудования;
- анализ аварий и случаев производственного травматизма, расследование обстоятельств и причин этих инцидентов, разработка предложений по профилактике травматизма и аварий;
- установление порядка подготовки и проверки знаний персонала и специалистов предприятий по вопросам безопасного ведения работ.

Действующие в настоящее время «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» соответствуют международным стандартам на нормы расчета и требованиям к проектированию, устройству, изготовлению, установке, ремонту и эксплуатации грузоподъемных установок.

В соответствии с Правилами все вновь устанавливаемые грузоподъемные установки, а также грузозахватные устройства и приспособления до пуска в работу подлежат **техническому освидетельствованию**, при проведении которого необходимо убедиться, что установка выполнена в соответствии с Правилами, соответствует техническим условиям и находится в исправном состоянии.

Различают полное и частичное освидетельствование.

При **частичном техническом освидетельствовании** проводят осмотр грузоподъемной установки без испытания ее под нагрузкой.

Полное техническое освидетельствование состоит из осмотра установки, а также статического и динамического испытаний под нагрузкой.

Полному техническому освидетельствованию подвергают грузоподъемные установки перед вводом их в работу (первичное техническое освидетельствование) и в процессе эксплуатации периодически не реже одного раза в 3 года.

Первичное освидетельствование установок, транспортируемых с завода-изготовителя на место эксплуатации в собранном состоянии, проводят ОТК завода-изготовителя перед их отправкой. Грузоподъемные установки, находящиеся в эксплуатации, должны подвергаться *частичному периодическому освидетельствованию* через каждые 12 месяцев.

При осмотре устанавливают надежность каждого узла и элемента установки. Так, убеждаются в отсутствии трещин в элементах металлоконструкций; устанавливают степень износа зева крюка (допускается восстановление изношенного места наплавкой при износе

менее 10% сечения); легкость вращения и надежность стопорения гайка хвостовика крюка; состояние и степень износа грузовых канатов; надежность крепления канатов; состояние механизмов и приборов безопасности; наличие заземления и нулевой блокировки; состояние ограждений; надежность противоугонных устройств и др. Состояние механизмов определяют без их разборки.

Статические испытания проводят с целью проверки прочности всей установки и ее отдельных элементов, а для передвижных стреловых кранов также с целью проверки их грузовой устойчивости под нагрузкой, на 25% превышающей номинальную грузоподъемность машины. Например, для статических испытаний мостового крана его устанавливают над опорами подкрановых путей, а тележку в положение, соответствующее наибольшему прогибу моста. Крюк с грузом поднимают на высоту 200-300мм и в таком состоянии выдерживают в течении 10 минут. После опускания груза устанавливают наличие или отсутствие остаточной деформации металлоконструкции с помощью отвеса, подвешенному к крану. Если отвес занимает прежнее положение, это означает нормальное состояние металлоконструкции. При испытании стреловых кранов их поворотную часть устанавливают в положение, соответствующее наименьшей устойчивости крана.

Результаты статических испытаний считают удовлетворительными, если при выдержке груза на весу в течении 10 мин не наблюдается самопроизвольного опускания груза, нет остаточных деформаций, нет повреждений грузоподъемных устройств.

Установка, прошедшая статические испытания, подвергается *динамическому испытанию* грузом, на 10% превышающим грузоподъемность машины. Эти испытания имеют целью проверку действия всех механизмов установки, тормозных и предохранительных устройств. При этом проводятся многократные подъемы и опускания груза, а также проверка действия всех других механизмов при совмещении рабочих движений, предусмотренных руководством по эксплуатации.

Механизм подъема и опускания стрелы с грузом проверяют под нагрузкой, соответствующей наибольшему рабочему вылету стрелы. При этом проверяют также действие конечных выключателей моста, тележки и др. Действие конечных выключателей механизма подъема груза и стрелы проверяют без груза.

Съемные грузозахватные приспособления при освидетельствовании также подвергаются осмотру и испытанию под нагрузкой, на 25% превышающей номинальную грузоподъемность.

Контроль за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных установок и машин осуществляет инспекция Ростехнадзора и инженер по техническому надзору, назначаемый администрацией предприятия, эксплуатирующего машины. Помимо инженера по надзору руководством предприятия назначается ответственный за содержание грузоподъемных машин в исправном состоянии.

Работы по закреплению грузов проводят стропальщики (такелажники, зацепщики), прошедшие специальное обучение и аттестованные квалификационной комиссией.

В особо опасных случаях (работа под ЛЭП, у борта уступа, у котлована или траншеи, подъем груза двумя кранами, подъем крупногабаритных грузов с высоким расположением центра тяжести и пр.) подъемно-транспортные операции можно проводить только под непосредственным руководством и наблюдением лица, ответственного за безопасное перемещение грузов кранами.

Необходимую надежность и долговечность грузоподъемных установок и машин можно обеспечить только квалифицированным, регулярным техническим обслуживанием.

ЭЛЕМЕНТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

К составным частям и деталям грузоподъемных установок относятся:

1. блоки, полиспасты, звездочки и барабаны;
2. гибкие подъемные органы;
3. грузозахватные устройства;
4. остановочные и тормозные устройства;
5. приводы (двигатели);
6. передачи;
7. детали передач (оси и валы, подшипники, муфты);
8. рельсы и ходовые колеса;
9. остовы установок (крановые фермы);
10. приборы управления.

Раздел II. БЛОКИ И ПОЛИСПАСТЫ

7. ВИДЫ И УСТРОЙСТВО БЛОКОВ

Блоки подразделяются на неподвижные (направляющие) и подвижные (рис. 7.1). Блоки 1 с неподвижными в пространстве осями называют направляющими потому, что они служат для изменения направления гибкого подъемного органа. Блоки с перемещающимися в пространстве осями служат для изменения силовых или скоростных параметров механизмов. Так, на рис. 7.1 подвижный блок 2 дает выигрыш в силе.

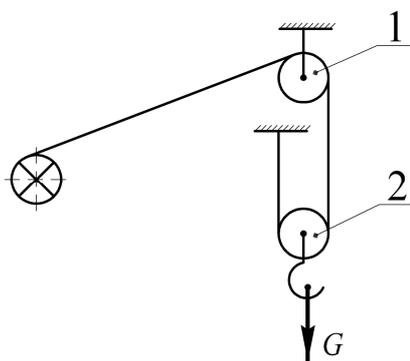


Рис. 7.1

Блоки для канатов выполняют из серого чугуна, предел прочности при растяжении которого должен быть не менее 150 МПа, или из литейной стали с пределом прочности не менее 450 МПа. Их можно также изготавливать штампованными или литыми из стали с пределом прочности не менее 380-450 МПа.

Для повышения долговечности каната иногда применяют блоки с ручьем, футерованным алюминием, резиной, пластмассой, что существенно повышает срок их службы.

Блоки должны обеспечить спокойное набегание на них канатов и цепей и исключить опасность выпадения гибкого органа из ручья блока.

Чтобы избежать возникновения больших напряжений изгиба в гибком органе минимальные диаметры блоков принимаются:

- для канатов из пеньки или синтетических волокон $D_o \geq 10d_k$;
- для стальных проволочных канатов $D_o \geq (16-35)d_k$;
- для сварных круглозвенных цепей $D_o \geq 20d$;

Здесь D_o – диаметр блока, измеренный по средней линии гибкого органа; коэффициент 16-35 для стальных канатов принимается: 16 – для механизмов с ручным приводом, 20 – для легкого режима рабо-

ты, 25 – для среднего режима, 30 – для тяжелого и 35 – для весьма тяжелого режима работы грузоподъемной установки.

d_k – диаметр каната;

d – диаметр прутка сварной цепи.

Стандартный профиль ручья блока представлен на рис. 7.2.

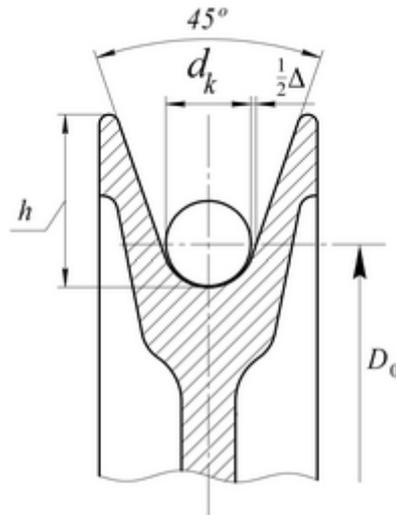


Рис. 7.2

Развал боковых поверхностей ручья блока составляет угол порядка 45° , что позволяет отклоняться ветвям каната от средней плоскости блока на $5-6^\circ$. Канаты диаметрами d_k от 11 до 43,5 мм подразделяются на шесть групп: 11-14; 14-18; 18-23; 23-28,5; 28,5-35; 35-43,5 мм, соответственно этим группам стандартизировано шесть профилей ручья блоков. Глубина ручья $h = 2d_{\min}$ для каждой группы, а радиус канавки ручья $r = (0,68-0,7)d_{\min}$ соответственно. Последнее соотношение обеспечивает суммарный боковой зазор каната в блоке $\Delta = (0,1 \div 0,12)d_k$ для исключения возможности заклинивания каната, поскольку он при изгибании деформируется и расширяется в направлении оси блока.

Блоки для круглозвенных сварных цепей (рис. 7.3) могут иметь в различном сочетании профили ручьев: с бортами (гребнями) и без бортов, с цилиндрической поверхностью для горизонтальных звеньев и с коническими поверхностями встречной направленности. Наличие уклона конических поверхностей 1:4 не только центрирует звенья цепи, но и дает по две точки контакта с каждой стороны горизонтального звена с блоком.

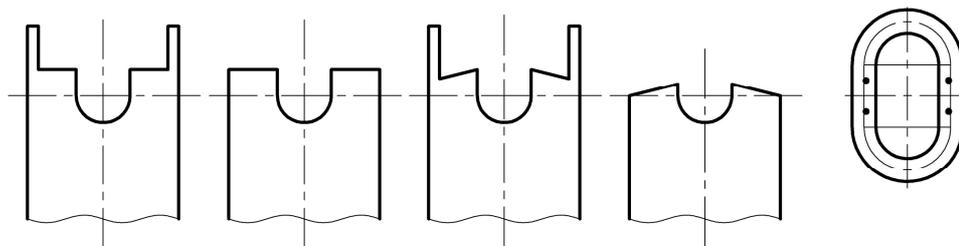


Рис. 7.3

Последнее обстоятельство существенно снижает возникающие в звеньях цепи напряжения изгиба.

8. КПД НЕПОДВИЖНЫХ БЛОКОВ

На рис. 8.1,а представлен неподвижный блок, который вращается против часовой стрелки под действием усилия в канате Z , преодолевающего вес поднимаемого груза (усилие на другом конце каната) G . Путь тяговой силы h_Z равен пути груза h_G ($h_Z = h_G$).

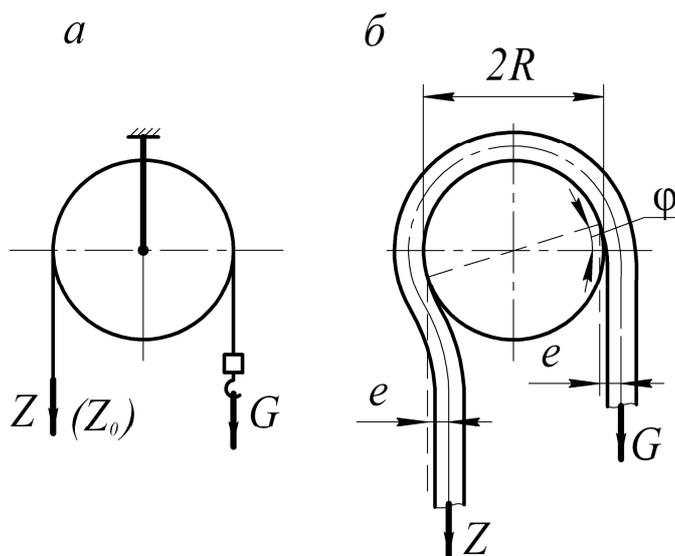


Рис. 8.1

Тяговое усилие без учета сопротивлений в блоке $Z_0 = G$. В действительности же вследствие сопротивлений в блоке (сопротивление гибких органов изгибу и сопротивление в подшипниках) существует неравенство $Z > G$.

Свойство жесткости в канатах при огибании блоков проявляется в том, что канат, набегающий на блок, не сразу принимает его кривизну, а сначала отклоняется от него на величину e во внешнем направлении, сбегая с блока, он примерно на такую же величину отклоняется во внутреннем направлении. Это приводит к тому, что

плечо силы G при набегании каната увеличивается, а плечо силы Z при сбегании каната – уменьшается. В состоянии равновесия:

$$Z(R \cos \varphi - e) = G(R \cos \varphi + e). \quad (8.1)$$

Уравнение равенства моментов сил (8.1) можно записать

в виде:
$$Z = G \frac{R \cos \varphi + e}{R \cos \varphi - e}. \quad (8.2)$$

В связи с малостью величины e по отношению к R ($e \ll R$) с достаточной степенью точности прибавим в числитель и знаменатель (8.2) малую величину e , т.е.:

$$Z = G \frac{R \cos \varphi + e + e}{R \cos \varphi - e + e} \approx G \left(1 + \frac{2e}{R \cos \varphi} \right) \quad (8.3)$$

Соппротивление в подшипниках блока равно:

$$W = \sum (G + Z_0) \mu \frac{d'}{2R} \approx G \mu \frac{d'}{R}, \quad (8.4)$$

где d' – диаметр оси блока;

μ – приведенный коэффициент сопротивления подшипников.

Учитывая (8.3 и 8.4) в итоге имеем:

$$Z = G \left(1 + \frac{2e}{R \cos \varphi} + \mu \frac{d'}{R} \right). \quad (8.5)$$

Отношение тягового усилия Z к усилию сопротивления (весу поднимаемого груза) G называется коэффициентом сопротивления

блока
$$\varepsilon = \frac{Z}{G} = 1 + \frac{2e}{R \cos \varphi} + \mu \frac{d'}{R}, \quad (8.6)$$

а т.к. КПД блока – это отношение G к Z , то
$$\varepsilon = \frac{Z}{G} = \frac{1}{\eta} \quad (8.7)$$

то есть:
$$\eta = \frac{G}{Z} = \frac{1}{\varepsilon}. \quad (8.8)$$

Поскольку G – это усилие в набегающей ветви каната ($S_{нб}$), а Z – усилие в сбегующей ветви ($S_{сб}$), то выражения (8.7 и 8.8) можно записать в виде: $S_{нб} = S_{сб} \eta$ и $S_{сб} = S_{нб} \varepsilon$ (8.9)

Величина $\frac{2e}{R \cos \varphi}$ носит название «жесткость каната». Она определяется экспериментально или по эмпирической зависимости:

$$\frac{2e}{R \cos \varphi} = 0,1 \frac{d}{D - 10}, \quad (8.10)$$

где диаметр каната d и диаметр блока D берутся в см.

9. КПД ПОДВИЖНЫХ БЛОКОВ ДЛЯ ВЫИГРЫША В СИЛЕ

Схема действия сил на подвижном блоке для выигрыша в силе представлена на рис. 9.1.

В таком блоке путь тяговой силы равен двойному пути груза $h_Z = 2h_G$, соответственно скорость перемещения тяговой силы v_Z и скорость перемещения груза v_G соотносятся как $v_Z = 2v_G$.

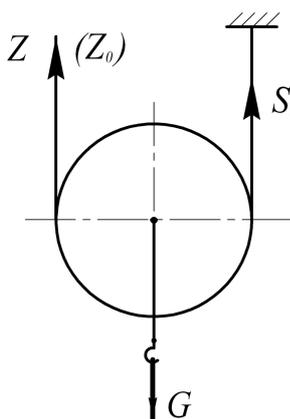


Рис. 9.1

Равенство проекций сил на вертикальную ось при учете сопротивлений на блоке выразится как:

$$Z + S_0 = G. \quad (9.1)$$

Учитывая соотношение (8.9 и 9.1) запишем

$$Z = \varepsilon S_0 = \varepsilon(G - Z), \quad (9.2)$$

откуда:

$$Z = \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} G. \quad (9.3)$$

Тогда зависимость между КПД блока η и коэффициентом сопротивления блока ε (с учетом, что $Z_0 = G/2$):

$$\eta = \frac{Z_0}{Z} = \frac{G}{2} \cdot \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon G} = \frac{1+\varepsilon}{2\varepsilon}. \quad (9.4)$$

10. КПД ПОДВИЖНЫХ БЛОКОВ ДЛЯ ВЫИГРЫША В СКОРОСТИ

На рис. 10.1 представлена схема действия сил на блок для выигрыша в скорости.

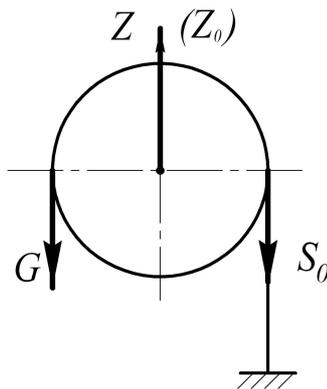


Рис. 10.1

По схеме (рис. 10.1) имеем, что путь тяговой силы h_Z равен половине пути груза $0,5h_G$ ($h_Z = 0,5h_G$), как и зависимость скоростей приложения тяговой силы и груза $v_Z = 0,5v_G$.

При учете сопротивлений в блоке и уравнения (8.9) запишем равенство проекций сил на вертикальную ось:

$$Z = G + S_0 = G + G\varepsilon = G(1 + \varepsilon) \quad (10.1)$$

Тогда соотношение между КПД и коэффициентом сопротивления блока получим в виде:

$$\eta = \frac{Z_0}{Z} = \frac{2G}{G(1 + \varepsilon)} = \frac{2}{1 + \varepsilon} \quad (10.2)$$

11. СХЕМЫ И КПД ПОЛИСПАСТОВ

Полиспастом называется система подвижных и неподвижных блоков, связанных между собой гибким тяговым органом (рис. 11.1), предназначенная для уменьшения натяжения каната и соответственно для уменьшения момента от рабочей нагрузки на барабане.

Введение силового полиспаста приводит к уменьшению передаточного отношения механизма, что влечет за собой уменьшение габаритов передачи, ее массы и стоимости.

Различают одинарные и сдвоенные полиспасты. В одинарных полиспастах гибкий орган, проходя через подвижные и неподвижные блоки, одним концом закрепляется либо за раму грузоподъемной установки, либо за крюковую подвеску, а другим концом навивается на барабан установки (рис. 11.1,а). В сдвоенных полиспастах оба конца каната навиваются на барабан (рис. 11.1,б).

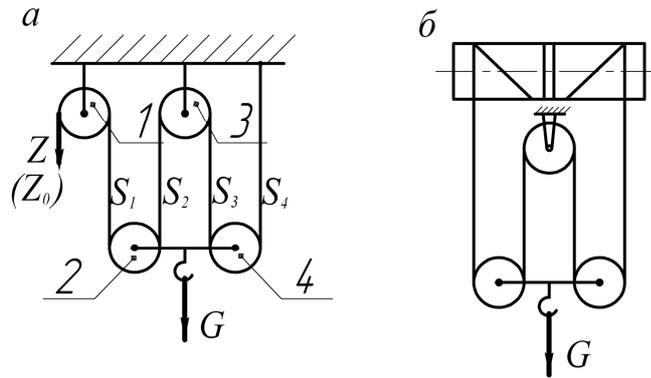


Рис. 11.1

Кратность полиспаста $i_{\text{п}}$ (т.е. его передаточное число) определяется отношением числа грузонесущих ветвей гибкого органа к числу тяговых. У полиспаста на схеме (рис. 11.1) кратность $i_{\text{п}} = 4$.

При установившемся движении справедливо равенство:

$$S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = G, \quad (11.1)$$

причем

$$S_1 \neq S_2 \neq S_3 \neq S_4.$$

Зависимость между величинами S_1, S_2, S_3 и S_4 определяется соотношением между натяжениями набегающей и сбегающей ветвями у всех блоков полиспаста (8.9) $S_{\text{нб}} = S_{\text{сб}}\eta$.

$$\begin{aligned} \text{Тогда для блока 2} \quad S_2 &= S_1\eta, \\ \text{для блока 3} \quad S_3 &= S_2\eta = S_1\eta^2, \\ \text{для блока 4} \quad S_4 &= S_3\eta = S_1\eta^3. \end{aligned}$$

Подставляя это в (11.1) получим:

$$S_1 + S_1\eta + S_1\eta^2 + S_1\eta^3 = S_1(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3) = G, \quad (11.2)$$

откуда:

$$S_1 = \frac{G}{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3}. \quad (11.3)$$

В то же время, идеальное усилие $S_{\text{ид}}$ (пренебрегая сопротивлениями на блоках) $S_{\text{ид}} = \frac{G}{4}$. (11.4)

Коэффициент полезного действия полиспаста – это отношение идеального тягового усилия к реальному (т.е. с учетом сопротивлений на блоках) найдем как:

$$\eta_{\text{п}} = \frac{S_{\text{ид}}}{S_1} = \frac{\frac{G}{4}}{\frac{G}{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3}} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3}{4} \quad (11.5)$$

Выражение (11.5) запишется в общем виде для полиспаста кратностью $i_{\text{п}}$:

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\text{п}} - 1}}{i_{\text{п}}} \quad (11.6)$$

Раздел III. ГИБКИЕ ГРУЗОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ДЕТАЛИ

12. УСТРОЙСТВО КАНАТОВ

В механизмах грузоподъемных установок с машинным приводом в качестве гибкого органа для подвешивания поднимаемых грузов почти исключительно применяются стальные проволочные канаты. Из-за термической обработки проволочек канатов, производимой совместно с волочением (в результате получается наклеп на поверхности проволочки) они имеют высокие прочностные показатели. Кроме того, находят свое применение канаты из синтетических волокон и пеньковые, а также сварные и шарнирные пластинчатые цепи.

Канаты из синтетических волокон, как и пеньковые канаты подвержены механическим повреждениям в связи с чем они применяются повсеместно для строповки и зачаливания таких грузов, которые могут быть повреждены стальными стропами (канатными и цепными).

Стальные проволочные канаты имеют следующие достоинства:

1. небольшую собственную погонную массу;
2. хорошее восприятие рывков и толчков;

3. бесшумность хода даже при больших скоростях;
4. высокую надежность в работе (цепи рвутся внезапно, а канаты постепенно).

В грузоподъемных установках наибольшее применение находят канаты с пределом прочности проволок от 1300 до 2000 МПа.

Использование канатов с более низким пределом прочности проволоки приводит к увеличению диаметра каната, а с более высоким пределом прочности – к снижению срока службы из-за увеличения жесткости проволок.

В грузоподъемных установках применяют в основном канаты двойной свивки: сначала вокруг центральной проволоки их свивают в пряди, а затем пряди свивают вокруг сердечника в канат. Наибольшее применение в грузоподъемных установках находят шестипрядные канаты с числом проволок в пряди 19 или 37. Восемипрядные канаты используются в грузоподъемных установках, в приводах которых применяются шкивы трения или барабаны малого диаметра.

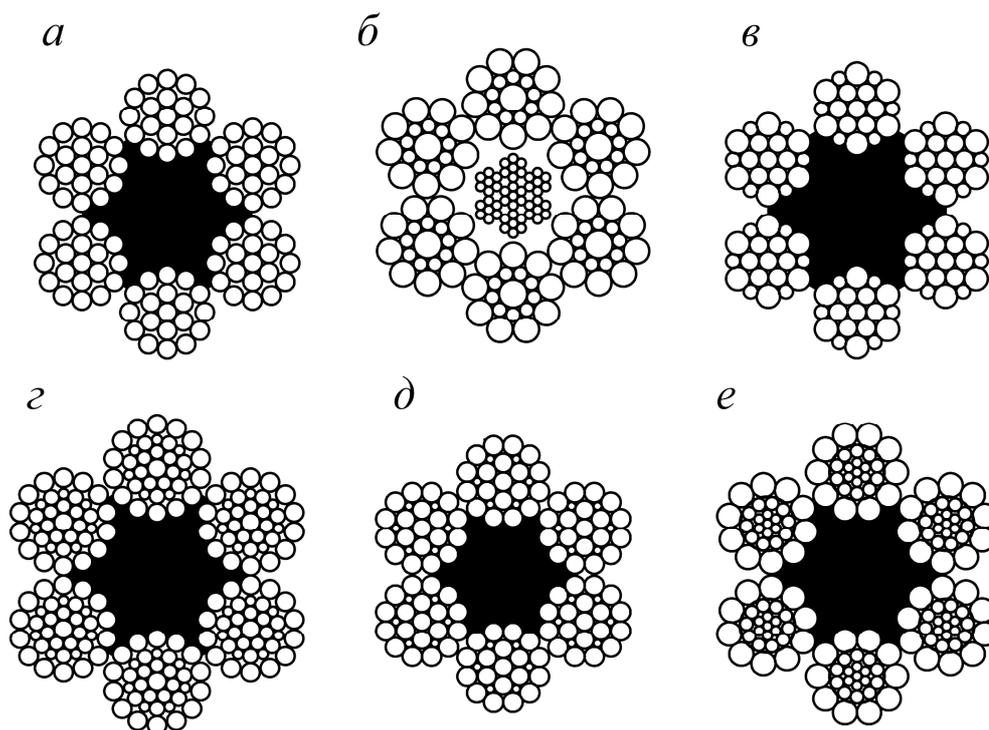


Рис. 12.1

На рис. 12.1 представлены конструкции канатов, имеющих по шесть прядей с 19 проволочками в каждой пряди: *a* – ТК 6×19+1о.с., *б* – ЛК-О 6×19+7×7, *в* – ЛК-Р 6×19+1о.с., *г* – ЛК-РО 6×36+1о.с., *д* – ЛК-З 6×25+1о.с., *е* – ТЛК-О 6×27+1о.с..

Сердечники канатов могут быть выполнены из органических волокон (пенька) или из пряжи (нейлон, капрон, перлон). Канаты со стальным сердечником применяются при их многослойной навивке на барабан или при работе в условиях высоких температур, исключающих применение канатов с органическим сердечником.

Канаты с органическим сердечником более гибки, чем канаты с жестким (стальным) сердечником и они лучше удерживают смазку, т.к. сердечник пропитывается ей. Для этих целей используется канатная мазь «39у» или смазка «торсиол 35». В особо ответственных грузоподъемных установках возможно использование более дорогой смазки «торсиол 55».

По роду свивки проволок в прядях канаты изготавливаются типа ЛК (с линейным касанием) и типа ТК (с точечным касанием) отдельных проволок между слоями в пряди.

Канаты с линейным касанием (типа ЛК) имеют лучшее заполнение сечения проволочками, они более гибкие и износостойкие, выдерживают большее число переменных изгибов. Канаты с точечным контактом проволок (типа ТК) применяются только для ненапряженных режимов работы, когда длительность срока службы определяется в основном условиями использования каната, а не его качеством.

По направлению свивки каната из прядей различают канаты правого и левого направления свивки (по аналогии с правой и левой резьбами резьбовых соединений).

По направлению свивки проволок в прядях канаты выпускают односторонней и крестовой свивки. В канатах односторонней свивки направление навивки проволочек в прядях и прядей в канате одно и то же; в канатах крестовой свивки эти направления противоположны. Канаты односторонней свивки имеют более ровную поверхность, лучшее заполнение сечения проволочками, они более гибки, более долговечны, чем канаты крестовой свивки. Однако из-за стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки канаты односторонней свивки не пригодны к использованию в тех случаях, когда груз подвешивается на одной ветви.

Преждевременный износ канатов и их повреждений могут являться следствием неправильного выбора конструкции каната, типа и направления свивки, неправильная навивка на барабан, неправильный выбор соотношения диаметров барабана или блока, а также профиля и размера ручья блока и канавок барабана, воз-

можная работа с перегрузками (если на грузоподъемной установке отсутствует ограничитель грузоподъемности), наличие абразивного и коррозионного износа вследствие неправильной эксплуатации каната.

Степень износа каната и необходимость его замены определяется Нормами Ростехнадзора на допустимое число оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки.

13. РАСЧЕТ ПРОВОЛОЧНЫХ КАНАТОВ

Отдельные проволоки в нагруженном изогнутом на блоке или барабане канате претерпевают следующие виды деформаций:

- а) растяжение;
- б) изгиб;
- в) кручение;
- г) контактные напряжения;
- д) истирание.

Долгое время основными напряжениями, определяющими прочность каната, считали напряжения растяжения и изгиба.

Рассмотрим деформацию изгиба на блоке диаметром D (рис. 13.1) отдельной проволоочки, которая имеет диаметр δ и нагружена усилиями растяжения S . На дуге контакта α по линии центров тяжести сечений она до изгиба имела длину участка AB , которой соответствовала длина по внешнему волокну $A'B'$, т.е. $AB = A'B'$.

После изгиба их соотношение стало таким: $A'B' > AB$.

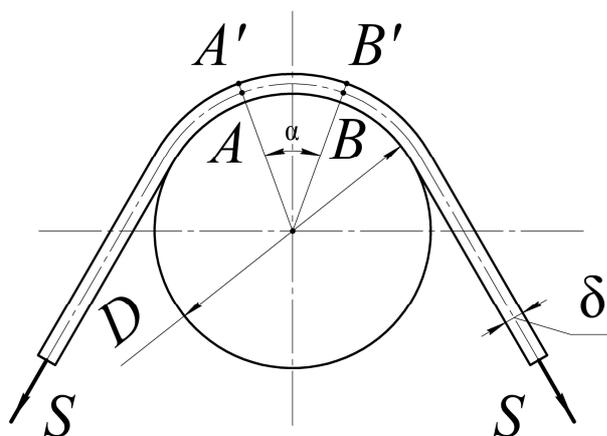


Рис. 13.1

Относительная деформация проволоочки

$$\varepsilon = \frac{A'B' - AB}{AB} = \frac{(D/2 + \delta)\alpha - (D/2 + \delta/2)\alpha}{(D/2 + \delta/2)\alpha} = \frac{\delta}{D + \delta}. \quad (13.1)$$

Поскольку $\delta \ll D$, то величиной δ в знаменателе (13.1) можно пренебречь и считать $\varepsilon \approx \frac{\delta}{D}$, а следовательно напряжение от изгиба проволоочки можно получить, используя закон Гука, в виде:

$$\sigma_{\text{из}} = E\varepsilon = E \frac{\delta}{D}. \quad (13.2)$$

В целом, напряжение растяжения каната (если бы он состоял из прямых проволочек) запишем как:

$$\sigma_p = \frac{S}{z \frac{\pi \delta^2}{4}}, \quad (13.3)$$

где z – число проволок в канате.

Тогда результирующее напряжение, действующее в проволоках

$$\text{каната, будет иметь вид: } \sigma = \sigma_p + \sigma_{\text{из}} = \frac{S}{z \frac{\pi \delta^2}{4}} + E \frac{\delta}{D}. \quad (13.4)$$

Такое напряжение было бы в прямой проволоке, если бы она не являлась составной частью каната. В действительности же проволока, находясь в канате, зажата между соседними проволоками и представляет собой спираль двойной или тройной кривизны.

Заменив диаметр проволоочки δ на диаметр каната d_k , распространяя вывод (13.4) на канат в сборе за счет введения поправочного коэффициента $3/8$, ученые Бах, Исааксен и др. получили зависимость для расчета напряжений в канатах:

$$\sigma = \frac{S}{z \frac{\pi d_k^2}{4}} + \frac{3}{8} E \frac{d_k}{D}. \quad (13.5)$$

Но и эта формула не точна, т.к. не отражает усталостных, а также контактных напряжений от соприкосновения проволок между собой и с поверхностью барабанов и блоков.

Поэтому по Правилам Ростехнадзора канаты подбирают по условию на разрыв

$$S_{\text{разр}} = kS_{\text{max}}, \quad (13.6)$$

где k – коэффициент запаса прочности принимаемый по Нормам Ростехнадзора в зависимости от назначения каната и группы режима (режима работы) механизма;

S_{max} – наибольшее натяжение ветви каната, определяемое при подъеме номинального груза с учетом потерь на направляющих блоках и блоках полиспастов но без учета динамической нагрузки;

$S_{\text{разр}}$ – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по таблицам соответствующих ГОСТов на канаты.

14. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ СВАРНЫХ ЦЕПЕЙ

Сварные (круглозвенные) цепи достаточно широко используются в качестве грузовых органов грузоподъемных установок (рис. 14.1).

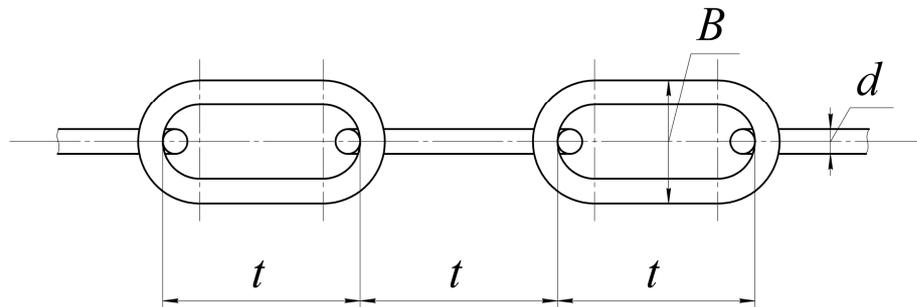


Рис. 14.1

Они изготавливаются из круглого прутка Ст2 или Ст3Ц ($\sigma_{\text{в}} = 300-400$ МПа) с последующей контактной электрической или кузнечно-горновой сваркой.

По точности изготовления цепи подразделяются на калиброванные и некалиброванные. У калиброванных цепей отклонение шага звена t допускается не более $\pm 0,03d$, а отклонение ширины звена B не должно превышать $\pm 0,05d$. У некалиброванных цепей допускаемые отклонения как шага t , так и ширины звена B должны быть в пределах $\pm 0,1d$.

Звенья сварной цепи овальной формы лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях, и это обстоятельство определяет их достоинства:

- а) большая гибкость во всех направлениях;

- б) возможность применения блоков и барабанов малых диаметров;
- в) простота конструкции и изготовления.

Недостатки сварных цепей следующие:

- а) большая собственная масса;
- б) чувствительность к толчкам и перегрузкам;
- в) внезапность разрыва;
- г) большой износ звеньев в местах их сопряжения;
- д) малые допустимые скорости движения (до 0,5 м/с – на звездочках и до 1.5 м/с – на блоках и барабанах).

При предварительном расчете можно учитывать только напряжения растяжения в боковых частях звена (рис. 14.2).

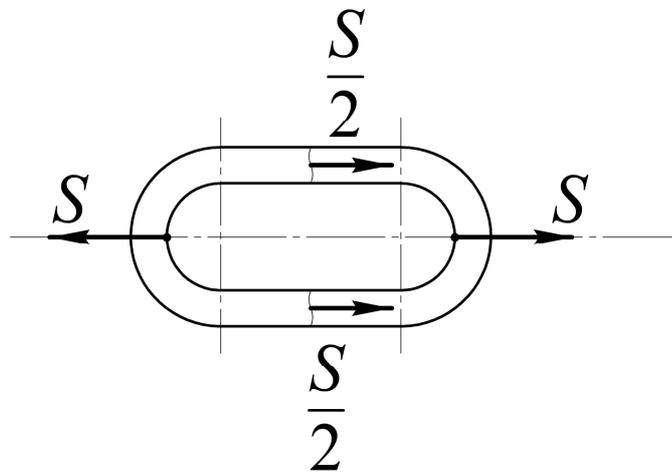


Рис. 14.2

Согласно расчетной схеме напряжения растяжения определяются в виде:

$$\sigma_p = \frac{S}{2 \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2S}{\pi d^2}. \quad (14.1)$$

Если не учитывать влияние изгиба, контактных напряжений и ослабления звена сваркой, то действительная разрушающая звено нагрузка получается меньше теоретической примерно на 36%.

Кроме того, в звеньях возникают напряжения изгиба при огибании цепью блоков и навивании ее на барабан (см. расчетную схему на рис. 14.3). По схеме 14.3 угол взаимного отклонения звеньев φ при огибании блока диаметром D_0 может быть определен приближенно как:

$$\sin \varphi \approx \frac{S}{D_0 / 2}. \quad (14.2)$$

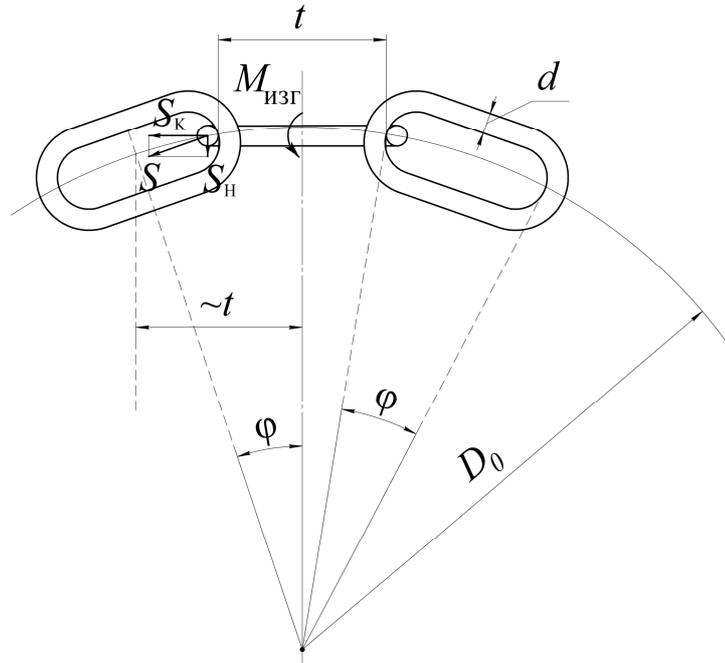


Рис. 14.3

В связи с поворотом звеньев друг относительно друга на угол φ , усилие растяжения цепи S может быть разложено на составляющие S_k и S_n . Касательная составляющая силы S_k вызывает действие напряжений растяжения σ_p (9.1), а нормальная составляющая силы S_n - изгибающий момент $M_{из}$.

$$S_n = S \sin \varphi, \quad (14.3)$$

тогда изгибающий момент, действующий на горизонтальное звено,

составит значение
$$M_{из} = S_n \frac{t+d}{2} = S \frac{t+d}{2} \sin \varphi, \quad (14.4)$$

Решая совместно уравнения (14.4 и 14.2) получим изгибающий момент, приходящийся на две продольные части звена, по значению которого (14.5) с учетом суммарного момента сопротивления двух сечений в продольной части звена ΣW оценим по напряжениям изгиба (14.6) прочность звена:

$$M_{из} = S \frac{t+d}{2} \cdot \frac{t}{\frac{D_0}{2}} = S \frac{t(t+d)}{D_0}. \quad (14.5)$$

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{\Sigma W} \leq [\sigma]_{из}. \quad (14.6)$$

В грузоподъемных установках с машинным приводом с целью недопущения больших величин $M_{из}$ применяют исключительно короткозвенные цепи для которых $t \leq 3d$. С этой же целью минимальные диаметры барабанов ограничены соотношением:

$$D_{\min} \geq 30d. \quad (14.7)$$

Для установок с ручным приводом (14.7) принимается в виде:

$$D_{\min} \geq 20d. \quad (14.8)$$

Исходя из этого расчет можно вести только на одно растяжение, при пониженных допускаемых напряжениях $[\sigma]'_p$. С учетом выражения (14.1) получим уравнение по определению допустимой нагрузки на сварную цепь:

$$S = [\sigma]'_p \frac{\pi d}{2}, \quad (14.9)$$

где $[\sigma]'_p \approx 0,64[\sigma]_p$.

В свою очередь допускаемые напряжения растяжения определяются временным пределом прочности материала, из которого изготовлены звенья цепи: $[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{k}$,

где k – коэффициент запаса прочности, принимаемый $k = 3$ при ручном приводе механизма. При машинном приводе $k = 6$ и $k = 8$ соответственно для цепей работающих на гладком барабане и работающих на звездочке.

15. ШАРНИРНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ЦЕПИ

Пластинчатые цепи состоят из пластин, шарнирно соединенных между собой валиками. Пластинчатые цепи надежнее сварных, деформация их звеньев под действием нагрузки значительно меньше. Движение пластинчатой цепи происходит более плавно, но максимальная скорость из-за повышенной чувствительности к инерционным нагрузкам не должна превышать 0,25 м/с.

Для небольших нагрузок цепи изготавливаются с двумя пластинами в звене (рис. 15.1), для больших грузоподъемностей число пластин может достигать до 12.

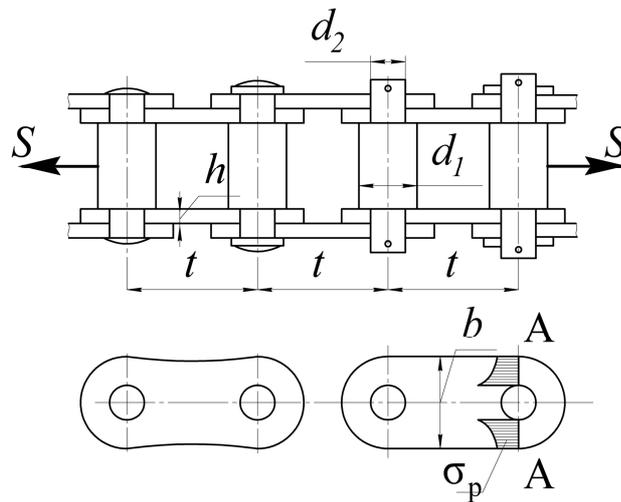


Рис. 15.1

Достоинства пластинчатых цепей:

- а) не имеют сварного стыка;
- б) пластины изготавливают из стали 40, 45 или 50 с пределом прочности 570 – 600 МПа;
- в) лучшие условия передачи усилия с одного звена на соседнее;
- г) большая гибкость.

Недостатки, присущие пластинчатым цепям;

- а) гибкость только в плоскости перпендикулярной к осям шарниров;
- б) быстрый износ шарниров при работе в запыленных условиях;
- в) ограниченная скорость движения;
- г) большая стоимость и масса по сравнению со сварными цепями.

Вследствие относительно малых диаметров приводных звездочек можно уменьшить момент на валу звездочек, необходимое передаточное отношение и габариты редуктора.

В расчетах предполагают, что натяжение цепи S равномерно распределяется по всем пластинам. Если их в звене z , то в каждой пластине действует усилие $S' = S/z$.

Среднее напряжение в ослабленном сечении А-А пластины:

$$\sigma_p \approx \frac{S'}{(b - d_2)h} \leq [\sigma]_p. \quad (15.1)$$

Проверим давление на контакте пластина – валик:

$$p \approx \frac{S'}{d_2 h} \leq [p]_{\text{доп}}. \quad (15.2)$$

При расчете цепи производится проверка валиков на срез:

$$S' = \frac{\pi d_1^2}{4} [\tau]_{\text{ср}}. \quad (15.3)$$

Неточность изготовления и сборки не дают равного распределения нагрузок между пластинами звеньев. По нормам Ростехнадзора рекомендуется подбирать цепи по агрегатной прочности (по разрывному усилию) с использованием известной формулы (13.6). При этом коэффициент запаса прочности принимается $k = 3$ для механизмов с ручным приводом и $k = 5$ – для машинного привода механизмов.

При сравнительной оценке цепей и канатов (табл. 15.1) за единицу примем массу одного метра каната (т.е. погонную массу), имеющего некоторую разрывную прочность, и сравним с ним цепи, имеющие такую же прочность.

Таблица 15.1

Относительная оценка погонных масс
гибких тяговых органов

Вид гибкого органа	Отношение погонных масс
Стальной проволочный канат	1
Канат из пеньковых или синтетических волокон	2 - 3
Сварная цепь	7 - 11
Шарнирная пластинчатая цепь	9 - 13

16. КОНЦЕВОЕ КРЕПЛЕНИЕ ЦЕПЕЙ И КАНАТОВ

Крепление концов цепей и канатов осуществляется различными способами. Грузоподъемные цепи к раме тележки или тали (тельфера) крепятся с помощью специального концевого звена (рис. 16.1), а крюк к концу цепи может крепиться болтом с помощью разъемной скобы (рис. 16.2).

Основное требование к любому концевому соединению – это его подвижность.

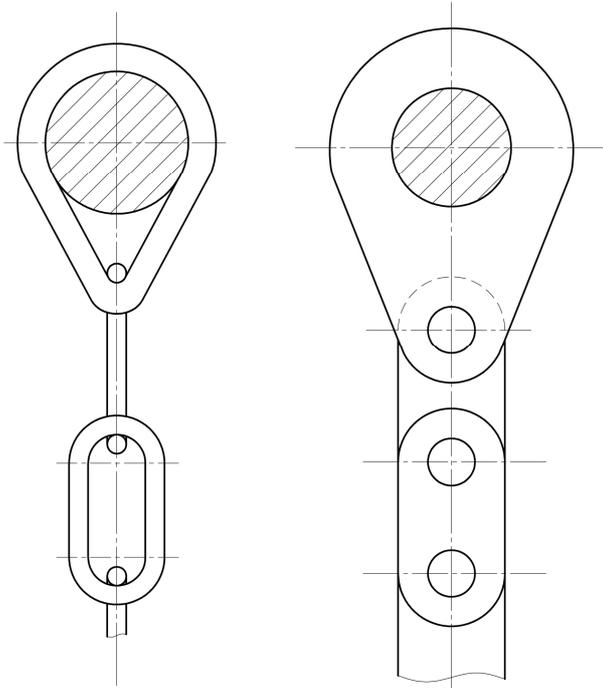


Рис. 16.1

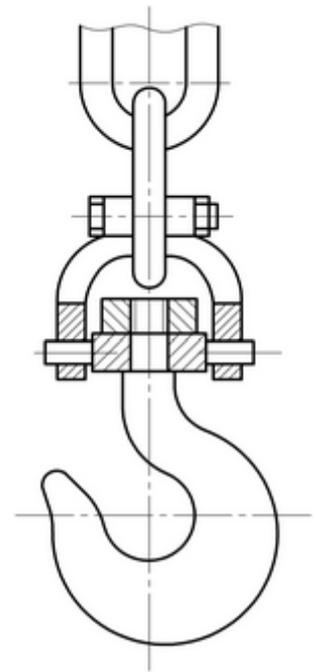


Рис. 16.2

При подвеске крюка к одной ветви каната для защиты каната от истирания в его петлю закладывается коуш – специальное фасонное полукольцо из стали желобчатого сечения (рис. 16.3)

Петля каната может быть получена путем сращивания (вплетение проволочек расплетенного конца каната в его основную ветвь с последующей оплеткой каната стальной проволокой). В связи со сложностью проведения таких работ чаще всего петли делают с помощью зажимов (рис. 16.4).

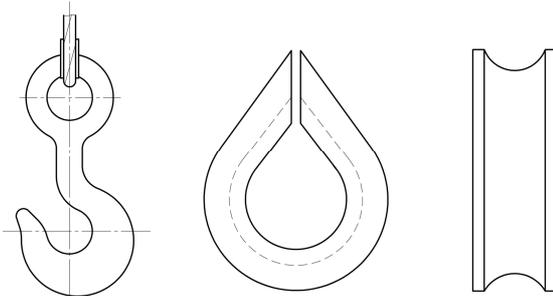


Рис. 16.3

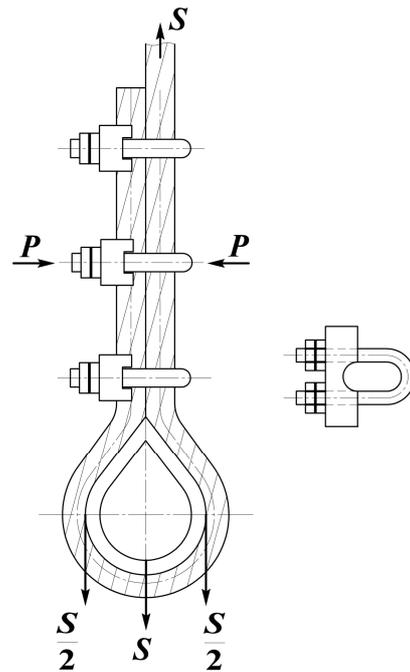


Рис. 16.4

Количество зажимов согласно Правилам Ростехнадзора определяется расчетом, но не должно быть меньше трех. Шаг расположения зажимов составляет не менее шести диаметров каната.

Пренебрегая (в счет запаса надежности) трением каната о поверхность коуша, будем считать

$$Pw = \frac{cS}{2}, \quad (16.1)$$

где S – натяжение каната;

P – требуемое суммарное нажатие всех болтов в зажимах;

$w \approx 0,35$ – коэффициент удельного (на 1Н усилия P) сопротивления продвижению канатов в зажимах;

$c = 1,20 - 1,24$ – коэффициент запаса прочности соединения.

Решая (16.1) относительно P получим

$$P = \frac{cS}{2w}, \quad (16.2)$$

а следовательно напряжение в болтах:

$$\sigma_p = \frac{1,3P}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p, \quad (16.3)$$

где z – общее количество болтов (по 2 в зажиме);

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжения кручения в болтах;

$[\sigma]_p$ – допустимые напряжения растяжения болтов, определенное при коэффициенте запаса прочности, равном 2,5, относительно предела текучести (для болтов из стали $20 [\sigma]_p = 100$ МПа).

Крепление конца каната к крюку может быть осуществлено достаточно надежным способом – при помощи конической втулки с последующей заливкой легкоплавким сплавом (рис 16.5).

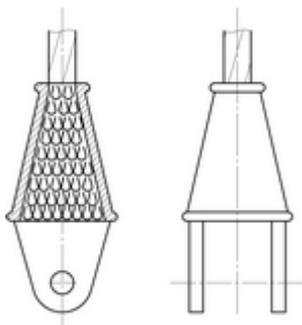


Рис. 16.5

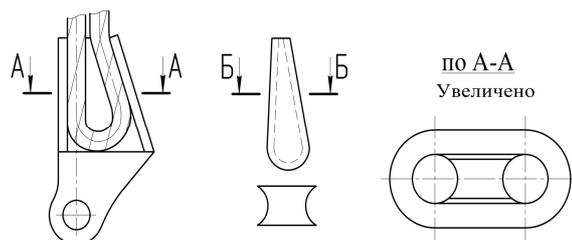


Рис. 16.6

Канат пропускается через стальную втулку, конец его расплетается на длину примерно двух втулок, вырезается органический сердечник, проволоочки обезжириваются и протравливаются паяльной кислотой. После чего каждая проволоочка сгибается вдвое, канат втягивается во втулку и заливается свинцом или баббитом.

Широкое распространение получили клиновые зажимы (см. рис. 16.6), позволяющие осуществлять быструю сборку и разборку соединения. При коэффициенте трения между канатом, клином и корпусом, равном 0.15 и угле клина 1:4 коэффициент запаса надежности соединения против выскользывания каната составляет около трех. При таком угле отсутствует ослабление зажатия каната даже при полном снятии нагрузки с каната.

Раздел IV. БАРАБАНЫ

17. УСТРОЙСТВО КАНАТНЫХ БАРАБАНОВ

Барабаны для канатов из синтетических волокон, а также для пеньковых канатов изготавливают гладкими и с высокими бортами, чтобы можно было навивать канат в несколько слоев. Это позволяет значительно сократить длину барабана. По Правилам Ростехнадзора борта барабанов должны выступать над верхним слоем уложенного каната не менее чем на $2,0d_k$, а для гладких барабанов для сварных цепей – не менее чем на ширину звена цепи. Диаметры барабанов выбираются по тем же рекомендациям, что и диаметры блоков.

Барабаны для проволочных канатов изготавливаются литыми из серого чугуна (с пределом прочности не менее 150 МПа), из стального литья (с пределом прочности не менее 450 МПа), реже сварными из стали (с пределом прочности не менее 380-490 МПа).

Барабаны механизмов подъема, работающих в режимах **T** и **BT** (группа режима 5 и 6), а также для механизмов, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл, должны изготавливаться только из стали.

КПД канатного барабана с учетом трения в подшипниках ориентировочно принимают в расчетах $\eta \approx 0,95$.

В большинстве случаев в грузоподъемных установках с машинным приводом применяют нарезные барабаны, на которые канат навивается в один слой. При этом поверхность барабана обязательно снабжают винтовыми канавками для того, чтобы канат правильно укладывался и меньше подвергался износу, т.к. при этом

увеличивается поверхность соприкосновения каната, уменьшаются напряжения смятия, устраняется трение между соседними витками и износ каната. При нарезных барабанах увеличивается срок службы канатов.

Шаг нарезки t должен быть не менее $1,1d_k$. Обычно принимают шаг $t = d_k + (2 - 3)$ мм, а радиус канавки $R \approx 0,54d_k$. Основные размеры нарезного барабана показаны на рис. 17.1. Глубина винтовой канавки должна быть не менее $0,3d_k$ для барабанов крюковых кранов и не менее $0,5d_k$ для барабанов грейферных кранов.

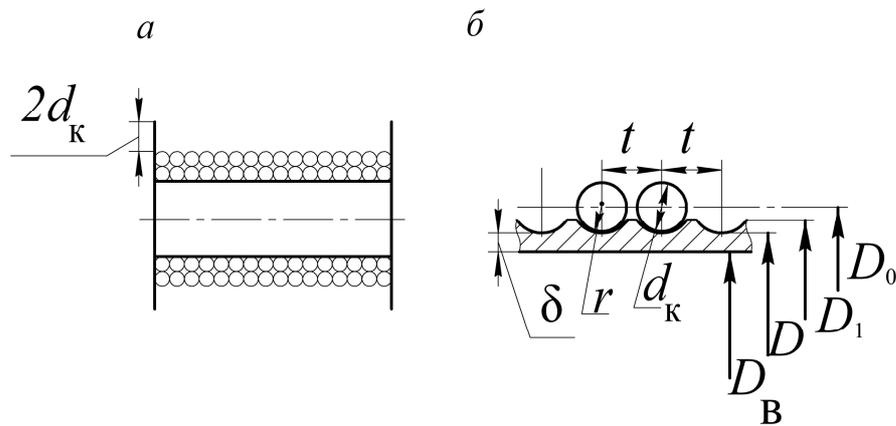


Рис. 17.1

Барабаны, на которые наматывается одна ветвь, имеют только одну спираль канавок (правую или левую), а барабаны для двух ветвей – две спирали: правую и левую.

С учетом допустимого угла отклонения каната $\alpha = 6^\circ$ при верхнем положении крюковой подвески определяется длина l_1 не нарезанной средней части барабана сдвоенного полиспаста (рис. 17.2).

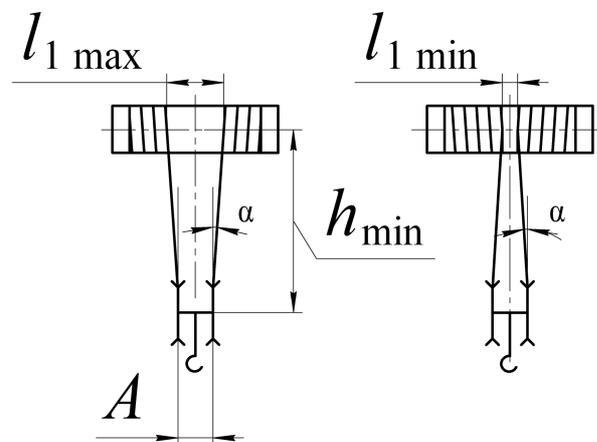


Рис. 17.2

Максимально возможная длина не нарезанного участка $l_{1\max}$

$$l_{1\max} \leq A + 2h_{\min} \cdot \operatorname{tg}\alpha, \quad (17.1)$$

а минимально возможная длина этого участка

$$l_{1\min} \geq A - 2h_{\min} \cdot \operatorname{tg}\alpha, \quad (17.2)$$

где A – расстояние между блоками подвески, с которых направляются на барабан ветви каната;

h_{\min} – наименьшее расстояние между барабаном и блоками подвески.

Число витков на барабане для одной ветви каната

$$z = \frac{Hi_{\Pi}}{\pi D_0} + 2 \quad (17.3)$$

где H – высота подъема груза;

i_{Π} – кратность полиспаста;

D_0 – диаметр барабана по центру наматываемого каната;

2 – принятое количество запасных витков (по нормам Ростехнадзора должно быть не менее 1,5 витка).

Длина резьбы на барабане $l = zt$.

Оставляя на закрепление каната и на борта с обеих сторон дополнительную длину $\sim 5t$, получим полную длину барабана:

$$L = \left(\frac{Hi_{\Pi}}{\pi D_0} + 7 \right) t \quad (17.4)$$

Если на барабан наматывается две ветви каната (при сдвоенном полиспасте), то полная длина барабана:

$$L = \left(\frac{2Hi_{\Pi}}{\pi D_0} + 11 \right) t + l_1 \quad (17.5)$$

где 11 – количество дополнительных витков (с каждой стороны оставляется по 1,5 запасных витка и по 4 витка на закрепление каната и борта).

18. РАСЧЕТ КАНАТНЫХ БАРАБАНОВ

Стенки барабана испытывают сложное напряжение при сжатии, кручении и изгибе. Определяющим является расчет напряжений при сжатии. В барабанах длиной менее трех диаметров напря-

жение при изгибе и кручении обычно не превышает 10-15% напряжения при сжатии. Поэтому расчет напряжений при изгибе и кручении производят только для барабанов большого диаметра и длины.

Выделим из тела барабана полукольцо толщиной δ и шириной, равной шагу навивки каната t (рис 18.1).

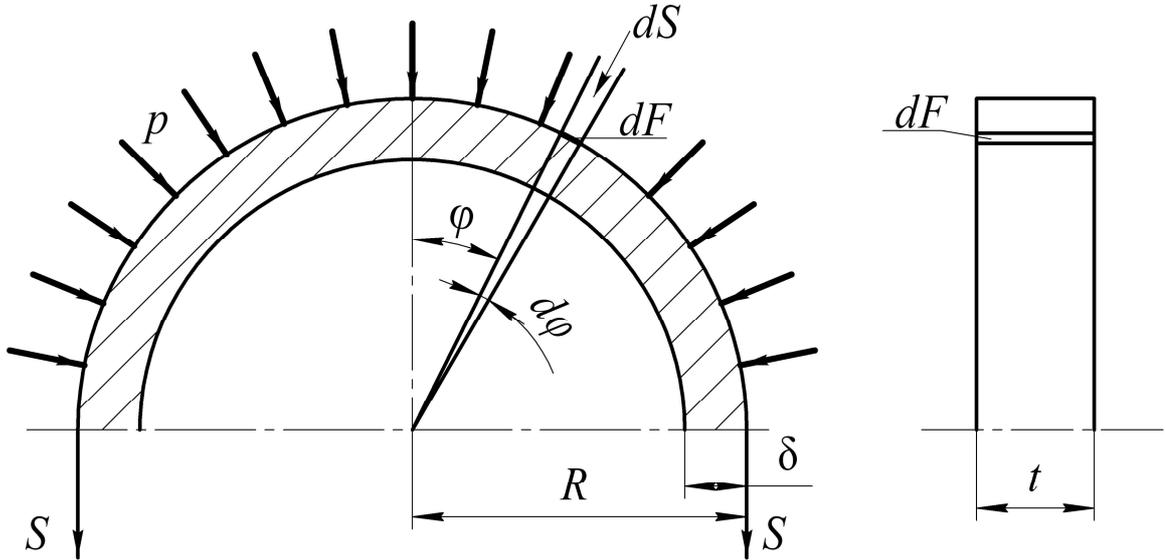


Рис. 18.1

Влияние отрезанного полукольца заменим силами натяжения каната $2S$.

Площадь элементарного участка на дуге $d\varphi$ полукольца составит:

$$dF = tRd\varphi, \quad (18.1)$$

тогда сила dS , приходящаяся на элементарную площадку

$$dS = Rtpd\varphi, \quad (18.2)$$

где p – нормальное давление на единицу площади поверхности барабана.

Сумма проекций всех элементарных сил на вертикальную плоскость составит:

$$2S = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} Rtp \cos \varphi d\varphi = 2Rtp \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi d\varphi = 2Rtp, \quad (18.3)$$

откуда

$$p = \frac{2S}{2Rt} = \frac{2S}{Dt}. \quad (18.4)$$

Так как на поверхности барабана действуют равномерно распределенные силы с интенсивностью p , барабан может быть уподо-

бен сосуду с наружным давлением, напряжение в стенках которого определяются по известной формуле Лямэ:

$$\sigma_{\max} = 2p_{\text{нар}} \frac{D^2}{D^2 - D_{\text{в}}^2}. \quad (18.5)$$

Подставим в (18.5) $p_{\text{нар}} = p$, и $D_{\text{в}} = D - 2\delta$:

$$\sigma_{\max} = 2p \frac{D^2}{D^2 - (D - 2\delta)^2} = \frac{4SD^2}{Dt(D^2 - D^2 + 4D\delta - 4\delta^2)} \quad (18.6)$$

В итоге получим

$$\sigma_{\max} = \frac{SD}{(D - \delta)\delta t}. \quad (18.7)$$

В связи с малостью толщины стенки барабана по сравнению с его диаметром можно считать $\frac{D}{D - \delta} \approx 1$, тогда:

$$\sigma_{\max} = \frac{S}{\delta t} \leq [\sigma]_{\text{сж}}, \quad (18.8)$$

где $[\sigma]_{\text{сж}}$ – допускаемое напряжение при сжатии, принимаемо в зависимости от группы режима работы и материала барабана. Для группы режима работы не ниже 4 ориентировочно можно принимать $[\sigma]_{\text{сж}} = 90-100$ МПа и $[\sigma]_{\text{сж}} = 110-170$ МПа (соответственно для чугунных и стальных барабанов).

Кроме сжатия в теле барабана возникают напряжения при изгибе и кручении. Изгибающий момент, при расположении одной ветви каната на середине длины барабана:

$$M_{\text{из max}} \approx \frac{SL}{4}. \quad (18.9)$$

Напряжения изгиба в теле барабана:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{SL}{4 \cdot 0,1 \frac{D^4 - D_{\text{в}}^4}{D}} = \frac{SLD}{0,4(D^4 - D_{\text{в}}^4)}. \quad (18.10)$$

Крутящий момент, создаваемый натяжением одной ветви каната (от веса груза):

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{гр}} = S \frac{D}{2}. \quad (18.11)$$

Напряжения кручения получим следующим образом:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{SD}{2 \cdot 0,2 \frac{D^4 - D^4}{D}} = \frac{SD^4}{0,4(D^4 - D^4)} \quad (18.12)$$

где W и W_p – экваториальный и полярный моменты сопротивления поперечного сечения барабана.

При сдвоенном полиспасте, когда на барабан навиваются две ветви каната в уравнения (18.10 и 18.12) необходимо подставить:

$$M_{из} \approx \frac{2SL}{4} = \frac{SL}{2} \quad \text{и} \quad M_{кр} = \frac{2SD}{2} = SD. \quad (18.13 \text{ и } 18.14)$$

Результирующее напряжение в стенке барабана определится

как:
$$\sigma_{сумм} = \sqrt{(\sigma_{из} + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2}. \quad (18.15)$$

19. ЗАКРЕПЛЕНИЕ КОНЦА КАНАТА НА БАРАБАНЕ

Узел крепления каната на барабане должен быть надежным, доступным для осмотра, удобным для замены каната и достаточно простым. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Существует достаточно много различных конструкций узлов крепления каната на барабане.

На рис. 19.1 показано крепление конца каната с помощью двух нажимных болтов и планки. С целью разгрузить нажимные болты от напряжений среза на планке выполнен Г-образный упор. Канавка на планке для лучшего закрепления каната выполняется либо треугольной, либо трапециевидной. В некоторых случаях для большей надежности на барабане делают по два диаметрально расположенных таких узлов крепления.

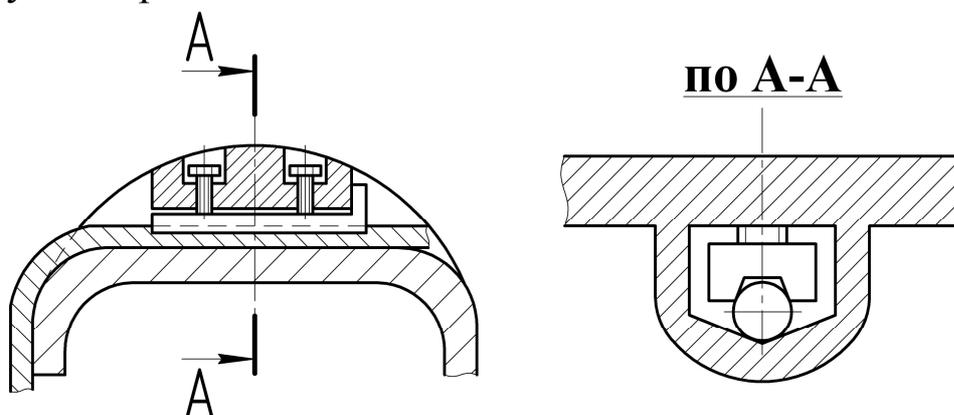


Рис. 19.1

Надежным является крепление конца каната на барабане клиновым зажимом (рис. 19.2).

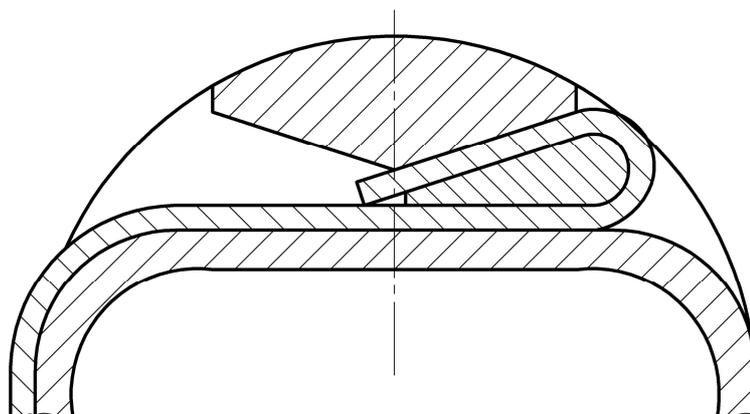


Рис. 19.2

Наибольшее применение имеет крепление каната планками, прижимающими канат к барабану (рис. 19.3).

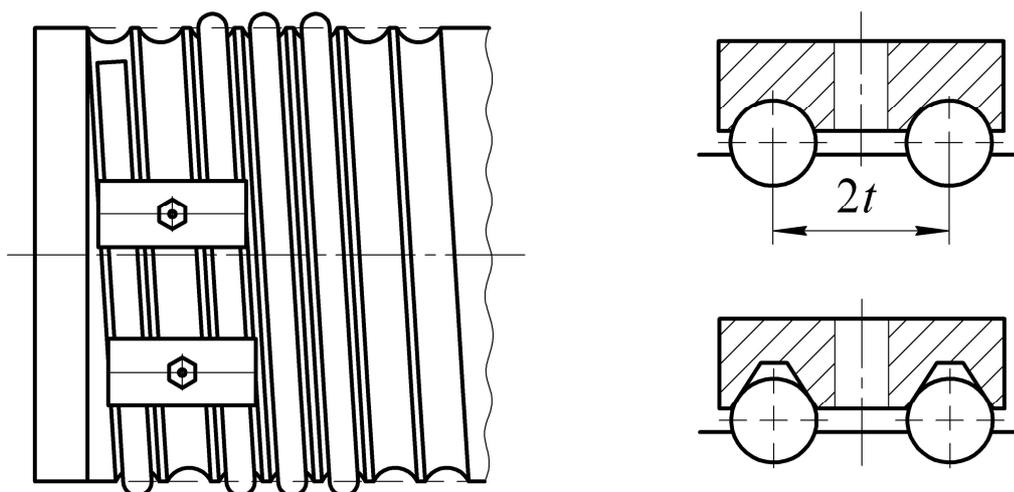


Рис.19.3

В этом случае при навивке канат из крайней канавки на барабане сразу переводят через одну канавку в третью, для чего частично срезают (вырубают) гребешки нарезки, разделяющие канавки. При этом среднюю канавку используют для установки крепежных болтов. Каждая прижимная планка прижимает канат к барабану при помощи одного болта. Независимо от расчета одноболтовых планок, согласно Правилам Ростехнадзора их устанавливают не менее двух. Если планки двухболтовые (рис. 19.4), то их устанавливают по одной для канатов диаметром не более 31мм и по две планки при больших диаметрах каната.

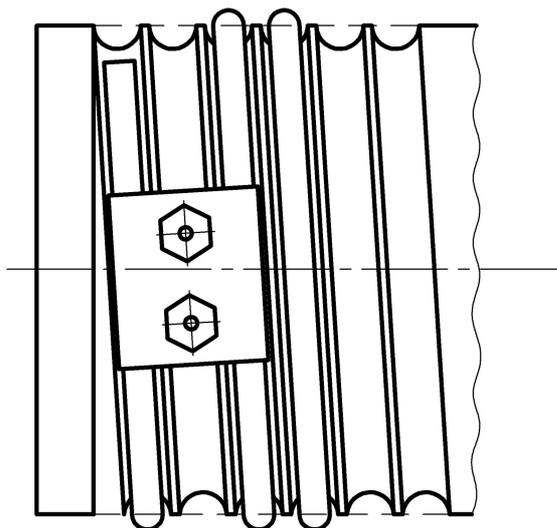


Рис. 19.4

Как отмечалось выше в (17.3) на барабане должно быть не менее полутора дополнительных витков, уменьшающих натяжение каната в месте его крепления к барабану. Усилие натяжения каната

перед прижимной планкой
$$S_{\text{едддд}} = \frac{S_{\text{max}}}{e^{f\alpha}}, \quad (19.1)$$

где S_{max} – максимальное рабочее натяжение каната;

f – коэффициент трения между канатом и барабаном, принимаемый по минимальному значению $f_{\text{min}} = 0,1$;

$\alpha = 3\pi$ – угол обхвата барабана неприкосновенными витками каната.

Знаменатель выражения (19.1) при указанных выше значениях f и α равен $e^{f\alpha} = 2,56$, т.е. неприкосновенные витки уменьшают натяжение каната в месте крепления более чем в два раза.

Раздел V. ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Для грузоподъемных установок общего назначения грузозахватным приспособлением служат крюки и скобы (петли), к которым груз подвешивается с помощью канатных или цепных стропов.

Материалом для всех видов крюков и скоб служит сталь 20 (или 20Г), из которой они отковываются или штампуются. При современном уровне развития дефектоскопии стальных изделий расширяется производство литых крюков, особенно крюков большой грузоподъемности. После всех видов обработки крюки и скобы подвергаются тщательному отжигу для снятия внутренних напряжений.

Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается треугольная или трапециевидная резьба.

20. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ ОДНОРОГИХ КРЮКОВ

Форма и конструкция крюков выбирается так, чтобы обеспечить его минимальные размеры и вес при достаточной и притом одинаковой прочности во всех сечениях. Чаще всего крюки имеют трапециевидное поперечное сечение, причем большая сторона трапеции лежит на внутреннем очертании крюка (рис. 20.1). После изготовления крюк испытывают на прочность под нагрузкой, превышающей его номинальную грузоподъемность на 25%. При испытании крюк выдерживают под нагрузкой не менее 10 мин, после снятия нагрузки на крюке не должно быть трещин, надрывов, остаточных деформаций. Заварка или заделка дефектов крюка не допускается.

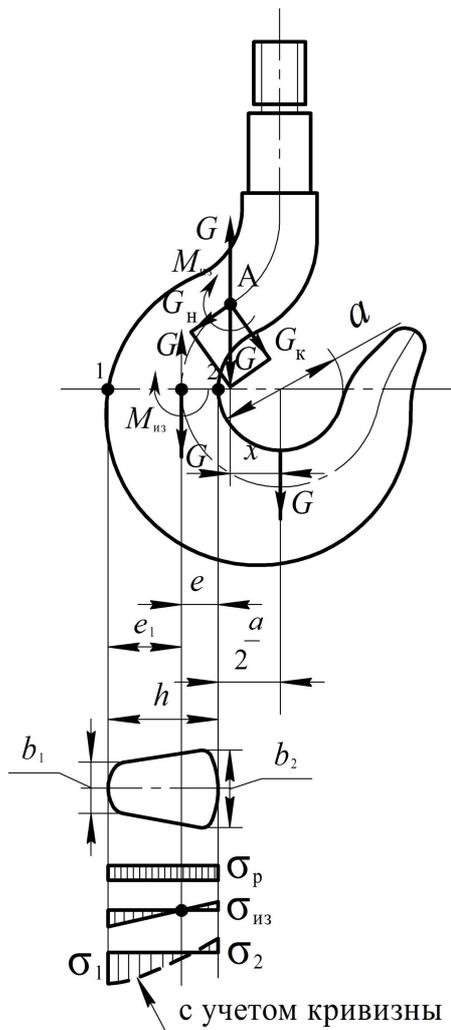


Рис. 20.1

В расчете крюка наибольшую сложность представляет определение прочностных размеров изогнутой его части.

В произвольном сечении А-А прикладываем в центре тяжести сечения две силы G , уравнивающие друг друга. Момент, образованный весом груза G и действующий в сечении А-А

$$M_{\text{из}} = Gx. \quad (20.1)$$

Силу G раскладываем на нормальную G_n и касательную к сечению G_k составляющие, т.е. приведенное напряжение в сечениях изогнутой части крюка складывается в общем случае из напряжений изгиба, растяжения и среза.

Наиболее опасным представляется сечение 1-2, для которого изгибающий момент имеет максимальную величину

$$M_{\text{из}} = G\left(\frac{a}{2} + e\right), \quad (20.2)$$

где a – диаметр зева крюка;

e – координата центра тяжести сечения.

Поскольку сечение 1-2 расположено горизонтально, то сила G ориентирована к нему перпендикулярно, а следовательно, нормальная и касательная составляющие $G_n = G$ и $G_k = 0$. Это свидетельствует о том, что в сечении 1-2 возникают только напряжения изгиба $\sigma_{\text{из}}$ и напряжения растяжения σ_p .

Грузовые крюки по своей форме относятся к криволинейным стержням большой кривизны, вследствие чего расчет напряжений в его сечениях нужно производить с учетом кривизны. Но формулы для расчета криволинейных стержней более удобны для проверки напряжений в сечениях крюка с принятыми размерами, чем для определения прочностных размеров крюка.

А потому, когда проектируют новые крюки, то определяют сначала его размеры не учитывая кривизны, а затем производят проверку прочности при полученных размерах с учетом кривизны.

Наибольшие напряжения, возникающие в сечении 1-2, будут в крайних волокнах 1 и 2. Определение их без учета кривизны производится по формулам (20.3 и 20.4):

$$\sigma_1 = \sigma'_{\text{из}} - \sigma_p = \frac{M_{\text{из}}}{W_1} - \frac{G}{F} = \frac{G\left(\frac{a}{2} + e\right)}{\frac{I}{e_1}} - \frac{G}{F}, \quad (20.3)$$

$$\sigma_2 = \sigma''_{\text{из}} + \sigma_p = \frac{M_{\text{из}}}{W_2} + \frac{G}{F} = \frac{G(\frac{a}{2} + e)}{\frac{I}{e}} + \frac{G}{F}, \quad (20.4)$$

где $\sigma'_{\text{из}}$ и $\sigma''_{\text{из}}$ – напряжения изгиба в волокнах 1 и 2;

σ_p -напряжения растяжения;

I – момент инерции сечения;

F – площадь сечения;

W_1 W_2 – моменты сопротивления сечения для волокон 1 и 2.

Для лучшего использования механических свойств материала желательно, чтобы напряжения σ_1 и σ_2 были одинаковы по абсолютной величине.

Симметричные сечения (прямоугольник, круг, эллипс), у которых размеры $e = e_1 = h/2$, будут всегда давать результат $\sigma_2 > \sigma_1$.

Для обеспечения условия $\sigma_2 \approx \sigma_1$ наиболее удобно использовать сечения, имеющие форму трапеции (рис.20.2) у которых $e < e_1$.

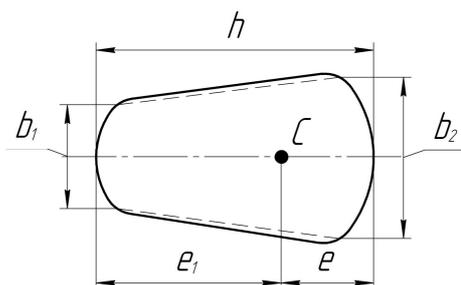


Рис. 20.2

Рациональные соотношения размеров трапеции, принятые для однорогих крюков: $b_2/b_1 = 2 \div 2,5$; $h/b_2 \approx 1,5 \div 1,6$.

Трапециевидное сечение с закругленными краями при инженерных расчетах можно заменить сечением в виде равнобедренной трапеции с основаниями b_2 и b_1 и высотой h . При этом расстояние от центра тяжести сечения до большего основания считают равным:

$$e = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3}. \quad (20.5)$$

Изгибающий момент, действующий в сечении 1-2, считается отрицательным, т.к. он уменьшает кривизну бруса.

В отличие от прямого бруса, в котором при изгибе имеет место линейный закон распределения нормальных напряжений и нейтральная линия проходит через центр тяжести сечения (пунктир на рис. 20.3), в кривом бруске нормальные напряжения меняются по гиперболическому закону и нейтральная линия смещается относительно центра тяжести сечения на величину z_0 .

Согласно теории изгиба кривого бруса, разработанной Гадוליным и Головиным, нормальные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{S} \cdot \frac{z}{\rho}, \quad (20.6)$$

где $S = Fz_0$ – статический момент площади сечения относительно нейтральной оси;

$z_0 = a/2 + e - r$ – расстояние от центра тяжести сечения до нейтральной оси;

r – радиус кривизны нейтрального слоя, зависящий от формы сечения;

z – расстояние от нейтральной оси до волокна, для которого определяются напряжения;

ρ – радиус кривизны этого волокна.

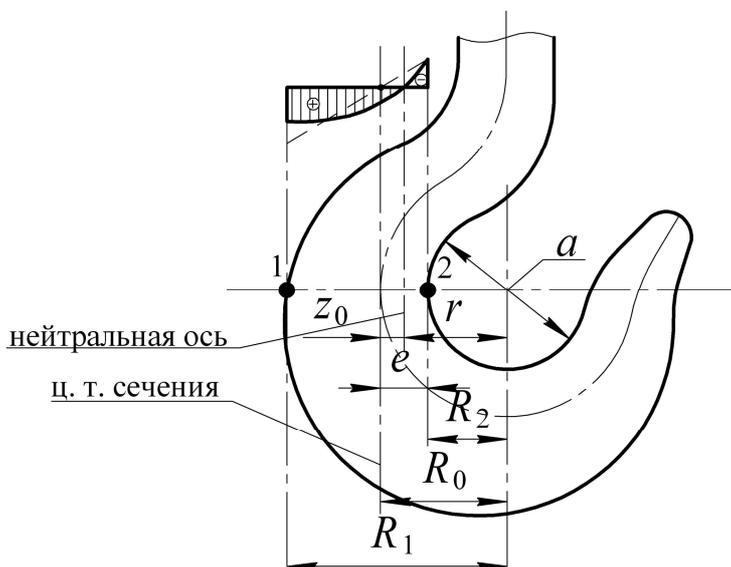


Рис. 20.3

Так как крайние волокна 1 и 2 наиболее нагружены, то для них полные напряжения (соответственно сжатия и растяжения) с учетом силы G определяются, как:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{G}{F} + \frac{M_{\text{из}}}{S} \cdot \frac{z_1}{R_1}, \quad (20.7)$$

$$\sigma_p = \frac{G}{F} - \frac{M_{из}}{S} \cdot \frac{z_2}{R_2}, \quad (20.8)$$

где $R_1 = a/2 + h$; $R_2 = a/2 -$ радиусы кривизны наиболее удаленных от нейтральной оси волокна;

$z_1 = h - e + z_0$; $z_2 = e - z_0$ – расстояния от этих волокон до нейтральной оси.

Радиус кривизны нейтрального слоя r для трапециевидного сечения находится по выражению:

$$r = \frac{0,5(b_1 + b_2)h}{\left[b_1 + \frac{R_1}{h}(b_2 - b_1) \right] \ln \frac{R_1}{R_2} - (b_2 - b_1)}, \quad (20.9)$$

а для круглого сечения диаметром d :

$$r = \frac{d^2}{4(2R_0 - \sqrt{4R_0^2 - d^2})}. \quad (20.10)$$

Теорию изгиба кривого бруса целесообразно применять при значениях $R_0/h \leq 5$; при $R_0/h > 5$ расстояние между центром тяжести сечения и нейтральной осью становится настолько малым, что вполне допустимо рассчитывать деталь по теории изгиба прямого бруса.

Следует иметь в виду, что для крюков R_0/h всегда меньше 5.

21. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ ДВУРОГИХ КРЮКОВ

Двурогие крюки применяются при подъеме и перемещению длинномерных грузов (балки, рельсы, металлопрокат и т.п.). Размеры крюков выбирают по таблицам стандартов применительно к роду привода и заданной грузоподъемности. Поэтому расчет крюков обычно сводят к определению напряжений в опасных сечениях изогнутой части крюка. Ширина зева у двурогих крюков меньше, чем у однорогих такой же грузоподъемности. Размеры цилиндрической части и резьбы незначительно отклоняются от соответствующих размеров однорогих крюков. Груз подвешивается на стропах, угол между которыми 2γ не должен превышать $90 \div 120^\circ$.

При весе груза G усилие вдоль ветви стропа G_1 (см. рис. 21.1) будет:

$$G_1 = \frac{G}{2\cos\gamma}. \quad (21.1)$$

Несимметричность подвески а также возможная неравномерность распределения веса груза между рогами крюка учитывается коэффициентом $c \approx 1,2$, а потому

$$G_1 = c \frac{G}{2\cos\gamma} \approx 1,2 \frac{G}{2\cos\gamma}. \quad (21.2)$$

В свою очередь усилие G_1 может быть разложено на составляющие:

$$G_2 = G_1 \sin\gamma; \quad (21.3)$$

$$G_3 = G_1 \cos\gamma. \quad (21.4)$$

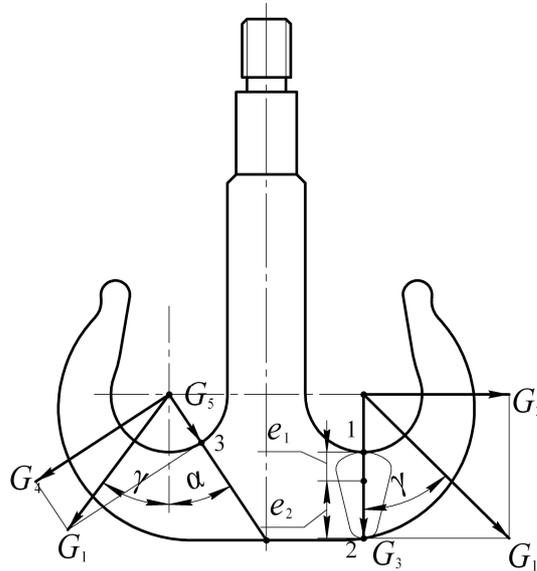


Рис. 21.1

Составляющая G_3 вызывает напряжения среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{G_3}{F}, \quad (21.5)$$

где F – площадь опасного сечения (т.е. сечения 1-2).

Составляющая G_2 вызывает в сечении 1-2 напряжение растяжения σ_p и напряжение изгиба $\sigma_{\text{из}}$, т.к. в сечении 1-2 действует момент :

$$M_{\text{из}} = -G_2 \left(\frac{a}{2} + e_1 \right). \quad (21.6)$$

С учетом кривизны крюка напряжения в крайних волокнах определится:

$$\sigma_y = \sigma_p + \sigma_{из} = \frac{G_2}{F} + \frac{M_{из}}{Fr} + \frac{M_{из}}{Frk} \cdot \frac{z}{\rho}, \quad (21.7)$$

где r – радиус кривизны центральной оси крюка у рассматриваемого сечения;

k – коэффициент, зависящий от формы сечения и его кривизны;

z – расстояние от нейтральной оси до волокна для которого определяются напряжения;

ρ – радиус кривизны этого волокна.

Подставив (21.6) в (21.7) получим:

$$\sigma_y = \frac{G_2}{F} + \frac{-G_2(\frac{a}{2} + e_1)}{Fr} + \frac{-G_2(\frac{a}{2} + e_1)}{Frk} \cdot \frac{z}{\rho}, \quad (21.8)$$

а т.к. $r \approx \frac{a}{2} + e_1$, то подставив r в (21.8) получим:

$$\sigma_y = -\frac{G_2}{Fk} \cdot \frac{z}{\rho}, \quad (21.9)$$

Поскольку усилия в стропах действуют наклонно, необходимо проверить прочность сечения 3-4, приняв наибольший угол $2\gamma = 120^\circ$. Расчет практически ничем не отличается от предыдущего, только силу G_1 раскладываем на составляющие G_4 – нормальную и G_5 – касательную к данному сечению:

$$G_4 = G_1 \sin(\alpha + \gamma); \quad \text{и} \quad G_5 = G_1 \cos(\alpha + \gamma). \quad (21.10 \text{ и } 21.11)$$

В практике эксплуатации кранов запрещается подвешивать груз только на один рог двурогого крюка, однако этот случай вполне возможен в каких-то экстремальных обстоятельствах. Предположим, что половинный груз подвешен на один рог (рис. 21.2).

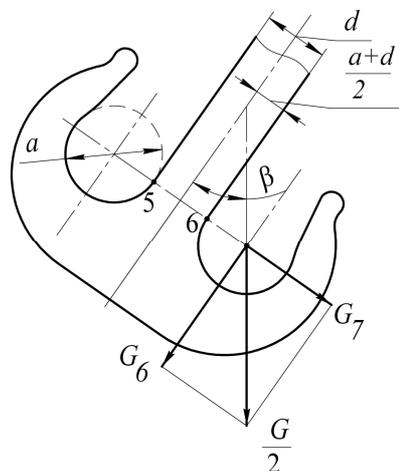


Рис. 21.2

В этом случае перегружен будет основной стержень крюка. Наиболее опасным будет сечение 5-6 по отношению к которому нормальная G_6 и касательная G_7 составляющие веса груза будут равны:

$$G_6 = \frac{G}{2} \cos\beta; \quad G_7 = \frac{G}{2} \sin\beta. \quad (21.12 \text{ и } 21.14)$$

В сечении 5-6 действуют напряжения:

растяжения $\sigma_p = \frac{G_6}{F}, \quad (21.15)$

среза (т.е. касательные) $\tau_{ср} = \frac{G_7}{F}, \quad (21.16)$

а также напряжения изгиба $\sigma_{из}$, вызванные изгибающим моментом

$$M_{из} = -G_6 \left(\frac{a+d}{2} \right). \quad (21.17)$$

Следовательно, приведенные напряжения, действующие в сечении 5-6, будут определяться по формуле:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{из})^2 + 3\tau_{ср}^2}. \quad (21.18)$$

22. ГЛУХИЕ ГРУЗОВЫЕ СКОБЫ

В установках, грузоподъемность которых превышает 100 т. для соединения с грузом могут применяться скобы (петли), поскольку они легче крюков такой же грузоподъемности (рис 22.1).

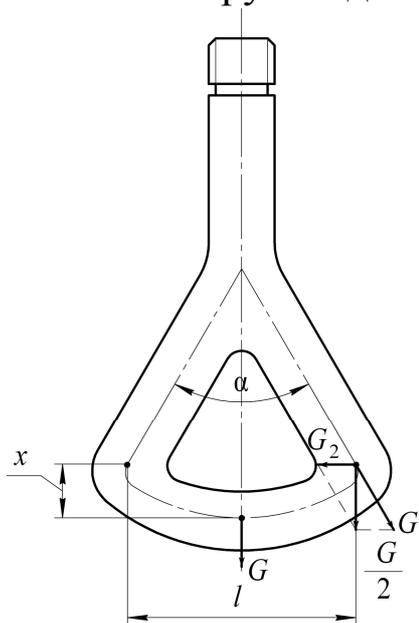


Рис.22.1

Грузовые скобы бывают глухие и шарнирные. На рис. 22.1 представлена глухая грузовая скоба.

Недостаток грузовых скоб состоит в том, что стропы для подвешивания груза надо пропускать через замкнутое отверстие (у крюков их зев разомкнут). Глухие скобы отковываются из одного куска металла (из стали 20, как и крюки).

Согласно исследованиям, изгибающий момент в середине поперечины составляет примерно:

$$M_1 \approx \frac{Gl}{6}, \quad (22.1)$$

где G - вес груза;

α - угол наклона между боковинами;

l - длина пролета поперечины, измеряемая по нейтральной линии сечения.

Знак примерного равенства нами использован потому, что поперечина скобы составляет одно жесткое целое с боковыми частями и, работая на изгиб, она вызывает также изгиб боковин. В связи с этим все места переходов в скобе должны быть выполнены плавно, без острых углов.

Изгибающий момент в месте перехода боковых частей в поперечину составляет:

$$M_2 \approx \frac{Gl}{13}. \quad (22.2)$$

Растягивающее усилие G_1 в боковых частях скобы:

$$G_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (22.3)$$

Наибольшее напряжение в поперечине скобы может быть определено по формуле:

$$\sigma = \frac{M_{\text{из}}}{W} + \frac{G_2}{F}, \quad (22.4)$$

где $M_{\text{из}} \approx \frac{Gl}{6} + G_2 x$ - суммарный изгибающий момент;

$G_2 = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ - сжимающая поперечину сила;

W - момент сопротивления сечения;

F - площадь сечения поперечины.

23. ШАРНИРНЫЕ ГРУЗОВЫЕ СКОБЫ

Изготовление глухих скоб встречает ряд технологических трудностей. Поэтому для работы с тяжелыми грузами чаще всего используются составные шарнирные скобы. Трехшарнирная грузовая скоба представлена на рис. 23.1.

Напряжение в каждой из четырех боковин трехшарнирных скоб равно:

$$\sigma_p = \frac{G_1}{F} = \frac{G}{4F \cos \frac{\alpha}{2}} \leq [\sigma]_p \quad (23.1)$$

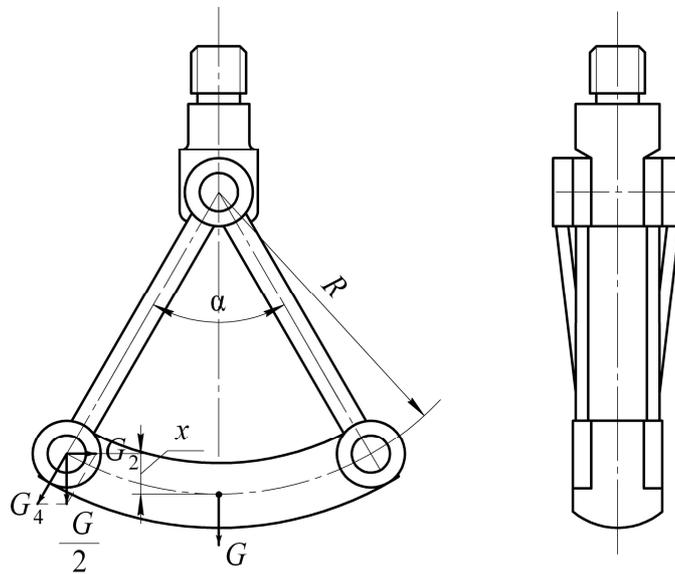


Рис.23.1

Напряжения в поперечине скобы определяются как напряжения бруса с криволинейной осью:

$$\sigma = \frac{G_2}{F} + \frac{M_{из}}{FR} + \frac{M_{из}}{FRk} \cdot \frac{z}{\rho}, \quad (23.2)$$

где $M_{из} = \frac{Gl}{4} + G_2x$ – изгибающий момент, действующий в среднем сечении поперечины;

$G_2 = \frac{G}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ – сила, сжимающая поперечину;

F – площадь среднего сечения поперечины;

z – расстояние от нейтральной оси до наиболее нагруженного волокна;

ρ – радиус кривизны этого волокна.

Проушина боковины рассчитывается по формуле Лямэ:

$$\sigma_p = \frac{p(D^2 + d^2)}{D^2 - d^2}, \quad (23.3)$$

где $p = \frac{G_1}{bd} = \frac{G}{4bd \cos \frac{\alpha}{2}}$ – удельное давление в проушине;

b – толщина проушины.

24. ВИДЫ И УСТРОЙСТВО КРЮКОВЫХ ПОДВЕСОК

При подвеске груза на нескольких ветвях каната конструкция соединения крюка с гибким органом включает в себя блоки, их оси и элементы для передачи нагрузки отвеса груза и крюка на оси блоков. Различают два типа крюковых подвесок: нормальные (рис. 24.1) и укороченные (рис. 24.2).

При использовании нормальных крюковых подвесок траверса, на которой закреплен крюк, соединена с осью канатных блоков щеками, изготовленными из листовой стали и усиленными серьгами, изготовленными из полосовой стали Ст.3.

В укороченных подвесках блоки размещаются на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная крюковая подвеска позволяет осуществить подъем груза на несколько большую высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста.

Траверса нормальной подвески имеет на концах цапфы, через которые передается нагрузка от веса груза на крюке на щеки и серьги, которые, в свою очередь, передают нагрузки на ось канатных блоков. Хвостовик крюка проходит через отверстие в траверсе и закрепляется гайкой, опирающейся на сферическую шайбу (при грузоподъемности до 3,2 т) либо на упорный шарикоподшипник (при грузоподъемности свыше 3,2 т). Отверстие в траверсе делается на 2÷5 мм больше хвостовика крюка.

Для предохранения от выскакивания каната из ручьев блоки крюковой подвески должны быть защищены кожухом, изготовленным из листовой стали толщиной не менее 3мм. Радиальный зазор между ребрами блока и кожухом не должен превышать 0,3 диаметра каната.

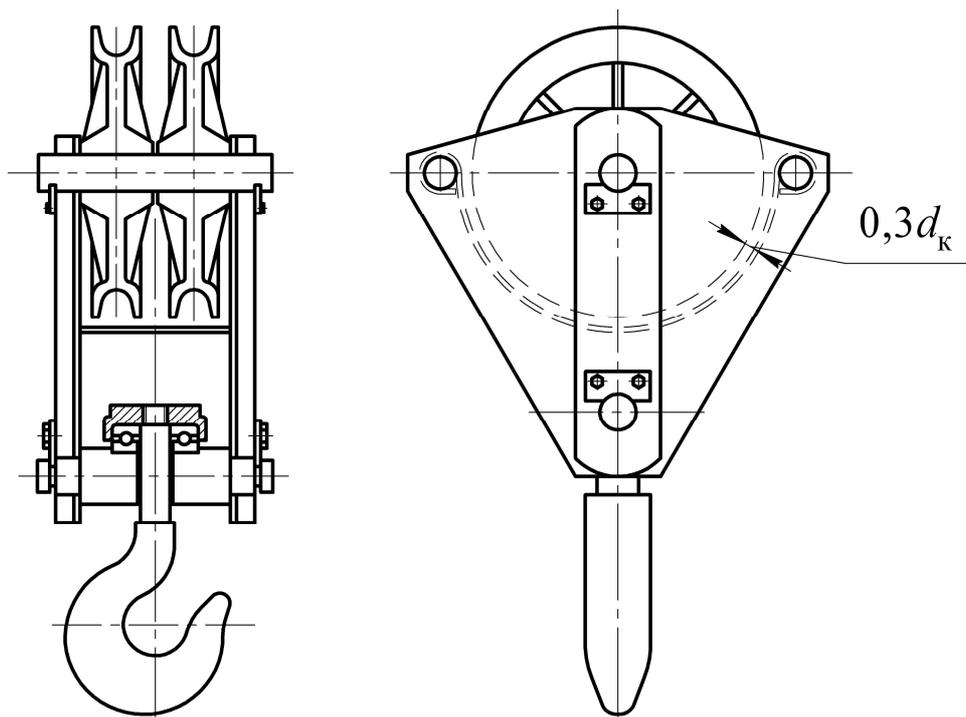


Рис. 24.1

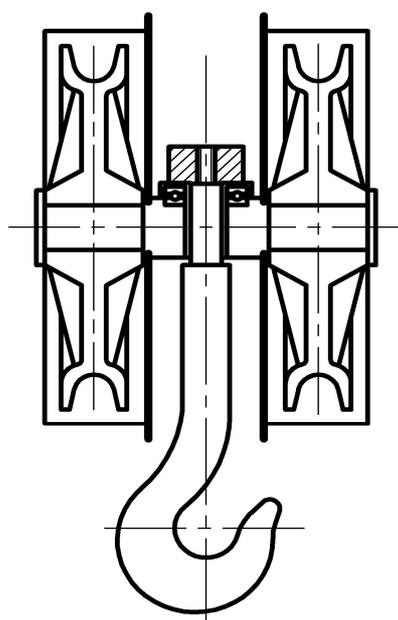


Рис. 24.2

Для обеспечения легкого поворота нагруженного крюка или скобы при подъеме грузов массой свыше 3,2 т применяются упорные шариковые подшипники. Наилучшим является подшипник со сферической опорой и подкладной шайбой (рис. 24.3).

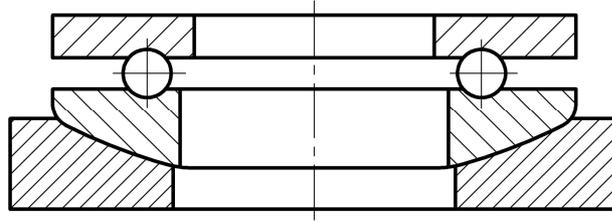


Рис. 24.3

Выточка в траверсе для подкладной шайбы делается глубиной от 3 до 10мм. Защита подшипника от пыли и влаги может быть выполнена в виде штампованного кожуха, устанавливаемого под гайку, либо нижний торец гайки делается с кольцевым буртиком (юбкой), охватывающими подшипник.

Во избежание самопроизвольного отвинчивания гайка должна быть зафиксирована стопорной планкой, закрепленной на гайке двумя болтами и входящей в паз на хвостовике крюка. Согласно Правилам Ростехнадзора стопорение гаек посредством штифтов, шплинтов, или стопорных болтов запрещено.

25. РАСЧЕТ НОРМАЛЬНОЙ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

Наиболее нагруженными частями нормальной подвески являются траверса, серьги и ось блоков.

Траверса отковывается из сталей 40, 45 или Ст4. Цапфы траверсы по концам имеют кольцевые проточки для размещения в них стопорных планок. Они не только препятствуют осевому перемещению траверсы, но и дают ей возможность свободно поворачиваться относительно горизонтальной оси (рис.25.1).

В среднем сечении траверсы действует изгибающий момент:

$$M_{\text{из}} \approx \frac{Gl_0}{4}. \quad (25.1)$$

Знак «приблизительно равно» использован в записи (25.1) из-за того, что нагрузка G не является сосредоточенной, а распределенной (правда неизвестно как).

Размер по центрам серег l_0 определяется размером l - расстоянием между щеками подвески в свету. При одном блоке в крюковой подвеске размер l определяется диаметром упорного подшипника $D_{\text{подш}}$: $l > D_{\text{подш}}$. При нескольких блоках размер l должен быть увязан с длиной ступиц блоков и их числом.

$$l_0 = l + 2\delta_1 + 2\frac{\delta}{2}. \quad (25.2)$$

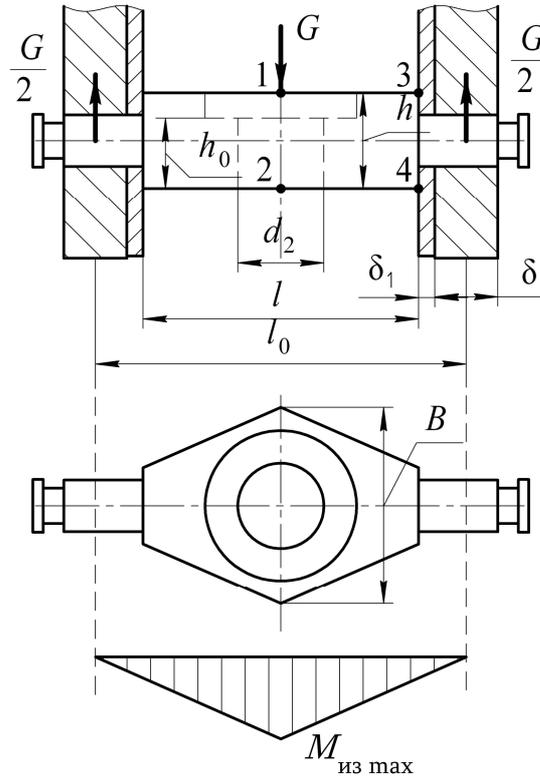


Рис. 25.1

Ширина траверсы B также определяется диаметром подшипника $D_{\text{подш}}$. Упорные шариковые подшипники проверяются не по работоспособности, а по допускаемой статической нагрузке, принимаемой на 25% больше номинальной.

Напряжения в сечении 1-2 траверсы:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{\frac{Gl_0}{4}}{\frac{(B-d_2)h_0^2}{6}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Gl_0}{(B-d_2)h_0^2} \leq [\sigma]_{\text{из}} \quad (25.3)$$

Для сечения 3-4 по цапфе траверсы величина изгибающего момента составляет:

$$M_{\text{из}} = \frac{G}{2} \left(\frac{\delta}{2} + \delta_1 \right), \quad (25.4)$$

где δ – толщина серьги;
 δ_1 – толщина щеки.

Тогда изгибные напряжения в опасном для цапфы сечении:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{G}{2} \frac{\left(\frac{\delta}{2} + \delta_1\right)}{0,1d_{\text{ц}}^3}. \quad (25.5)$$

Кроме того, поверхность контакта цапф траверсы с серьгами проверяются на удельное давление:

$$p = \frac{G}{2d_{\text{ц}}\delta} \leq [p]_{\text{доп}}, \quad (25.6)$$

где $[p]_{\text{доп}}$ – допустимое удельное давление. $[p]_{\text{доп}} = 30 - 35$ МПа.

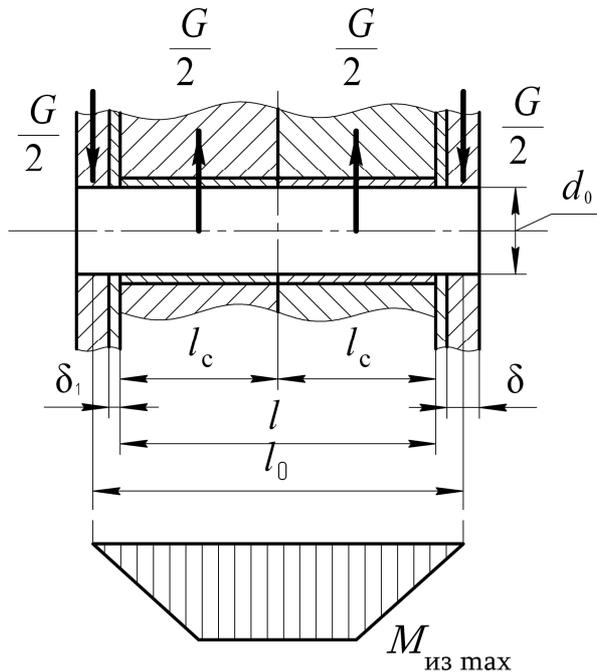


Рис. 25.2

Ось блоков (рис. 25.2) рассчитывается на изгиб, причем давление блоков на ось считают как действие сосредоточенных сил, изгибающий момент от которых:

$$M'_{\text{из max}} = \frac{G}{2} \left(\frac{l_0}{2} - \frac{l_c}{2} \right), \quad (25.7)$$

где l_c – длина ступиц блоков.

При блоках на опорах скольжения диаметр оси и принятая длина ступиц проверяется на удельное давление ($[p]_{\text{доп}} = 5,0$ или $12,5$ МПа, соответственно для чугунных и бронзовых опор).

$$p' = \frac{z}{d_o l_c} \leq [p]'_{\text{доп}}, \quad (25.8)$$

При блоках на подшипниках качения подшипники выбираются по диаметру оси при допустимой статической радиальной нагрузке, принимаемой на 25% больше номинальной. Расчетная их долговечность берется не менее 5000 час.

Серьги подвески (рис. 25.3) рассчитываются на растяжение в ослабленных сечениях (5-6 и 7-8). Ширина серьги b во избежание больших концентраций напряжений принимается $b \approx 2d_{\text{отв}}$.

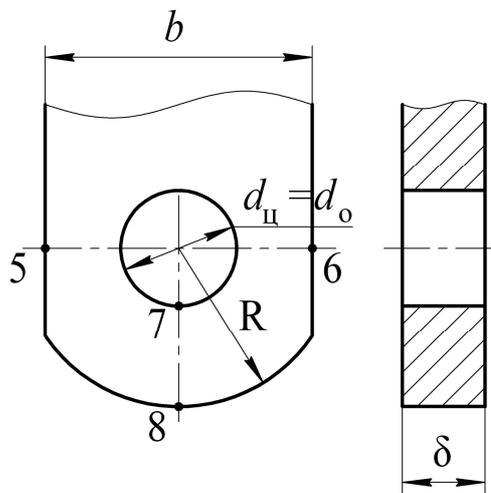


Рис. 25.3

По конструктивным и технологическим соображениям желательно иметь одинаковые отверстия в серьге под цапфу и ось $d_{\text{ц}} = d_{\text{о}} = d_{\text{отв}}$.

Напряжения растяжения в сечении 5-6:

$$\sigma_p = \frac{\frac{G}{2}}{(b - d_o)\delta}. \quad (25.9)$$

Расчет сечения 7-8 производится по формулам Лямэ. Удельное давление в отверстии было определено по (25.6). Тогда напряжение на внутренней поверхности (точка 7) найдем как:

$$\sigma_7 = \frac{p \left[(2R)^2 + d_o^2 \right]}{(2R)^2 - d_o^2}, \quad (25.10)$$

а напряжение на наружной поверхности (точка 8) :

$$\sigma_8 = \frac{p \cdot 2d_0^2}{(2R)^2 - d_0^2}. \quad (25.11)$$

Наибольшим будет напряжение на внутренней поверхности. Подставив в (25.10) уравнение (25.6) получим:

$$\sigma_7 = \frac{G(4R^2 + d_0^2)}{2d_0\delta[(2R)^2 - d_0^2]}. \quad (25.12)$$

Если в (25.12) приравнять $\sigma_7 = [\sigma]_p$, то отсюда можно найти минимально необходимую толщину серьги:

$$\delta = \frac{G(4R^2 + d_0^2)}{2d_0[\sigma]_p(2R)^2 - d_0^2}. \quad (25.13)$$

Для обеспечения прочности серьги радиус R принимают обычно равным:

$$R \approx (0,6 \div 0,65)b. \quad (25.14)$$

26. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА УКРОЧЕННОЙ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ

В укороченных крюковых подвесках цапфы траверсы крюка одновременно являются осями канатных блоков (рис. 26.1).

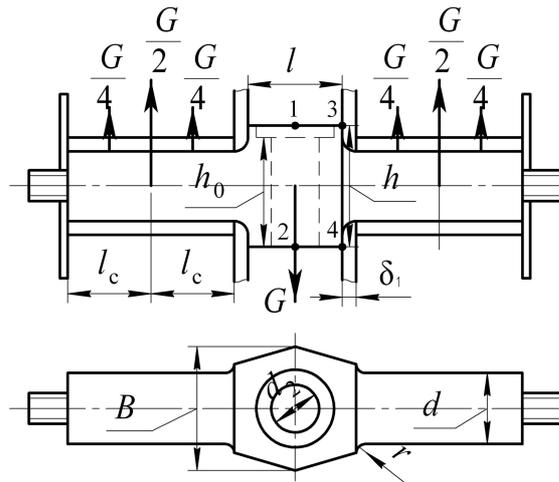


Рис. 26.1

Поскольку кратность полиспаста i_n в укороченной подвеске может быть только четной, то при любом количестве блоков равно-

действующие натяжения канатов $G/2$ прикладываются к середине каждой цапфы. В нашем случае (рис. 26.1) подвеска принята с четырьмя блоками (по два на каждой цапфе) и расстояние между равнодействующими $G/2$ подсчитывается как:

$$l_o = l + 2l_c + 2\delta_1), \quad (26.1)$$

где l_c – длина ступиц блоков;
 δ_1 – толщина щеки кожуха.

В общем случае:
$$l_o = l + \frac{i_{\Pi}}{2} l_c + 2\delta_1), \quad (26.2)$$

Изгибающий момент, действующий в среднем сечении траверсы:

$$M_{\text{из max}} = \frac{Gl_o}{4}. \quad (26.3)$$

Следовательно, напряжение в сечении 1-2 траверсы:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W} = \frac{\frac{Gl_o}{4}}{\frac{(B-d_2)h_o^2}{6}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Gl_o}{(B-d_2)h_o^2}, \quad (26.4)$$

где W – момент сопротивления сечения 1-2, ослабленного отверстием d_2 под хвостовик крюка.

Другим опасным сечением является переход цапфы к телу траверсы. Во избежание концентрации напряжений переход выполняется по радиусу, численно равным толщине щеки, т.е.: $r = \delta_1$.

В сечении 3-4 изгибающий момент равен:

$$M_{\text{из}} = \frac{G}{2} \cdot \frac{l_o - l}{2} \quad (26.5)$$

и напряжения изгиба:
$$\sigma = \frac{M}{W'} = \frac{G(l_o - l)}{4 \cdot 0,1d^3}. \quad (26.6)$$

Поскольку, как отмечалось ранее, цапфы являются осями блоков, то для изготовления траверсы используются Ст 5, 6, 40 или 45, для которых $[\sigma]_{\text{из}} = 120 \div 140$ МПа.

27. ВИДЫ И РАСЧЕТ СТРОПОВ

Для захватывания и подвешивания к крюку грузоподъемной установки штучных грузов применяют стропы, которые могут быть цепными и канатными. Безопасность операций по перемещению

груза зависит от прочности стропов и правильного зачаливания ими грузов. Стропы должны накладываться на груз без перекручиваний, с использованием подкладок под острые ребра груза для предохранения от повреждений. Использование стропов из сварных цепей имеет весьма ограниченное применение.

Канатные стропы состоят из отрезков стального проволочного каната укрепленных одним концом на серьге, одеваемой на крюк крана, и имеющих на другом конце крючья для захвата груза (рис. 27.1,а). Их выбирают такой длины, чтобы угол α между наклонной ветвью стропа и вертикалью был не больше 45° , т.к. увеличение угла ведет к увеличению нагрузки на ветвь.

Зачастую стропы выполняются в виде замкнутой кольцевой петли каната, охватывающей поднимаемый груз и надеваемой свободными участками на крюк крана (рис. 27.1,б).

Усилие в каждой ветви стропа при подъеме груза G и числе ветвей m (рис. 24.1,в) может быть определено как:

$$S = \frac{G}{m \cos \alpha}. \quad (27.1)$$

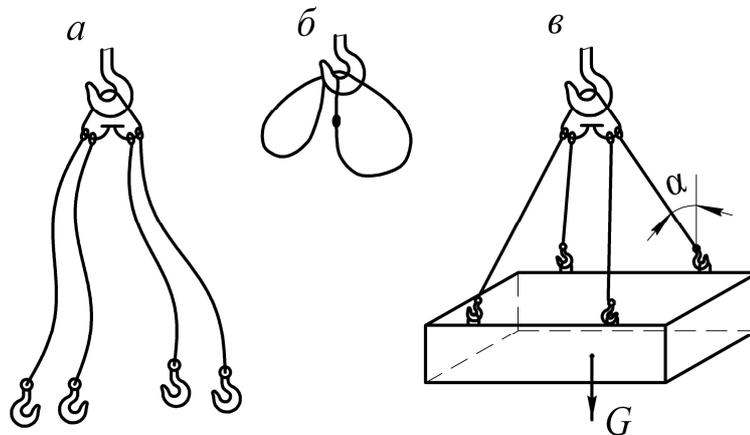


Рис. 27.1

При весе груза G (кН), числе ветвей $m = 4$ и предельном значении угла $\alpha = 45^\circ$ выражение 27.1 примет вид:

$$S = \frac{G}{4 \cos 45^\circ} = 353 \cdot G, (\text{Н}) \quad (27.2)$$

В этом случае условие прочности канатной ветви стропа диаметром d_k будет представлено уравнением:

$$\frac{\pi d_k^2}{4} \frac{\sigma_{\hat{a}}}{k} = 353 \cdot G \quad (27.3)$$

Приняв временное сопротивление разрыву каната стропа $\sigma_B = 1600$ МПа и коэффициент запаса прочности $k = 6$ (для цепных стропов принимается $k = 5$), уравнение (27.3) решим относительно d_k :

$$d_{\hat{e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 353 \cdot k \cdot G}{\pi \sigma_{\hat{a}}}} = \sqrt{\frac{1412 \cdot 6 \cdot G}{3,14 \cdot 1600}} = 1,3 \cdot \sqrt{G}, \text{ мм} \quad (27.4)$$

28. КЛЕЩИ ДЛЯ ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ

Для подъема массовых однотипных грузов (рулоны, бочки, ящики, слитки и т.п.) применяются специальные клещи. Все типы клещей представляют собой рычажные системы, захватывающие или зажимающие груз. В последнем случае суммарная сила трения, возникающая между клещами и грузом, должна быть больше веса груза G , что достигается соответствующим подбором плеч рычажной системы (рис. 28.1).

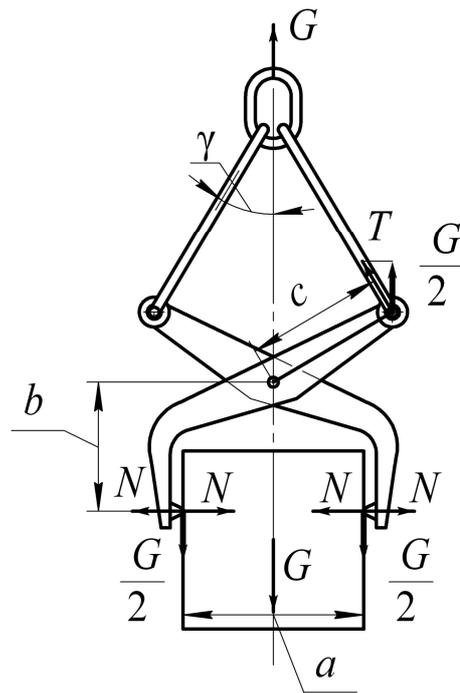


Рис. 28.1

Описанное выше условие запишем в виде равенства силы трения лапы рычага по поверхности груза Nf весу груза, приходящегося на рычаг $G/2$:

$$Nf = \frac{G}{2}, \quad (28.1)$$

где f – коэффициент трения между лапой захвата и грузом, который зависит как от материала груза и лап клещей, так и от состояния соприкасающихся поверхностей.

Из уравнения (28.1) с учетом коэффициента надежности удержания груза $k_H = 1.25 \div 1,5$ получим необходимое нажатие рычагов

с каждой стороны:

$$N = \frac{Gk_H}{2f}. \quad (28.2)$$

Уравнение равновесия рычага запишем в виде суммы моментов относительно оси шарнира:

$$-T \cdot c + N \cdot b - \frac{G}{2} \cdot \frac{a}{2} = 0. \quad (28.3)$$

Подставим в (28.3) силу нажатия N из выражения (28.2) и силу T , направленную вдоль тяги ($T = \frac{G}{2 \cos \gamma}$).

В результате имеем:

$$-\frac{Gc}{2 \cos \gamma} + \frac{Gbk_H}{2f} - \frac{Ga}{4} = 0. \quad (28.4)$$

После упрощения (28.4) получим:

$$\frac{bk_H}{f} - \frac{c}{\cos \gamma} - \frac{a}{2} = 0. \quad (28.5)$$

Уравнение (28.5) можно записать в следующем виде:

$$\frac{bk_H}{f} - \frac{c}{\cos \gamma} = \frac{a}{2}. \quad (28.6)$$

Уравнение (28.6) справедливо только при выбранных для данной конструкции захвата значениях размеров a , b и c .

Следовательно, при проектировании захвата, имея заданный размер груза a , примем для него минимальное значение коэффициента трения $f \leq f_{\min}$ и подберем размеры плеч c , b и угол γ таким образом, чтобы необходимое равенство по условию (28.6) стало удовлетворено. В этом случае надежность работы клещевого захвата будет обеспечена.

29. ЭКСЦЕНТРИКОВЫЕ ЗАХВАТЫ

Эксцентрикковые захваты применяются для подъема и перемещения листовых материалов в вертикальном положении (рис. 29.1).

Захват подвешивается к крюку крана.

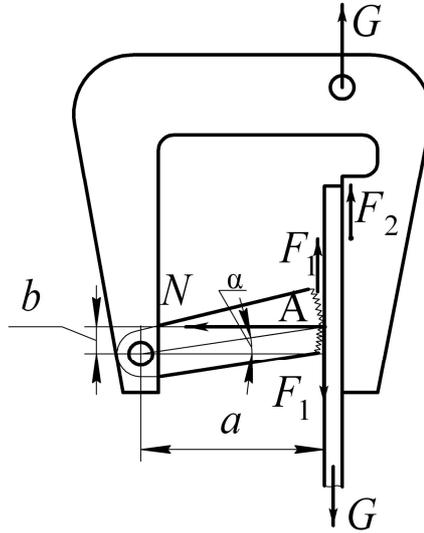


Рис. 29.1

В начале подъема эксцентрик, касающийся листа в точке А, увлекается силой трения вниз под действием веса листа и прижимает лист к упору рамки захвата. Усилие распора N при подъеме листа действует перпендикулярно (нормально) к плоскости листа. Лист удерживается в захвате силами трения между листом и эксцентриком F_1 и между листом и упором рамки F_2 . Эксцентрик проектируется таким образом, чтобы при его повороте, связанным с различной толщиной поднимаемого листа, угол α к точке контакта с листом составлял величину порядка 10° . С уменьшением угла α усилие распора, а значит и сила трения быстро возрастают, что обеспечивает надежное удерживание листа захватом.

Рассматривая условие равновесия эксцентрика как сумму моментов относительно оси его поворота (трением в оси пренебрегаем), составим уравнение:

$$F_1 a - Nb = 0, \quad (29.1)$$

из которого получим соотношение:

$$\frac{F_1}{N} = \frac{b}{a} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (29.2)$$

С одной стороны, из (29.2) имеем: $F_1 = N \operatorname{tg} \alpha$, а с другой стороны, сила трения F_1 равна произведению силы распора N на коэффи-

коэффициент трения f_1 между эксцентриком и листом, т.е. $F_1 = Nf_1$, а сила трения $F_2 = Nf_2$, здесь f_2 – коэффициент трения между листом и упором рамки. $F_1 + F_2 \geq G$

Из равенства правых частей уравнений с F_1 имеем, что

$$\operatorname{tg} \alpha = f_1. \quad (29.3)$$

Равенство (29.3) – это и есть условие захватывания листа эксцентриком.

Условие удержания поднятого листа

$$F_1 + F_2 \geq G, \quad (29.4)$$

Откуда необходимое усилие нажатия эксцентрика (усилие распора):

$$N \geq G(f_1 + f_2). \quad (29.5)$$

Согласно Правилам Ростехнадзора применение фрикционных захватов (эксцентриковый захват по своей сути является фрикционным) для транспортирования взрывчатых и воспламеняющихся веществ, а также сосудов, находящихся под давлением газа или воздуха, не допускается.

30. ПОДЪЕМНЫЕ ЭЛЕКТРОМАГНИТЫ

Для подъема стальных или чугунных изделий, заготовок или болванок находят свое применение подъемные электромагниты постоянного тока. Магниты подвешивают с помощью трех цепей к крюку грузоподъемной установки (рис. 30.1).

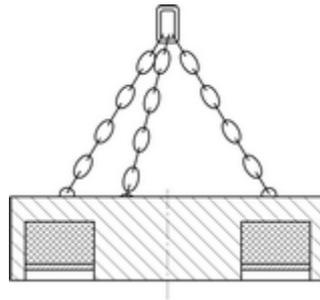


Рис. 30.1

Магниты с помощью гибкого кабеля соединены с источником постоянного тока. Гибкий кабель автоматически наматывается и сматывается со специального кабельного барабана при подъеме и опускании магнита. Магниты имеют стальной литой корпус из малоуглеродистой стали 25Л, обладающей высокой магнитной проницаемостью. Внутри корпуса размещается кольцевая электриче-

ская катушка. Снизу катушка защищена плитами из марганцовистой стали или латуни, обладающими высокой механической прочностью и незначительной магнитной проницаемостью.

Магниты выпускают круглой (тип М) или прямоугольной (тип ПМ) формы.

Следует иметь ввиду, что подъемная сила магнита зависит от типа, формы и степени нагрева груза. Так например, магнит, поднимающий стальную болванку массой 16 т, может поднять только 200кг стальной стружки. А с повышением температуры груза более 200°С подъемная сила электромагнита начинает уменьшаться и при 700°С и выше она становится равной нулю.

В зоне действия грузоподъемного магнита пребывание людей запрещено.

31. ГРЕЙФЕРЫ

Для транспортирования насыпных грузов применяют ковши, бадьи и грейферы. Разгрузка ковшей и бадь производится при раскрытии створок дна, опусканием дна или опрокидыванием. Засыпание груза в ковши и бадьи является трудоемкой операцией, часто требующей специальных приспособлений и применение ручного труда. Операцию зачерпывания (захватывания) насыпного груза можно механизировать, применяя автоматические грузозахватные устройства – грейферы. Грейферы широко используют для работы на угольных складах и др. материалов. По схеме действия различают одноканатные, двухканатные и моторные грейферы.

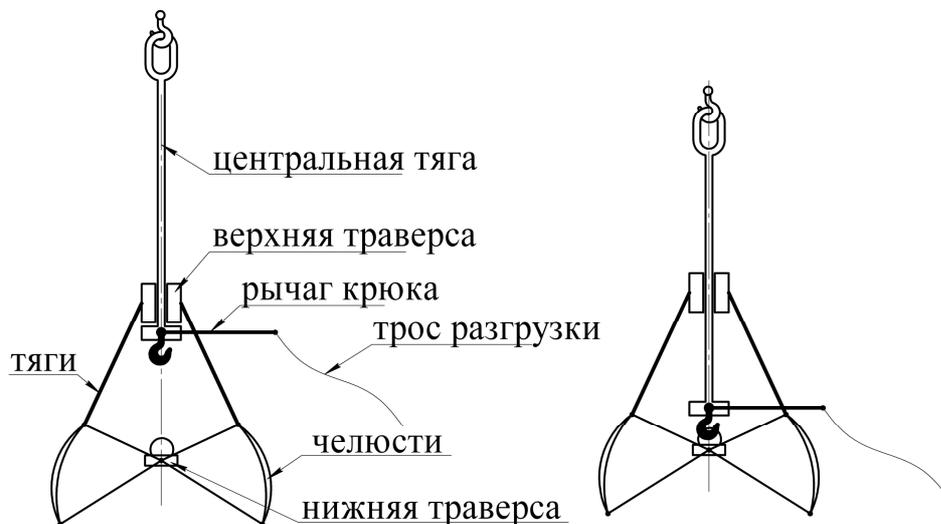


Рис. 31.1

Одноканатный грейфер проушиной центральной тяги подвешивается на крюк грузоподъемного крана. Грейфер в раскрытом состоянии висит на центральной тяге, упираясь верхней траверсой в опору разгрузочного крюка. В таком положении он опускается на штабель насыпного груза. При дальнейшем опускании крюковой подвески крана центральная тяга опускается до нижней траверсы и захватывает ее крюком. Подъем крюковой подвески крана сначала сопровождается подъемом верхней траверсы и смыканием челюстей. После чего начинается совместное движение вверх центральной тяги и всего грейфера. При размещении грейфера над местом разгрузки машинист крана включает лебедку троса разгрузки, который через рычаг выводит крюк из зацепления с проушиной нижней траверсы и грейфер раскрывается.

Двухканатный грейфер подвешивается к двухбарабанной или двум однобарабанным лебедкам на подъемном и замыкающем канатах (рис. 31.2).

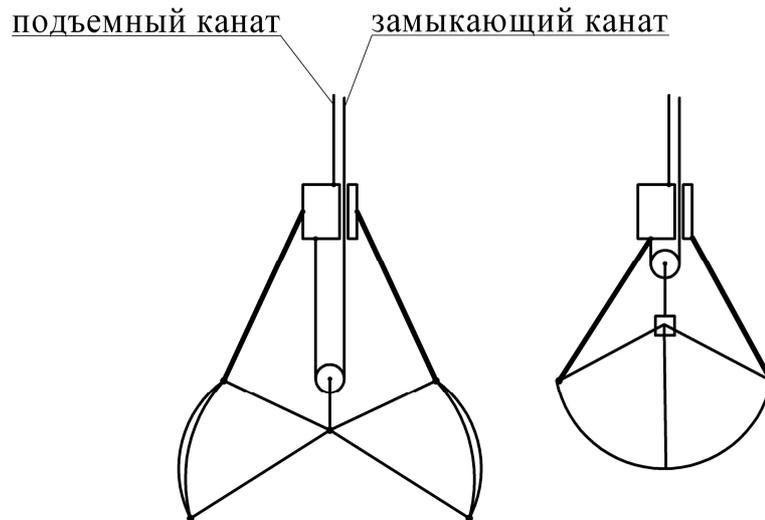


Рис. 31.2

При опускании замыкающего каната и неподвижном подъемном канате челюсти раскрываются под действием собственного веса челюстей, траверсы и материала, находящегося в грейфере и материал высыпается из грейфера. При опускании обоих канатов раскрытый грейфер опускается на материал. Замыкание челюстей грейфера производится натягиванием замыкающего каната при ослабленном подъемном канате. Так как грейфер лежит на материале, то при замыкании челюстей они врезаются в материал, который собирается внутри челюстей.

При подъеме грузеного грейфера подъемный и замыкающий канаты синхронно наматываются на соответствующие барабаны. После переноса грейфера к месту разгрузки замыкающий канат ослабляется, грейфер повисает на подъемном канате, а челюсти раскрываются.

Моторный грейфер подвешен на подъемном канате, присоединенном к верхней траверсе, внизу к которой подвешен электрический тельфер (рис. 31.3).

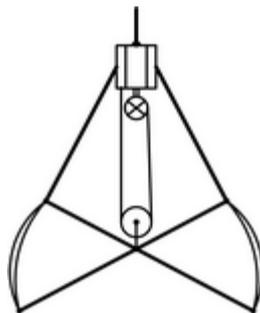


Рис. 31.3

Зачерпывание материала и разгрузка грейфера производятся при включении тельфера на наматывание на барабан или сматывание каната с барабана.

Раздел VI. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

32. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНЫМ УСТРОЙСТВАМ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Рассмотренные ранее роликовые и храповые остановы относятся к стопорящим устройствам. Как известно, стопорящие устройства в конечном итоге выполняют функцию удержания груза на остановленной или не работающей машине. В то же время, имеются такие виды тормозных устройств, которые предназначены не только для удержания не работающей машины или механизма подъема от самопроизвольного опускания груза, но и для того, что бы снизить скорость машины вплоть до ее остановки.

Требования, предъявляемые к тормозным устройствам:

- 1 – создание достаточной величины тормозного момента;
- 2 – даже при экстренных перегрузках в остановленной машине не допускать пробуксовывания элементов тормоза;
- 3 – быстродействие при затормаживании и растормаживании;

4 – возможность регулирования быстродействия затормаживания с целью снижения динамических нагрузок;

5 – минимальный износ трущихся поверхностей, хороший теплоотвод от трущихся поверхностей;

6 – прочность, надежность и долговечность элементов тормоза, заключающиеся, как правило, в большом количестве допускаемых циклов его включения и выключения;

7 – простота конструкции;

8 – удобство осмотра, регулирования и замены изношенных частей;

9 – устойчивость регулирования;

10 – минимальные габариты.

Вид тормозного устройства зависит от назначения машины, места установки тормоза в трансмиссии машины, режима работы машины (реверсивная или не реверсивная машина), крутящего момента на затормаживаемом валу, частота вращения тормозного шкива.

Классификация тормозных устройств:

1. По назначению:

а – стопорящие тормоза, которые должны останавливать движущуюся машину, предотвратить дальнейшее движение ее элементов, вступающие в действие в конце движения;

б – регуляторы скорости – ограничивающие скорость движения в определенных пределах, работающие в течение всего периода работы механизма (спускные тормоза и центробежные регуляторы), служащие для поддержания постоянной скорости машины, независимо от ее загрузки.

2. По конструктивному выполнению рабочих частей:

а – колодочные (одно – , двух – и много колодочные);

б – ленточные; (а, б – тормоза с радиальным нажатием),

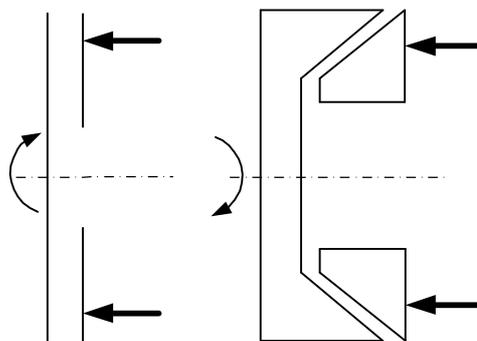


Рис. 32.1

в – дисковые;

г – конические. (в, г – рис. 32.1, тормоза с осевым нажатием).

3. По характеру взаимодействия рабочих поверхностей:

а – нормально замкнутые – это тормоза, у которых растормаживание, т.е. соприкосновение трущихся поверхностей происходит только при приложении внешнего размыкающего усилия, преодолевающего постоянно действующее усилие замыкания тормоза

б – нормально разомкнутые – для которых внешнее усилие прикладывается для того, чтобы затормозить машину или механизм (используются в самоходных грузоподъемных машинах, например в автокранах);

в – комбинированные (например, если в автомобиле стояночный тормоз воздействует на колодки колес, то в режиме стоянки колодки являются нормально замкнутыми, а в режиме движения они нормально разомкнутые).

4. По принципу действия:

а. автоматические тормоза (тормоза с электромагнитным или электрогидравлическим приводом, а также тормоза, замыкаемые весом транспортируемого груза и др.);

б. управляемые тормоза (срабатывающие от педали или при помощи рукоятки управления).

5. по роду питания (виду привода):

а – электрические;

б – электрогидравлические;

в – механические;

г – пневматические;

д – ручные (ножные).

33. ВИДЫ ХРАПОВЫХ ОСТАНОВОВ

Остановы – устройства, служащие для удержания груза в подвешенном состоянии. Они не препятствуют подъему груза, но исключают возможность его самопроизвольного опускания под действием собственного веса. В грузоподъемных установках главным образом применяют храповые остановки внешнего зацепления.

Храповый останов (рис. 33.1) состоит из храпового колеса 1, закрепленного на валу 2, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма.

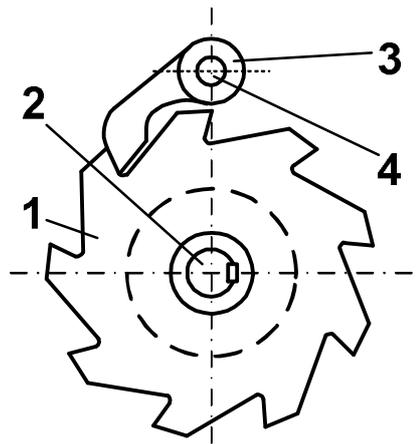


Рис. 33.1

Собачка входит в зацепление с храповым колесом, задерживая его движение, а следовательно, и движение механизма в сторону опускания, не препятствуя движению в сторону подъема груза.

Так как для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом, то, как самостоятельные тормозные устройства, храповые и другие виды остановов используют крайне редко. Гораздо чаще они входят в состав более сложных тормозных устройств.

В некоторых случаях используют храповые остановки внутреннего зацепления (рис. 33.2), когда внутри вращающегося корпуса выполнены зубья храпового колеса.

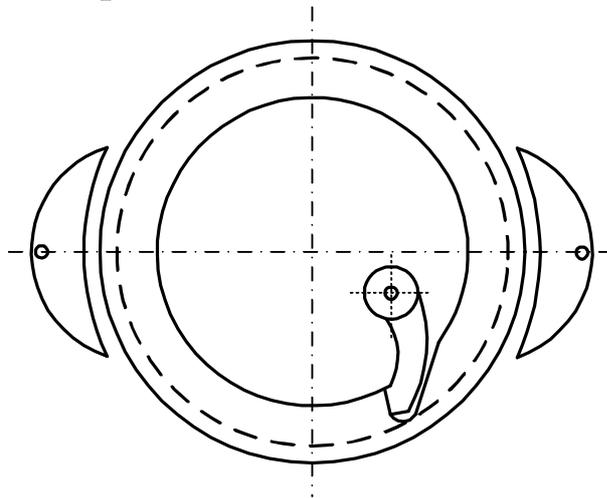


Рис. 33.2

Там же внутри корпуса размещена собачка. Эффект расклинивания между осями колеса и собачки в данной конструкции неизбежен, но достоинства такого останова заключается в том, что наружная поверхность храпового колеса одновременно может служить тормозным барабаном, т.е. в одном изделии возможно совмещение тормоза и останова.

Крайне редко свое применение находят остановы торцевого зацепления (рис. 33.3). Они имеют диск, вращающийся на валу соединенным кинематически с грузоподъемным барабаном. На диске по торцевой поверхности выполнены зубья, с которыми входит в зацепление собачка.

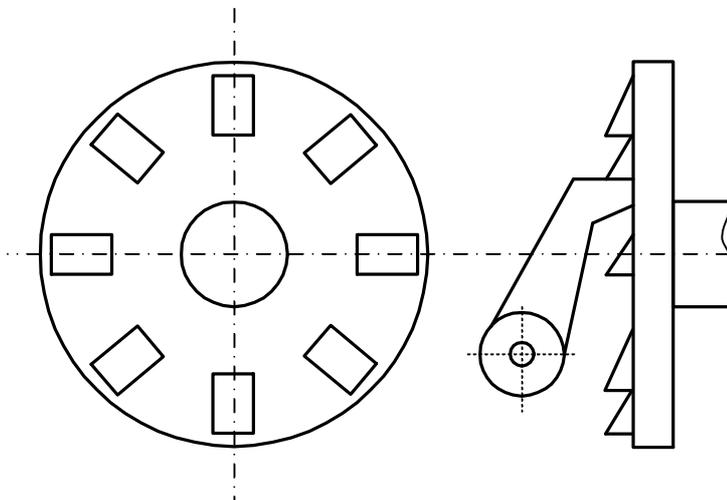


Рис. 33.3

Ограниченное использование торцевых храповых остановов объясняется существенно более сложным и трудоемким процессом изготовления храпового диска по сравнению с храповыми остановами внешнего зацепления.

В отдельных случаях в механизмах грузоподъемных установок используют бесшумные храповые остановы (рис. 33.4), которые могут быть нескольких разновидностей.

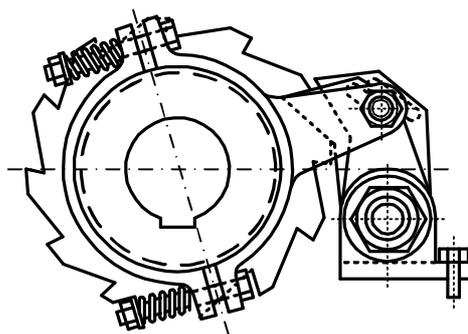


Рис. 33.4

В изображенной конструкции использованы два серповидных фрикционных элемента, прижимаемых пружинами к ступице, выполненной заодно с храповым колесом. Один из фрикционных элементов снабжен внешним поводком. Поводок в свою очередь снабжен пальцем, который входит в наклонный паз собачки. При

различном направлении вращения храпового колеса и ступицы фрикционных элементов, поводок последних своим пальцем, движущемся по наклонному пазу, выводит или вводит собачку в зацепление с зубьями храпового колеса. Бесшумные остановы используются в случае, если размещение внешнего привода для поднятия собачки в принципе невозможно или в этом нет необходимости.

34. РАСЧЕТ ХРАПОВОГО ОСТАНОВА

Поскольку наиболее распространенными являются храповые остановы внешнего зацепления, то на их примере и рассмотрим расчет останова (рис. 34.1).

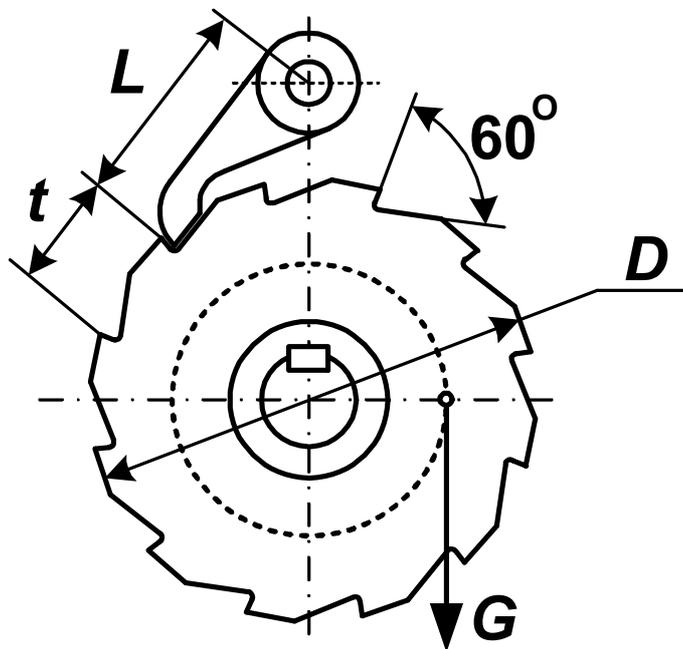


Рис. 34.1

Диаметр храпового колеса определяется как:

$$D = mz , \quad (34.1)$$

где m – модуль зацепления ($m = t/\pi$);
 z – число зубьев храпового колеса;
 t – шаг зубьев колеса.

Изобразим на рис. 34.2 взаимодействие собачки с зубом храпового колеса, а на рис. 34.3 аксонометрическую проекцию зуба храпового колеса.

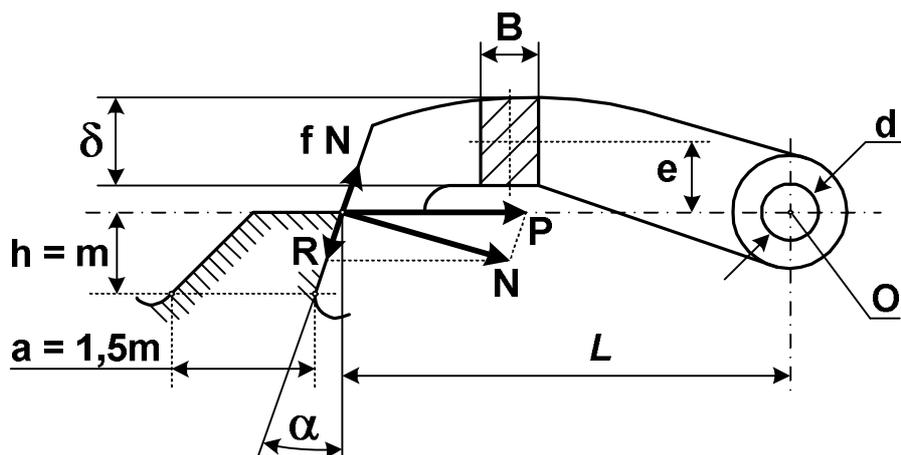


Рис. 34.2

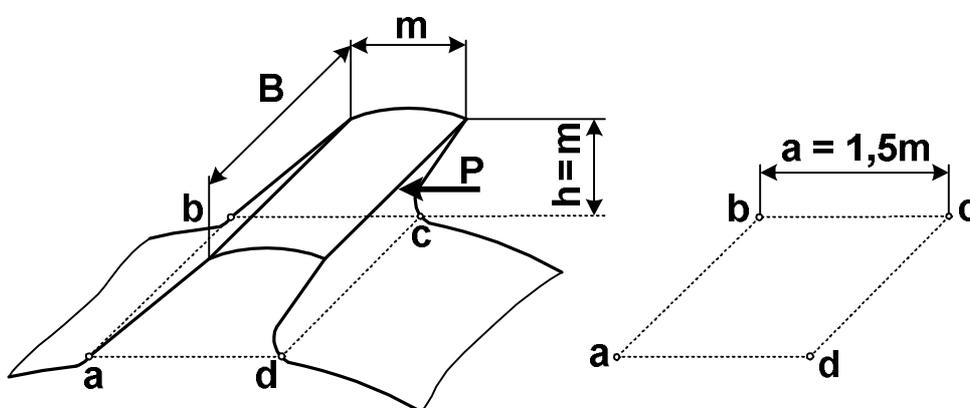


Рис. 34.3

Усилие P , с которым упирается зуб колеса в собачку (окружное усилие на поверхности колеса), следует определять как:

$$P = \frac{2M_{\text{кр}}}{D} = \frac{2M_{\text{кр}}}{mz}. \quad (34.2)$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент, действующий на валу храпового колеса.

Наиболее опасным для элементов останова является положение собачки, упирающейся в вершину зуба храпового колеса. Поскольку зацепление зубьев с собачкой происходит с некоторым ударом, то кромки зуба и собачки сминаются. Поэтому уравнение прочности кромок зуба и собачки запишем как:

$$P = B[q], \quad (34.3)$$

где B – ширина зуба храпового колеса;

$[q]$ – допустимое удельное линейное давление.

Собачки и храповые колеса могут изготавливаться из различных материалов, в зависимости от условий применения и места установки. Например, в механизме с ручным приводом колесо и собачка могут быть чугунными, у механизмов с машинным приводом, как правило, используются цементируемые стали. Для цементируемых сталей $[q] \leq 400$ Н/мм. В мало нагруженных механизмах, работающих в агрессивных средах, с целью предотвращения коррозии допускается изготовление элементов остановов из цветных металлов.

Соотношение между шириной зуба B и модулем m определяется коэффициентом c .

$$\frac{B}{m} = c. \quad (34.4)$$

Это отношение является табличной (справочной) величиной, зависящей от материалов, из которых изготовлено храповое колесо и собачка.

Решая уравнения (34.3) и (34.4) относительно P , получим:

$$P = mc[q] = \frac{2M_{кр}}{mz} \quad (34.5)$$

Таким образом, можем получить минимальное значение модуля зацепления храпового колеса по условию линейной контактной прочности:

$$m = \sqrt{\frac{2M_{кр}}{cz[q]}} \quad (34.6)$$

Второе условие, по которому можно найти модуль зацепления храпового колеса, составим по условию прочности зуба на изгиб. Сила P стремится отломить, изогнуть зуб относительно сечения $abcd$, лежащего в основании зуба (рис. 34.3). Изгибающий момент, действующий в этом сечении:

$$M_{из} = Ph = \frac{2M_{кр}m}{mz} = \frac{2M_{кр}}{z}. \quad (34.7)$$

Напряжение изгиба находим как:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W}, \quad (34.8)$$

где $M_{\text{из}}$ – изгибающий момент в опасном сечении;
 W – момент сопротивления сечения изгибу.

Момент сопротивления сечения $abcd$ изгибу, с учетом, что ширина основания зуба численно равна $a = 1,5m$:

$$W = \frac{a^2 \hat{A}}{6} = \frac{(1,5m)^2 mc}{6} = \frac{2,25m^3 c}{6}. \quad (34.9)$$

Отсюда еще одно значение модуля:

$$m = 1,753 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{zc[\sigma]_{\text{из}}}}. \quad (34.10)$$

Получили два значения модуля. Один модуль по условию линейной контактной прочности, а второй по условию прочности зуба храпового колеса на изгиб. Окончательно необходимо принимать максимальное значение модуля. При этом, при проектировании храповых остановов допускается принимать любые большие значения модуля, сообразуясь с коэффициентом динамичности нагрузок в проектируемой машине, или с габаритами механизма и размерами его элементов.

Независимо от наличия устройств, которые прижимают собачку к храповому колесу, в храповом зацеплении должен быть обеспечен передний угол зуба храпового колеса – α , который, если собачка войдет в контакт в зубом, заставит ее проскользнуть вниз и войти в зацепление по полной поверхности контакта.

Составим уравнение равновесия собачки (весом собачки пренебрегаем) относительно оси ее поворота с учетом силы трения $F_{\text{тр}}$ в оси:

$$NL \sin \alpha - fNL \cos \alpha - P\mu \frac{d}{2} = 0, \quad (34.11)$$

где $N = P \cos \alpha$ – нормальная составляющая окружного усилия;
 f – коэффициент трения собачки по передней поверхности зуба колеса, при расчетах принимают $f = 0,2-0,35$ для остановов, выполненных из цементируемых сталей;

μ – коэффициент трения в оси собачки;

L – расстояние от вершины зуба до оси собачки.

Поскольку $P = N/\cos\alpha$, то равенство (34.11) можем переписать в виде:

$$NL \sin \alpha = fNL \cos \alpha + \mu \frac{dN}{2 \cos \alpha}. \quad (34.12)$$

После сокращений и преобразований получим:

$$\sin \alpha = f \cos \alpha + \mu \frac{d}{2L \cos \alpha}; \quad (34.13)$$

$$\operatorname{tg} \alpha - f = \frac{\mu d}{2L \cos^2 \alpha}. \quad (34.14)$$

Анализируя последнее выражение (34.14), можно установить, что поскольку правая часть всегда больше нуля, значит в левой части $\operatorname{tg} \alpha > f$. Выполнение этого неравенства обеспечивает автоматический вход собачки в зацепление, независимо от того, есть усилие внешнего воздействия на нее (груз, пружина) или нет.

Уравнение прочности собачки на изгиб в опасном сечении будет выглядеть как:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_{\text{из}}}{W} \quad (34.15)$$

или

$$\sigma = \frac{P}{l \delta} + \frac{6Pe}{l^2 \delta}, \quad (34.16)$$

где N – нормальное усилие в опасном сечении собачки;

F – площадь опасного сечения;

δ – ширина собачки, следует принимать $\delta = B + (2 \dots 3)$ мм;

l – высота сечения собачки;

e – расстояние до центра тяжести сечения.

35. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ РОЛИКОВОГО ОСТАНОВА

Роликовые остановы относятся к безударным устройствам стопорения вращающихся валов, поскольку являются самотормозящимися фрикционными механизмами, т.к. их действие основано на использовании силы трения. Роликовые остановы являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими плавное при-

ложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующему заклиниванию. Устройство роликового останова представлено на рис. 35.1. Останов состоит из полого корпуса, внутри которого расположен вращающийся сердечник. Между корпусом и вращающимся сердечником в пазах последнего расположены ролики. Как правило, число роликов принимается нечетное (3; 5; 7...). Вращению сердечника по часовой стрелке ролики не препятствуют. Если сердечник попытается повернуться против часовой стрелки, ролики откатятся в клиновую щель и заклинят сердечник на корпус, который зафиксирован (заторможен) в раме привода.

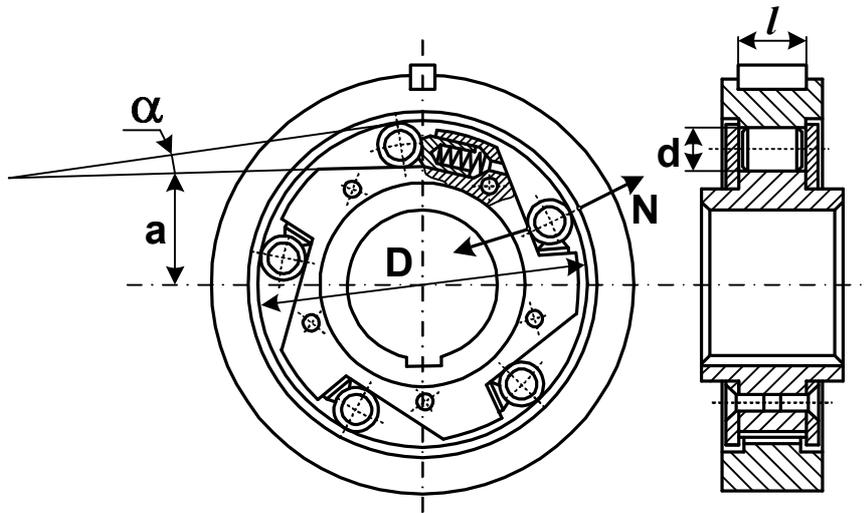


Рис. 35.1

Найдем максимальный момент, возникающий при заклинивании роликов, с учетом динамических нагрузок:

$$M_{\max} = k_{\text{д}} M_{\text{кр}}, \quad (35.1)$$

где $k_{\text{д}}$ – коэффициент динамичности системы;

$M_{\text{кр}}$ – крутящий момент от груза, действующий на валу останова.

Коэффициент динамичности системы определяется как сумма коэффициентов двигателя и машины:

$$k_{\text{д}} = k_{\text{дв}} + k_{\text{м}}, \quad (35.2)$$

где $k_{\text{дв}}$ – коэффициент, учитывающий влияние типа двигателя, для электродвигателя $k_{\text{дв}} = 0,25$;

k_M – коэффициент, зависящий от типа машины, так для элеваторов и подъемников $k_M = 1,2$.

Расчетный крутящий момент:

$$M_p = \frac{M_{\max}}{k_T}, \quad (35.3)$$

где k_T – коэффициент, учитывающий точность изготовления и монтажа роликового останова, рекомендуется $k_T = 0,6 - 0,9$.

В зависимости от расчетного момента определяются размеры роликового останова.

Диаметр ролика определяется по формуле:

$$d = 0,188 \sqrt{\frac{M_p}{z}}. \quad (35.4)$$

И так же, как в храповых остановах, где все геометрические размеры определяются через модуль, в роликовых остановах все размеры вычисляются через диаметр ролика d .

Длина ролика $l = (1,25 - 1,5)d$; внутренний диаметр корпуса $D = 8d$; число роликов $z = 3 - 5$; $\alpha = 6 - 8^\circ$ для обеспечения саморасклинивания, если этот угол будет больше, потребуется больший момент для стопорения. Если будет меньше, будет затруднено выведение останова из заклиненного состояния.

Сила нормального давления на ролик:

$$N = \frac{2M_p}{D \cdot z \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (35.5)$$

По этой величине нормального давления N ведется расчет деталей на контактное смятие. Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика с втулкой, допустимые касательные напряжения τ между роликом и втулкой:

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{N E}{l d}} \leq [\tau]. \quad (35.6)$$

Максимальные касательные напряжения между роликом и корпусом не должны превышать допускаемые контактные напря-

жения $[\tau]$, зависящие от материала изготовления деталей останова и их термической обработки:

$$\tau = 0,2 \sqrt{\frac{N}{l} E \frac{D-d}{Dd}} \leq [\tau]. \quad (35.6)$$

Как правило, в ответственных механизмах элементы роликового останова изготавливают из инструментальных сталей, таких как: У8, У8А, У10, ШХ 15. Для них $[\tau] = (8,0 - 12,0)$ НРС.

36. УСТРОЙСТВО КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

Различают одноколодочные, двухколодочные и многоколодочные тормоза. Применяемые в грузоподъемных установках колодочные тормоза различаются в основном схемами рычажных систем. Одноколодочные и многоколодочные тормоза в настоящее время практически не применяются. Наиболее широко известны двухколодочные тормоза с колодками, шарнирно связанными с рычагами тормоза и диаметральной расположением по отношению к тормозному шкиву. Такие тормоза по сравнению с одноколодочными не создают дополнительных нагрузок на подшипники, действуют на тормозной шкив с меньшим давлением и имеют большую надежность.

Различают короткоходовые и длинноходовые двухколодочные тормоза. Принципиальное их отличие заключается в величине необходимого перемещения приводной системы для затормаживания или растормаживания. Для того, чтобы затормозить или растормозить короткоходовой тормоз, нужны небольшие перемещения клапана приводного электромагнита.

Короткоходовые колодочные тормоза часто выполняются на прямых тормозных рычагах, как это показано на рис. 36.1. Когда подается электрическое напряжение на катушку, поворотный клапан, притягиваясь к сердечнику электромагнита, воздействует на тягу и через гайки сжимает рабочую пружину. Рабочая пружина размещается внутри стальной П-образной скобы (на рис. 36.1 она условно не показана, как не показана и вспомогательная пружина между скобой и левым рычагом), концы которой присоединены к правому рычагу. Тяга проходит через отверстие в скобе, левый конец пружины упирается в скобу, а правый ее конец – в гайки, раз-

мещенные на тяге. В результате действия пружины колодки расходятся и происходит растормаживание. Когда питание катушки электромагнита отключается, пружина разжимается: правый рычаг (соединенный со скобой) перемещается влево, а левый рычаг (соединенный с тягой) – вправо. Тормоз затормаживается. Тормозные рычаги, на которых закрепляются колодки, как правило, имеют двутавровое сечение и делаются либо литыми, либо штампованными.

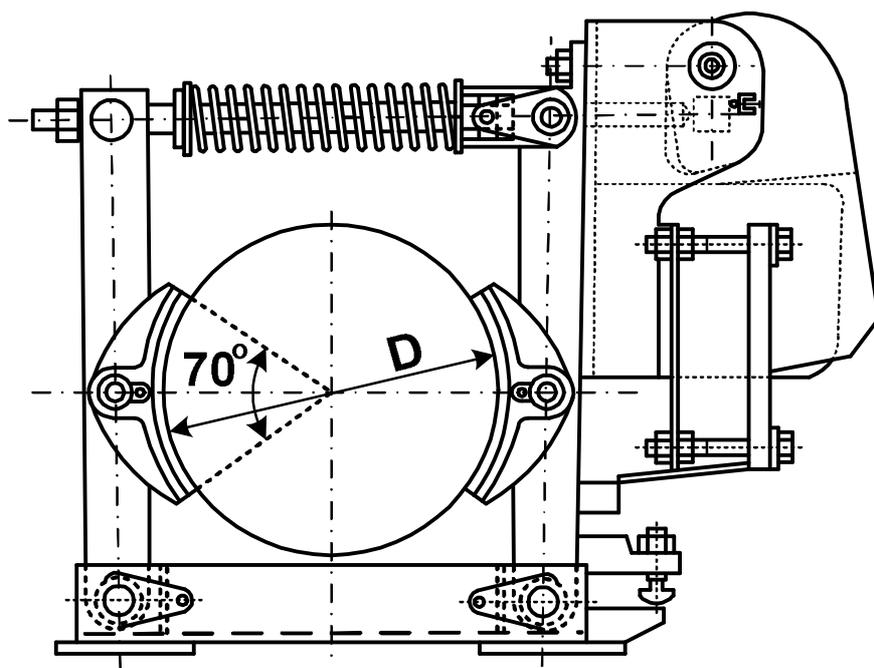


Рис. 36.1

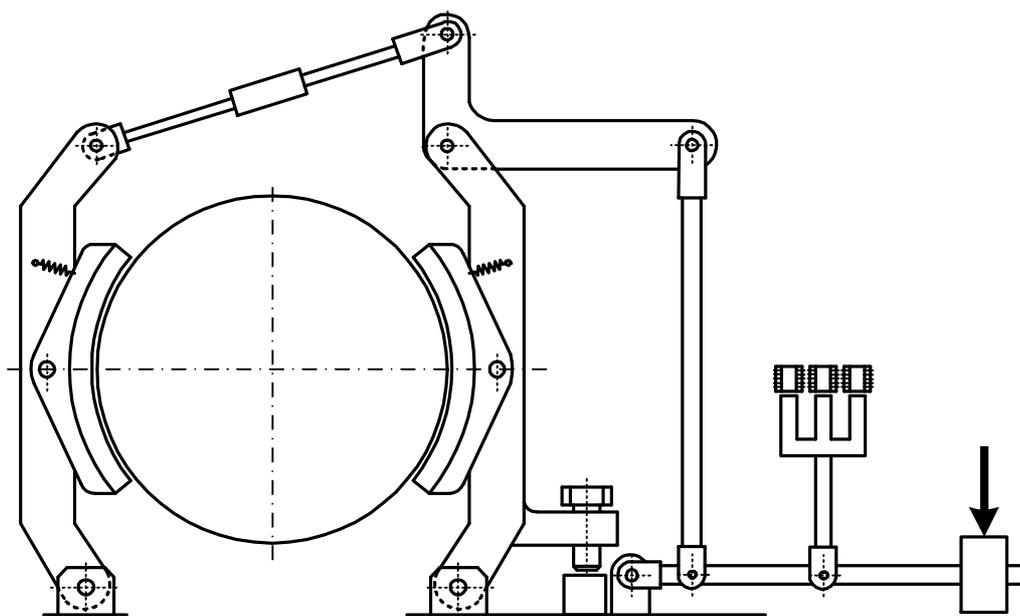


Рис. 36.2

Длинноходовой тормоз с грузовым замыканием и электромагнитным размыканием с изогнутыми рычагами представлен на рис. 36.2. Приводная рычажная система у этого тормоза требует больших перемещений по сравнению с предыдущим. Верхние концы рычагов через пальцы соединены между собой рычажной системой. Чтобы затормозить, необходимо обесточить катушки трехфазного электромагнита, что позволит приводному рычагу под действием веса груза повернуться по часовой стрелке и переместить вертикальную тягу вниз. В результате произойдет взаимное сведение тормозных рычагов, колодок на них и остановка тормозного барабана. Когда подается напряжение на катушки, приводной рычаг поднимается и происходит растормаживание.

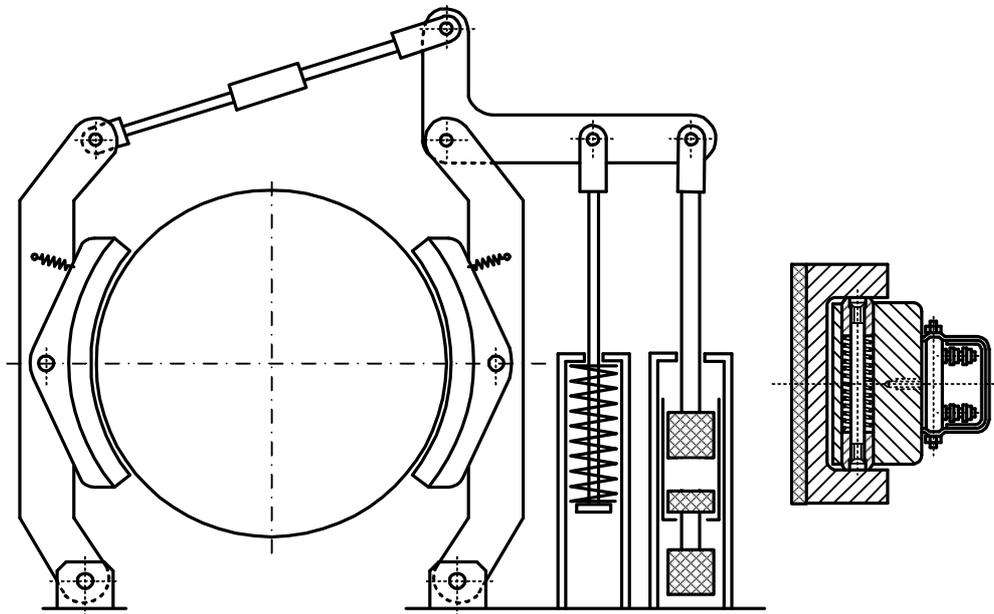


Рис. 36.3

Аналогичные длинноходовые тормоза могут быть с пружинным замыканием и электрогидравлическим размыканием (см. рис. 36.3). За счет пружины создается усилие затормаживания.

Рядом с пружинным приводом тормоза расположен электрогидравлический толкатель (рис. 36.4), который состоит из двигателя, крыльчатки насоса, поршня со штоком и цилиндра.

На верхнем конце вала ротора установлено лопастное колесо, которое находится в нижней части цилиндра, внутри него. Над крыльчаткой насоса находится поршень, который неподвижно связан с нижним концом штока цилиндра, а верхний конец штока шарнирно связан с тягой.

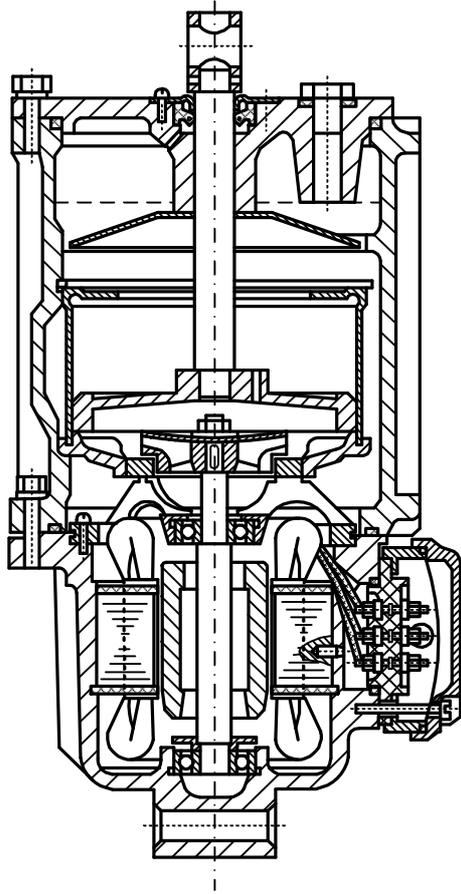


Рис. 36.4

Полость цилиндра на 75-80% заполнена маслом. При подаче напряжения на двигатель, ротор его начинает вращаться и крыльчатка центробежного насоса создает избыточное давление масла под поршнем. Поршень со штоком перемещается вверх, пружина сжимается, тормоз размыкается.

Тормозные барабаны делают из конструкционной стали 35С и 65СГ. Твердость поверхности тормозного барабана должна составлять порядка 280-300 единиц НВ. Для наиболее эффективного затормаживания к тормозным колодкам прикрепляются тормозные накладки. Наибольшее распространение имеют вальцованные тормозные накладки марки 6ВК. Они присоединяются к стальным литым колодкам либо клеем, либо заклепками (рис. 36.5). Присоединение клеем не всегда удобно, поскольку это исключает возможность замены накладок, но зато появляется возможность длительной работы за счет достижения более полного износа накладок по толщине. Если накладки присоединяются к колодкам заклепками, то это позволяет заменять накладки в условиях мехцеха шахты. Заклепки обычно используют алюминиевые, реже медные.

При растормаживании колодочных тормозов между колодкой и барабаном появляется зазор. Колодка под действием своего собственного веса может повернуться на оси своего закрепления, что приводит к их неравномерному износу. Во избежание этого либо устанавливают под нижние концы колодок упорные винты, либо (как на рис. 36.2) на верхние концы колодок пружины.

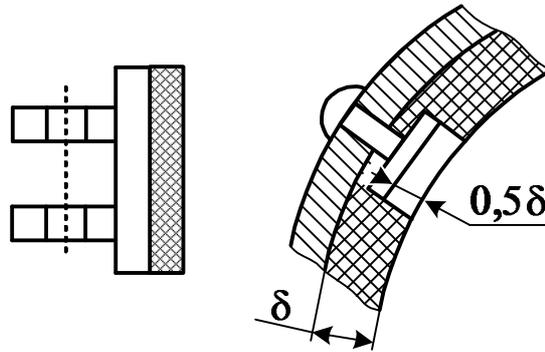


Рис. 36.5

Для уменьшения работы по обслуживанию тормоза, связанного с заменой тормозных колодок из-за их неравномерного износа по высоте, под щеками колодки на тормозном рычаге делают отверстие (см. сечение на рис. 36.3). В него помещают распираемые пружиной два бронзовых цилиндрика, которые упираются в щеки тормозной колодки. Это удерживает колодку от самопроизвольного поворачивания относительно оси ее закрепления. Поскольку в любом тормозе массы составных элементов на левом и правом тормозных рычагах разные, то время и путь отхода их от тормозного барабана будут различными. Поэтому на рычагах ставят винты, которые ограничивают отход тормозного рычага.

Изогнутые тормозные рычаги нужны для обеспечения более равномерного износа колодок по сравнению с колодками тормоза на прямых рычагах. Расположение шарнира рычага под точкой контакта середины колодки с барабаном обеспечивает одновременный отход всей поверхности накладки при растормаживании.

У тормозов, имеющих прямые рычаги, нижний конец колодки изнашивается быстрее.

37. РАСЧЕТ ДВУХКОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

На рис. 37.1 представлена расчетная схема, где: P – усилие замыкания тормоза, b – эксцентриситет изгиба тормозного рычага,

D – диаметр тормозного барабана, L – длина рычагов, L_1 высота закрепления колодок. При срабатывании тормоза усилие, действующее на поверхности контакта колодки и барабана, передается на тормозной рычаг в точке закрепления колодки. Поэтому в этих точках (шарнирах) мы прикладываем нормальные реакции N_1 и N_2 и реакции сил трения $N_1\mu$ и $N_2\mu$. Тормозные силы, которые приложены к колодкам по касательной, передаются на рычаги через шарниры в зависимости от направления вращения барабана, вверх или вниз.

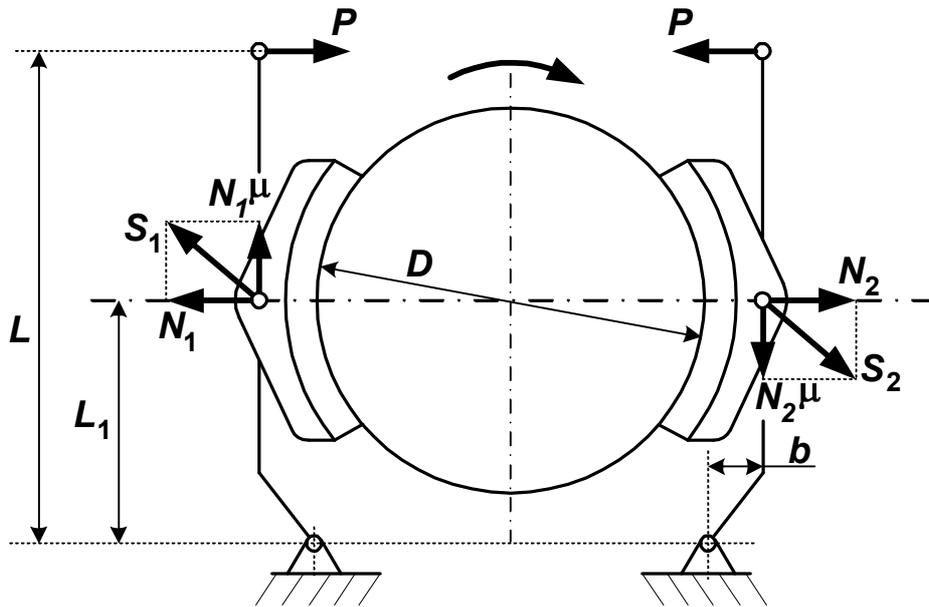


Рис. 37.1

Уравнения равновесия левого и правого тормозных рычагов относительно осей их закрепления запишем соответственно:

$$PL = N_1L_1 - N_1\mu b; \quad PL = N_2L_1 + N_2\mu b \quad (37.1)$$

Отсюда нормальные реакции:

$$N_1 = \frac{PL}{L_1 - \mu b}; \quad N_2 = \frac{PL}{L_1 + \mu b}. \quad (37.2)$$

При одном и том же механизме замыкания, который создает одинаковые усилия замыкания P на обоих рычагах, силы прижатия N_1 и N_2 тормозных колодок к барабану получаются не одинаковы.

Если $N_1 \neq N_2$, то и равнодействующие $S_1 \neq S_2$, что приводит к их взаимно не скомпенсированному воздействию на вал тормозного барабана. Поскольку

$$S_1 = N_1 \sqrt{1 + \mu^2} \quad \text{и} \quad S_2 = N_2 \sqrt{1 + \mu^2},$$

то

$$\Delta S = S_1 - S_2 = 2PLb\mu \sqrt{\frac{1 + \mu}{L(L_1^2 - \mu^2 b^2)}}. \quad (37.3)$$

Усилие ΔS не только создает дополнительные изгибающие нагрузки на валу тормозного барабана, но и нагружает дополнительными усилиями подшипники этого вала.

Тормозной момент на барабанае будет равен:

$$M_{\delta} = (N_1 + N_2) \frac{D}{2} \mu = \frac{PLL_1 D \mu}{L_1^2 - \mu^2 b^2}. \quad (37.4)$$

Анализ выражения (37.3) показывает, что усилие, изгибающее тормозной вал, равно нулю ($\Delta S = 0$) при плече $b = 0$ (т.е. при прямых тормозных рычагах), тогда $N_1 = N_2$. Поэтому в современных конструкциях грузоподъемных установок находят преимущественное применение тормоза с прямыми рычагами. При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, будут одинаковы и независимы от направления вращения тормозного шкива.

Тогда общий тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом при прямых рычагах:

$$\dot{I}_{\delta} = \frac{PD\mu\eta L}{L_1}. \quad (37.5)$$

где $\eta = 0,9-0,95$ – КПД рычажной системы тормоза.

Условное среднее давление между шкивом и колодкой определяют из соотношения

$$p = \frac{N}{F_k} = \frac{N}{\frac{\pi D}{360} \beta B} \leq [p] \quad (37.6)$$

где F_k – площадь трения одной тормозной колодки;

B – ширина колодки, которую принимают равной примерно $0,4D$ и на 5-10мм меньше ширины тормозного шкива для обеспечения полного контакта между колодкой и тормозным барабаном (шкивом);

$\beta = 60-100^\circ$ – угол обхвата шкива одной колодкой (на рис. 37.1 $\beta = 70^\circ$);

$[p]$ – допускаемое удельное давление, зависящее от материалов трущихся поверхностей (табл. 37.1)

Таблица 37.1

Допускаемые давления p (МПа)
в колодочных и ленточных тормозах

Материал трущихся поверхностей	Тип тормоза	
	Стопорящий	Спускной
Чугун и сталь по чугуну	1,5	1,0
Сталь по стали	0,4	0,2
Тканая асбестовая лента по металлу	0,6	0,3
Вальцованный и прессованный фрикционный материал по металлу	0,6	0,3

38. СХЕМЫ ЛЕНТОЧНЫХ ТОРМОЗОВ

Ленточные тормоза используются, как правило, в самоходных грузоподъемных машинах, где в конструкциях приводов отдельных механизмов от общего ведущего вала применяются планетарные передачи. Затормаживание или растормаживание зубчатого венца внутреннего зацепления, по которому оббегают сателлиты, приводит либо к вращению водила, а значит и исполнительного органа машины, либо к его остановке. Например, такие тормоза нашли свое применение в конструкциях автокранов и кранов на гусеничном ходу, где надо плавно включать и выключать вращение канатных барабанов механизмов подъема груза и подъема стрелы.

Ленточные тормоза характеризуются большим углом обхвата тормозного барабана, рис. 38.1. Стальная лента, на внутреннюю поверхность которой приклепана тормозная накладка (лента) из тканевого материала, прижимаясь к тормозному барабану, создает затормаживающий момент. На данном рисунке, для растормаживания используется электромагнит.

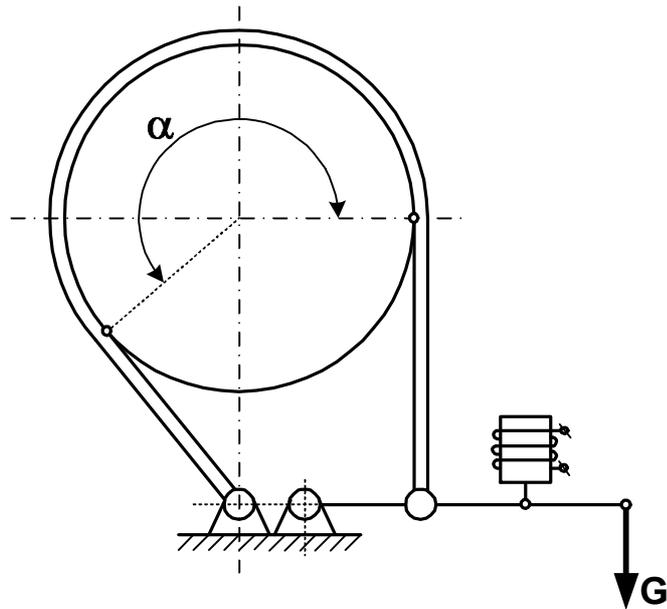


Рис. 38.1

Ленточные тормоза бывают трёх видов: простые, суммирующие и дифференциальные. На рис. 43.1 представлен простой ленточный тормоз. Одним и тем же весом груза создается разный тормозной момент, зависящий от направления вращения барабана. Здесь справедлива формула Эйлера: $S_{сб}$ увеличивается до $S_{нб}$ в $e^{\mu\alpha}$ раз. При вращении тормозного барабана по часовой стрелке усилие $S_{сб}$ создаваемое весом груза на тормозном рычаге, увеличивается к точке набегания, а силы трения на контакте трения между лентой и барабаном «помогают» грузу прижать ленту. При противоположном направлении вращения тормозного барабана грузом будет создаваться усилие $S_{нб}$, уменьшающееся к точке сбегания и стремящееся «приподнять» тормозной рычаг. Такие ленточные тормоза применяют, как правило, в нереверсивных подъемнотранспортных машинах.

Суммирующий тормоз, рис. 38.2, отличается тем, что тормозная лента обоими концами присоединена к тормозному рычагу. Плечи a и b , равны. Куда бы не вращался барабан, тормозной момент будет одинаковый. Суммирующие тормоза могут использоваться в реверсивных механизмах.

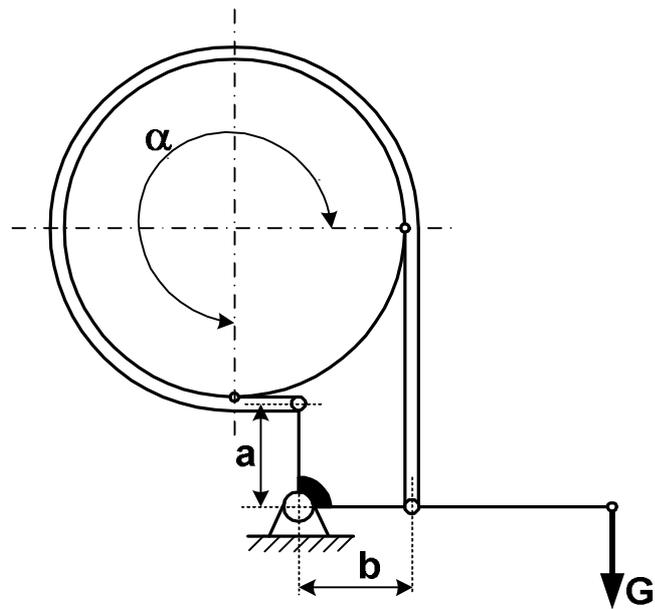


Рис.38.2

Дифференциальные ленточные тормоза, (рис. 38.3) так же используются в не реверсивных механизмах, но тормозной момент, при том же угле обхвата барабана, как и у простых ленточных тормозов, больший. Тормозная лента присоединяется к одному и тому же тормозному рычагу по разные стороны от шарнира его закрепления. Плечо $a > b$. При направлении вращения шкива по часовой стрелке, сила трения, которая действует между барабаном и лентой, будет тянуть ленту, помогая поворачивать рычаг в создании большей величины тормозного усилия.

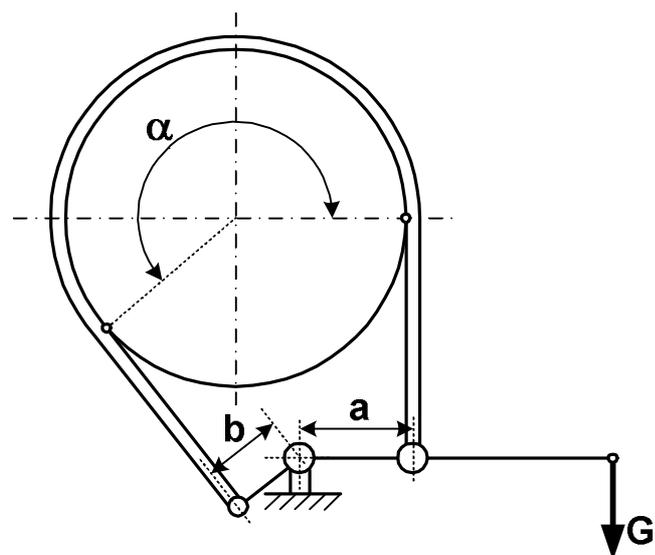


Рис. 38.3

При вращении барабана против часовой стрелки, он будет силами трения через ленту «поднимать» тормозной рычаг, чем существенно уменьшит тормозной момент.

В ленточных тормозах для увеличения эффективности можно увеличивать угол обхвата тормозного барабана лентой за счёт перехода от двух тормозных лент к одной ленте, соединенных общим пальцем, рис. 38.4. При этом можно получить суммарный угол обхвата лентой тормозного барабана более 360° .

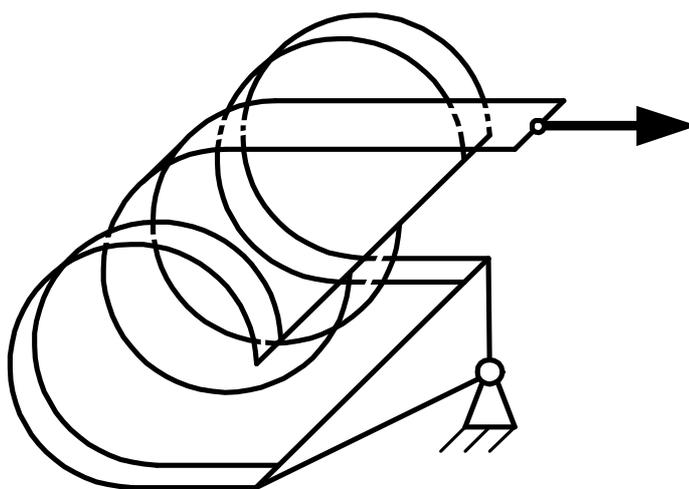


Рис. 38.4

39. РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО ТОРМОЗА

Теоретические основы расчета любого ленточного тормоза основаны на применении формулы Эйлера, которая определяет зависимость между усилием в набегающей ветви гибкого органа (в данном случае – тормозной ленты) и усилием в сбегающей ветви. Формула Эйлера записывается в виде

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = e^{f\alpha}. \quad (39.1)$$

где e – основание натурального логарифма;
 f – коэффициент трения между тормозной лентой и шкивом;
 α – угол обхвата тормозного шкива лентой.

Согласно формуле (39.1) запишем:

$$S_{\text{нб}} = S_{\text{сб}} e^{f\alpha}. \quad (39.2)$$

Сила трения тормозной ленты о шкив равна разности натяжения ее концов:

$$F = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}. \quad (39.3)$$

Обозначим диаметр тормозного шкива D , тогда тормозной момент, создаваемый тормозом:

$$M_{\text{T}} = \frac{FD}{2} = \frac{(S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}})D}{2}. \quad (39.4)$$

Подставляя (44.2) в (44.2), получим:

$$M_{\text{T}} = \frac{S_{\text{сб}}(e^{f\alpha} - 1)D}{2}, \quad (39.5)$$

откуда

$$S_{\text{сб}} = \frac{M_{\text{T}}}{D} \cdot \frac{2}{(e^{f\alpha} - 1)}. \quad (39.6)$$

Усилие натяжения тормозной ленты $S_{\text{сб}}$ через рычажную систему создается усилием G_1 , прикладываемым к рычагу

$$G_1 = S_{\text{сб}} \frac{a}{b}, \quad (39.7)$$

где a – расстояние от шарнира закрепления рычага до точки закрепления на нем тормозной ленты;

b – полная длина тормозного рычага.

Раздел VII. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА

40. ДОМКРАТЫ

Домкраты подразделяют на механические и гидравлические. Среди механических широко распространены винтовые домкраты (рис. 40.1) с ручным приводом.

Винтовые домкраты имеют самотормозящую резьбу, что предотвращает самопроизвольное опускание груза, однако вследствие этого КПД винтовых домкратов весьма низкий, порядка 0,3-0,4. Подъемный стальной винт 2 ввернут в гайку, укрепленную в корпусе 1 домкрата. При больших диаметрах винта с целью повышения КПД винтовой пары допускается изготовление гайки из цветного металла (бронзы). Прочность резьбы обеспечивается необходимой высотой гайки. На верхней части винта расположены храповое ко-

лесо 5 и рифленая головка 3, относительно которой винт может поворачиваться, не вращая при этом поднимаемый груз.

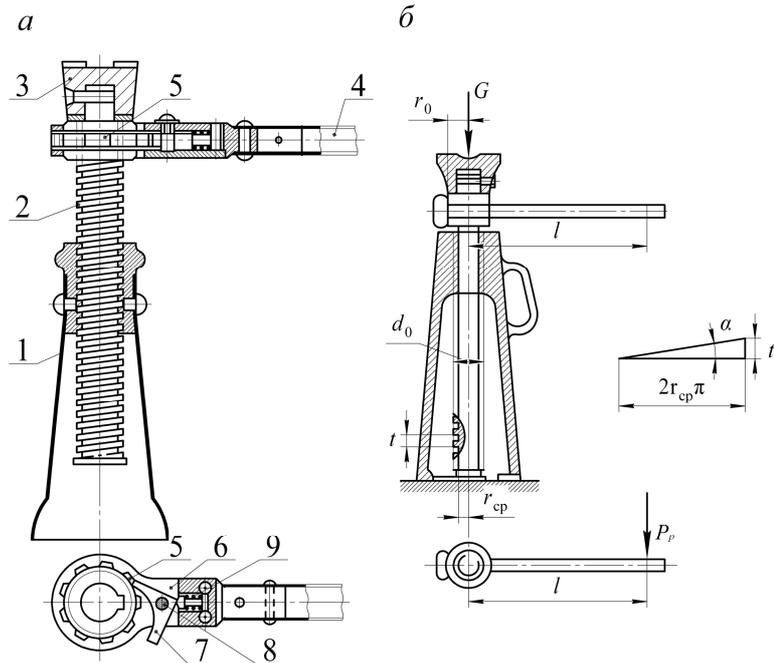


Рис. 40.1

Вращение винта 2 производят рукояткой 4 в которую для облегчения подъема груза может вставляться вороток длиной 500-600мм. В обойме рукоятки 6 на оси 8 расположена двухсторонняя храповая собачка 7, которая удерживается в заданном положении (в зависимости от направления вращения винта) подпружиненным фиксатором 9. Грузоподъемность винтовых домкратов не превышает 20 т.

Момент, необходимый для преодоления веса груза и трения в резьбе:

$$M_1 = G \operatorname{tg}(\alpha + \rho) r_{\text{cp}}, \quad (40.1)$$

где G – вес поднимаемого груза;

r_{cp} – средний радиус резьбы винта;

α – угол подъема винтовой линии, принимаемый $4-5^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha = t/2\pi r_{\text{cp}}$);

t – шаг резьбы;

ρ – угол трения (обычно равен $6-9^\circ$).

Момент от трения на опорной поверхности головки винта:

$$M_2 = G f r_0, \quad (40.2)$$

где r_0 – средний радиус кольцевой опорной поверхности головки;

$f = 0,15-0,18$ – коэффициент трения по кольцевой поверхности.

Момент, необходимый для вращения винта:

$$M = M_1 + M_2 = P_p l = G \left[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + r_o f \right], \quad (40.3)$$

где P_p – усилие, прилагаемое к рукоятке;
 l – длина плеча приводной рукоятки.

Реечный домкрат (рис. 41.2) состоит из корпуса 1, в котором перемещается рейка 2, имеющая наверху грузовую поворотную головку 3, а внизу лапу (башмак) 4 для подъема низко расположенных тяжелых грузов. Рейка перемещается в корпусе с помощью реечной шестерни, получающей вращение от рукоятки 5 посредством двух зубчатых передач. Для удержания поднятого груза на валу приводной рукоятки установлено храповое колесо 6 с собачкой 7. По Правилам Ростехнадзора в реечных домкратах применяют безопасные рукоятки (см. рис.41.1,б), которые действуют подобно винтовому тормозу.

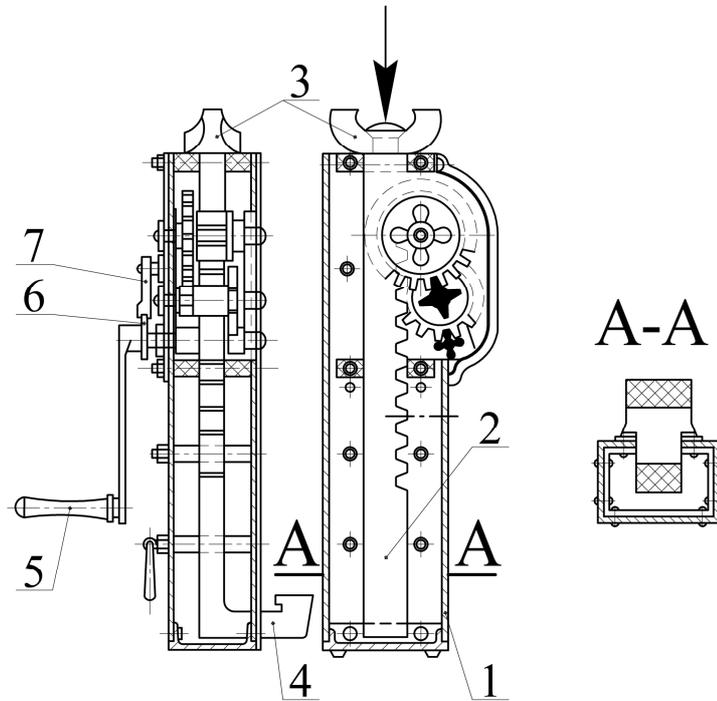


Рис. 40.2

Усилие, прикладываемое к приводной рукоятке реечного домкрата находится по формуле:

$$P_p = \frac{Gr}{lu_{II}\eta}, \quad (40.4)$$

где G – грузоподъемность домкрата;

r – радиус начальной окружности ведущей шестерни;

l – длина плеча рукоятки;

u_{II} – передаточное отношение промежуточной зубчатой передачи;

η – КПД механизма домкрата, принимаемый в пределах 0,65–0,85.

Гидравлические домкраты имеют малые габариты и массу при высоком КПД (порядка 0,75–0,8). Они обеспечивают плавный подъем и спуск груза при точной его остановке в необходимом положении. Грузоподъемность гидравлических домкратов может превышать 200 т. Недостатками их являются небольшая высота подъема и малые скорости. Гидравлический домкрат с ручным приводом (рис. 40.3) имеет скалку 2, снабженную в верхней части упорной головкой.

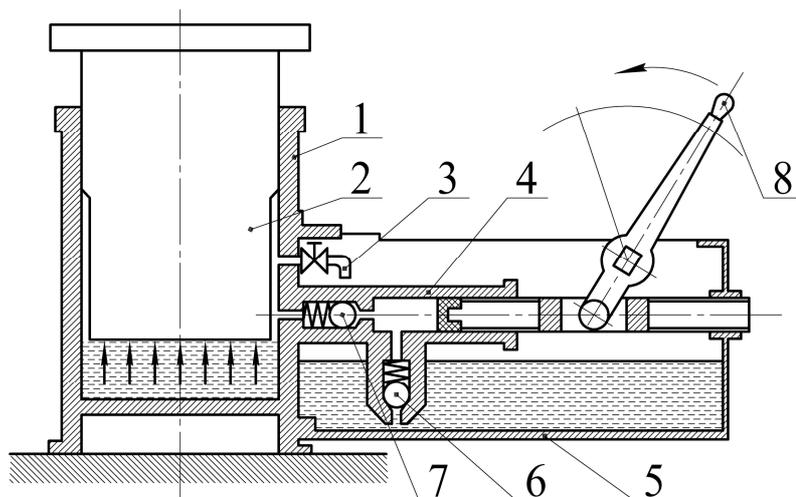


Рис. 40.3

С целью более полного использования хода скалки (в случае, когда поднимаемый груз (поднимаемая часть машины) находится выше домкрата, в скалке размещают стальной винт с рифленой головкой. Выдвигая винт путем его вращения из скалки до упора в поднимаемый груз, выбирается зазор между скалкой и грузом.

Скалка входит в цилиндрическую часть корпуса 1 в нижнюю полость которого под скалку плунжерным насосом 4 через систему отверстий и клапанов 6 и 7 подается рабочая жидкость из маслобака 5. Плунжерный насос работает от рукоятки 8, при качании которой плунжер либо засасывает жидкость из маслобака через клапан 6, либо нагнетает ее под скалку через клапан 7. Для опускания скалки необходимо открыть сливной кран 3. При этом жидкость под действием веса груза перетекает в маслобак. Регулируя степень открытия крана, можно изменять скорость опускания груза. Скорость подъема груза при ручном приводе весьма невелика. При большой высоте подъема скалка домкрата делается телескопической, а при большой грузоподъемности гидравлические домкраты выполняют с машинным приводом.

В качестве рабочей жидкости в гидравлических домкратах применяют масло индустриальное или веретенное (реже смесь воды с глицерином).

41. ЛЕБЕДКИ

Основное назначение лебедок – подъем, опускание и подтягивание грузов. Лебедки могут быть использованы как самостоятельные механизмы для выполнения подъемно-транспортных операций при погрузочно-разгрузочных, ремонтных и монтажных работах, а также как сборочные единицы различных подъемных устройств.

Лебедки классифицируют по следующим основным признакам: **По типу привода** – с ручным и машинным приводом;

по типу тягового элемента – канатные и цепные;

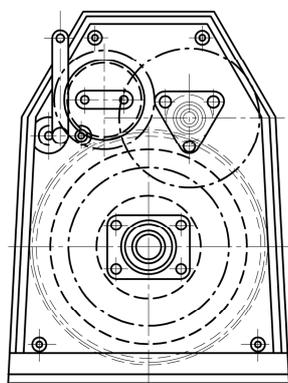
по типу установки – стационарные и передвижные;

По числу барабанов – одно-, двух-, многобарабанные и безбарабанные (с канатоведущими шкивами трения).

Ручные лебедки применяют как самостоятельные механизмы для подъема грузов через неподвижный блок или полиспаст, а также для перемещения грузов по горизонтальной или наклонной поверхностям.

Станина ручной лебедки (рис. 41.1) обычно состоит из двух щек листовой стали, соединенных между собой распорными стержнями. Барабан сделан гладким с расчетом на многослойную навивку каната. Приводной механизм с зубчатыми передачами – двухскоростной. Переключением блока зубчатых передач можно изменять передаточное отношение механизма и поднимать легкие грузы с большей скоростью.

а



б

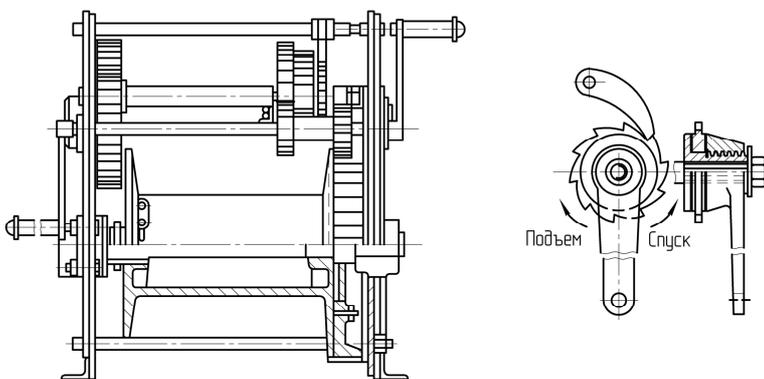


Рис. 41.1

Лебедки с ручным приводом применяют при ненапряженных условиях работы (малая грузоподъемность и скорость подъема груза). В этих лебедках вращение барабана осуществляется с помощью приводных рукояток (рис. 41.1,б) с винтовым грузоупорным тормозом, автоматически стопорящим барабан при прекращении вращения.

Стационарная канатная лебедка с приводом от фланцевого электродвигателя представлена на рис. 41.2.

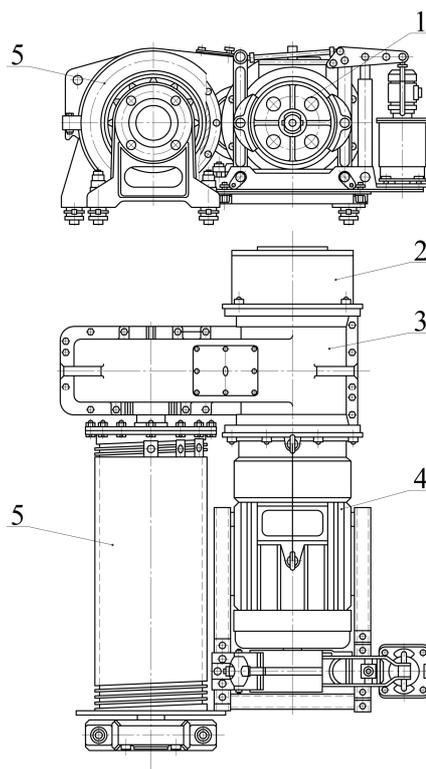


Рис. 41.2

Электродвигатель 4 закреплен на корпусе редуктора 3 через проставку. Быстроходный вал редуктора соединен с валом двигателя зубчатой муфтой, расположенной внутри проставки. На свободном конце вала двигателя установлен тормозной шкив колодочного тормоза 1 с приводом от электрогидравлического толкателя. Выходной вал редуктора соединен с валом барабана 5, на котором жестко закреплен конец каната. На втором конце быстроходного вала редуктора установлен электроиндукционный (вихревой) тормоз 2, предназначенный для плавного регулирования скорости опускания груза.

42. ТАЛИ С РУЧНЫМ ПРИВОДОМ

Основное назначение талей – подъем сборочных единиц и деталей при ведении монтажных и ремонтных работ. Таль представляет собой особо компактную лебедку с ручным, электрическим или пневматически приводом. Они могут быть выполнены в виде стационарных установок или с возможностью передвижения. В последнем случае их подвешивают к ходовым монорельсовым тележкам.

Червячная таль (рис. 42.1) состоит из подвесной обоймы, подъемного механизма, крюковой подвески и пластинчатой шарнирной грузовой цепи.

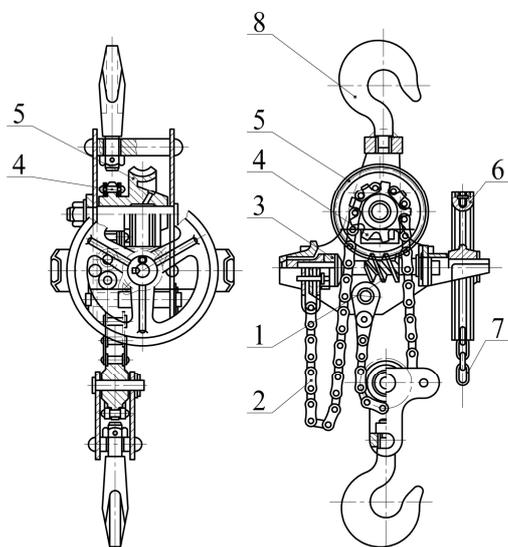


Рис. 42.1

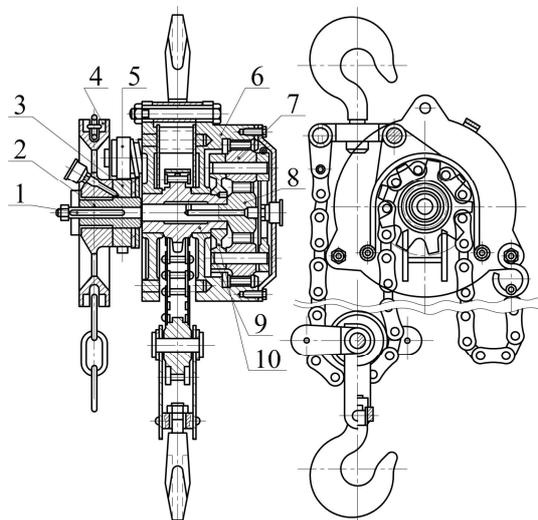


Рис. 42.2

Подъемный механизм имеет двухзаходный червяк 1 (угол винтовой линии 16-18°), червячное колесо 5, отлитое вместе с грузовой звездочкой 4 и цепь 2. Подъемный механизм снабжен грузоупорным тормозом 3.

Вал червяка вращается в подшипниках скольжения. Осевое усилие червяка воспринимается шаровой пятой. Вращение червяку передается цепью 7 посредством тягового колеса 6. Таль подвешивается к балке или ходовой тележке при помощи крюка 8.

Шестеренная таль (рис. 42.2) состоит из подвесного корпуса, в котором заключены звездочка грузовой цепи, планетарный шестеренный редуктор и дисковый грузоупорный тормоз. При вращении в направлении подъема груза цепное тяговое колесо 4 навинчивает-

ся на втулку 2 и зажимает свободно насаженное на ней храповое колесо 3, которое вращается вместе со втулкой и приводным валом 1. При этом собачка 5 скользит по зубьям храповика. Сателлиты 7 планетарного редуктора, приводимые во вращение центральной шестерней 8, изготовленной заодно с приводным валом, обкатываются по внутренней поверхности неподвижного венца 6 и приводят во вращение водило 10, а вместе с ним грузовую звездочку 9 механизма подъема. При остановке тягового колеса собачка упирается в зуб храпового колеса и удерживает груз. Для опускания груза тяговое колесо вращают в обратную сторону и сдвигаясь по резьбе оно освобождает храповое колесо, остающееся остановленным собачкой. При этом появляется возможность вращения втулки 2 с валом 1 и зубчатой передачей 8-7-6, водилом 10 с грузовой звездочкой в сторону спуска груза. Шестеренные тали по сравнению с червячными имеют более высокий КПД и позволяют поднимать груз на большую высоту.

Раздел VIII. ПРИВОДЫ И МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

43. ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

В зависимости от типа, назначения и характера работы грузоподъемной установки механизмы ее могут иметь машинный или ручной привод. Машинный привод разделяют на электрический, механический, гидравлический и пневматический; кроме того, в ряде машин находит применение комбинированный привод, например, дизель-электрический, электрогидравлический и электропневматический.

Источником энергии в приводе служит двигатель (паровой, электрический, внутреннего сгорания, гидравлический, пневматический и др.).

Первым механическим приводом в истории развития грузоподъемных установок был привод от водяного колеса. Помимо ограниченных усилий, создаваемых таким приводом, он имел еще такой существенный недостаток, как необходимость его размещения (а значит размещения самой грузоподъемной машины) вблизи водных источников с большим перепадом высот. Поэтому существенный скачок в совершенствовании грузоподъемных установок был

связан с использованием парового привода. Но он обладал целым рядом недостатков, таких как: длительное время подготовки к работе, низкая экономичность из-за низкого КПД паросиловой установки, сложность привода нескольких механизмов установки от одной перовой машины, тяжелые условия работы обслуживающего персонала, необходимость использования труда одновременно нескольких человек (помощник кочегара, кочегар, машинист крана, стропальщик и пр.). При этом его достоинствами были: легкость регулирования скорости, простота реверсирования механизмов, возможность запуска под нагрузкой и работы с перегрузками.

Наибольшее применение в грузоподъемных установках находит электрический привод от электродвигателя, преимущества которого: возможность индивидуальной установки к каждому механизму установки, что значительно упрощает конструкцию и управление механизмами; высокая экономичность по сравнению с другими типами приводов; легкость регулирования скорости в широких пределах; простота и удобство реверсирования механизмов; безопасность работы, простота устройства и надежность работы различных предохранительных устройств; возможность работы со значительными кратковременными перегрузками.

В передвижных крановых установках широко применяют привод от двигателей внутреннего сгорания. Преимуществами этого привода являются относительно небольшие размеры и масса (особенно по сравнению с паровым), высокий КПД, высокая экономичность, возможность регулирования скорости механизма. К недостаткам этого привода относятся невозможность пуска двигателя под нагрузкой, что приводит к необходимости установки фрикционных муфт, отключающих двигатель от механизма при пуске; необходимость установки двигателей повышенной мощности для преодоления пусковых моментов; необходимость установки реверсивных муфт и дополнительных тормозов вследствие того, что направление вращения вала является постоянным.

Большое распространение в передвижных кранах получает дизель-электрический привод, при котором дизель приводит в движение электрогенератор, питающий электродвигатели различных механизмов установки. Применение дизель-электрического привода позволяет сочетать преимущества электропривода отдельных механизмов с независимостью работы грузоподъемной установки от общей электросети и избежать установки трансмиссионного вала

и сложных фрикционных муфт управления, необходимых при использовании двигателей внутреннего сгорания.

В настоящее время все более широкое применение находит гидравлический привод механизмов грузоподъемных установок благодаря следующим преимуществам: большой перегрузочной способности по мощности и моменту; возможности передавать большие моменты и мощности при малых размерах и массе объемной гидropередачи; бесступенчатому регулированию скоростей в широких пределах; плавному реверсированию и быстрому переключению скорости движения; легко осуществимому автоматическому предохранению машины и гидropередачи от перегрузок; дистанционному управлению работой установки; регулированию и автоматизации рабочего процесса, достигаемых простыми средствами; одновременному подводу энергии к нескольким рабочим механизмам; устойчивой работе при любых скоростных режимах; высокой износостойкости элементов.

К недостаткам гидропривода можно отнести: пониженную экономичность при работе с грузами, масса которых ниже расчетной (так как расход жидкости не зависит от массы груза); сложность подачи рабочей жидкости к приводу передвижной установки; ухудшение работы гидропривода при низких температурах; большие гидравлические сопротивления при наличии длинных трубопроводов; необходимость в тщательном наблюдении за состоянием уплотнений.

Гидропривод грузоподъемных установок имеет приводной двигатель, насос, подающий рабочую жидкость в рабочий цилиндр или гидродвигатель, исполнительный механизм и систему трубопроводов, гидрораспределителей и клапанов управления. Давление жидкости в гидроприводах современных грузоподъемных машин достигает 25 МПа.

Пневматический привод не нашел широкого применения в грузоподъемных установках. Его используют в основном в подъемниках и легких кранах с небольшой высотой подъема, лебедках и талях, а также для работы во взрывоопасной среде, когда применение электрооборудования недопустимо.

Сжатый воздух к пневмоприводу грузоподъемных машин подается по шлангам от компрессорных установок, а на тех предприятиях, где имеется подвод сжатого воздуха для основного производства – от магистральных трубопроводов со сжатым воздухом от

общего стационарного источника. Пневмопривод с питанием от компрессора находит применение в самоходных стреловых кранах для управления фрикционными муфтами, тормозами и т.п. По виду движения Пневмопривод может быть вращательного и поступательного движения. В простейших пневмоприводах используется сжатый воздух под давлением $0,5 \div 0,8$ МПа, хотя в некоторых случаях его давление может достигать до $3 \div 6$ МПа, он подается в цилиндры-толкатели прямого действия, штоки поршней которых воздействуют через блоки или звездочки полиспастной системы на грузовой гибкий орган, соединенный с грузозахватным приспособлением. Для более сложных грузоподъемных устройств, в которых грузовой канат навивается на барабан, энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию поднимаемого груза с помощью объемных пневмодвигателей, которые разделяют на поршневые, роторные и шестеренные.

Преимуществами пневмопривода являются плавность работы, простота конструкции, удобство обслуживания и ремонта, легкость управления, возможность работы с весьма большим числом включений в единицу времени, простота регулирования скорости и развиваемых усилий в широких пределах.

К недостаткам пневмопривода, ограничивающим его широкое применение в грузоподъемных установках, следует отнести ограниченный радиус действия передвижных установок благодаря наличию гибкого воздухопроводного шланга, большой расход воздуха вследствие значительных утечек через уплотнения.

44. РУЧНОЙ ПРИВОД

Ручной привод грузоподъемных установок применяют в простейших механизмах малой грузоподъемности, работающих с малыми скоростями движения в ненапряженном режиме, а также в механизмах вспомогательного назначения. Ручной привод могут иметь все механизмы грузоподъемной установки, а расчетные зависимости являются однопными для всех механизмов.

В механизмах с ручным приводом в качестве приводного элемента используют рукоятки (рис. 44.1,а), а в случае, когда механизм расположен на некоторой высоте, – тяговые колеса, представляющие цепной блок, охватываемый сварной калиброванной цепью (рис.44.1,б).

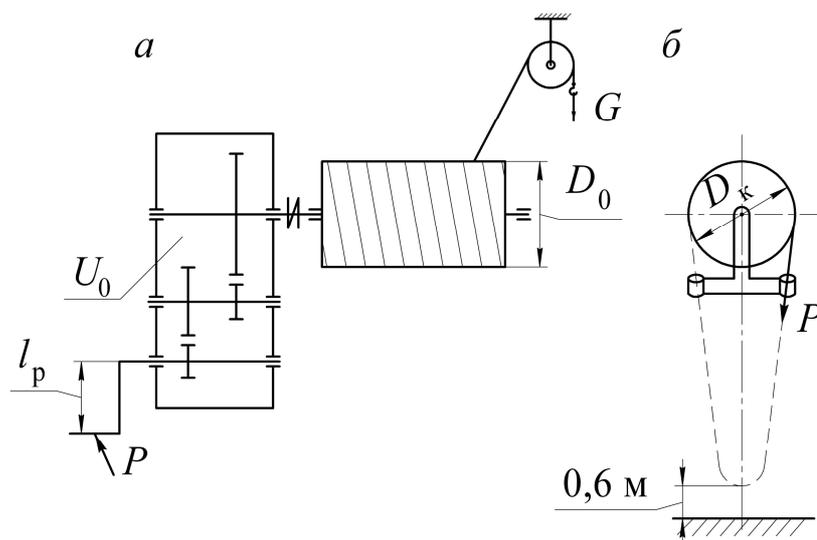


Рис. 44.1

Механизм подъема груза, представленный на рис 44.1 состоит из барабана, на который наматывается канат с подвешенным к нему грузом весом G , редуктора с общим передаточным числом U_0 и приводного элемента – рукоятки или тягового колеса, к которым прикладывается усилие P_p , создаваемое рабочим. На валу с одной рукояткой могут одновременно работать один или два человека, на валу с двумя рукоятками – два или четыре, на цепи тягового колеса – не более трех. При плече приложения тягового усилия l (радиусе рукоятки или тягового колеса) и усилнии P_p , создаваемым одним рабочим, момент на валу рукоятки (приводного колеса):

$$M_p = \varphi m P_p l, \quad (44.1)$$

где m – число рабочих;

φ - коэффициент, учитывающий неодновременность приложения усилия при совместной работе нескольких человек ($\varphi = 0,8$ – для двух человек; $\varphi = 0,7$ – для четырех).

Момент сопротивления на валу барабана от веса груза

$$M_c = G \frac{D_0}{2} \quad (44.2)$$

где D_0 – диаметр барабана, измеренный по центру наматываемого каната.

Необходимое общее передаточное отношение механизма между входным (приводным) и выходным валами лебедки:

$$U_o = \frac{M_c}{M_p \eta_o} \quad (44.3)$$

где η_o – КПД передаточного механизма.

В зависимости от продолжительности работы усилие P_p и окружная скорость рукоятки v_p изменяются. Средние значения усилия и окружной скорости приведены в табл.44.1.

Таблица 44.1

Средние усилия и окружная скорость приводных рукояток и колес

Характер работы	Рукоятка		Тяговое колесо	
	Усилие, Н	Скорость, м/с	Усилие, Н	Скорость, м/с
Непрерывная (или с кратковременными перерывами) в течение 6 – 8 часов	80 – 100	0,9 – 1,2	120 – 160	0,6 – 0,8
Периодическая в течение 6 – 8 часов с частыми перерывами	150 – 160	0,7 – 0,8	180 – 200	0,5 – 0,6
Кратковременная (продолжительность до 5 мин)	До 200	0,5 – 0,6	300 – 400	0,3 – 0,4
Весьма кратковременная (рывок)	До 300	0,3 – 0,4	До 800	0,1 – 0,2

Плечо (радиус) вращения рукояток l должно быть не более 400 мм. Длину ручки рукоятки a принимают 300-350мм при работе одного рабочего и 450-500мм при совместной работе двух рабочих. Ось вращения рукоятки располагают обычно на высоте 900-1100мм от уровня пола. Если приводной вал располагают на значительной высоте, то используют тяговые колеса, приводимые во вращение бесконечной цепью такой длины, чтобы нижняя часть ее петли находилась на высоте около 0,6м от опорной поверхности, с которой рабочий управляет машиной. Диаметр тягового колеса D_k принимают 300-1000мм.

Скорость подъема груза в механизме подъема с ручным приводом, может быть найдена исходя из равенства работ, совершаемых рабочими и весом груза,

$$v_{гр} = \frac{\varphi m P_p v_p \eta}{G} \quad (44.4)$$

Порядок расчета грузоподъемных механизмов с ручным приводом:

1. Выбирается тип гибкого грузоподъемного органа (цепь, канат);
2. Выбирается схема подвески груза;

3. Определяются натяжения в ветвях гибкого органа;
4. Рассчитывается и окончательно выбирается гибкий орган;
5. Определяются размеры блоков;
6. Определяются размеры барабана или приводной звездочки;
7. Определяется момент сопротивления на валу барабана (звездочки);
8. Определяется момент на приводном валу;
9. Определяется передаточное отношение механизма;
10. По передаточному отношению подбирают тип передаточного механизма и производят его расчет.

45. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРИВОДА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

В грузоподъемных машинах применяют специальные крановые и металлургические двигатели асинхронные с фазным или короткозамкнутым ротором или двигатели постоянного тока. Также используются двигатели общепромышленного типа постоянного тока или асинхронные с повышенным скольжением.

Двигатели постоянного тока по сравнению с двигателями переменного тока более удобны для использования в грузоподъемных машинах, так как обладают большей перегрузочной способностью, позволяют регулировать скорость в широких пределах и их можно использовать при работе с большим числом включений в час. Однако при их использовании требуются специальные устройства, преобразующие промышленный переменный ток в постоянный. Поэтому преобладающее применение в грузоподъемных установках находят асинхронные двигатели переменного тока, питающиеся непосредственно от сети, не требующие преобразовательных устройств и имеющие меньшую массу, габариты и стоимость.

До седьмого пункта расчета (см. выше) тот же, что и у механизмов с ручным приводом, а дальше расчет немного отличается.

Так как кроме грузоподъемности (веса поднимаемого груза) G (что соответствует массе поднимаемого груза Q), при проектировании подъемного механизма задается скорость подъема $v_{\text{под}}$, м/мин, то представляется возможным определить теоретическую мощность привода при установившемся движении груза

$$N_{\text{теор}} = \frac{Gv_{\text{под}}}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт.} \quad (45.1)$$

Действительная мощность двигателя будет больше, т.к. были не учтены различные сопротивления

$$N'_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{теор}}}{\eta} = \frac{Gv_{\text{под}}}{6 \cdot 10^4 \eta} \quad (45.2)$$

где η – полный КПД всего механизма: $\eta = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{бл}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{о}}$ (полиспаста, направляющих блоков, барабана или звездочки, передаточного механизма).

Далее по найденной величине $N'_{\text{дв}}$ по каталогу подбирается подходящий двигатель (при этом мощность двигателя $N_{\text{дв}}$ выбирается по заданному режиму работы с учетом ПВ%).

После выбора двигателя определяется передаточное отношение механизма

$$U_{\text{о}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}} = \frac{n_1}{n_{\text{б}}}, \quad (45.3)$$

где $n_{\text{дв}} = n_1$ – частота вращения ротора двигателя (частота вращения первого вала передаточного механизма);

$n_{\text{б}}$ – частота вращения барабана (звездочки): $n_{\text{б}} = \frac{v_{\text{под}} i_{\text{п}}}{\pi D_{\text{о}}}$;

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

По найденному $U_{\text{о}}$ подбирается типовой редуктор (типа РЦ1, РМ, Ц2, ВКН и др.).

46. ПРОВЕРКА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПО ПУСКОВОМУ МОМЕНТУ

При установившемся движении груза весом G (массой Q) статический момент на валу двигателя от поднимаемого груза номинального веса:

$$M_{\text{с}} = \frac{S_{\text{max}} m D_{\text{о}}}{2 U_{\text{о}} \eta} = \frac{G D_{\text{о}}}{2 U_{\text{о}} i_{\text{п}} \eta}, \quad (46.1)$$

где S_{max} – максимальное натяжение каната на барабане;

m – число канатов, навиваемых на барабан ($m = 1$ при одинарном и $m = 2$ при сдвоенном полиспасте);

$D_{\text{о}}$ – диаметр барабана;

$U_{\text{о}}$ – общее передаточное отношение механизма;

В период пуска, кроме статического момента, двигатель преодолевает также моменты от сил инерции груза и вращающихся элементов привода. Согласно принципу Д'Аламбера, уравнение приведенных к валу двигателя моментов при пуске

$$M_{\text{пуск}} = M_c + M_{\text{ин.1}} + M_{\text{ин.2}}, \quad (46.2)$$

где $M_{\text{пуск}}$ – средний пусковой момент двигателя;

$M_{\text{ин.1}}$ – момент от сил инерции вращающихся элементов привода;

$M_{\text{ин.2}}$ – момент от сил инерции груза.

Момент от сил инерции вращающихся масс механизма, отнесенный к валу двигателя, состоит из моментов сил инерции масс этого вала с ротором и сил инерции масс остальных валов, приведенных к валу двигателя:

$$M_{\text{ин.1}} = I_1 \frac{d\omega_1}{dt} + I_2 \frac{d\omega_2}{U_{1-2}\eta_{1-2}dt} + \dots + I_n \frac{d\omega_n}{U_{1-n}\eta_{1-n}dt}, \quad (46.3)$$

где I_1, I_2, \dots, I_n – момент инерции масс, расположенных соответственно на первом, втором и n -м валах;

$\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \dots, \frac{d\omega_n}{dt}$ – угловое ускорение соответственно первого, второго и n -го валов;

U_{1-2}, \dots, U_{1-n} – передаточное отношение между первым и вторым, первым и n -м валом соответственно;

$\eta_{1-2}, \dots, \eta_{1-n}$ – КПД между первым и вторым, первым и n -м валом соответственно;

$\eta_{1-2}, \dots, \eta_{1-n}$ – КПД между первым и вторым, первым и n -м валом соответственно.

Если предположить, что изменение скорости в процессе пуска происходит по линейному закону, а ускорение соответственно постоянно, то в выражении (46.3) можно заменить $\frac{d\omega_n}{dt} = \frac{\omega_n}{t_{\text{п}}}$ (здесь

$\omega_n = \frac{\pi n_n}{30}$ – номинальная угловая скорость n -го вала; $t_{\text{п}} = 1-5$ с – время пуска). Тогда выражение (46.3) примет вид:

$$M_{\text{ин.1}} = I_1 \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}}} + I_2 \frac{\pi n_2}{30 t_{\text{п}} U_{1-2} \eta_{1-2}} + \dots + I_n \frac{\pi n_n}{30 t_{\text{п}} U_{1-n} \eta_{1-n}} \quad (46.4)$$

Приведя частоту вращения n -го вала к первому по выражению:

$$n_n = \frac{n_1}{U_{1-n}}, \quad (46.5)$$

получаем

$$M_{\text{ин.1}} = I_1 \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}}} + I_2 \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}} U_{1-2}^2 \eta_{1-2}} + \dots + I_n \frac{\pi n_1}{30 t_{\text{п}} U_{1-n}^2 \eta_{1-n}}. \quad (46.6)$$

Для механизмов грузоподъемных машин члены правой части этого выражения, кроме первого, составляют всего 10...20% значения первого члена правой части. Поэтому выражение (46.6) можно упростить, тогда момент (Н•м) от сил инерции вращающихся масс

$$M_{\text{ин.1}} = (1,1\dots1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{\text{п}}} \quad (46.7)$$

В этом уравнении коэффициент 1,1...1,2 учитывает влияние вращающихся масс второго и последующих валов.

Определим значение момента силы инерции груза. В процессе пуска механизма при подъеме груза полагаем, что груз движется

с постоянным линейным ускорением $j = \frac{v_{\text{гр}}}{t_{\text{п}}}$ (46.8)

Для сообщения ускорения грузу массой Q к нему необходимо

приложить силу $P = Qj = Q \frac{dv}{dt} = Q \frac{v_{\text{гр}}}{t_{\text{п}}}$ (46.9)

Эта сила создает на барабане крутящий момент:

$$M_p = \frac{PD_o}{2i_{\text{п}}\eta_{\text{п}}} = \frac{Qv_{\text{гр}}D_o}{2i_{\text{п}}\eta_{\text{п}}t_{\text{п}}}, \quad (46.10)$$

где $i_{\text{п}}$ – кратность и $\eta_{\text{п}}$ – КПД полиспаста.

Скорость груза (м/с) можно представить в виде

$$v_{\text{гр}} = \frac{\pi D_o n_{\text{б}}}{60 i_{\text{п}}}, \quad (46.11)$$

тогда выражение (46.10) примет вид

$$M_p = \frac{\pi Q D_o^2 n_{\text{б}}}{2 \cdot 60 i_{\text{п}}^2 \eta_{\text{п}} t_{\text{п}}}. \quad (46.12)$$

Момент M_p , приведенный к валу двигателя, является моментом от силы инерции $M_{ин.2}$ груза массой Q :

$$M_{ин.2} = \frac{M_p}{U_o \eta_o} = \frac{\pi Q D_o^2 n_6}{120 i_{п}^2 t_{п} U_o \eta_o \eta_{п}}, \quad (46.13)$$

где U_o и η_o – соответственно общее передаточное отношение и общий КПД механизма от вала барабана до вала двигателя.

Выразив частоту вращения барабана через частоту вращения двигателя (т.е. первого вала) $n_6 = n_1 / U_o$, получим

$$M_{ин.2} = \frac{Q D_o^2 n_1}{38,2 i_{п}^2 t_{п} U_o^2 \eta} \quad (46.14)$$

где $\eta = \eta_o \eta_{п}$ – полный КПД (механизма и полиспаста).

Тогда выражение для пускового момента ($H \bullet M$) примет вид

$$M_{пуск} = M_c + (1,1 \dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{п}} + \frac{Q D_o^2 n_1}{38,2 i_{п}^2 t_{п} U_o^2 \eta}. \quad (46.15)$$

Как показывают опытные данные

$$M_{пуск \max} \approx 1,33 M_{пуск}, \quad (46.16)$$

т.е. действительный пусковой момент выше теоретического.

Номинальная мощность выбранного по каталогу двигателя определяется номинальным моментом на валу двигателя:

$$N_{ном} = \frac{M_{ном} \omega}{1000} = \frac{M_{ном} \pi n_{дв}}{1000 \cdot 30} = \frac{M_{ном} n_{дв}}{9550}, \quad (46.17)$$

Из (35.17) найдем номинальный момент двигателя

$$M_{ном} = 9550 \frac{N_{ном}}{n_{дв}} \quad (46.18)$$

Фактическое значение коэффициента перегрузочной способности двигателя в период пуска

$$\lambda = \frac{M_{пуск \max}}{M_{ном}} \leq [\lambda] \quad (46.19)$$

Как видно из (46.19) полученное значение коэффициента перегрузочной способности не должно превышать $[\lambda]$ - кратности максимального момента выбранного двигателя, являющейся его паспортной величиной.

Как видно из (46.15). пусковой момент зависит от времени пуска $t_{\text{п}}$, причем чем меньше время пуска, тем больший пусковой момент необходим для разгона всех масс.

Если в (46.15) подставить паспортную величину $M_{\text{пуск}}$ выбранного двигателя, то минимально необходимое время пуска будет найдено как:

$$t_{\text{п}} = \frac{1}{M_{\text{пуск}} - M_{\text{с}}} \left[(1,1\dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55} + \frac{QD_0^2 n_1}{38,2 i_{\text{п}}^2 U_0^2 \eta} \right]. \quad (46.20)$$

47. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОГО ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА

Процесс торможения механизма подъема отличается от процесса пуска тем, что при пуске разгон движущихся масс происходит при потреблении двигателем электроэнергии, причем чем больше потери в механизме, тем большую мощность должен развивать двигатель, а при торможении замедление и остановка движущихся масс происходит в результате совершения тормозом работы торможения, причем потери в механизме способствуют замедлению движущихся масс, уменьшая необходимую работу торможения. В процессе торможения кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс переходит в тепловую энергию.

Уравнение моментов для процесса торможения имеет вид:

$$M_{\text{т}} = \pm M_{\text{ст}} + M_{\text{ин.1т}} + M_{\text{ин.2т}} \quad (47.1)$$

где $M_{\text{т}}$ – номинальный момент, развиваемый тормозом;

$M_{\text{ст}}$ – статический момент от веса груза при торможении, знак «+» или «-» у момента $\pm M_{\text{ст}}$ зависит от направления движения груза перед торможением, при подъеме груза момент от веса груза на тормозном валу при торможении способствует остановке механизма (знак «-»), а при опускании груза этот момент противодействует остановке (знак «+»).

$M_{ин.1т}$ – момент на тормозном валу от сил инерции вращающихся элементов привода при торможении;

$M_{ин.2т}$ – момент на тормозном валу от сил инерции груза при торможении.

Статический момент от веса груза на тормозном валу при торможении

$$M_{ст} = \frac{SD_0 m}{2U_0} \eta_0 \quad (47.2)$$

отличается от момента при пуске тем, что КПД в данном случае входит в числитель, т.к. потери в механизме уменьшают работу тормоза, необходимую для остановки груза и механизма.

Полное выражение для определения необходимой величины тормозного момента примет вид

$$M_T = \pm M_{ст} + (1,1\dots 1,2) \frac{I_1 n_1}{9,55 t_{п}} + \frac{Q D_0^2 n_1 \eta}{38,2 i_{п}^2 t_{п} U_0^2}. \quad (47.3)$$

По уравнению (47.3) при известном тормозном моменте рассчитывают время торможения.

Тормоз должен быть установлен на кинематическом звене механизма, жестко связанном зубчатыми или червячными передачами с барабаном. Для уменьшения тормозного момента и размеров тормоза его обычно устанавливают на приводном валу механизма или ближе к приводному валу.

Тормозной момент, развиваемый тормозом механизма подъема, должен обеспечить удерживание подвешенного груза в неподвижном состоянии с определенным коэффициентом запаса торможения. Коэффициентом запаса торможения n_T называют отношение момента M_T , создаваемого тормозом, к статическому крутящему моменту $M_{ст}$, создаваемому весом груза номинальной массы на тормозном валу и определяемому с учетом потерь в полиспасте и механизме, способствующих удерживанию груза.

$$n_T = \frac{M_T}{M_{ст}}. \quad (47.4)$$

Статический крутящий момент при торможении определяют по формуле, аналогичной (46.1):

$$M_c = \frac{GD_0 \eta}{2U_0 i_{\Pi}} \quad (47.5)$$

При определении $M_{ст}$ в расчете по формуле (47.5) учитывают максимальное значение КПД, а в случае установки тормоза не на приводном валу под значением U_0 подразумевают передаточное отношение от тормозного вала до барабана.

Коэффициент запаса торможения n_T (табл. 47.1) принимают согласно правилам Ростехнадзора в зависимости от привода и группы режима работы.

Таблица 47.1

Значения коэффициента запаса торможения n_T

Группа режима работы	1; 2; 3	4	5	6
Режим работы по нормам Ростехнадзора	Л	С	Т	ВТ
Тип привода	Ручной и машинный	Машинный		
Коэффициент запаса торможения n_T	1,5	1,75	2,0	2.5

48. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТА И ТЕЛЕЖКИ КРАНА

Механизм передвижения – это приводное устройство для передвижения крана или тележки по горизонтали. В связи с этим краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Колеса, соединенные с приводом, являются приводными, т.е. ведущими, а остальные колеса – холостыми, т.е. ведомыми. Иногда все ходовые колеса крана являются приводными. Механизмы передвижения мостовых кранов могут быть выполнены с тихоходным или быстроходным трансмиссионным валом и с отдельным приводом.

Механизм передвижения с тихоходным трансмиссионным валом (рис. 48.1) имеет привод, установленный в средней части моста и состоящий из двигателя, тормоза, муфт и редуктора. Выходной вал редуктора обоими своими концами через муфты соединен с трансмиссионными валами.

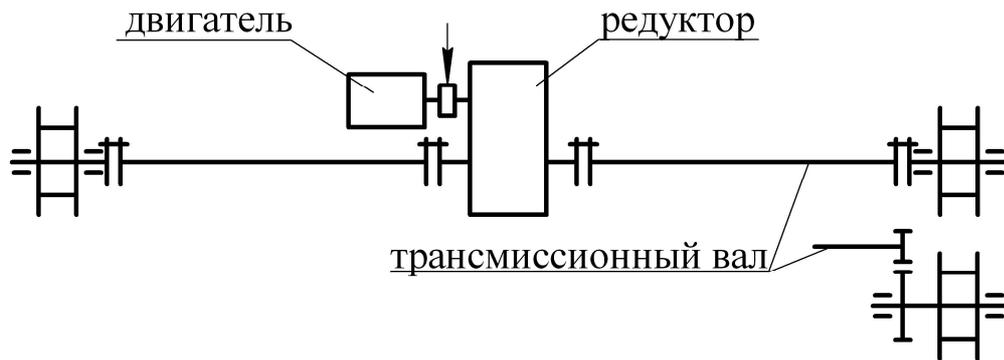


Рис. 48.1

Трансмиссионные валы могут быть составными, т.е. выполненными из отдельных секций, которые соединены муфтами и установлены на подшипниках, закрепленных на мосту крана. Посредством муфт трансмиссионный вал также соединяется с валами приводных колес. При этом трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и вал ходовых колес, и передает наибольший крутящий момент. Поэтому вал, муфты и опоры вала имеют большие размеры и массу. С целью снижения нагрузки на вал он может быть соединен с ходовым колесом через открытую зубчатую пару, как показано на фрагменте рис. 48.1. Механизмы передвижения с тихоходным трансмиссионным валом обладают повышенной надежностью и находят широкое применение.

У механизма передвижения с быстроходным трансмиссионным валом (рис. 48.2) вал имеет частоту вращения, равную частоте вращения двигателя, и передает минимальный крутящий момент. Размеры муфт, подшипников и диаметр трансмиссионного вала в этом случае небольшие.

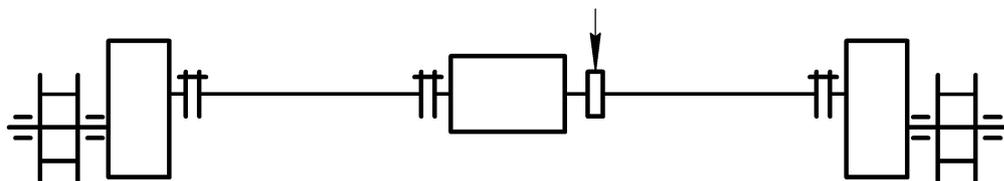


Рис. 48.2

Для создания необходимого передаточного отношения в приводе используют два одинаковых редуктора, установленных около концевых балок моста крана. Выходные валы каждого редуктора соединены с валами ходовых колес. Несмотря на наличие двух редукторов механизм передвижения с быстроходным трансмиссионным валом имеет небольшую массу. Однако вследствие высокой

частоты вращения трансмиссионного вала необходима повышенная точность его изготовления и монтажа, а также проведение соответствующей балансировки.

Механизм передвижения с отдельным приводом (рис. 48.3) не имеет трансмиссионного вала, увеличивающего массу крана и трудоемкость его изготовления и повышенной точности монтажа. В механизме передвижения с отдельным приводом каждая концевая балка моста приводится в движение индивидуальным приводом. При этом между приводами, расположенными на противоположных концевых балках, не предусматривается никакой связи (электрической или механической) кроме металлоконструкций. При неравномерном распределении нагрузки между концевыми балками, частота вращения вала двигателя на балке с меньшей нагрузкой несколько увеличивается и опора начинает «забегать» вперед относительно более нагруженной.

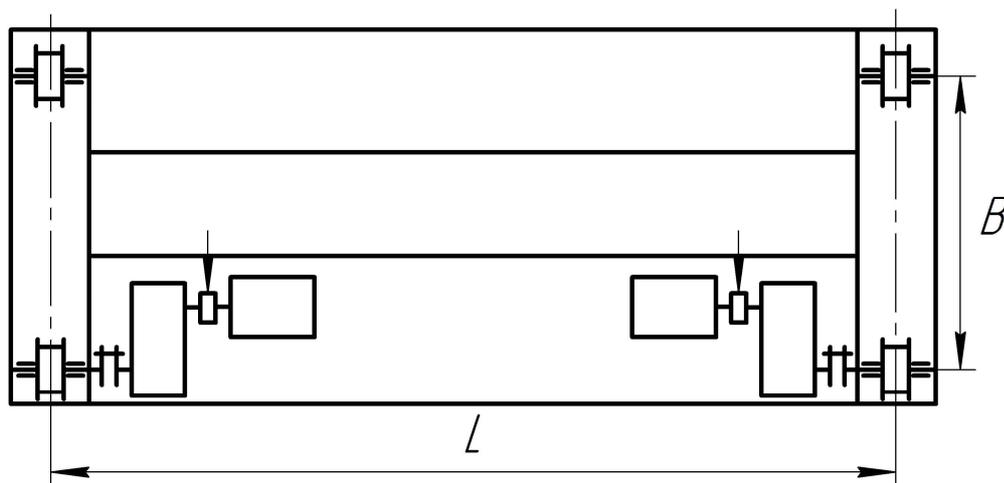


Рис. 48.3

При этом двигатель первой опоры начинает воспринимать через металлоконструкцию моста повышенную нагрузку, разгружая двигатель второй опоры, что приводит к некоторому уменьшению частоты вращения первого двигателя и соответствующему увеличению частоты вращения второго двигателя. В результате скорости перемещения обеих балок моста автоматически выравниваются. Отдельный привод механизма передвижения обеспечивает нормальную работу крана при отношении пролета крана L к его базе B не более 6 ($L/B \leq 6$). При $L/B > 6$ отмечается повышенная упругая деформация моста крана и значительные «забегания» одной концевой балки относительно другой. Техничко-экономические расчеты

показывают, что отдельный привод целесообразно принимать при пролетах более 16м.

Выбор схемы механизма передвижения должен соответствовать типу металлоконструкции моста. При решетчатых металлоконструкциях обычно применяют схему привода с тихоходным трансмиссионным валом. При балочной конструкции моста применяются механизмы передвижения с быстроходным трансмиссионным валом. В последнее время наибольшее распространение имеет отдельный привод.

Крановая тележка представляет собой установленную на колеса сварную раму, на которой смонтирован подъемный механизм и механизм передвижения. Крановые тележки должны отвечать следующим требованиям:

- минимальные габариты и масса;
- равномерное распределение веса подвешенного груза и веса установленных на тележке механизмов по всем ее колесам;
- удобное и доступное для монтажа, обслуживания и ремонта размещение узлов на раме тележки;
- передаточные механизмы должны быть редукторного типа, т.е. закрытыми.

В механизмах передвижения тележек используются вертикальные редукторы, расположение которых выполняются по схемам, приведенным на рисунках, размещенных ниже.

Так на рис. 48.4 выходной вал центрально расположенного редуктора через муфты и трансмиссионные валы передает вращение на колеса.

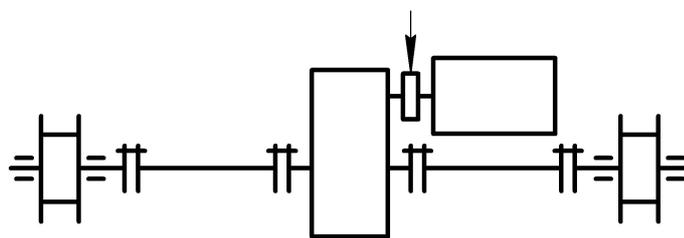


Рис. 48.4

Достаточно широко в механизмах передвижения тележек используется боковое расположение редуктора, которое облегчает его обслуживание и ремонт, а также устраняет стесненность компоновки механизмов на тележке. При этом каждое приводное колесо мо-

жет иметь по две индивидуальные подшипниковые опоры (рис. 48.5,а). Оси их колес соединяются при этом трансмиссионной вставкой. А также колеса могут располагаться на общей проходной оси, которая имеет две подшипниковые опоры (рис. 48.5,б).

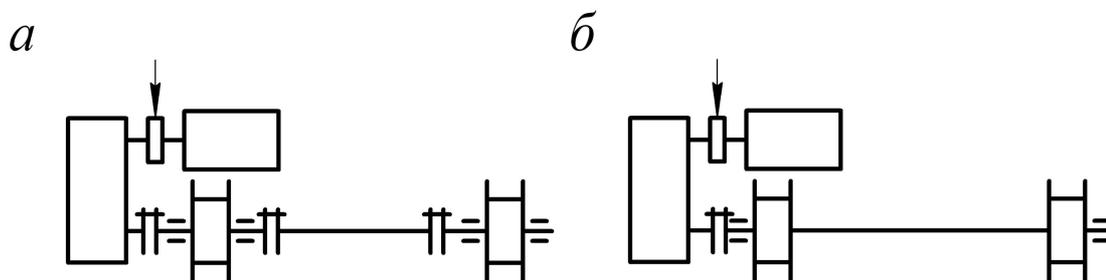


Рис. 48.5

49. КОНСТРУКЦИИ КОЛЕС И РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ КРАНОВ И ТЕЛЕЖЕК

Для безопасности работы в мостовых кранах почти исключительно применяются двухребордные колеса. В качестве рельсов применяется стальной прокат квадратного сечения, железнодорожные или специальные рельсы. Безребордные ходовые колеса могут быть применены только при наличии дополнительных направляющих роликов с вертикальной осью вращения. Одноробордные ходовые колеса применяют в следующих случаях: - в кранах, перемещающихся по наземному пути с колеей до 4м; - в механизмах передвижения тележек кранов мостового типа; - в подвесных тележках, перемещающихся по однорельсовому пути.

Поверхность катания (обод) ходового колеса может быть цилиндрический (рис. 49.1) или конический (рис. 49.2) с уклоном обода 1:20.

Для обеспечения нормального движения крана при возможных неточностях, допущенных при укладке рельсового пути, неточностях монтажа металлоконструкции крана, ширина рабочей части цилиндрического обода принимается больше ширины головки рельса $B - B_p \approx 30\text{мм}$. Для колеса с коническим ободом указанная разность размеров составляет $B - B_p \approx 40\text{мм}$.

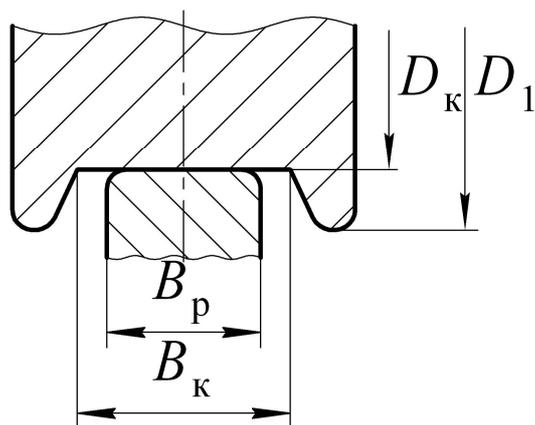


Рис. 49.1.

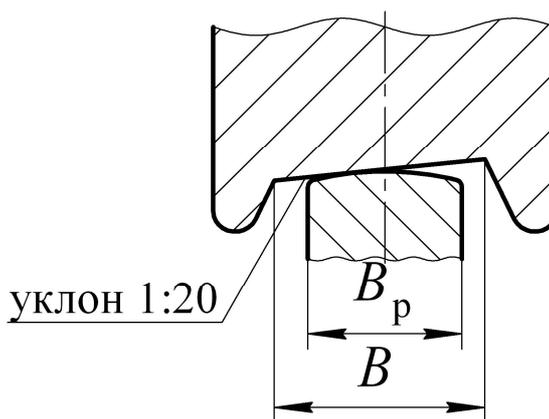


Рис. 49.2.

Для механизмов с машинным приводом ходовые колеса изготавливаются из стали с твердостью поверхности катания и реборд не ниже $HV = 300-400$.

Основные сопротивления движению тележки или моста крана – это трение качения колес и трение осей колес в подшипниках (рис. 49.3).

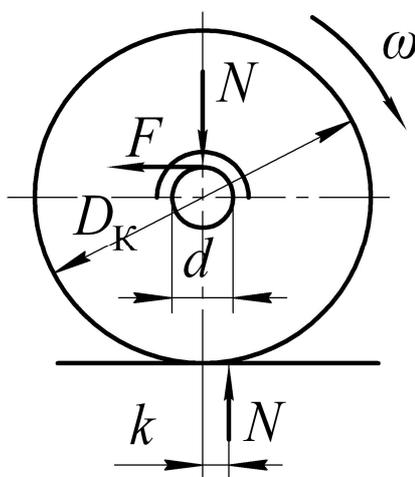


Рис. 49.3

Если N – нагрузка, приходящаяся на колесо, то момент сопротивления колеса качению может быть найден как:

$$M_k = N \cdot k, \quad (49.1)$$

где k – коэффициент трения качения ($k = 0,06 \div 0,1 \text{ см}$).

Определим момент трения в подшипниках оси колеса:

$$M_i = F \cdot \frac{d}{2} = Nf \frac{d}{2}, \quad (49.2)$$

где F – сила трения в подшипниках колеса;

d – диаметр оси колеса;

$f = 0,08 \div 0,1$ – коэффициент трения в подшипниках скольжения;

$f = 0,01 \div 0,02$ – коэффициент трения для подшипников качения.

Найдем момент сопротивления трения реборд колеса о боковые поверхности головки рельса:

$$M_p \approx (\beta - 1)(M_k + M_{\Pi}), \quad (49.3)$$

где $\beta \approx 1,1 \div 1,5$ – коэффициент, учитывающий трение реборд.

Общее сопротивление движению колеса равно:

$$M_o = M_k + M_{\Pi} + M_p = \beta(M_k + M_{\Pi}). \quad (49.4)$$

В уравнение (49.4) подставим (49.1) и (49.2), тогда:

$$M_o = \beta N(k + f \frac{d}{2}) \quad (49.5)$$

Полный момент, необходимый для преодоления сопротивлений на всех колесах тележки или моста крана, равен сумме моментов сопротивлений всех колес (тележки или моста).

$$M = \Sigma M_o = \beta \Sigma N(k + f \frac{d}{2}). \quad (49.6)$$

Если: G – грузоподъемность крана;

G_T – собственный вес тележки;

G_M – собственный вес моста крана,

то для тележки $\Sigma N = G + G_T$, для моста $\Sigma N = G + G_T + G_M$, т.е.:

$$M_{\delta} = \beta(G + G_{\delta})(k + f \frac{d}{2}), \quad (49.7)$$

$$M_{\hat{e}} = \beta(G + G_{\delta} + G_1)(k + f \frac{d}{2}). \quad (49.8)$$

По найденному моменту сопротивления на ходовых колесах, мощность двигателя механизма передвижения определится как:

$$N = \frac{M n_k}{9550 \eta_o}, \quad (49.9)$$

где n_k – частота вращения колеса в минуту, определяемая по заданной скорости v (м/мин) передвижения тележки или моста крана:

$$n_{\text{к}} = \frac{v}{\pi D_{\text{к}}} \quad (49.10)$$

По каталогу подбирается по найденному значению мощности N электродвигатель. Имея его паспортную частоту вращения ротора $n_{\text{дв}}$ определим требуемое передаточное отношение передаточного механизма

$$U_0 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}} \quad (49.11)$$

Выбранный двигатель следует проверить по пусковому моменту.

В механизмах передвижения тележек и мостов кранов не все колеса являются приводными, т.е. создают силу тяги, и это обстоятельство должно быть проверено расчетом (рис. 49.4)

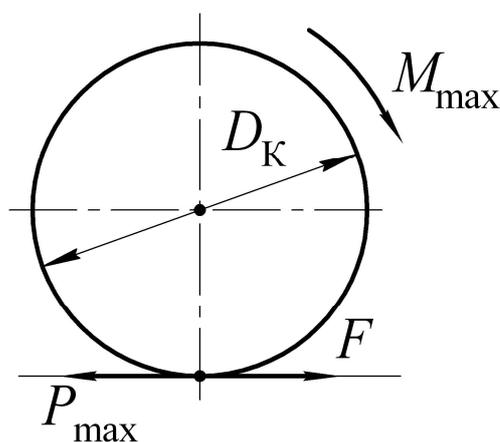


Рис. 49.4

Определим наибольшее касательное усилие, действующее в месте соприкосновения ведущих (приводных) колес с рельсами:

$$P_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{D_{\text{к}}/2} + P_{\text{д}} = \frac{\beta(G + G_{\text{т}})}{D_{\text{к}}/2} + \frac{(G + G_{\text{т}})}{g} \cdot \frac{v_{\text{т}}}{t_{\text{п}}} \quad (49.12)$$

При этом буксование ведущих колес не наступит, если P_{max} не будет превышать силы сцепления ведущих колес с рельсами:

$$P_{\text{max}} \leq F, \quad (49.13)$$

где $F = N_{\text{вед}} \mu'$ – сила тяги на ободе ведущих колес; $N_{\text{вед}}$ – суммарная нагрузка на ведущие колеса тележки; μ' – коэффициент сцепле-

ния колес с рельсами (принимается по данным табл. 49.1), зависящий от диаметра ходового колеса и типа рельса.

Таблица 49.1

Значения коэффициента сцепления μ' колес с рельсами

Диаметр ходового колеса D_k , мм	Форма головки рельса	
	Плоская головка	Выпуклая головка
200÷300	0,03	0,04
400÷560	0,05	0,06
630÷710	0,06	0,08
800	0,06	0,10
900÷1000	0,07	0,12

50. УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА

Механизм поворота предназначен для вращения поворотной части крана. Поворотные краны можно разделить на две группы: краны, грузоподъемность которых не зависит вылета, и стреловые краны, грузоподъемность которых для обеспечения требуемой устойчивости, изменяется с изменением вылета стрелы.

Согласно Правилам Ростехнадзора механизмы поворота должны быть оборудованы муфтой предельного момента. В редукторе (рис. 50.1) применена коническая предохранительная муфта, встроенная в червячное колесо.

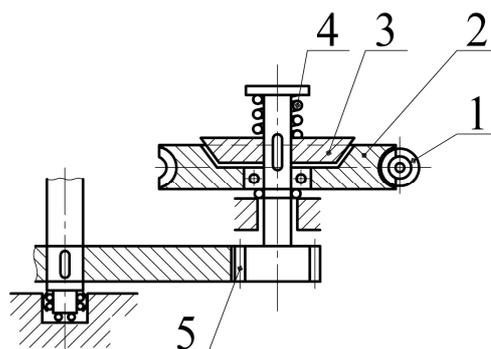


Рис. 50.1

Механизм поворота имеет двигатель, соединенный муфтой с червяком 1, который, вращая червячное колесо 2, передает вращающий момент на коническую полумуфту 3, прижимаемую пружиной 4. Через вал и зубчатую передачу 5 полумуфта 3 передает вращение на поворотную часть крана.

Поворотную часть крана на вращающейся колонне устанавливают на двух опорах (рис. 50.2).

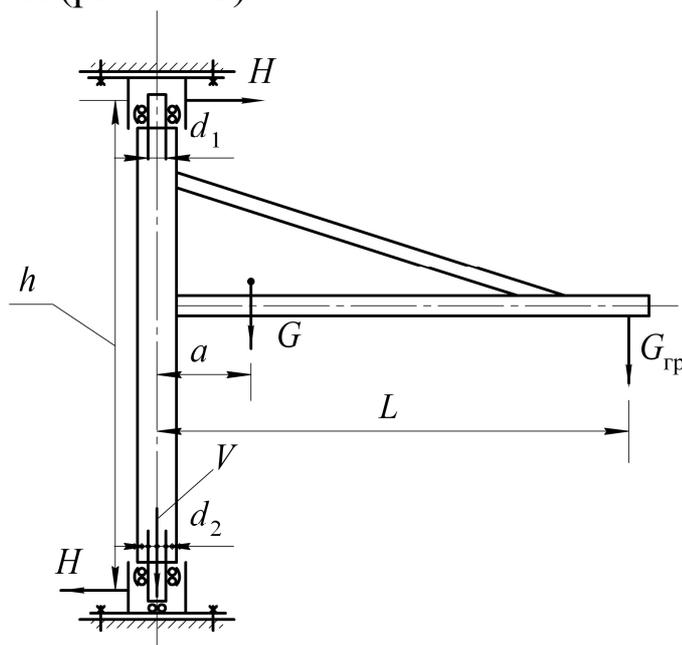


Рис. 50.2

Нижняя опора, закрепленная на фундаменте, воспринимает вертикальные и горизонтальные усилия, а верхняя опора, расположенная на неподвижной части здания (стене, перекрытии и т.п.), воспринимает горизонтальное усилие.

Вертикальное усилие V определяется как сумма весов всех поворачивающихся частей крана

$$V = G + G_{\text{гр}}, \quad (50.1)$$

где G – суммарный вес поворотной части крана;
 $G_{\text{гр}}$ – вес груза.

Горизонтальное усилие H , действующее в верхней и нижней опорах, определяют по уравнению моментов

$$H = \frac{Ga + G_{\text{гр}}L}{h}, \quad (50.2)$$

где a – координата, описывающая положение центра тяжести поворотной части крана;

L – вылет стрелы;

h – расстояние между нижней и верхней опорами.

Момент сопротивления в опорах крана относительно оси поворота:

$$M'_c = M_{\text{вН}} + M_{\text{нН}} + M_{\text{нV}}, \quad (50.3)$$

где $M_{вН}$ и $M_{нН}$ – моменты сопротивления трения в верхней и нижней опорах от горизонтального усилия H ;

$M_{нV}$ – момент сопротивления трения в нижней опоре от вертикального усилия V .

Моменты сопротивления в верхней и нижней опорах от усилия H находятся по выражениям:

$$M_{\hat{a}H} = H \frac{d_1}{2} f, \quad (50.4)$$

$$M_{iH} = H \frac{d_2}{2} f. \quad (50.5)$$

где d_1 и d_2 – диаметры верхней и нижней цапф соответственно;
 f – коэффициент трения в подшипниках, значения которого принимаются по данным табл. 50.1

Таблица 50.1

Значения коэффициентов трения f в подшипниках

Тип подшипника	Вид подшипника	Коэффициент трения f
скольжения	открытого типа	0,10
	с буксой и жидкостной смазкой	0,08
качения	шариковые и цилиндрические роликовые	0,015
	конические	0,02

Момент сопротивления в нижней опоре от силы V при использовании упорного подшипника качения

$$M_{\hat{a}V} = V \frac{d_2}{2} f \quad (50.6)$$

Цапфы крана работают на изгиб от силы H , а нижняя цапфа еще и на сжатие от усилия V . Максимальное напряжение в нижней цапфе в опасном сечении (в месте заделки цапфы в колонне)

$$\sigma = \frac{M_{\hat{e}c}}{W} + \frac{V}{A} \leq [\sigma], \quad (50.7)$$

где A – площадь сечения цапфы.

Общий момент сопротивления повороту, приведенный к валу

двигателя:

$$M_c = \frac{M'_c}{U_o \eta_o} \quad (50.8)$$

Статическая мощность привода, по которой предварительно выбирается двигатель механизма поворота, при работе с грузом номинальной массы

$$N_{\text{нò}} = \frac{M_c n_c}{9550 \eta_0}, \quad (50.9)$$

где n_c – частота вращения в минуту поворотной части установки.

Раздел IX. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ КРАНЫ

51. КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Кранами называют грузоподъемные установки циклического действия, предназначенные для подъема и перемещения груза, удерживаемого грузозахватным устройством. Они являются наиболее распространенными грузоподъемными машинами, имеющими весьма разнообразное конструктивное исполнение и назначение.

По конструктивному признаку их разделяют на краны *пролетного типа (мостового типа)*, к которым относятся мостовые, козловые и полукозловые краны, а также кран-балки;

Краны *консольного типа (стрелового типа)*, к которым относятся поворотные краны на колонне, имеющие постоянный или переменный вылет, стреловые передвижные краны со стрелой, закрепленной на раме ходового устройства или поворотной платформе, размещенной непосредственно на ходовой раме, башенные краны, порталные и полупортальные краны, вантовые краны и т.п.

По виду грузозахватного устройства различают *крюковые, рейферные, магнитные, клещевые* краны и т.п.

По виду привода механизмов краны бывают *с ручным и машинным* (электрическим, гидравлическим, пневматическим и др.) приводами.

По степени поворота стрелы относительно опорной части различают *неповоротные, полноповоротные и неполноповоротные* краны.

По способу опирания ходовой части на подкрановый путь краны могут быть *опорного типа*, опирающиеся на путь сверху, и *подвесного* типа, перемещающиеся по нижним полкам рельсов подвесного кранового пути.

52. ВИДЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Рассмотрим схематичное устройство некоторых типов кранов.

В кранах пролетного типа горизонтальное перемещение груза осуществляется при помощи комбинации поступательных движений собственно крана и тележки, движущейся по пролетному строению. Верхнее расположение мостового крана (рис. 52.1 и 52.2), не занимающего полезной площади помещения (монтажной площадки), а также возможность обслуживания им всей подкрановой территории сделали его самой распространенной в промышленности грузоподъемной установкой.

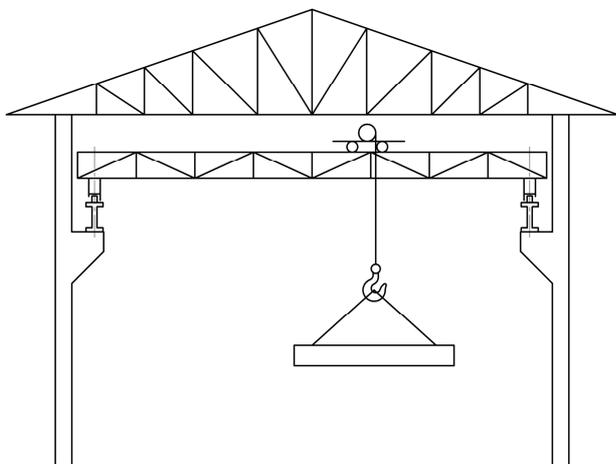


Рис. 52.1

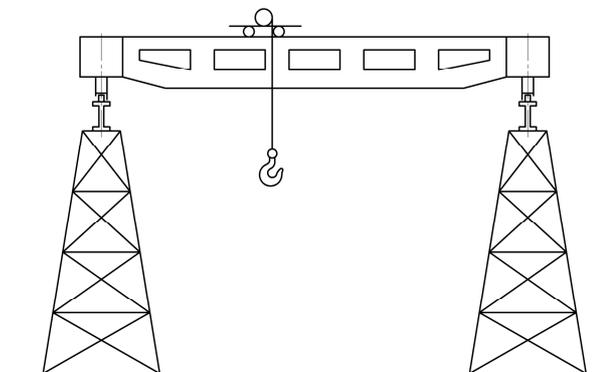


Рис. 52.2

Мостовые краны состоят из моста балочной или решетчатой конструкции с механизмом передвижения и крановой тележки с механизмами ее передвижения и подъема груза.

При больших пролетах и нагрузках мост крана выполняют из двух главных решетчатых ферм (вертикальных), непосредственно воспринимающих нагрузку, двух вспомогательных (вертикальных) и четырех горизонтальных ферм, из которых две расположены в плоскости верхних поясов главных ферм и две в плоскости нижних поясов.

Мост балочной конструкции (схематично показан на рис. 52.2) состоит из двух сварных балок коробчатого сечения, соединенных между собой двумя поперечными опорными (концевыми) балками. К несущим балкам прикреплены кронштейны для размещения на них площадок для обслуживания тележки и механизмов передвижения моста.

При расположении крана на открытой площадке под него делаются специальные фермы (эстакады), однако при большой длине подкранового пути такое решение становится слишком затратным (по металлоемкости и трудоемкости изготовления и монтажа). Проще к мосту присоединить опорные «ноги», чем изготовить эстакаду. В результате получится козловой кран (рис. 52.3), а при наличии опорной конструкции (стены или колонн) рабочую площадь можно обслуживать полукозловым краном (рис. 52.4).

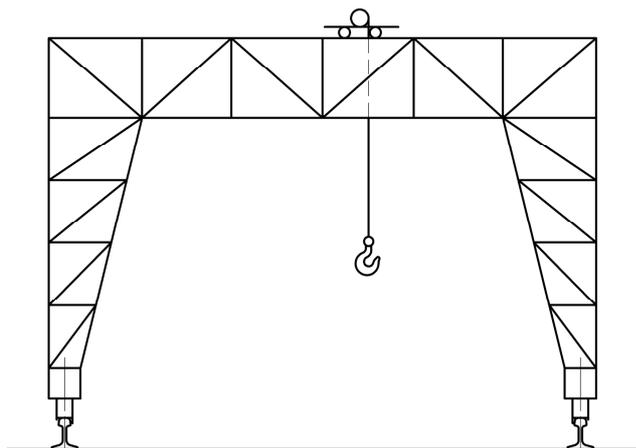


Рис. 52.3

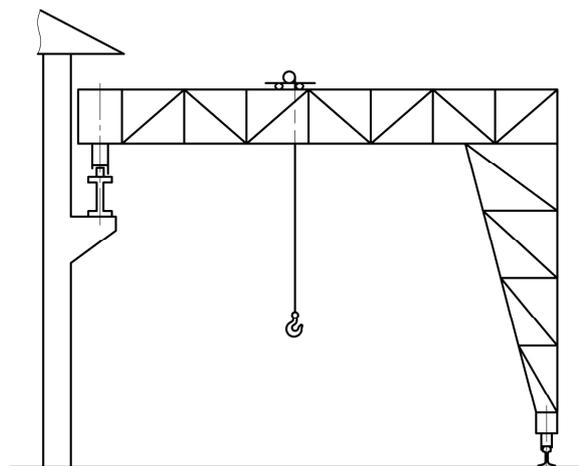


Рис. 52.4

Мостовое пролетное строение козлового крана снабжено опорами и передвигается по рельсовым путям, уложенным на земле. Площадка, которую обслуживает кран, в этом случае не загромождена колоннами, что особенно важно для угольных складов.

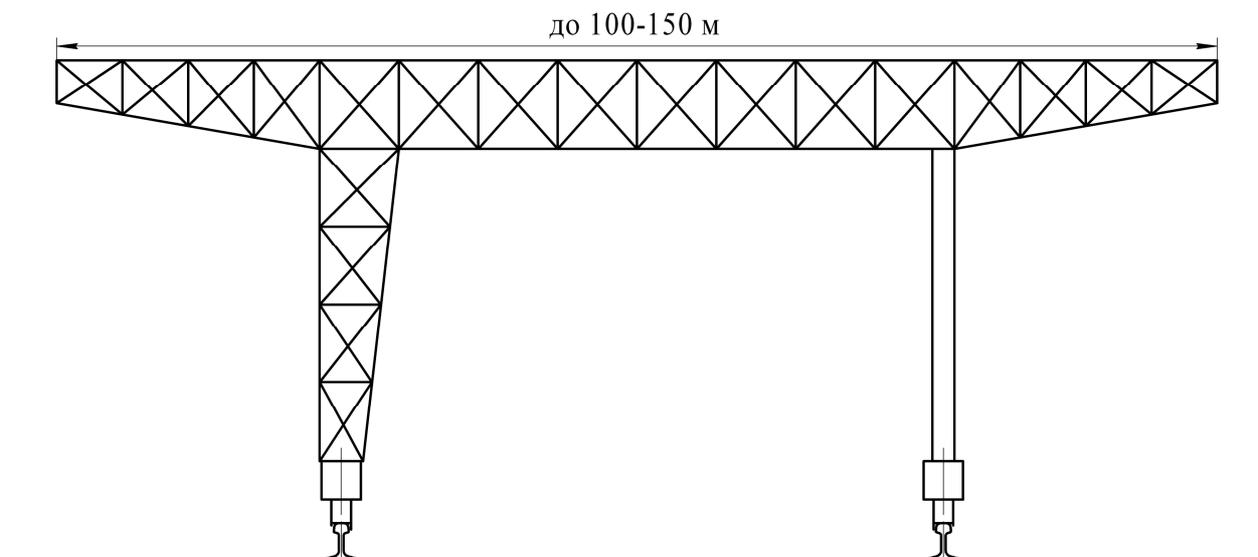


Рис. 52.5

Как у козловых кранов с большими пролетами, так и у консольно-козловых (см. рис. 52.5), одна опора делается жесткой, в виде пространственной фермы, соединенной с главными фермами жесткими узлами, а другая – гибкой, в виде плоской фермы или трубчатой конструкции, шарнирно соединенной с главными фермами. Это устраняет опасность заклинивания ходовых колес при температурных деформациях остова крана или деформации рельсовых путей.

При необходимости иметь большой пролет (500 и более метров), когда изготовление такой огромной фермы может быть невозможным, используют кабельные краны (рис. 52.6). Кабельный кран состоит из двух опорных башен с натянутым между ними несущим канатом, выполняющим функцию пролетного строения мостового перегружателя

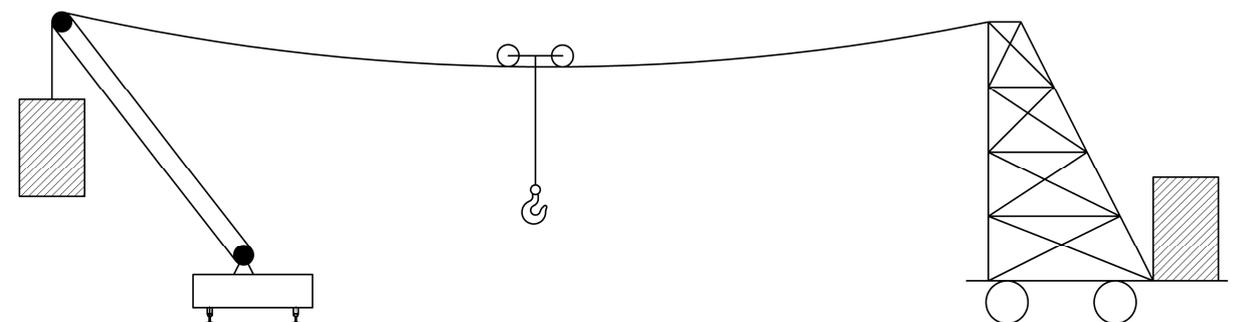


Рис. 52.6

По несущему канату с помощью тягового каната передвигается грузовая тележка с грузозахватным устройством. Тяговый канат огибает блоки, расположенные на обеих башнях, и барабан тяговой лебедки, образуя с прикрепленной к нему тележкой замкнутое кольцо. Для подъема и опускания груза в любой точке пролета крана имеется подъемный канат, прикрепленный одним концом к противоположной опорной башне, а другим концом – к барабану подъемной лебедки.

Опорные башни кабельного крана могут быть неподвижными и подвижными. Подвижные опорные башни могут быть выполнены перемещающимися по параллельным подкрановым путям, или одна из них может быть неподвижной, а другая перемещаемой по рельсовому пути, представляющему собой часть окружности. В этом случае кабельный кран называют радиальным, он обслуживает площадь сектора круга.

Большое применение в промышленности имеют настенные краны, которые либо закреплены на стене здания шарнирно (поворотный настенный кран представлен на рис. 52.7), либо передвигаются по рельсам, укрепленным на стене.

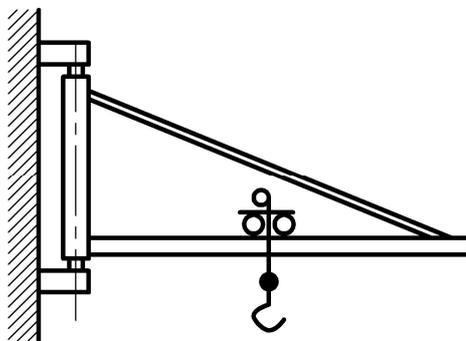


Рис. 52.7

Находят свое широкое применение стационарные и нестационарные поворотные краны. Нестационарные поворотные краны устанавливаются или на колесах, позволяющих осуществить их передвижение к месту работы без груза с последующей установкой в рабочее положение на выносных опорах (аутригерах), или на платформах, перемещающихся по рельсовому пути.

Простейшие стационарные поворотные краны на колонне имеют постоянный вылет стрелы (рис. 52.8). В этих кранах груз можно поднять по вертикали и переместить в любую точку, расположенную на окружности радиуса, равного вылету стрелы.

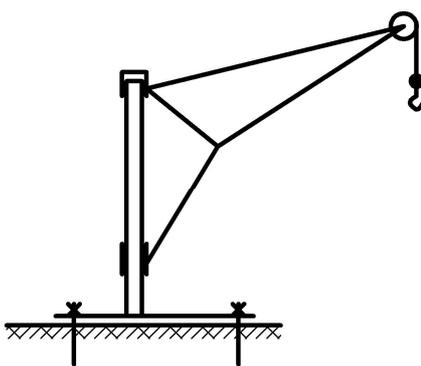


Рис. 52.8

При необходимости расширения площади обслуживания краном применяют поворотные краны с переменным вылетом стрелы.

Широкое распространение имеют передвижные краны на гусеничном, автомобильном и железнодорожном ходу. Краны на гу-

сеничном, пневмоколесном и автомобильном ходах отличаются повышенной маневренностью и независимостью от рельсового пути.

Обычно гусеничные и пневмоколесные краны имеют значительно большую грузоподъемность (до 100т) по сравнению с кранами на автомобильном шасси.

53. УСТОЙЧИВОСТЬ ПЕРЕДВИЖНЫХ ПОВОРОТНЫХ КРАНОВ

Передвижные поворотные краны должны обладать достаточной устойчивостью во избежание опрокидывания. Под устойчивостью крана понимают его способность противодействовать опрокидывающим моментам. Различают грузовую и собственную устойчивость.

Грузовая устойчивость – это способность крана противодействовать опрокидывающим моментам, создаваемым весом груза, силами инерции, ветровой нагрузкой рабочего состояния и другими факторами.

Собственная устойчивость – это способность крана без наличия груза противодействовать опрокидывающим моментам, создаваемым ветровой нагрузкой нерабочего состояния и другими факторами.

Безотказность работы всех передвижных грузоподъемных кранов должна обеспечиваться достаточной устойчивостью против опрокидывания как в рабочем, так и в нерабочем состоянии. *Рабочим* считают такое состояние, в котором кран полностью смонтирован и кран или его часть (с грузом или без груза) могут перемещаться с помощью механизмов крана. *Нерабочим* считают состояния, в которых груз отсутствует, кран отключен от источника энергии и установлен в положение, предусмотренное инструкцией по эксплуатации. К нерабочему состоянию относятся также положения крана при монтаже и демонтаже, при погрузке (выгрузке) и перебазированию крана в демонтированном (частично или полностью) виде и при испытаниях крана.

Расчет устойчивости должен быть проведен при действии испытательной нагрузки, действия груза (*грузовая устойчивость*), отсутствии груза (*собственная устойчивость*), при внезапном снятии нагрузки и при монтаже (демонтаже).

Расчет устойчивости кранов должен проводиться в соответствии с указаниями Правил Ростехнадзора и руководящей нормативной документации РД 22-145-85 «Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания» в условиях, когда сочетание действующих на кран нагрузок относительно ребра опрокидывания наиболее неблагоприятно с точки зрения возможности опрокидывания крана.

В расчетах должны быть учтены как нормативные (Н), так и случайные (С) составляющие нагрузок, определяемые в соответствии с указаниями РД в сочетаниях, указанных в табл. 53.1.

Таблица 53.1

Сочетание нагрузок при расчете на устойчивость

Наименование нагрузок	Номера сочетаний							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Испытательная	Н							
Вес крана	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н	Н
Вес груза		Н+С	Н+С	Н+С				
Ветровая: в рабочем состоянии		Н+С	Н	Н+С	Н+С	Н+С		Н
в нерабочем состоянии							Н+С	
Динамическая: при подъеме или опускании груза			С					
При подъеме или опускании стрелы или ее телескопировании		С			С			
При повороте		С	Н					
При передвижении				С		С		
При внезапном снятии груза								Н

К **нормативным** относятся нагрузки, значения которых контролируются во время эксплуатации или при изготовлении, например путем взвешивания, и определяются только на основании характеристик крана (грузоподъемность, вес крана, ветровой район по ГОСТ и т.п.).

К **случайным** относятся нагрузки, предельные значения которых контролирует крановщик (динамическая нагрузка при работе механизмов) или они не поддаются контролю вообще (динамические нагрузки от пульсации ветра). Возможные в условиях эксплуа-

тации случайные нагрузки, вызванные неквалифицированным управлением краном, в расчетах не учитываются.

Сохранение устойчивости крана определяется соотношением опрокидывающего и удерживающего моментов, действующих относительно ребра опрокидывания крана. За ребро опрокидывания принимают прямые (по периметру опорного контура), соединяющие точки приложения равнодействующих давлений на ходовые тележки. Устойчивость крана необходимо обеспечить при стреле, расположенной как вдоль, так и поперек подкранового пути. Так как в большинстве случаев у передвижных кранов колея меньше базы, то обычно более опасным, а, следовательно, и расчетным случаем является положение стрелы поперек пути.

Для обеспечения устойчивости крана должно выполняться неравенство

$$kM_0^i \leq m_0 M_y, \quad (53.1)$$

где M_0^i - опрокидывающий момент от нормативных нагрузок, действующих на кран относительно ребра опрокидывания;

M_y - удерживающий момент относительно того же ребра опрокидывания;

k - коэффициент перегрузки, учитывающий возможные отклонения в неблагоприятную сторону случайных нагрузок, действующих на кран;

m_0 - коэффициент, учитывающий влияние условий работы крана.

Значения коэффициентов k и m_0 принимаются по рекомендациям РД 22-145-85. Для расчета устойчивости по испытательным нагрузкам (сочетание № 1) и при внезапном снятии нагрузки (сочетание № 2) значение коэффициента k принимают равным единице.

Удерживающий момент создается весом крана:

$$M_y = G_k^i b_k, \quad (53.2)$$

где G_k^i - нормативный вес крана, определенный по конструкторской документации;

b_k - расстояние от центра тяжести крана до вертикальной плоскости, проходящей через ребро опрокидывания, определенное с учетом расчетного наклона основания крана в сторону опрокидывания.

Материалы руководящей нормативной документации РД 22-145-85 предусматривают порядок определения опрокидывающего момента M_0^i от нормативных нагрузок, зависящего от ряда факторов, в том числе от сочетания нагрузок (табл. 53.1). Так например, M_0^i определяется дважды при расчете устойчивости от действия испытательных нагрузок: при статических испытаниях и при динамических испытаниях, а при расчете грузовой устойчивости момент M_0^i определяется тремя сочетаниями нагрузок № 2, 3 и 4, где учитываются наряду с моментом от нормативного веса груза, момент от динамической нагрузки при повороте, моменты от ветровых нагрузок на кран, на груз и т.д.

Для увеличения устойчивости и уменьшения массы противовеса краны с переменным вылетом иногда снабжают подвижным стреловым противовесом, связанным со стрелой крана и изменяющим свое положение при изменении вылета стрелы.

При проверке собственной устойчивости крана влияние дополнительных опор и стабилизаторов не учитывается, а для сочетаний № 5 и 6 опрокидывающий момент определяют без учета действия рельсовых захватов. При этом кран рассматривают при мини-

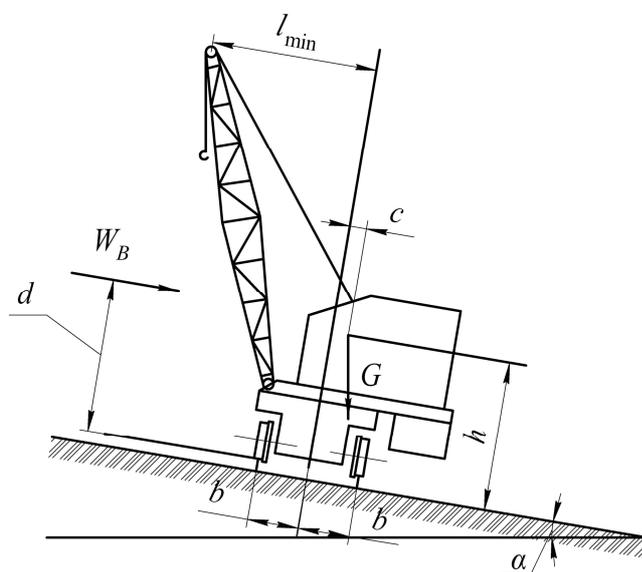


Рис. 53.1

мальном вылете стрелы и снятым грузе с креном в сторону противовеса, при ветровой нагрузке нерабочего состояния, действующей в сторону опрокидывания (направления действия сил и плечи их приложения показаны на примере, рис. 53.1).

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, М. П. Грузоподъемные машины / М. П. Александров. – М. : Высш. шк., 2000. – 545 с.
2. Грузоподъемные машины / под ред. М. П. Александрова. М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
3. Евневич, А. В. Грузоподъемные и транспортирующие машины / А. В. Евневич. – М. : Машиностроение, 1977. – 303 с.
4. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Ростехнадзор России. М. : НПО ОБТ, 1993. – 239 с.
5. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций / под ред. М. П. Александрова и Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1987. – 122 с.
6. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИП-ТМАШ. М. : Машиностроение, 1993, Т. 1 – 187 с, Т. 2 – 163 с.
7. Тормозные устройства: Справочник / под ред. М. П. Александрова. М. : Машиностроение, 1986. – 312 с.