

**Федеральное агентство по образованию
Российской Федерации
ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет
им. Д.И. Менделеева»
Новомосковский институт (филиал)**

СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ РЕМОНТНО-МОНТАЖНЫХ РАБОТ

**Учебное пособие для курсового
и дипломного проектирования
грузоподъемных установок**

**Новомосковск
2010**

УДК 621.863.2.001
ББК 34.42
С 30

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор - *Головин К.А.*
(Тульский государственный университет)

кандидат технических наук, доцент - *Козлов А.М.*
(НИ (филиал) ГОУ ВПО «РХТУ им. Д.И. Менделеева»)

Семочкин И.И., Лукиенко Л.В, Афросин А.Н, Суменков А.Л.

С 30 «Средства механизации ремонтно-монтажных работ». Учебное пособие для курсового и дипломного проектирования грузоподъемных установок / ГОУ ВПО «РХТУ им. Д.И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал). Новомосковск, 2010. –82с.

Изложены принципы системного подхода к выбору средств механизации отрасли, методика и порядок проектирования механизмов подъема грузоподъемных машин. Большое внимание уделено проектно-конструкторским процедурам анализа, выбора, компоновки и расчета основных элементов механизма подъема. В пособии приведен обширный объем справочных данных, необходимых при курсовом и дипломном проектировании.

Табл. 62. Ил. 73. Библиогр.: 9 назв.

УДК 621.863.2.001
ББК 34.42

© Семочкин И.И., Лукиенко Л.В, Афросин А.Н, Суменков А.Л, 2010

© ГОУ ВПО «Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева»,
Новомосковский институт (филиал), 2010

Оглавление

	ВВЕДЕНИЕ	4
1	КЛАССИФИКАЦИЯ ПТМ	5
1.1	Домкраты	5
1.2	Лебедки	10
1.3	Краны	15
2	ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРАНОВ И КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ.	22
2.1	Режимы работы крановых механизмов	24
3	СОСТАВ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ	27
4	ГИБКИЕ ТЯГОВЫЕ ОРГАНЫ. КАНАТЫ.	28
4.1	Полиспасты	32
4.2	КПД полиспастов	35
5	КРЮКОВЫЕ БЛОЧНЫЕ ПОДВЕСКИ	37
5.1	Грузозахватные органы. Грузовые крюки.	38
5.2	Опорные устройства крюков	41
5.3	Расчет траверсы	42
5.4	Блоки. Звездочки.	44
6	БАРАБАНЫ	46
6.1	Расчет геометрических размеров барабана	48
6.2	Расчет барабана на прочность	50
6.3	Крепление каната на барабане	52
7	ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА	56
7.1	Остановы	56
7.1.1	Храповые остановки	57
7.1.2	Роликовые остановки	60
7.2	Тормоза	61
7.2.1	Колодочные тормоза	63
7.2.2	Ленточные тормоза	67
7.2.4	Расчет колодочных тормозов с внешним замыканием	70
8	ВЫБОР ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА	72
8.1	Общие сведения о приводах и их характеристика	72
8.2	Электропривод и электрооборудование	73
8.2.1	Общие сведения	73
8.2.2	Методика выбора электродвигателя	76
9.	Литература	80

ВВЕДЕНИЕ

Грузоподъемные и транспортирующие машины (ПТМ) являются высокоэффективными средствами комплексной механизации и автоматизации различных производств. Позволяют значительно уменьшить объем использования тяжелых ручных операций при погрузочно-разгрузочных и складских работах, способствуют резкому повышению производительности труда. Без ПТМ невозможно представить себе работу портов, железнодорожных узлов, промышленных предприятий.

Основное назначение ПТМ - подъем и (или) перемещение грузов по определенным траекториям. Современные ПТМ работающие с большими скоростями и производительностью, являются результатом длительного исторического развития этих машин.

Известно много примеров из истории развития общества и становления мировой культуры, связанных с использованием простейших подъемных и транспортирующих устройств и механизмов. Это и сооружение пирамиды Хеопса, сложенной из 2,5 млн. блоков, масса которых достигает 30 т., и установка и перемещение колонн храма в Гелиополисе массой около 360 т. (II в.н.э.), и транспортировка камня для цоколя памятника Петру I в Санкт-Петербурге.

Первыми средствами механизации были рычаги, катки, наклонные плоскости и т.п. При крупных строительных работах это требовало привлечения большого количества людей на длительное время (Пирамида Хеопса – 100 тысяч человек на протяжении 20 лет). Позже появились рычажные подъемники, ворота, блоки, полиспасты. Бурному развитию ПТМ способствовало развитие в XI – XII вв. торговли, горнометаллургической промышленности, мореплавания. Наибольший подъем в развитии ПТМ связан с изобретением вначале парового, а затем электрического двигателей. Большая роль в развитии ПТМ принадлежит русским и советским ученым, инженерам, механикам. Здесь следует назвать профессора С.Петербургского технологического института И.А. Вышнеградского, обобщившего многовековой опыт использования ПТМ и издавшего первую книгу по ПТМ в 1872 году – «Курс подъемных машин».

1 КЛАССИФИКАЦИЯ ПТМ

Все ПТМ по принципу преимущественного применения делят на две самостоятельные группы:

- Транспортирующие машины, применение которых связано с непрерывным перемещением грузов потоком, а операции погрузки- выгрузки происходят одновременно с транспортированием.
- Грузоподъемные машины (ГПМ) – характеризующиеся дискретным перемещением грузов, а погрузка – выгрузка производится при остановках.

ПТМ имеют ограниченную сферу действия для транспортирования грузов по определенным трассам и не выполняют никаких технологических функций. Поэтому их не следует путать с автомобилями, экскаваторами, драгами, роторами и другими машинами, предназначенными для выполнения отдельных технологических операций.

Внутри каждой из рассмотренных групп машин существует своя разветвленная классификация. Рассмотрим вначале грузоподъемные устройства (ГПУ) и грузоподъемные машины (ГПМ). Транспортирующие машины будут рассмотрены во второй части конспекта лекций.

Всю номенклатуру ГПМ и ГПУ представляют различные по конструкции и назначению домкраты, лебедки, подъемные краны и подъемники.

1.1 Домкраты

Домкрат представляет собой устройство с ручным приводом, предназначенное для подъема и опускания грузов (конструкций и оборудования) на небольшую высоту, а также для сдвигания или передвижения груза на незначительные расстояния. Выполняя подъем грузов без толчков, домкраты обеспечивают высокую точность подъема, поэтому их применяют для установки и выверки оборудования и конструкций, перемеще-

ния их по горизонтали и вертикали при установке на фундаменте.

Домкрат отличается компактностью конструкции, простотой в обслуживании и надежностью в эксплуатации, позволяя осуществлять плавный подъем груза при небольшом рабочем усилии.

В отличие от других подъемных машин и механизмов домкраты располагаются при подъеме под грузом, исключая, таким образом, необходимость использования громоздких вспомогательных сооружений, чалочных канатов, цепей и т.д. Существует много видов домкратов: телескопические, подкатные, гидравлические, ручные и многие другие. По принципу устройства домкраты делятся на реечные, винтовые, гидравлические, клиновые.

Наиболее часто применяются **реечные домкраты**, отличающиеся простотой конструкции, надежностью, возможностью поднятия низко расположенных грузов. Основным недостатком конструкции реечного домкрата является невозможность регулирования степени подъема с большой точностью. Домкраты отечественного производства обычно имеют высоту подъема груза до 600 мм, а грузоподъемность до 6 т. Они снабжены безопасными рукоятками с автоматически действующими грузоупорными тормозами. На приводном валу шпонкой закреплена втулка с нарезкой, на которую навинчивается рукоятка. При подъеме рейки с грузом собачка свободно проскальзывает по зубьям храпового колеса. А при прекращении подъема упирается в зуб храповика. Для опускания рейки с грузом необходимо вращать рукоятку в обратную сторону. Общий вид и конструкции реечных домкратов показаны на рисунке 1.1.

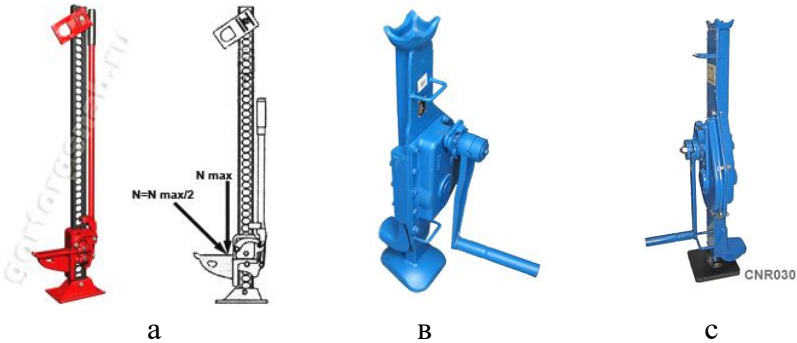


Рисунок 1.1 домкраты реечные: а – с ручным приводом; б – с шестеренным приводом на рейку; в - промышленный

Винтовые домкраты (рис.1.2) отличаются прочной конструкцией и большой грузоподъемностью - до 100 т., при высоте подъема до 400 мм. Могут использоваться при различных монтажных и демонтажных работах, для подъема штучных тяжелых грузов, выравнивания строительных конструкций и т.д. Домкрат имеет механическую конструкцию, которая не зависит от внешних факторов (температура, влажность воздуха, свойства рабочей жидкости) и состоит из литого или сварного корпуса, в котором размещён винтовой редуктор, преобразующий вращательное движение входного вала- шпинделя, приводимого во вращение рукояткой, в возвратно-поступательное движение штока.

В винтовых домкратах с вращающимся штоком (винтом) в верхней части корпуса закреплена бронзовая, реже чугунная гайка (рис 1.3). Внутри расположен стальной винт с трапецидальной или прямоугольной однозаходной резьбой. На конце винта крепится свободно сидящий оголовок. Упираясь при работе в перемещаемый груз, оголовок при вращении винта остается неподвижным. Вращают винт ломиком или специальной рукояткой с трещоткой. В рукоятке на оси установлена двухсторонняя собачка. Она приводит во вращение храповое колесо, закрепленное на грузовом винте.



а



в

Рисунок 1.2 Домкраты винтовые: а – винтовой промышленный; б – низкоподхватный винтовой.



Рисунок 1.3 Домкрат винтовой с вращающимся штоком (винтом).

Положение собачки, служащей для реверсирования винта, фиксируется стопором и пружиной. Домкраты винтовые не

требуют специальных тормозных устройств для удержания поднятого груза.

Гидравлические домкраты (рис.1.4) отличаются компактностью конструкции, простотой в обслуживании и надежностью в эксплуатации, позволяя осуществлять подъем груза при небольшом рабочем усилии, благодаря высокому передаточному отношению между площадями поперечного сечения цилиндра и плунжера насоса. Они являются наиболее мощными и применяются, когда требуются большие усилия. Грузоподъемность их достигает 750 т, а высота подъема груза - 0,7 м. Многие модели гидравлических домкратов имеют ручной плунжерный насос, смонтированный на корпусе домкрата. В некоторых моделях насосная установка размещается отдельно. Если при подъеме груза недостаточно грузоподъемности одного гидравлического домкрата, применяют несколько домкратов, соединенных трубопроводом с центральным насосом (батарея). Такое соединение используется при монтаже пролетов,



Рисунок 1.4 домкраты гидравлические: а – плунжерный ручной; б - плунжерный зацепной с низким подхватом.

мостов, доменных печей, при этом грузоподъемность может достигать нескольких тысяч тонн.

Клиновые домкраты (рис. 1.5) применяются во всех областях машиностроения, строительстве, на транспорте и в энергетике. Используются при точной установке по месту: оборудования на фундаментах; строительных металлоконструкций; опор ЛЭП; путей для мостовых, козловых и башенных кранов. Эти домкраты могут служить в качестве жестких опор, удерживая груз сколько угодно долго.

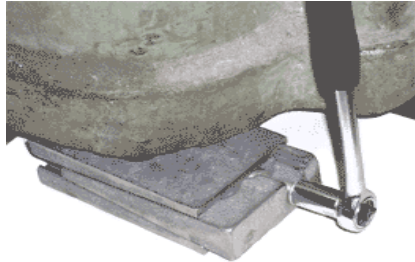
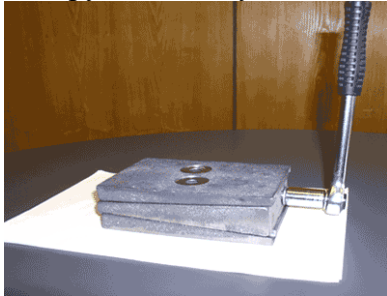


Рисунок 1.5 Конструкция и пример применения клинового домкрата.

Максимальная высота подъема клиновых домкратов 12,5 мм., грузоподъемность – 5 – 10 – 12.5 тонн. Конструкция и пример применения клинового домкрата для монтажа оборудования показаны на рисунке 1.5.

1.2 Лебедки

Лебедки – применяются для прямолинейного перемещения грузов в горизонтальном (тяговые лебедки) или вертикальном (тали или подвесные лебедки) направлении. Передача усилия в них осуществляется посредством гибкого тягового органа – каната или цепи. Лебедки используются самостоятельно или в составе сложных грузоподъемных машин и предназначены для производства подъемно-транспортных операций при строительных, монтажных и других работах. Также они могут быть использованы для комплектации строительной подъемной тех-

ники, буровых установок, мачтовых подъемников, бетономешалок различного типа.

Существуют разные виды лебедок: электрические лебедки, ручные, монтажные, механические, грузовые и другие виды. Барабанные лебедки работают по принципу ворота, в цепных лебедках усилие передается цепью и вращающимися звездочками. Тяговые усилия (грузоподъемность) лебедок находятся в пределах от 2,5 до 200 кН (от 0,25 до 20 тс).

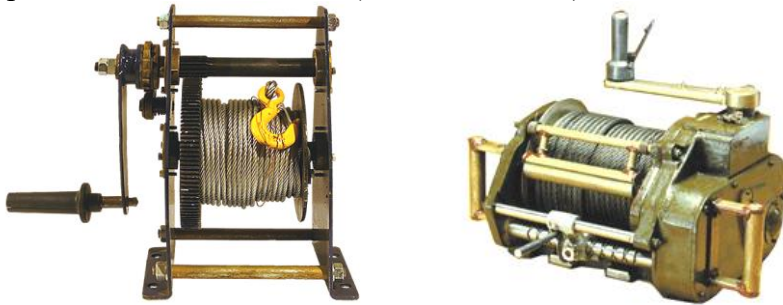


Рисунок 1.5 Лебедки ручные барабанные

В состав ручной лебедки (рис. 1.5) совместно с тросом и грузозахватным устройством входят: гладкий барабан, открытые зубчатые передачи, съемные рукоятки, храповой останов и станина в которой запрессованы основные подшипники. Количество зубчатых пар в ручных лебедках не должно превышать трех, а передаточное число каждой пары - шести.

При вращении рукоятки движение через зубчатые пары передается барабану, на который навивается канат. Груз захватывается крюком, закрепленным в крюковой подвеске или непосредственно на конце каната (при отсутствии полиспаста). Храповой останов фиксирует положение груза.

Лебедки с электрическим приводом состоят из реверсивного электродвигателя, электромагнитного двух колодочного тормоза, редуктора и барабана. Лебедки с электрическим приводом (рис.1.6) изготавливают грузоподъемностью до 150

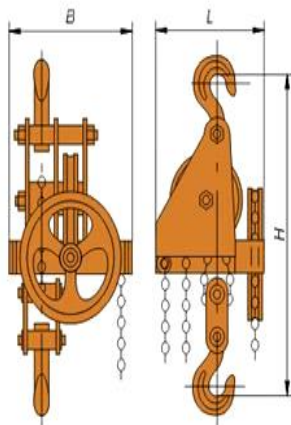
кН. Принцип действия их аналогичен принципу действия ручных лебедок.



Рисунок 1.6 Лебедка электрическая напольная.

Подвесные электрические и ручные лебедки называются **талями**. Таль, корпус которой установлен на монорельсовой тележке, называется **тельфером**. Тельфер позволяет осуществлять одновременное перемещение груза в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Тали изготавливают с ручным и электрическим приводом. Червячные тали с ручным приводом изготавливаются грузоподъемностью от 0.25 до 15 т. Ручная таль представляет собой грузоподъемное устройство, механизм которого смонтирован в специальной обойме, подвешиваемой на крюк. Тяговое колесо, приводимое во вращение сварной тяговой цепью, укреплено на конце вала червяка. Грузовая звездочка соединена с червячным колесом. Тяговую звездочку огибает



грузовая цепь, которая с помощью подвижного блока перемещает грузовой крюк. Червячные ручные тали являются самостормозящими.

Электрические тали представляют собой простейшие электрофицированные подъёмно-транспортные механизмы небольшой грузоподъёмности, которые применяются внутри зданий для вертикального подъёма-опускания различных грузов. Смонтированный в общем корпусе грузоподъёмный механизм тали, состоящий из барабана для намотки троса, приводного электродвигателя, редуктора, электромагнитного тормоза и подвески крюка с блоком, имеет специальные потолочные крепления. Грузовой барабан, на который наматывается трос, приводится во вращение через редуктор от трёхфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором и повышенным скольжением, что обеспечивает повышенный пусковой момент. Автоматически действующий электромагнитный тормоз, обмотка которого подключена параллельно обмоткам статора приводного электродвигателя, служит для удержания на весу поднятого груза при каждом отключении электродвигателя от питающей сети.



Рисунок 1.7. Электротельфер

Электротельфер (рисунок 1.7) представляет собой таль электрическую оборудованную механизмом передвижения. Тельферы применяются для вертикального подъёма - опускания грузов, а также горизонтального перемещения поднятого груза по подвесному однорельсовому пути, представляющему собой балку из профилированной стали, укреплённую на опорах, кронштейнах и т.д., расположенную вдоль пути.

Перемещение ходовой тележки осуществляется при помощи внешней тяги, а подача электрической энергии приводному электродвигателю механизма подъёма и двигателю механизма передвижения выполняется гибким трёхжильным кабелем, который подключается к зажимам рубильника питающей трёхфазной сети через плавкие предохранители.

Для отключения электродвигателя при подъеме груза в крайне верхнее положение электрические тали и тельферы оборудованы концевыми выключателями. Управление электротельфером осуществляется кнопочной станцией, подвешенной на гибком кабеле.

1.3 Краны

Краны – универсальные грузоподъемные машины, включающие в свой состав различные механизмы (подъема, передвижения, поворота, и т.п.) смонтированные на остове в виде металлоконструкции. Классификация кранов весьма обширна и базируется на конструктивных особенностях, назначении, месте установки и т.д. Нашли широкое применение в промышленности краны консольные, поворотные, кабельные,



Рисунок 1.8 Краны башенные с грузовой тележкой для изменения вылета стрелы.

башенные, порталные, автомобильные и многие другие.

В общем, всё многообразие используемых в различных отраслях экономики грузоподъемных машин, принято делить на три основные группы: краны консольные; краны пролетные и краны башенные. У консольных и башенных кранов груз находится вне опорного контура, а у пролетных – внутри его.

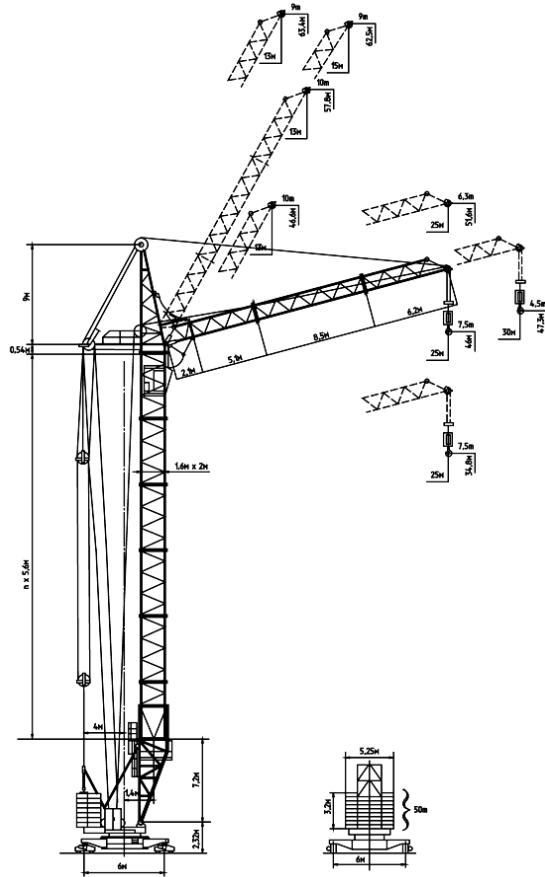


Рисунок 1.9 Кран башенный с наклонной стрелой.

Башенные краны (рисунок 1.8, 1.9) предназначены для строительства многоэтажных зданий промышленного и гражданского назначения. Основными их характеристиками являются грузоподъемность, высота подъема, глубина опускания и скорости движения механизмов. У большинства кранов башня и стрела выполняются секционными, что позволяет собирать кран с различными вылетами и высотой башни. Нарастивание башни производится в ее верхней части с помощью монтажной обоймы с гидравлическим приводом.

Изменение вылета стрелы осуществляется перемещением грузовой тележки или за счет изменения наклона стрелы крана.

Консольные краны (рисунок 1.10) используются для обслуживания производственных участков ограниченной площади, где сложно или не нужно применять большой кран.

Применение крана консольного – это обслуживание зоны, расположенной у стены здания или рядом с крупногабаритным оборудованием. Можно использовать кран консольный для передачи грузов из одного пролета цеха в другой. Достаточно часто можно увидеть кран консольный, установленный на открытой рабочей площадке.

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции крана можно выделить несколько видов его классификации. Кран консольный с полным (на 360°) или частичным поворотом стрелы. Кран консольный поворотный на неподвижной (как показано на фото) или подвижной колонне. Кран консольный настенного исполнения, подвижный вдоль стены (рис.1.10) или закреплённый на одном месте. К особо интересной категории можно отнести консольный кран большой грузоподъемности с управлением из кабины, при этом такой кран обычно закрепляется на стене и движется вдоль нее.



Кроме главных характеристик консольного крана (грузоподъемность, вылет стрелы и высота подъема) к важным его характеристикам можно отнести способ управления – ручной или механический. Кран консольный ручной – типа ККР. Кран консольный механический – типа ККМ (на фотографии с ручным поворотом консоли). Пожалуй, единственным недостатком крана консольного является большая зависимость его характеристик от места установки.

В некоторых случаях из кранов консольных на колонне собирают целые линии. Краны консольные на колонне незаметны в цехах со сквозным движением.

К **пролетным кранам** относятся различные модификации кран – балок, мостовых и козловых кранов. **Мостовые краны** (рисунок 1.11) нашли широкое применение, их использование на промышленных предприятиях и строительных площадках стало частью эффективной работы по обеспечению устойчивого ритма производства, развития предприятия или выполнения различных погрузо-разгрузочных работ в складских помещениях.

Первый мостовой кран, полностью сконструированный из дерева, увидел свет в Париже, в начале 19 века. Для того, чтобы привести его в действие требовалась значительная мускульная сила, поскольку кран был оснащен ручным приводом. В 1880 году немецкие инженеры сконструировали мостовой кран электрический с одним электродвигателем, а уже 9 лет спустя американцы ввели в использование аналогичный кран с тремя электроприводами.

Кран мостовой представляет собой грузоподъемную конструкцию, состоящую из моста, который перекрывает весь пролет цеха и грузовой тележки, оснащенной механизмом подъема и передвижения. Мост передвигается по крановым рельсам, которые установлены на подкрановых балках, а тележка – по рельсам моста крана. Грузозахватную функцию выполняют крюки, электромагниты, грейферы, захваты и т.д. По

своему назначению кран мостовой электрический может быть общим, специальным и металлургическим.

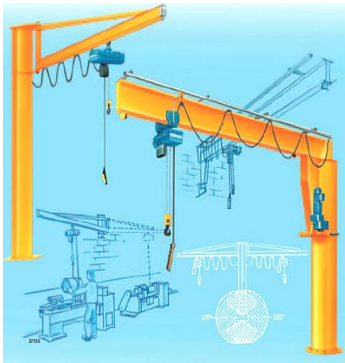


Рисунок 1.10 Виды консольных поворотных кранов: на неподвижной колонне и с перемещением вдоль стены цеха.



Рисунок 1.11 Мостовые 2-х балочные краны: с управлением из кабины и с дистанционным управлением.

В зависимости от различий конструкции кран мостовой подразделяется на одно- и двухбалочные разновидности.

Скорость подъема грузозахватного устройства мостового электрического крана может варьироваться от 2 до 40 м/мин, скорость передвижения тележки от 40 до 60 м/мин, скорость движения моста может достигать 125 м/мин, грузоподъемность 500 тонн при высоте подъема до 50 метров. Кран мостовой может применяться для грузоподъемных работ, как на закрытых, так и на открытых площадках и складах для подъема и перемещения сыпучих веществ и металла. Срок службы крана определяется нагрузками и интенсивностью использования и, как правило, превышает 10 лет.

Козловые краны широко применяются для работ по перевалке грузов на открытых площадках (см. фото) предприятий и организаций. Конструкция крана представляет собой пролетное строение, расположенное горизонтально к поверхности площадки, на которой установлен кран и опирающееся на четыре ноги, связанные попарно в две опоры (стойки). По своей конструкции краны козловые делятся на три основные группы: решетчатые, трубчатые и коробчатые.

Конструкция решетчатого козлового крана подразумевает изготовление его пролетного строения и ног в виде решетчатой металлоконструкции с применением сортамента сталей из уголков, труб или швеллеров небольших размеров.

При изготовлении основных узлов козлового крана трубчатой конструкции применяются трубы большого диаметра, часто применяемые при строительстве газопроводов различной мощности.

Коробчатый кран изготавливается из сварных балок коробчатого сечения. При этом возможны два варианта исполнения: однобалочный и двух балочный козловые краны.

Все конструкции кранов с однобалочным пролетным строением в виде грузового механизма используют подвесную

конструкцию, движущуюся по монорельсу (или по двум подвесным рельсам) крана. Это может быть таль электрическая, а так же моно - или двух рельсовая подвесная тележка.

В конструкцию коробчатого козлового двух балочного крана входит опорная грузовая тележка, движущаяся по двум рельсам, расположенным на верхнем листе обеих балок крана. Козловые краны обычно изготавливаются с двумя консолями верхнего пролетного строения (двух консольный). В некоторых случаях используются одно консольные или без консольные козловые краны. Для перевалки сыпучих грузов используются грейферные козловые краны. На металлобазах и предприятиях по переработке лома черных металлов применяется магнитный козловой кран. Лесоперевалочные предприятия



одновременно с крюковыми козловыми кранами используют и специальные краны с лесозахватами. Для обслуживания небольших производственных участков внутри крупных цехов применяются мини козловые краны с ручным приводом или полукозловые краны.

По типу управления козловой электрический кран может быть изготовлен с управлением из стационарной или подвижной кабины, с управлением с пола или по радиоканалу. Возможен и смешанный вариант управления краном.

2 ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КРАНОВ И КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ.

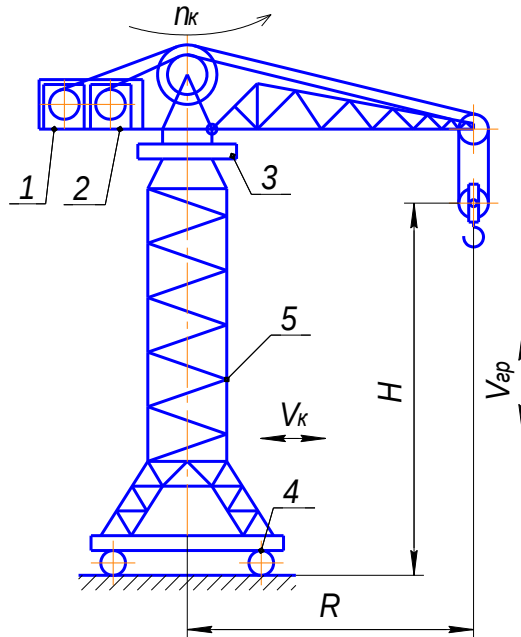


Рисунок 2.1 К определению основных характеристик крана.

Основные параметры и технические характеристики кранов, определяющие их эксплуатационные возможности и технико-экономические показатели, регламентированы требо-

ваниями ГОСТ 228227-85. Этими характеристиками являются – грузоподъемность, грузовой момент, вылет стрелы и скорости движения механизмов:

- **Грузоподъемность Q** – наибольшая допустимая масса рабочего груза, на подъем которой рассчитан кран. Сюда же включена и масса съемных грузозахватных устройств.

В расчетах на прочность учитывают соответствующий номинальной грузоподъемности вес груза, измеряемый в единицах силы (Н). $G = Q \cdot g$, где $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения. Для всех типов ГПУ установлен ряд номинальных грузоподъемностей (от 0.01 до 1250т), представляющий собой геометрическую прогрессию с коэффициентом 1.25 – при массе груза до 100т, и с коэффициентом 1.125 после 100т.

- **Вылет стрелы (крюка) R , (м)** – расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части крана до вертикальной оси грузозахватного органа. Этот параметр ограничивается значениями максимального - $R_{\max}$ и минимального - $R_{\min}$ вылета.
- **Грузовой момент M , (нм)** – основной параметр стрелового крана:

$$M = Q \cdot R, (\text{Нм}).$$

Грузовой момент является постоянной (паспортной) величиной, следовательно, грузоподъемность крана – величина переменная, зависящая от вылета R .

- **Высота подъема груза, H (м)** – расстояние по вертикали от уровня стояния крана до грузозахватного органа, находящегося в верхнем рабочем положении, (м).
- **Скорость подъема груза V_g , (м/с)** – скорость максимального вертикального перемещения груза номинальной массы при установившемся режиме работы ($V_g = 25 \dots 30 \text{ м/мин}$)
- **Скорость перемещения крана V_k , (м/мин)** Это скорость горизонтального перемещения крана с грузом но-

минальной массы. Для большинства кранов эта скорость не превышает - $120^{\text{м}}/\text{мин}$.

- **Скорость поворота – n ($^{\circ}/\text{мин}$)** – это скорость вращения поворотной части крана вокруг вертикальной оси, она, как правило, не превышает - $3^{\circ}/\text{мин}$.

2.1 Режимы работы крановых механизмов

Грузоподъемные машины являются машинами периодического (циклического) действия, работающими при повторно-кратковременных включениях привода. Рассматривая работу любого кранового механизма (подъема, поворота, передвижения), можно заметить, что полное время цикла (загрузка, транспортировка, выгрузка и возвращение в исходное состояние) - $t_{\text{ц}}$ складывается из суммы времён: пуска - $t_{\text{п}}$; установившегося движения - $t_{\text{у}}$; торможения - $t_{\text{т}}$ и времени пауз t_0 ,

$$t_{\text{ц}} = \sum t_{\text{п}} + \sum t_{\text{у}} + \sum t_{\text{т}} + \sum t_0 \quad (2.1)$$

За цикл любые механизмы ГПМ могут включаться по несколько раз, как с грузом, так и без него, а также неоднократно реверсироваться. Продолжительность пауз за цикл также различна, а время работы (включений) механизма, в этом случае, будет равно:

$$t_{\text{в}} = \sum t_{\text{п}} + \sum t_{\text{у}}$$

Очевидно, что чем оно меньше, тем более в благоприятных условиях работает механизм. Интенсивность его работы принято оценивать отношением времени работы механизма к полному времени цикла. Данное отношение называется относительной продолжительностью включений ПВ% и определяется по выражению:

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{в}}}{t_{\text{ц}}} \cdot 100\% \quad (2.2)$$

При расчетах крановых механизмов ПВ оценивают для электрооборудования за время $t_{\text{ц}}=10$ мин, а для механизмов $t_{\text{ц}}=60$ мин. За номинальные значения ПВ для легкого – Л, среднего – С, тяжелого – Т, и весьма тяжелого – ВТ режимов принимают, соответственно, значения ПВ - 15,25,40 и 60%. Такая

оценка режимов работы является приближенной, так как не учитывает интенсивность использования крана (механизма) в течение часа, суток, года, которые можно выразить через соответствующие коэффициенты:

$$K_{\text{ВГ}} = \frac{\text{число дней работы в году}}{365} \quad - \text{ годового использования;}$$

$$K_{\text{ВС}} = \frac{\text{число часов работы в сутки}}{24} \quad - \text{ суточного использования;}$$

$$K_{\text{ВЧ}} = \frac{\text{число минут работы в час}}{60} \quad - \text{ использования в час;}$$

а также коэффициента использования механизма по грузоподъемности

$$K_{\text{Г}} = \frac{m_{\text{ср}}}{Q_{\text{ном}}} = \frac{\text{средняя масса грузосмен}}{\text{номинальная грузоподъемность}}$$

Методика оценки интенсивности использования крана (или механизма) за весь срок службы, построенная на учете этих коэффициентов, была принята в 1983 году. Она соответствует действующим международным стандартам и учитывает, помимо прочего, время работы механизма за весь срок службы и спектр нагрузок.

Суммарное время работы крана (механизма) за нормативный срок службы – h (лет) равно:

$$T = 365 \cdot K_{\text{ВГ}} \cdot 24 \cdot K_{\text{ВС}} \cdot K_{\text{Ч}} \cdot \frac{\text{ПВ}}{100} \cdot h \quad (\text{час})$$

В зависимости от величины T , было выделено для механизмов семь классов использования по времени (от $\dot{A}_7$ до $\dot{A}_6$) и 10 классов использования для кранов в целом (от $\dot{O}_7$ до $\dot{O}_9$). При этом A_0 - соответствует времени 800 часов. A_6 - времени 50000 часов; T_0 - 200, T_9 - 100×10^3 часов, соответственно.

Спектр нагрузок, с которыми работает механизм (кран), оценивается классом нагружения, зависящим от коэффициента распределения нагрузок (таблица 2.1):

$$K_m = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{t_T} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \right]$$

где P_i - значения частных нагрузок за время t_i ; P_{max} - значение максимальной нагрузки за все время работы, $t_T = \sum t_i$. В зависимости от величины K_m стандартом установлено для крановых механизмов четыре класса нагружения, (B1...B4).

Сочетание A_i (класса использования) и B_i (класса нагружения) позволяет определить для механизма группу режима работы (ГРР). Для механизмов таких групп 6 (от 1М до 6М), а для кранов 8 (от 1К до 8К). Определение ГРР механизмов по рассмотренной методике производится по таблице 2.2 (для кранов в целом см.[1]).

Таблица 2.1 Выбор и обозначение класса нагружения

Коэффициент распределения нагрузок K_m		0,25	0,5	0,75	1,00
Класс нагружения	обозначение	B1	B2	B3	B4
	название	Легкий	умеренный	тяжелый	Весьма тяжелый

Расчеты деталей и сборочных единиц механизмов ГПМ на прочность производят в соответствии с ГРР: В зависимости от ГРР выбирают тип и рассчитывают двигатель и тормоз, определяют нагрузки, принимают коэффициенты запаса прочности деталей, время работы и т.п.

Таблица 2.2 Определение группы режима работы крановых механизмов.

Класс использования механизма	Время работы механизма Т(час)	Группа режима работы для классов нагружения с коэффициентами нагружения			
		легкий	умеренный	тяжелый	Весьма тяжелый
		B1	B2	B3	B4
		$K_m=0,25$	$K_m=0,5$	$K_m=0,75$	$K_m=1,00$
A0	800			1М	2М
A1	1600		1М	2М	3М
A2	3200	1М	2М	3М	4М
A3	6300	2М	3М	4М	5М
A4	12500	3М	4М	5М	6М
A5	25000	4М	5М	6М	
A6	50000	5М	6М		

3 СОСТАВ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ

Из всех механизмов, входящих в состав ГПМ, основным является механизм подъема. По режиму его работы определяют режим работы всей машины. Отметим, что все крановые механизмы устроены идентично, поэтому, рассмотрев расчет механизма подъема, можно представить себе методику расчетов других механизмов крана: поворота, передвижения и т.п. Схема механизма подъема показана на рисунке 3.1.

При включении электродвигателя 1 крутящий момент с его вала через упругую муфту 2 передается на входной вал редуктора 4. Одна из полумуфт выполняет роль шкива тормоза 3. Увеличенный крутящий момент через компенсирующую зубчатую муфту 5 передается на вал барабана 6. На барабан навивается канат, вызывая изменение длины грузового полиспаста

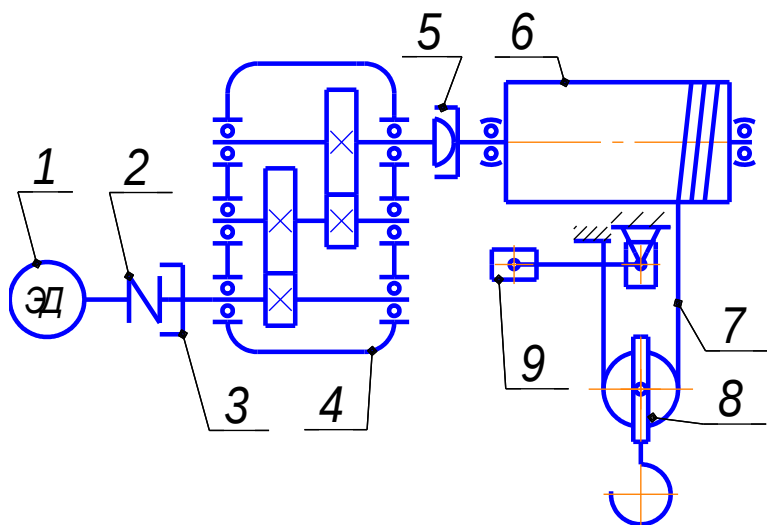


Рисунок 3.1 Кинематическая схема механизма подъема груза.

и, соответственно, подъем или опускание крюковой подвески 8. Для ограничения высоты подъема крюковой подвески предназначен ограничитель 9. В качестве гибкого тягового органа используется канат 7 (или цепь). Рассмотрим последовательно все отмеченные здесь элементы механизма подъема, начиная с каната, размеры которого определяют габариты механизма в целом.

4 ГИБКИЕ ТЯГОВЫЕ ОРГАНЫ. КАНАТЫ.

В большинстве современных ГПМ, такелажных средств и грузозахватных устройств (ГУ) в качестве основного элемента применяют гибкие несущие (тяговые) органы, которые предназначены для преобразования вращательного движения барабана подъемной машины в поступательное движение перемещаемого груза или для соединения последнего с грузозахватным органом машины. В качестве тяговых, несущих и подъемных гибких органов применяют стальные проволочные канаты, сварные цепи, пластинчатые цепи. Канаты из органических (пенька, ХБ, манила, сизаль, джут) и искусственных (нейлон, капрон) материалов в ГПМ применяют редко, и только в качестве чалочных,

ввиду малой прочности, большого упругого удлинения, чувствительности к воде, огню.

Цепи не нашли широкого применения вследствие опасности внезапного разрушения из-за обрыва одного из звеньев, а также высокой стоимости (себестоимость каната в 8-10 раз ниже себестоимости грузовых сварных цепей). Чаще всего в ГПМ применяют стальные проволочные канаты, которые более эластичны, сглаживают динамические нагрузки, работают бесшумно, разрыв одной или нескольких проволочек не приводит к их разрушению.

Стальной канат состоит из определенного количества проволок, как правило, круглых, диаметром 0,1...2мм, получаемых методом волочения из специальной канатной стали марок 60, 80 по ГОСТ 1050-74. В результате волочения и термохимического воздействия проволока получает высокие механические свойства: $\sigma_B = (1600...2100)$ МПа. Проволочки, перевитые между собой, образуют элемент каната – **прядь**. Несколько прядей, расположенных на центральном сердечнике, образуют собственно – **канат**. Такая конструкция обеспечивает канату высокую агрегатную (суммарную) прочность при малом диаметре каната, достаточную долговечность и высокую стойкость против коррозии и кручения под действием растягивающей нагрузки. Последнее свойство очень важно, т.к. канат свит из спиральных элементов и подобно пружине, под нагрузкой склонен к раскручиванию, что недопустимо для механизма подъема.

В соответствии с ГОСТ 3241-88 канаты подразделяются на следующие типы:

- **Г – грузовые**, применяемые в устройствах, служащих для транспортирования грузов.
- **ГЛ – грузоподъемные**, служащие для транспортирования людей и грузов (например в лифтах).

Все канаты по конструктивному признаку делятся на канаты одинарной (спиральной), двойной и тройной свивки. При двойной свивке проволочки свиваются в пряди, а затем пряди свиваются в канат вокруг центрального сердечника. Канаты тройной свивки состоят из стренг (канатов двойной свивки) и сердечника.

Проволоки в пряди (спиральном канате) и пряди в канате могут иметь точечный – **ТК** или линейный **ЛК** контакт.

Для лучшего заполнения сечения каната проволочками, помимо проволочек одинакового диаметра по слоям (**ЛК-О** или **ТК-О**) применяют канаты с проволочками разного диаметра **ЛК-**

Р. Применяются также канаты ЛК-РО и ЛК-З, ТЛК-О и ТЛК-Р (рисунок 4.1).

Преимущественное применение находят канаты типа ЛК, как имеющие большую гибкость, лучшее заполнение сечения металлом (особенно канаты ЛК-Р, ЛК-З), большую в 1,5-1,8 раза долговечность, по сравнению с ТК- канатами. Но эти канаты

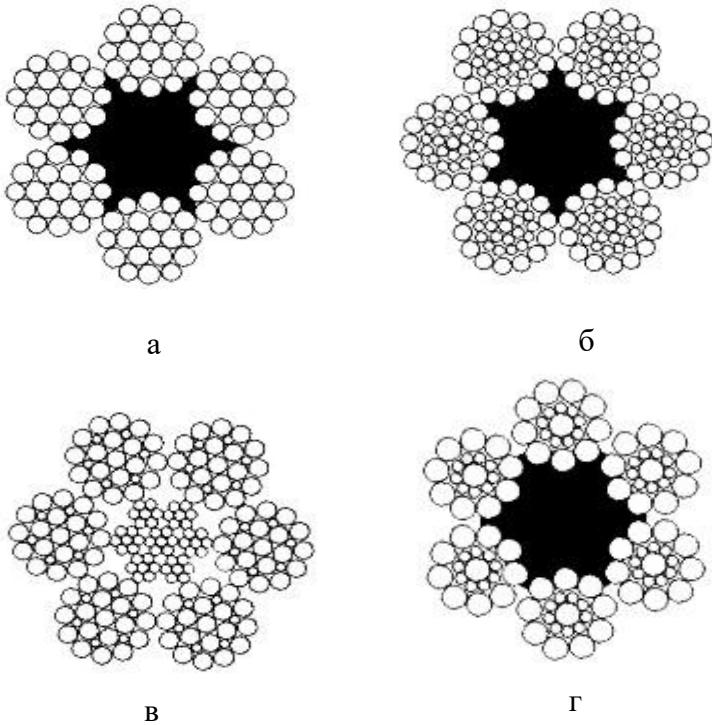


Рисунок 4.1 Типы канатов: **а** - Канат двойной свивки, тип ЛК-Р, конструкция **6x19 (1 6 6/6)+1 о.с.**; **б** - Канат двойной свивки с линейным касанием проволок в прядях, тип ЛК-РО, с одним органическим сердечником, конструкция **6x36 (1 7 7/7 14)+1о.с.**; **в** – канат двойной свивки с линейным касанием проволок в прядях, тип ЛК-З, с металлическим сердечником, конструкция **6x25(1 6 6 12) 7x7(1 6)**. **г** - Канат стальной двойной свивки, тип ЛК-О конструкции **6x19(1 9 9)+1 о.с.**;

дороже в изготовлении. Канаты навиваются вокруг сердечника – органического – **ОС**, или металлического **МС**. Органический сердечник предпочтительнее, так как является хранилищем смазки.

Канаты делятся также по способу свивки – **Р** – раскручивающиеся, **Н** – не раскручивающиеся, правой (не указывается) и левой – **Л** свивки, по механическим свойствам проволоки – **ВК, В, I**, – марок (высокого, повышенного и обыкновенного качества, соответственно). Для использования канатов в условиях агрессивных сред элементы каната покрывают цинком для жестких – **Ж**, особо жестких – **ОЖ**, и средних – **С** условий работы. По точности изготовления различают канаты нормальной и повышенной (**Т**) точности. Основной характеристикой каната, важной для дальнейших расчетов, является его диаметр – **d_к**, величина которого зависит от воспринимаемой нагрузки.

При выборе каната вначале определяют максимальное статическое усилие в канате, по формуле:

$$S_{max} = \frac{G + q}{Z_{к.б} \cdot a_{п} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{к.б}} \quad (4.1)$$

где G – вес номинального груза; q – вес крюковой подвески; $Z_{к.б}$ – число ветвей каната, навиваемых на барабан; $a_{п}$ – передаточное число (кратность) полиспаста; $\eta_{п}$ – КПД полиспаста; $\eta_{к.б}$ – КПД направляющих (обводных) блоков.

Типоразмер каната и его диаметр выбирают из соответствующих таблиц ГОСТов с учетом коэффициента запаса прочности n_k , зависящего, в свою очередь, от ГРП механизма, по разрывному усилию – S_p из условия:

$$S_{max} \cdot n_k \leq S_p \quad (4.2)$$

После определения всех параметров каната в документации приводят его условное обозначение, например:

Канат 12 – Гл – В – Ж – Л – О – Н – Т – 1770 – ГОСТ 2688

4.1 Полиспасты

Полиспастом называется система подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом). Различают полиспасты для выигрыша в силе – силовые и выигрыша в скорости – кинематические. Преимущественное применение находят силовые полиспасты (в механизмах подъема, изменения вылета стрелы и др.) – их еще называют полиспастами прямого действия.

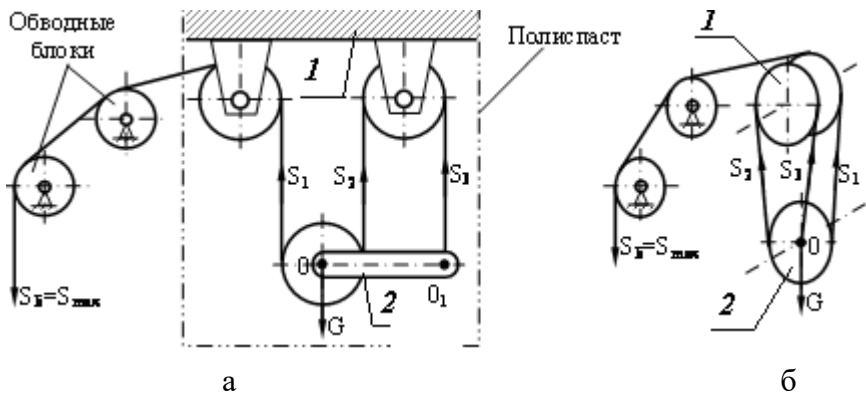
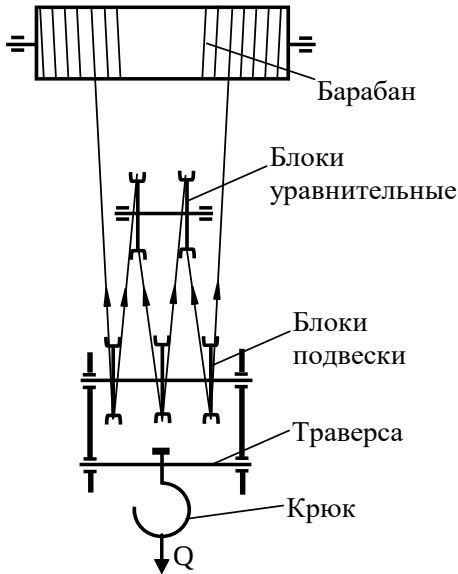


Рисунок 4.2 Кинематическая схема одинарного полиспаста. а – развернутая, б – конструктивная. Кратность полиспаста $a_n = 3$.

В полиспастах прямого действия блоки устанавливают на осях подвижной – 2 и неподвижной 1 обойм. При четном числе блоков один конец каната закрепляют на неподвижной обойме, при нечетном – на подвижной (точка O_1 на рис.4.2), а второй конец на барабане.

Параметром, характеризующим полиспасты, является их кратность – « a_n », равная числу ветвей каната, на которые распределяется нагрузка G (для простых полиспастов $a_n = Z/Z_{кб}$, где Z – число ветвей каната на которых подвешен груз; $Z_{кб}$ – число ветвей каната закрепляемых на барабане).



Наряду с одинарными полиспастами (рис.4.2) применяются полиспасты сдвоенные, составленные из двух простых (одинарных) полиспастов. Их используют при непосредственной навивке каната на барабан, чтобы избежать горизонтального перемещения груза при подъеме, например, в тележках мостовых кранов. На рисунке 4.3 показана кинематическая схема сдвоенного полиспаста - $i=2=Z_{кб}$ (учитывается в 4.1 при определении S_{max}), кратность каждого

полиспаста - $a_n=3$. Точкой крепления свободных концов полиспастов, в этом случае, условно являются уравнивательные блоки, служащие также для выравнивания длин канатов при перекосах подвески. При одинаковой высоте подъема $H(м)$ длина каната для одинарного (простого) полиспаста $L=a_n \cdot H$, для сдвоенного $L=2 \cdot a_n \cdot H$.

Полиспасты прямого действия служат для выигрыша в силе и могут использоваться как самостоятельные простейшие механизмы для подъема тяжестей с приложением небольших усилий, или входить в состав механизмов кранов, лебедок, талей.

На рисунке 4.4 показаны конструкции подвесных блоков-полиспастов для ручного подъема грузов. Принцип действия подобных механизмов и возможный выигрыш в силе показаны на примере (рис.4.5) подъема груза весом $W=400 Н$ полиспастами с кратностью $a_n=1,2$ и 4. В первом случае усилие P_1 на рабочей ветви равно весу поднимаемого груза. При использовании для подъема того же груза полиспаста с кратностью

стью $a_n=2$ это усилие (P_2) уменьшается в два раза, а при кратности полиспаста $a_n=4$ в четыре раза ($P_3=100$ Н).

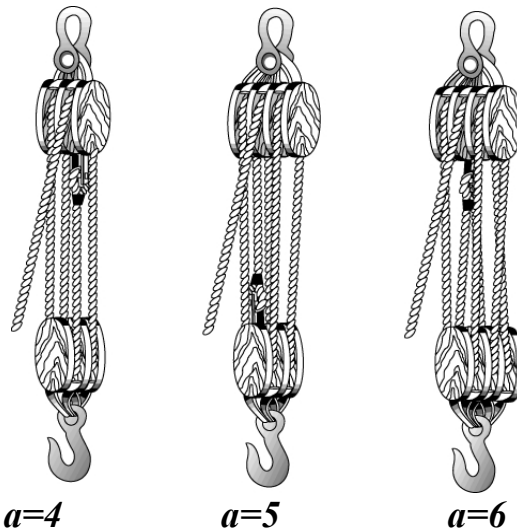


Рисунок 4.4 Блоки-полиспасты для ручного подъема груза с кратностью $a_n=4$; 5 и 6.

Таким образом, можно отметить что, кратность выигрыша в силе при подъеме тяжестей всегда равна числу канатов, на которых висит подвижный блок ВЗ. Полиспаст по своему принципу действия подобен рычагу: выигрыш в силе равен проигрышу в расстоянии при теоретическом равенстве совершаемых работ.

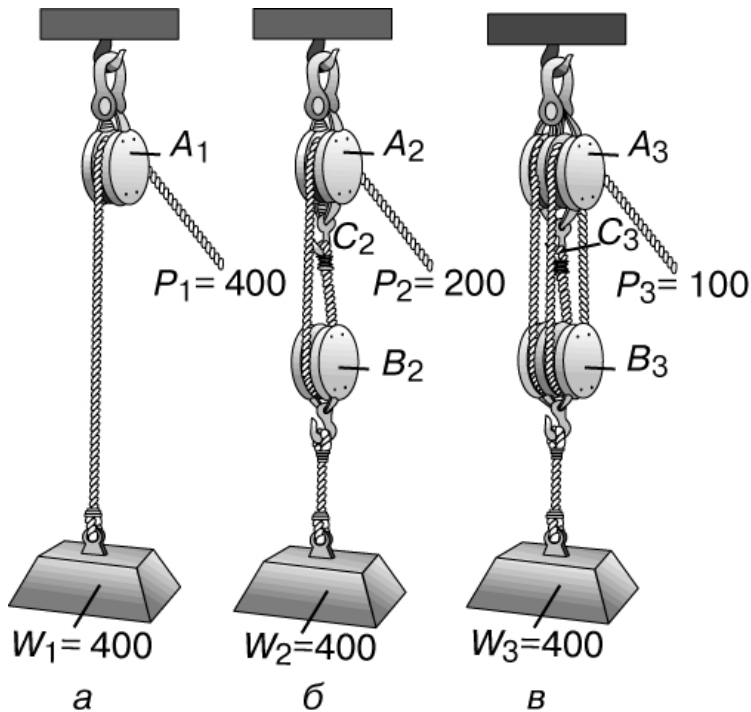


Рисунок 4.5 Принцип действия полиспастов

4.2 КПД полиспастов.

Рассмотрим одинарный полиспаст кратностью – **а** в схеме которого входят направляющие блоки (для изменения направления каната) A_1 , A_2 , A_3 и барабан B . Для упрощения записи формул индекс «п» в обозначении кратности полиспаста опущен.

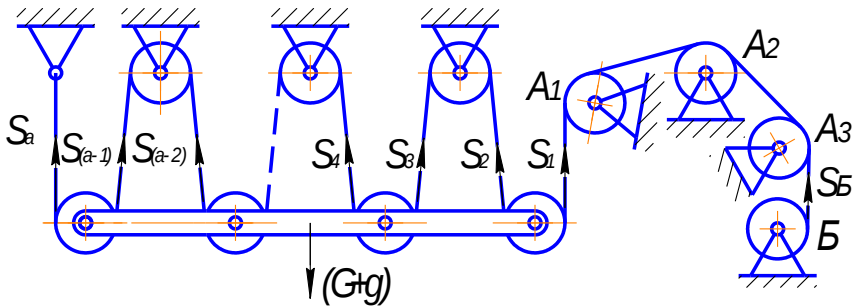


Рисунок 4.6 Схема полиспаста с кратностью «а».

При подъеме груза весом $G_{гр} = G + g$, где g вес крюковой подвески, с учетом КПД блоков (потери на трение в опорах и трение каната о ручей блоков), соотношение натяжений в ветвях запишется в виде:

$$\begin{aligned} S_2 &= S_1 \cdot \eta_B; S_3 = S_2 \cdot \eta_B = S_1 \cdot \eta_B^2; S_4 = S_1 \cdot \eta_B^3 \\ S_{(a-1)} &= S_1 \cdot \eta_B^{(a-2)} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Принимая во внимание, что

$$G_{гр} = S_1 + S_2 + \dots S_{(a-1)} + S_{(a-1)} + S_a \quad (4.4)$$

Или с учетом (4.3)

$$G_{гр} = S_1 \cdot (1 + \eta + \eta^2 + \dots \eta^{(a-1)}) \quad (4.5)$$

Выражение в скобках представляет собой геометрическую прогрессию, решив которую получим:

$$S_1 = G_{гр} \cdot \frac{1 - \eta_B}{1 - \eta_B^a} \quad (4.6)$$

где a – кратность полиспаста.

При наличии в схеме полиспаста обводных блоков ($A_1, A_2, \dots A_t$) натяжения $S_B > S_1$, при числе обводных блоков t получим:

$$S_B = S_{max} = \frac{S_1}{\eta_B^t} = G_{гр} \cdot \frac{1 - \eta_B}{(1 - \eta_B)^a \cdot \eta_B^t} \quad (4.7)$$

Установив зависимость между массой груза (аналогично – весом груза) и натяжением в ветвях каната (см. 4.6, 4.7), определим значение КПД полиспаста при кратности – «а» и высоте подъема $H(m)$.

$$\eta_{\Pi} = \frac{\text{полезная работа}}{\text{затраченная работа}} = \frac{G \cdot H}{a \cdot S_{\text{Б}} \cdot H} = \frac{(1 - \eta_{\text{Б}}^f) \cdot \eta_{\text{Б}}^f}{(1 - \eta_{\text{Б}}) \cdot a} \quad (4.8)$$

При известном η_{Π} величину S_{max} можно определить как

$$S_{\text{max}} = \frac{G_{\text{гр}}}{a \cdot \eta_{\Pi}} \quad (4.9)$$

5 КРЮКОВЫЕ БЛОЧНЫЕ ПОДВЕСКИ

Крюковые подвески служат для соединения крюка с канатом. Если груз подвешивается на одной ветви каната, то последний соединяется с крюком посредством коушей, клиновых или конических втулок. При двух и более несущих ветвях применяют типовые крюковые подвески, являющиеся одновременно подвижными обоймами полиспастов. Крюковые подвески бывают двух типов: *нормальные* и *укороченные* (рис.5.1).

Нормальная крюковая подвеска (рис.5.1, а) состоит из двух щек 1, усиленных боковыми планками 2 щеки одновременно являются кожухом подвески. Щеки и планки имеют соосные отверстия: верхние – для оси 3 блока 4, нижние – для цапф траверс 5 крюка 6. Крюк 6 удерживается на траверсе при помощи гайки 7, опирающейся на упорный подшипник 8. Число блоков в подвеске зависит от кратности полиспаста. Блоки могут монтироваться на подшипниках скольжения или качения.

Укороченные подвески (рис.5.1,б) применяют для канатных одинарных и сдвоенных полиспастов с четной кратностью. В укороченной подвеске ось блоков и траверса крюка

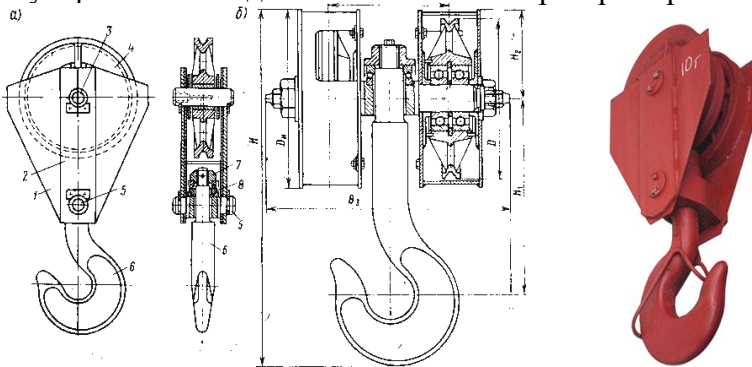


Рисунок 5.1 Типы крюковых подвесок а – нормальная; б – укороченная.

изготавливаются как одно целое, а крюк имеет удлиненный хвостовик (тип Б). С каждой стороны крюка располагается равное число блоков. Укороченные подвески имеют меньший размер по высоте по сравнению с нормальными подвесками. Это позволяет увеличить высоту подъема груза при прочих равных условиях. Размеры крюковых подвесок нормализованы. Выбор типовой крюковой подвески производится из каталога по заданному значению грузоподъемности, типу полиспаста и его кратности, а также характеристике режима работы.

5.1 Грузозахватные органы. Грузовые крюки.

Для захватывания и подвешивания перемещаемых грузов применяют концевые грузозахватные устройства: крюки, коуши, специализированные захваты и т.п. Преимущественное применение имеют крюки – однорогие и двурогие (рис.5.2). Двурогие крюки применяют при грузоподъемности больше 5т. (50 кН). В качестве материала крюков используют сталь 20 или сталь 20Л. При небольших грузоподъемностях (до 100кН) крюки изготавливают горячей штамповкой или свободной ковкой с последующей механической обработкой хвостовика (рис.5.2а), при грузоподъемности $G > 100$ кН крюки изготавливают из отдельных пластин, соединенных заклепками.

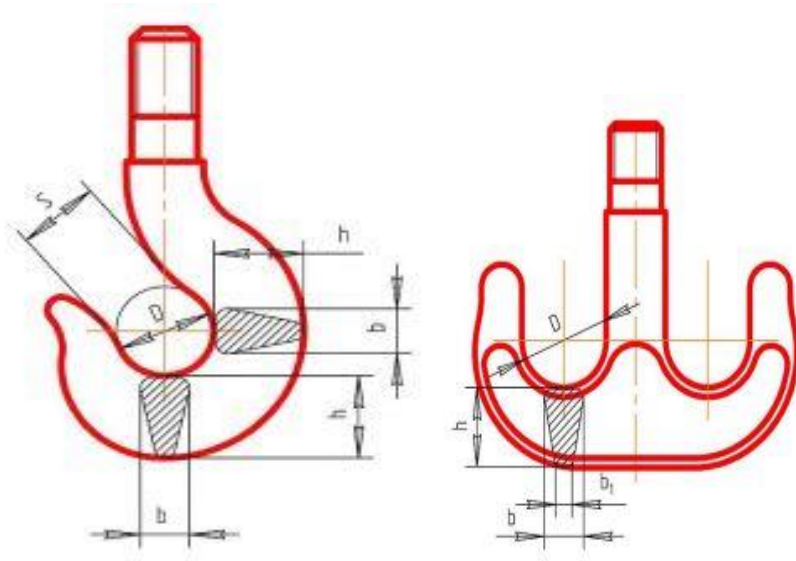


Рисунок 5.2 Крюки крановые: а – однорогий; б – двурогий.

Наибольшая грузоподъемность кранового крюка устанавливается в зависимости от режима работы и типа привода (для ручного привода, для легкого / среднего режимов и для тяжелого режима работы). Грузовые крановые крюки могут быть снабжены предохранительным замком, удерживающим съемное грузозахватное приспособление от самопроизвольного выпадения. Крюки подразделяются:

- - по наибольшей грузоподъемности - на номера от №1 до №26
- - по наличию замка - на исполнение 1 (без замка) и 2 (с замком)
- - по длине хвостовика - на типы А (с коротким хвостовиком) и Б (с длинным хвостовиком)

Наряду с крюками находят применение различные специализированные захваты, например, для подъема и транспортировки железобетонных блоков, труб, металлических деталей и

лома (электромагниты). Для листовых материалов применяют захват, показанный на рисунке.5.3 б.



Рисунок 5.3 Крюк с гайкой и специализированный захват.

Сечения зева крюков – трапециевидные с закругленными краями. Широкое основание сечения обращено внутрь зева крюка (рис.5.2), при этом центр тяжести сечения приближается к центру зева и изгибающий момент уменьшается. Размер зева крюка - S , делается минимальным, из расчета крепления в нем пеньковых канатов. При применении стандартного крюка расчет сечений производить не требуется, (или используется теория кривого бруса – если крюк не стандартный).

Расчет крюка сводится к определению растягивающих напряжений в сечении ослабленном резьбой.

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p] \quad (5.1)$$

где G – суммарная сила тяжести груза и строп; d_1 – внутренний диаметр резьбы, $[\sigma_p]$ – величина допускаемых напряжений растяжения ($[\sigma_p] = 160$ МПа для стали 20).

Высоту гайки (H_r) и ее диаметр (D_r) определяет из условия прочности резьбы на срез по соотношениям:

$$H_r = 0.8d_2 \text{ и } D_r = 1.8d_2 \quad (5.2)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы. Длину резьбы необходимо проверить по условию прочности на срез витков

$$\text{для резьбы крюка: } \tau = \frac{G}{\pi \cdot d_1 \cdot H_1 \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau] \quad (5.3)$$

$$\text{для гайки: } \tau = \frac{G}{\pi \cdot d \cdot H_T \cdot K \cdot K_m} [\tau] \quad (5.4)$$

где K – коэффициент полноты резьбы; K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

5.2 Опорные устройства крюков.

Независимо от типа крюковой блочной обоймы для надежной фиксации крюка в траверсе и для обеспечения его свободного вращения применяют упорные шарикоподшипники типа 8000 (при грузоподъемности до 3,2 тс подшипник может быть заменен сферической шайбой). Возможные варианты крепления крюка в траверсе показаны на рисунке 5.4а,б. Подшипник подбирают по посадочному диаметру хвостовика крюка и проверяют его по статической грузоподъемности, подсчитав эквивалентную нагрузку на подшипник, по выражению:

$$F_a = G \cdot K_B \cdot K_T \quad (5.5)$$

где G – грузоподъемность (кН), K_B – коэффициент безопасности, равный 1.2...1.25, K_T – температурный коэффициент - $K_T=1$.

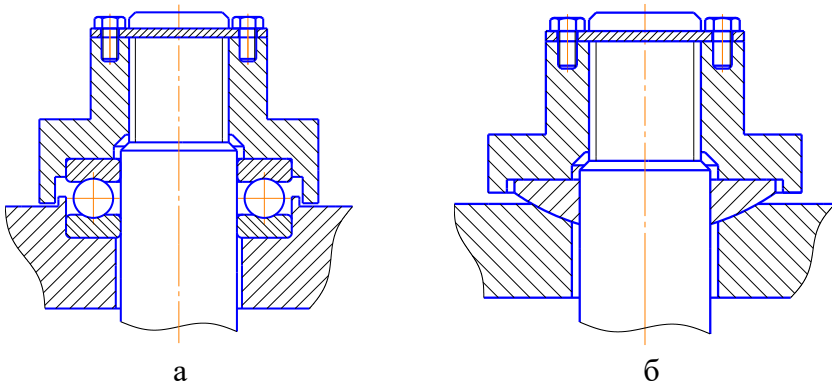


Рисунок 5.4 Установка крюка: а – на упорном подшипнике;
б – на сферической шайбе;

Полученное значение сравнивают с величиной S_0 – статической грузоподъемностью выбранного типоразмера под-

шипника, которую принимают по соответствующим таблицам ГОСТа. Если условие $F_a < C_0$ выполняется, то подшипник подобран верно, в противном случае нужно повторить расчет для более тяжелой серии для данного подшипника.

5.3 Расчет траверсы

Расчет траверсы начинают с составления ее эскиза и расчетной схемы, которые определяются типом крюковой блочной обоймы и кинематической схемой полиспаста.

Рассмотрим расчет траверсы одноблочной крюковой подвески. Эскиз траверсы в этом случае имеет вид, показанный на рисунке 5.5. Расчет проводят в два этапа: вначале по эмпирическим соотношениям определяют основные размеры траверсы, а затем проводят проверочные расчеты.

Расчет проводим, предварительно определив размеры крюка: L , l_1 , l_2 , d_1 (табл. ПЗ [5]), и подшипника D_n и H – соответственно, наружный диаметр и высоту. Тогда:

- длина траверсы с одним канатным блоком

$$l_m = (1,15 \dots 1,25) D_n;$$

- расчетная высота траверсы

$$H_0 = L - (l_1 + l_2 + H);$$

- диаметр отверстия в траверсе под хвостовик крюка

$$d_{кр} = d_1 + (2 \dots 5);$$

габаритная высота траверсы

$$H_m = H_0 + 0,8 H,$$

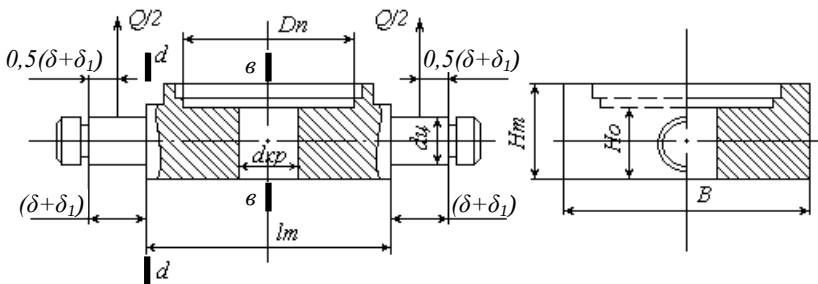


Рисунок 5.5 Эскиз траверсы одноблочной крюковой подвески.

Диаметр цапфы d_c и ширина траверсы B определяются из расчета опасных сечений на прочность по напряжениям изгиба.

Напряжение изгиба в сечении $d-d$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u \quad (5.6)$$

где M_u – изгибающий момент в сечении; W – момент сопротивления.

Изгибающий момент в сечении определяется по формуле:

$$M_u = 0.25 \cdot Q \cdot (\delta + \delta_1) \quad (5.7)$$

где δ – толщина боковой накладки; δ_1 – толщина кожуха. В предварительных расчетах можно принимать: толщину кожуха $\delta_1 = 5 \dots 10$ мм и толщину планки $\delta = 6 \dots 18$ мм.

Момент сопротивления сечения:

$$W = \frac{\pi \cdot d_u^3}{32} \approx 0,1 d_u^3 \quad (5.8)$$

Допускаемое напряжение при изгибе:

$$[\sigma]_u = 1,4 \sigma_{-1} / (n_\sigma K), \quad (5.9)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при изгибе; n_σ – коэффициент запаса прочности; K – коэффициент концентрации напряжений.

Таким образом, диаметр цапфы равен:

$$d_u = \sqrt[3]{0,25 Q (\delta + \delta_1) / (0,1 [\sigma]_u)}. \quad (5.10)$$

Определение ширины траверсы (размер В).

Момент изгиба в сечении $e-e$:

$$M_u = 0,25 Q (l_m + \delta + \delta_1) \quad (5.11)$$

Момент сопротивления сечения:

$$W = (B - d_{кр}) H_0^2 / 6. \quad (5.12)$$

Выполнив необходимые преобразования, получим выражение для определения ширины траверсы:

$$B = [1,5 Q (l_m + \delta + \delta_1) / [\sigma]_e \cdot H_0^2] + d_{кр} \quad (5.13)$$

Входящие в формулу (5.13) обозначения даны ранее. При наличии в крюковой подвеске боковой укрепляющей планки проводят ее расчет на растяжение по сечению, ослабленному отверстием под цапфу и допускаемому удельному давлению. Расчетная схема планки показана на рисунке 5.6

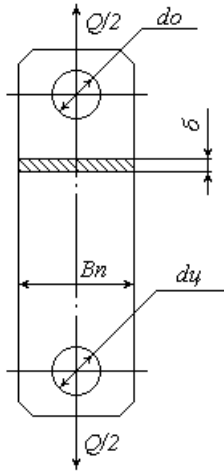


Рисунок 5.6 Планка боковая

Планка воспринимает нагрузку $Q/2$. Удельное давление на поверхности контакта планки с цапфой

$$q = Q / (2d_{ц} \delta_1) \leq [q]$$

где $[q]$ – допускаемое удельное давление, $[q] = (30 \dots 35)$ МПа.

Ширина планки определится из соотношения

$$\sigma_p = Q / [2\delta_1 (B_{п} - d_{ц})] \leq [\sigma_p]$$

откуда

$$B_{п} = [Q / (2\delta_1 [\sigma_p])] + d_{ц}$$

Планки изготавливают из углеродистой стали Ст 3 для которой можно принимать величину $[\sigma_p] = 90$ МПа.

5.4 Блоки. Звездочки

Канатные блоки применяют для изменения направления каната и составления полиспастов. Блок – это сборочная единица, состоящая из диска с желобом по окружности для размещения каната, подшипников и оси. Блоки, как правило, устанавливают на подшипниках качения с применением защитных уплотнений, предотвращающих загрязнение подшипников и утечку смазочного материала.

Блоки диаметром до 350 мм изготавливают штамповкой или литьем из стали ВСт3 по ГОСТ 380-71 или серого чугуна СЧ12, СЧ15 или СЧ24 по ГОСТ 1412 – 79. Профиль ручья блока (рис.5.7) должен обеспечить равномерное набегание каната

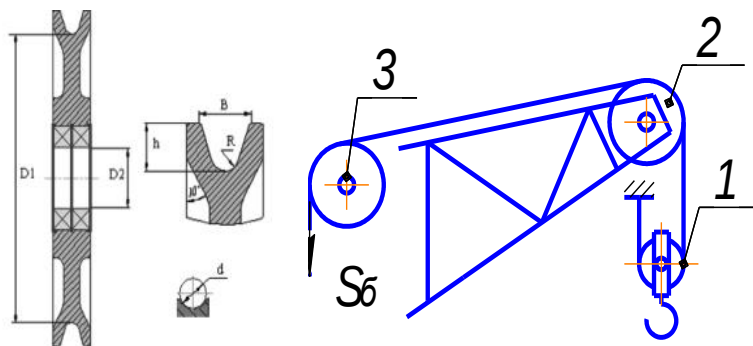


Рис. 5.7 Канатные блоки 1 и 2 – блоки полиспаста, 3 – блоки для изменения направления каната (направляющие).

и наибольшую площадь контакта с канатом, исключать заклинивание каната в ручье и случайное выпадение каната. Поэтому размеры профиля ручья принимают равными:

$$R = (0,6 \dots 0,7) d_k; \quad h = (1,4 \dots 1,9) d_k; \quad D_1 = e \cdot d_k;$$

$$B = (2,0 \dots 2,25) d_k.$$

здесь d_k – диаметр каната; e – коэффициент, зависящий от группы режима работы и типа крана (e = от 16 до 35).

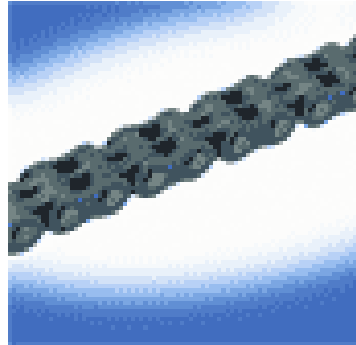
Для повышения долговечности каната ручей часто футеруют алюминием, пластмассой или резиной. Размеры канатных блоков стандартизованы, в частности, диаметр блока принимают из ряда: 160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900; 1000; мм.

Диаметр оси блоков рассчитывают из условия прочности ее на изгиб. Расчетная схема зависит от типа крюковой подвески.

Звездочка – деталь, выполненная в форме диска с зубьями (гнездами) на образующей поверхности и предназначенная для изменения направления движения цепи или передачи на нее тягового усилия.

Звездочки для круглозвенных сварных цепей имеют специальные гнезда с пазами, соответствующие форме звена, в результате чего звездочка имеет вид многогранника. Их выполняют ли-

тыми из чугуна или стали. Звездочки для пластинчатых цепей представляют собой зубчатые колеса (с малой шириной зуба), зубья которых входят между пластинами цепей, взаимодействуя с валиками шарниров. Параметры профиля зубьев



регламентированы требованиями ГОСТ 592 – 81. Такие звездочки изготавливают из сортового проката (ВСт4, ВСт5 и сталь 20) или из литейных марок стали. Тяговые звездочки связаны с валами посредством шпонок, а отводные сидят на осях в подшипниках.

6 БАРАБАНЫ

Барабаны служат для наматывания гибкого органа и преобразования вращательного движения привода в поступательное движение груза. Барабаны изготавливают литьем или сваркой.

Канатные барабаны по форме внешней поверхности разделяют на *цилиндрические*, *конические* и *коноидальные*. Наибольшее распространение получили цилиндрические барабаны (рис. 6.1), которые бывают *гладкие* или *нарезные* (рис. 6.1, а, б, в).

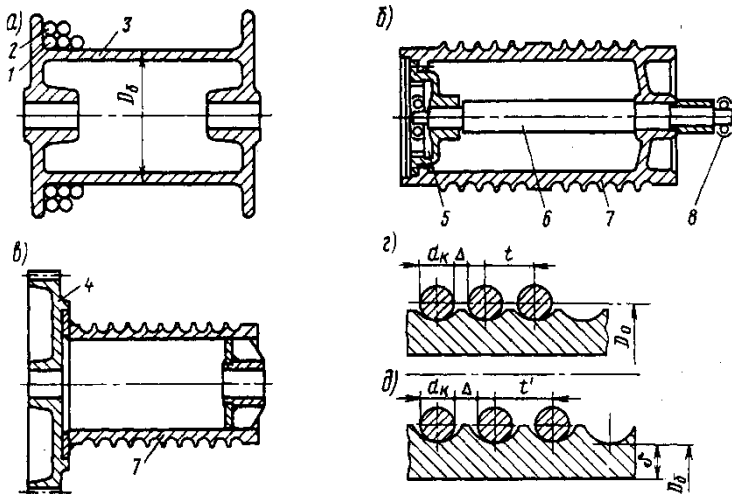


Рисунок 6.1 Типы барабанов

а – литой гладкий; б – литой нарезной, в – сварной нарезной;
г – мелкая нарезка; д – глубокая нарезка

Гладкие барабаны применяют при многослойной наливке каната на барабан при больших высотах подъема груза и необходимости уменьшения длины барабана по условиям компоновки. При гладких барабанах больше контактные напряжения в местах касания с канатом, что уменьшает срок службы канатов. При намотке каната в несколько слоев происходит его интенсивное сплющивание, что приводит к интенсивному износу самого каната и барабана. Поэтому на практике получили наибольшее распространение нарезные барабаны. Для получения необходимого зазора Δ (рис.6.1, г, д) между смежными витками каната шаг нарезки принимают:

$$t_n \geq (1,1 \dots 1,2) \cdot d_k. \quad (6.1)$$

Полученное значение t_n должно быть округлено до значения кратного 0,5. Радиус профиля канавки принимают $r > 0,54 \cdot d_k$ для исключения заклинивания каната. Канавки могут быть *мелкими* и *глубокими*. Мелкие канавки предпочтительнее, т.к. уменьшают длину нарезной части барабана при одинаковой канатоемкости барабана. Глубокие канавки обеспечивают лучшее направ-

ление набегающего каната. Такие барабаны применяют, например, в грейферных кранах.

Типовая конструкция барабана механизма подъема показана на рисунке 6.2.

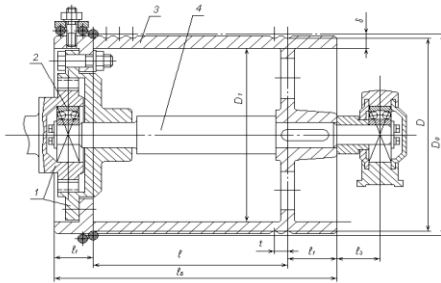


Рисунок 6.2. Схема барабана механизма подъема.

1-зубчатая муфта; 2-подшипник; 3-барабан; 4-ось барабана.

6.1 Расчет геометрических размеров барабана

Диаметр барабана по дну ручья определяют по формуле $D_6 \geq e \cdot d_k$ с последующим округлением до ближайшего значения по нормальному ряду (как для блоков см. п.5.4)

Толщину стенки предварительно определяют по эмпирическим зависимостям:

- для чугунных барабанов $\delta = 0,02 \cdot D_6 + (6 \div 10)$ мм; (6.2)

- для стальных барабанов $\delta = 0,01 \cdot D_6 + 3$ мм. (6.3)

Расчетные значения δ округляют в сторону увеличения, причем, исходя из технологических соображений изготовления барабанов, принимают значения:

- для чугунных барабанов δ не менее 12 мм;

- для стальных барабанов δ не менее 15 мм.

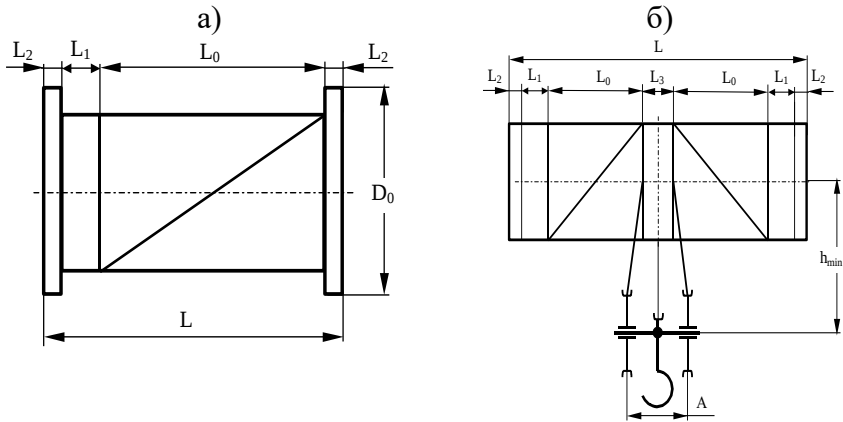


Рис. 6.3. Расчетная схема для определения длины барабана:
 а – при навивке одной ветви каната;
 б – при навивке двух ветвей каната

Минимальная длина барабана (рис.6.3) при навивке каната в один слой:

- при одной ветви каната на барабане $L = L_0 + L_1 + 2L_2$;

- при двух ветвях каната на барабане $L = 2L_0 + 2L_1 + L_3$,

где L_0 – длина участка барабана для навивки каната в один слой; L_1 – длина участка барабана для крепления 3÷4 витков каната прижимными планками ($L_1 \approx 3t_n$); L_2 – длина участка барабана под ребордой (ширина реборды $L_1 \approx 1,5 t_n$); L_3 – длина среднего не нарезанного участка барабана.

Длина участка барабана для навивки каната в один слой:

$$L_0 = (z_p + z_n + z_{кр}) \cdot t_n = \left(\frac{H \cdot a_n}{\pi D_0} + z_n + z_{кр} \right) \cdot t_n, \quad (6.4)$$

где z_p – число рабочих витков для навивки каната на барабан; z_n – количество неприкосновенных витков каната (по правилам Госгортехнадзора $z_n=1,5$); $z_{кр}$ – число витков для крепления конца каната ($z_{кр}=3...4$); H – высота подъема груза; a_n – кратность полиспаста; D_0 – диаметр барабана, измеренный по средней линии навитого в один слой каната; t_n – шаг навивки каната (у гладких барабанов $t_n=d_k$).

Длина среднего не нарезанного участка барабана:

$$L_3 = A - 2 \cdot h_{\min} \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (6.5)$$

где A – расстояние между осями ручьев блоков крюковой подвески или направляющих блоков, с которых ветви каната наматываются на барабан; $h_{\min}$ – минимальное расстояние между осями барабана и направляющих блоков; γ – угол отклонения каната от средней плоскости блока или от направления каната на барабане (можно принимать $\gamma = 3 \div 6^\circ$).

Значение $h_{\min}$ регламентированы правилами Госгортехнадзора и принимается по заданному Q , например, для:

- $Q = 3,2 \div 6,3$ т $h_{\min} = 600 \div 650$ мм;
- $Q = 8,0$ т $h_{\min} = 870$ мм;
- $Q = 10 \div 12,5$ т $h_{\min} = 1000 \div 1050$ мм;
- $Q = 15 \div 20$ т $h_{\min} = 1150 \div 1200$ мм;

6.2 Расчет барабана на прочность

Расчет барабана на прочность заключается в проверке выбранной толщины стенки барабана δ , которая испытывает сложное напряженное состояние: сжатие, кручение, изгиб. Для коротких барабанов, длиной менее $3 \times$ диаметров (с соотношением $L/D_6 \leq 3$), — напряжения от изгиба и кручения не превышают $(10 \dots 15)\%$ от напряжений сжатия. Поэтому основным является расчет на поперечное сжатие, возникающее в результате радиального давления каната на барабан с усилием $S_{\max}$.

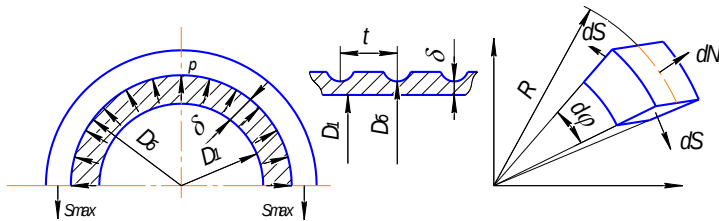


Рисунок 6.4 К расчету стенки барабана на прочность.

Рассматривая барабан, как оболочку (сосуд) находящуюся под наружным давлением от равномерно распределенной силы с интенсивностью «Р», определим напряжения в стенке оболочки по известной формуле Лямэ.

Для определения давления «Р» на стенку барабана, обусловленного натяжением каната $S_{\max}$, поступим следующим образом. Выделим из тела барабана полукольцо толщиной δ и шириной, равной шагу нарезки t (рис.6.4).

Влияние отрезанного полукольца заменим силами натяжения каната $2S_{\max}$. Рассмотрим элементарную площадку dA :

$$dA = R \cdot d\varphi \cdot t \quad (6.6)$$

где $R = \frac{D_A}{2}$ - радиус барабана по дну канавки; t – шаг нарезки (ширина элементарной площадки).

Сила давления приходящаяся на эту площадку

$$dN = R \cdot d\varphi \cdot t \cdot P \quad (6.7)$$

Найдем равнодействующую сил давления, действующих на множество площадок, спроектировав их на ось Y .

$$2 \times S_{\max} - \sum dN = 0 \quad \text{или}$$

$$2 \cdot S_{\max} = \sum_0^{\pi} dN = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} P \cdot R \cdot d\varphi \cdot t \cdot \cos \varphi \quad (6.8)$$

здесь принято $2 \int_0^{\frac{\pi}{2}}$, т.к. рассматриваем интервал не от 0 до π , а

от 0 до $\frac{\pi}{2}$. Вынесем за знак интеграла постоянные интегрирования и перепишем выражение (6.8) в виде:

$$2 \cdot S_{\max} = 2 \cdot R \cdot t \cdot P \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi \cdot d\varphi = 2 \cdot R \cdot t \cdot P \cdot \sin 90^\circ = 2 \cdot R \cdot t \cdot P$$

откуда
$$P = \frac{S_{\max}}{R \cdot t} = \frac{2 \cdot S_{\max}}{D_A \cdot \delta} \quad (6.9)$$

По формуле Лямэ, для случая когда внутреннее давление равно нулю, а наружное давление равно P , получим:

$$\sigma_t = \sigma_{\max} = \frac{2PD_A^2}{D_A^2 - D_1^2} = \frac{2 \cdot \frac{S_{\max}}{D_A \cdot \delta} \cdot D_A^2}{D_A^2 - (D_A - 2 \cdot \delta)^2} = \frac{S_{\max}}{\delta \cdot t} \quad (6.10)$$

При проверочном расчете барабана найденное по выражению (6.10) напряжение должно отвечать условию

$$\sigma_{\max} = \frac{S_{\max}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma_{\text{н\acute{a}}}] \quad (6.11)$$

где $[\sigma_{\text{сж}}]$ допускаемое напряжение на сжатие для материала барабана.

6.3 Крепление каната на барабане

Узлы крепления свободных концов каната должны быть конструктивно простыми, удобными для осмотра и монтажа, обеспечивать легкость замены каната и надежность его крепления, исключать резкие перегибы каната. Крепление каната на барабане осуществляется разными способами (рис. 6.5), которые регламентированы правилами Госгортехнадзора.

Наибольшее распространение получили крепления наружными прижимными планками, которые бывают с полукруглыми (сечение А-А) или трапецидальными канавками (сечение Б-Б). Применение вместо полукруглых опорных поверхностей у прижимных планок трапецидальных увеличивает давление на наклонных поверхностях, что увеличивает величину приведенного коэффициента трения. Однако такие планки способствуют повышенной деформации канатов в узлах крепления.

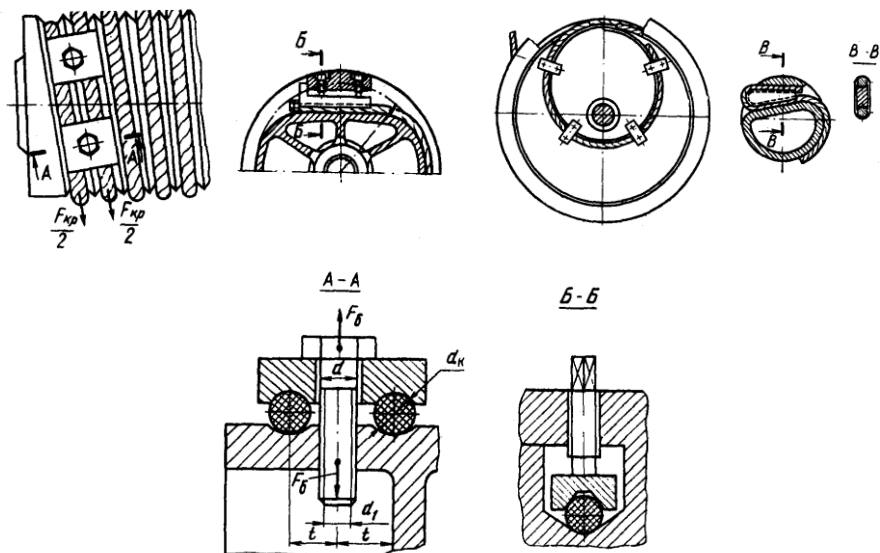


Рис. 6.5. Способы крепления каната на барабане

Планки бывают *одно-* и *двух болтовые*. При $d_k \leq 31$ мм следует закреплять канат не менее чем двумя одно болтовыми прижимными планками или одной двух болтовой планкой, а при $d_k > 31$ мм – двумя двух болтовыми планками.

При стальных барабанах прижимные планки крепят болтами или винтами, а при чугунных барабанах – вместо болтов используют шпильки. Это обусловлено возможностью выкрашивания резьбы в чугунных барабанах при частых подтягиваниях узлов крепления каната в процессе эксплуатации.

Длина свободного конца каната от последнего зажима на барабане должна быть не менее двух диаметров каната. Изгибать свободный конец каната под прижимной планкой и возле нее не допускается.

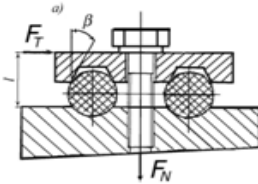
Поскольку перед узлом крепления располагаются неприкосновенные витки каната, то усилие $S_{кр}$, выдергивающее канат из узла крепления, оказывается за счет сил трения меньше, чем усилие в рабочей ветви S_{max} . Используя известное соотношение

между усилиями в набегающей и сбегающей ветвях гибкой нити, можно записать

$$S_{кр} = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}}, \quad (6.16)$$

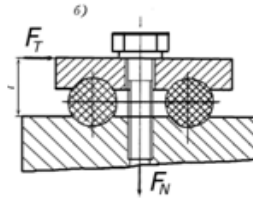
где $e=2,7$ – основание натуральных логарифмов; f – коэффициент трения скольжения каната о поверхность барабана (для реальных пар трения $f = 0,1 \div 0,16$); α – угол обхвата барабана витками неприкосновенного запаса (при $z_n = 1,5$ $\alpha = 3\pi$; при $z_n = 2$ $\alpha = 4\pi$);

Для того чтобы канат был надежно закреплен, необходимо затяжкой болтов создать силы трения не менее $S_{кр}$. Тогда требуемое усилие затяжки болтов:



при трапецеидальных планках:

$$F_N = \frac{S_{кр}}{(f + f_1) \cdot (e^{f\alpha} + 1)}, \quad (6.17)$$



при полукруглых планках:

$$F_N = \frac{S_{кр}}{2 \cdot f \cdot (e^{f\alpha} + 1)}; \quad (6.18)$$

где F_N – необходимое суммарное усилие затяжки болтов; $2f$ – число, учитывающее наличие и работу двух пар трения "канат – барабан" и "канат – планка с полукруглыми канавками"; f_1 – приведенный коэффициент трения для планок с трапецеидальными канавками $f_1 = \frac{f}{\sin \beta}$ (здесь $\beta = 40^\circ$ – угол наклона боковой грани прижимной планки).

Для расчета болта на прочность необходимо вначале задаться диаметром болта. Опытом установлены следующие рекомендации:

- при диаметре каната до 12,5 мм принимают болты М12;
- при диаметре каната до 15,5 мм принимают болты М16;
- при диаметре каната до 17,5 мм принимают болты М20.

Крепежные болты испытывают сложное напряженное состояние, определяемое напряжениями растяжения σ_p от усилия F_6 , напряжениями изгиба σ_n от усилия $S_{кр}$, а также касательными напряжениями кручения τ , создаваемыми суммарным действием моментов трения в резьбе и на торце головки болта. Поэтому суммарные напряжения в опасном сечении одного болта

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3 \cdot F_N \cdot k}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{k \cdot S_{кр} \cdot \frac{d_k}{2}}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z_6} \leq [\sigma_p], \quad (6.19)$$

где 1,3 – число, учитывающее влияние τ ; k – коэффициент надежности крепления ($k \geq 1,5$); z_6 – число крепежных болтов; d_1 – внутренний диаметр резьбы болта; $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения, d_k – диаметр каната.

При необходимости из этой формулы можно определить требуемое количество болтов z_6 .

Допускаемое напряжение в болтах (винтах), изготовленных из стали Ст 3, имеющей предел текучести $\sigma_T = 240$ МПа:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / 2,5. \quad (6.20)$$

Если условие прочности (6.19) не выполняется, то необходимо или увеличить число болтов или принять большее число витков каната, охватывающих барабан (увеличится угол α и уменьшится $S_{кр}$).

7 ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА

Для остановки груза и удержания его в подвешенном состоянии применяют тормоза и остановы. В некоторых случаях тормоза используют для плавного регулирования скорости.

Тормозные устройства уменьшают скорость машины с заданным замедлением или останавливают ее на определенном тормозном пути. В грузоподъемных машинах и установках тормозные устройства также удерживают груз в подвешенном состоянии при определенном запасе коэффициента торможения.

Значение тормозных устройств возрастает в связи с интенсификацией производства, увеличением движущихся масс, скоростей их перемещения и частоты торможений. В течение короткого периода времени тормозные устройства должны преобразовать в тепловую энергию значительное количество механической энергии и передать ее в окружающую среду без снижения работоспособности самого тормозного устройства и машины в целом.

Разнообразие назначения тормозов и условий их применения привело к появлению большого количества тормозных устройств различных видов.

7.1 Остановы

Устройства, служащие для удержания груза на весу, не препятствующие подъему груза, но исключающие возможность его самопроизвольного опускания под действием собственного веса, называют - *остановами*.

В качестве самостоятельного тормозного устройства остановы применения не нашли, так как их назначение - исключить возможное самопроизвольное движение. Поэтому они являются сборочной единицей сложных тормозных устройств. Важным этапом проектирования остановов является *определение места их установки*. Так как все валы механизма подъема

кинематически связаны между собой, то останов может быть установлен на любом валу. Монтаж остановов на ведущем валу позволяет спроектировать устройство с минимальными габаритами. Однако, наиболее надежной для работы механизма является установка останова непосредственно на барабане, т.к. при этом обеспечивается удержание поднятого груза не только в условиях нормальной эксплуатации механизма, но и при аварии его – поломке зубьев колес, валов и т.п. Такой останов вследствие большой величины момента на валу барабана получается весьма громоздким и тяжелым. Поэтому в большинстве случаев размещение остановов (на входном, промежуточном или выходном валу механизма) решают на основе технико-экономического сравнения вариантов. В грузоподъемных машинах наибольшее применение находят храповые и роликовые остановки.

7.1.1 Храповые остановки

Принцип действия храпового останова ясен из рисунка 7.1. Останов состоит из храпового колеса, сидящего на шпонке на валу, и собачки, ось которой закреплена на корпусе механизма. Собачка острым концом входит во впадину между зубьями храпового колеса и препятствует вращению последнего в сторону опускания груза (по часовой стрелке), не препятствуя вращению колеса в противоположную сторону на подъем груза. Храповые остановки могут иметь наружное, внутреннее или торцовое зацепление. Если собачка расположена сверху храпового колеса, то она прижимается к нему непосредственно своим весом. При нахождении собачки сбоку или снизу колеса для этого предусматривается специальная пружина. Перед опусканием груза собачка должна быть выведена из зацепления с храповым колесом. Для этого необходимо повернуть храповик на небольшой угол в направлении подъема и разгрузить "собачку", после чего ее можно легко отвести от храпового колеса.

При вращении храпового колеса, вследствие постоянно прижимаемой к его зубьям собачки, работа храпового механизма сопровождается характерным, неприятным шумом. Для его уменьшения применяют остановы, в которых предусмотрено специальное устройство, использующее силу трения,

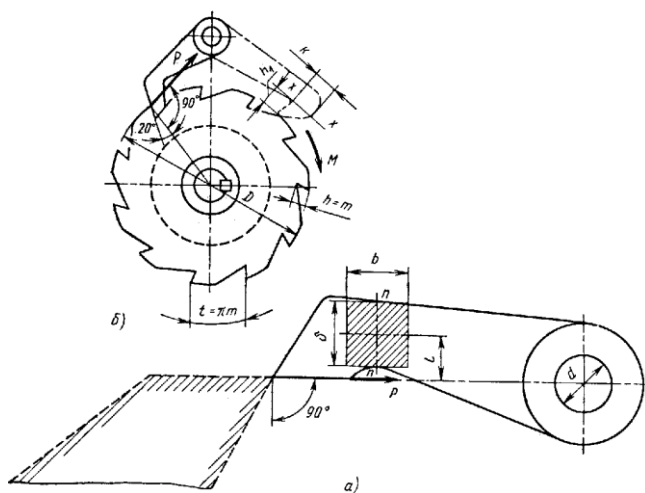


Рисунок 7.1 Расчетные схемы: а – собачки; б – храпового колеса.

отводящую собачку от храпового колеса при движении механизма в сторону подъема груза. Работа храпового зацепления характеризуется резким ударом при контакте собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Для уменьшения динамических явлений на одно храповое колесо иногда устанавливается несколько "собачек", расположенных так, чтобы они входили в соединение с зубом не одновременно, а со сдвигом на какую-то часть шага. Тогда храповое колесо не успевает приобрести высокой скорости, и соединение собачки с зубом колеса происходит со значительно меньшим ударом.

После уточнения размеров храпового колеса, необходимо выполнить проверочный расчет зуба по напряжениям изгиба.

$$\sigma_u = \frac{Mu}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad (7.4)$$

где

$$M_u = Ft \cdot h = \frac{2T}{D} \cdot h = \frac{2T}{m \cdot z} \cdot m = \frac{2T}{z}$$

$$W_u = \frac{\hat{a} \cdot \hat{a}^2}{6} = \frac{m \cdot \psi \cdot (1,5m)^2}{6} = \frac{2,25\psi_m \cdot m^3}{6}$$

$$\sigma_{\hat{e}} = \frac{2\hat{O} \cdot 6}{z \cdot 2,25\psi_m \cdot m^3} \leq [\sigma_u] \quad (7.5)$$

Уравнение (7.5) может быть использовано для определения модуля при проектном расчете останова, если известен материал его деталей и не известен диаметр храпового колеса:

$$m = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{\psi_m \cdot z \cdot [\sigma_u]}} \quad (7.6)$$

После определения размеров храпового колеса и выполнения проверочных расчетов по империческим соотношениям находят основные размеры собачки [1] с.160.

7.1.2 Роликовые остановы

В отличие от работающих с ударной нагрузкой храповых остановов роликовые обеспечивают плавное приложение нагрузки. Их действие основано на использовании сил трения. Роликовый останов (рис.7.3) состоит из неподвижно закрепленного корпуса 1, втулки 2, и заложенных в клиновые (с плоской рабочей поверхностью) пазы роликов 3. При вращении втулки 2 против часовой стрелки ролики увлекаются силами трения в наиболее широкую часть паза, что обеспечивает свободное вращение втулки. При перемене направления вращения ролики переходят в узкую часть паза, что приводит к их заклиниванию и к остановке втулки.

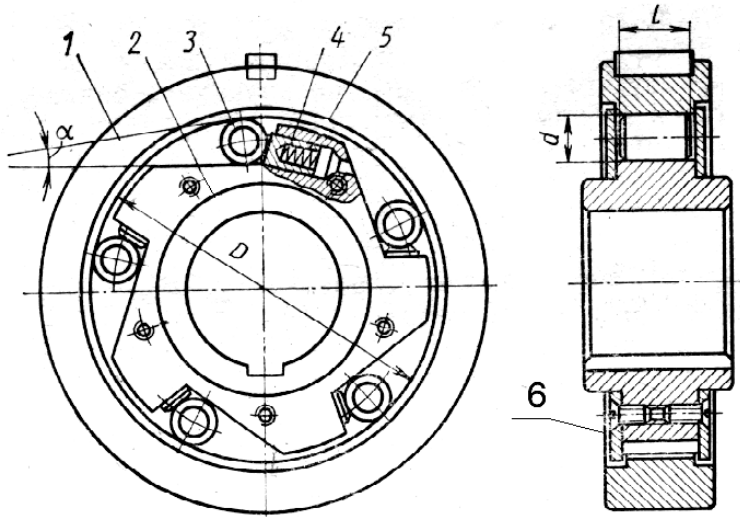


Рисунок 7.3 Схема роликового останова

Надежное заклинивание роликов обеспечивается при угле заклинивания $\alpha = 6 \div 10^\circ$. Для уменьшения предшествующего заклиниванию холостого хода, во втулке устанавливаются толкатели, подпружиненные пружинами 4. Перемещение роликов в осевом направлении и их перекося предотвращается дисками 6, прикрепленными к втулке. Корпус, втулку и кольцо промежуточное роликовых останова изготавливают, как правило, из сталей 15Х, 20Х, 40Х с твердостью рабочих поверхностей HRC 56÷60. Роликовые останова не получили широкого распространения в ГПМ, их применяют в нереверсивных подъемно-транспортных машинах, например, элеваторах, в которых они удерживают в неподвижном состоянии ковша при отключении питания.

7.2 Тормоза

Тормоз - греческое слово - означающее отверстие для помещения стержня, замедляющего вращение колеса. Тормоз предназначен для замедления скорости движения машины или

механизма, их полной остановки и удержания в заторможенном состоянии. Механизмы современных машин оснащены надежными тормозными устройствами, которые *по конструктивному исполнению разделяют на:*

колодочные, рабочим элементом которых является колодка, трущаяся по наружной цилиндрической поверхности тормозного барабана (шкива);

ленточные - с рабочим элементом в виде гибкой стальной ленты, охватывающей и трущейся по поверхности шкива;

дисковые - с рабочим элементом в виде диска и сегментными колодками;

конические - с рабочим элементом в виде конуса.

Первые два вида тормозных устройств объединяют в группу, получившую широкое распространение, с радиально действующим замыкающим тормоз усилием. Два последних вида объединяют в группу с замыкающим усилием, действующим вдоль оси тормоза (тормоза с осевым нажатием), по ряду причин не получившую широкого применения.

По назначению тормозные устройства подразделяют на **стопорные**, останавливающие механизм в конце движения, **спускные** тормоза и **регуляторы скорости**, ограничивающие скорость движения в заданных пределах. *По принципу действия разделяют на* автоматические, замыкаемые одновременно с выключением привода механизма, и управляемые при помощи педали (рукоятки). *По характеру приложения тормозного усилия* различают нормально закрытые тормозные устройства, замыкаемые постоянно действующей внешней силой (усилием пружины, весом груза) и размыкаемые прилагаемым при необходимости приводным усилием (электромагнитом), и нормально открытые тормоза, размыкаемые постоянно действующей внешней силой и замыкаемые приводным усилием.

Кроме того, существуют комбинированные тормозные устройства, работающие в нормальном режиме как нормально открытые, а в аварийной ситуации как нормально закрытые.

Тормозные устройства современных машин должны обеспечивать гашение достаточного для заданных условий работы тормозного момента, быстро закрываться и открываться, их элементы должны иметь высокую конструктивную прочность. Помимо этого, они должны быть просты по конструкции, технологичны в изготовлении, удобны для осмотра, регулирования и ремонта, обеспечивать высокую надежность эксплуатации и срок службы при малых габаритах и массе, а также минимальный износ трущихся деталей.

7.2.1 Колодочные тормоза

Различают колодочные тормоза с *внешним и внутренним* расположением тормозных колодок по отношению к металлическому элементу фрикционной пары. Число тормозных колодок должно быть не менее двух при их диаметральной расположении относительно металлического элемента фрикционной пары. *Одно колодочные* тормоза не находят широкого применения, т.к. создают значительные усилия, изгибающие тормозной вал механизма. Наибольшее распространение в современных грузоподъемных машинах получили нормально замкнутые *двух колодочные* тормоза. На рис. 7.4 показана принципиальная схема тормоза ТКТ с клапанным однофазным электромагнитом серии МО-Б.

На подставке 1 шарнирно закреплены посредством пальцев 3 тормозные рычаги 4 и 16. На рычагах шарнирно установлены тормозные колодки 5 с тормозными накладками 19 (сечение А-А). Пальцы, крепящие колодки, удерживаются ригелями, которые закрепляются на колодках болтами. Шток 10 свободно проходит через отверстие рычага 4 и 16, в скобе 9 и пальце 11, шарнирно соединяющем скобу 9 с рычагом 16. Усилие, необходимое для замыкания тормоза, создается главной пружиной 8,

работающей на сжатие. Главная пружина надета на шток 10 и расположена в скобе 9. Одним концом главная пружина упирается в скобу, а вторым – в регулировочные гайки 14, навинчиваемые на шток 10. Одним концом шток под действием усилия пружины упирается в якорь электромагнита 15. Электромагнит закрепляется на рычаге 16. Усилие нажатия главной замыкающей пружины регулируется гайками 14. Гайка 6 предназначена для регулирования хода якоря и отхода тормозных колодок. Вспомогательная пружина 7, расположенная между скобой 9 и рычагом 4, служит для отвода его при размыкании тормоза электромагнитом. Замыкание тормоза осуществляет сжатая главная пружина 8. Она давит с одной стороны на скобу 9, соединенную с рычагом 16, а другой на установочные гайки 14, которые через шток 10, гайку 6 передают усилие на рычаг 4. Под действием главной пружины рычаги 4 и 16, поворачиваясь на пальцах 3, сближаются и прижимают тормозные колодки 5 к поверхности тормозного шкива 2.

В заторможенном положении электромагнит обесточен и якорь электромагнита откинут; между регулировочным винтом 17 и упорным кронштейном 18 имеется зазор.

Размыкает тормоз электромагнит. При включении тока якорь электромагнита 13 притягивается к сердечнику катушки электромагнита 15, поворачиваясь около шарнира 12, и нажимает на конец штока 10, который через установочные гайки 14 сжимает главную пружину. Пружина 8 перестает стягивать рычаги 4 и 16 и под действием силы тяжести электромагнита отходит от тормозного шкива, пока регулировочный винт 17 не дойдет до упора 18. После этого под действием вспомогательной пружины 7 начинает отходить рычаг 4. Размыкание тормоза заканчивается, когда якорь электромагнита вплотную подходит к сердечнику катушки электромагнита 15.

На рисунке 7.5 представлена принципиальная схема двух колодочного тормоза ТТ с электрогидравлическим толкателем.

На подставке 2 шарнирно закреплены тормозные рычаги 4 и 14 пальцами 3. Тормозные колодки 15 с фрикционными накладками из вальцованной тормозной ленты соединены с тормозными рычагами 4 и 14. Для удержания колодки в определенном положении предусмотрен пружинный фиксатор, помещенный в сквозном отверстии рычагов 4 и 14. Шток 13 шарнирно соединен с рычагом 14 и двуплечим рычагом 8 пальцами 1. Двуплечий рычаг шарнирно закреплен на рычаге 4 пальцем 12 и одновременно шарнирно соединен с направляющим стержнем 10 пружины 9 со штоком 7 гидравлического толкателя 5. Гидротолкатель установлен на подставке 2. Гидротолкатель приводится в движение от электродвигателя, соединенного с корпусом толкателя. Тормоз автоматически замыкается пружиной 9. Сжатая пружина (стремясь разжаться) движет вниз тягу, направляющий стержень 10, который поворачивает рычаг 8 вокруг пальца 12 и через шток 13 передает замыкающие усилия на рычаг 14.

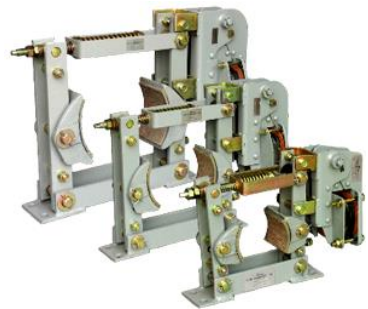
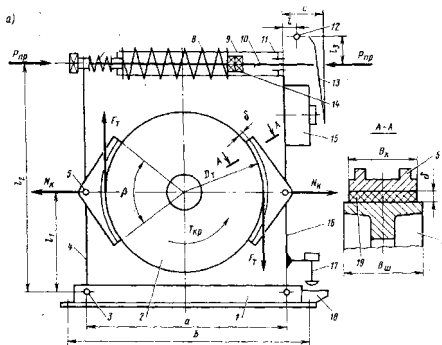


Рисунок 7.4 Конструкция и расчетная схема двух колодочного тормоза с клапанным электромагнитом.

Под действием усилия пружины рычаги 4 и 14 поворачиваются на пальцах 3 и прижимают тормозные колодки к тор-

мозному шкиву, создавая необходимое окружное тормозное усилие.

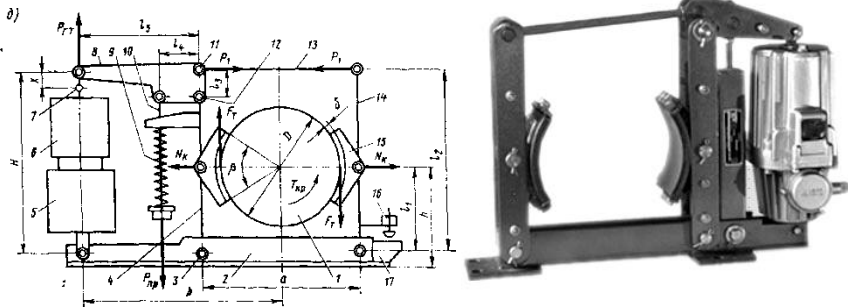


Рисунок 7.5 Конструкция и расчетная схема двух колодочного тормоза ТТ с электрогидравлическим толкателем

Тормоз размыкается электрогидравлическим толкателем 5. При включении тока электродвигатель вращает рабочее колесо центробежного насоса, расположенное в корпусе толкателя 6. Корпус толкателя заполнен маслом. При вращении рабочего колеса давление внутри корпуса повышается, поршень толкателя под давлением масла начинает двигаться и выдвигает шток 7, шарнирно соединенный с рычагом 8. Шток 7, двигаясь вверх, поворачивает рычаг 8 вокруг пальца 12 и через направляющий стержень 10 сжимает пружину 9, вследствие чего освобожденный от усилия пружины рычаг 14 начинает отходить от шкива до упора регулировочного винта 16 в кронштейн 17 на подставке 2. При дальнейшем повороте углового рычага 8 начинает отходить рычаг 4 с тормозной колодкой. Размыкание тормоза заканчивается, когда поршень толкателя достигнет крайнего верхнего положения.

Сравнивая рассмотренные выше два типа двух колодочных тормозов, необходимо отметить, что при простоте конструкции и высокой надежности тормоза ТКТ обладают существенным недостатком – резким приложением тормозного мо-

мента вследствие мгновенного выключения электромагнита. Это отрицательно влияет на работу исполнительного механизма. Поэтому такие тормоза обычно применяют при небольших тормозных моментах.

Тормоза ТТ с электрогидравлическими (или электромеханическими) толкателями имеют более плавные характеристики включения, допускают большую частоту включений в час, имеют меньшие пусковые токи в электродвигателях, обладают большей демпфирующей способностью для колебательных динамических нагрузок, более доступны для регулировки.

Для обеспечения нормальной работоспособности двухколодочных тормозов при их монтаже и периодически в процессе эксплуатации производят их тщательную регулировку. При регулировке добиваются соответствующего замыкающей пружины тормоза, равномерного радиального отхода колодок и регламентированного хода якоря электромагнита или хода штока гидротолкателя.

7.2.2 Ленточные тормоза

В ленточных тормозах торможение осуществляется за счет трения гибкой стальной ленты о наружную поверхность цилиндрического тормозного шкива или внутреннюю поверхность цилиндрического барабана. Повышение коэффициента трения достигается путем закрепления на рабочей стороне ленты накладки из фрикционного материала. При одинаковых замыкающих усилиях, коэффициенте трения и диаметрах шкивов (барабанов) тормозной момент ленточного тормоза значительно больше, чем колодочного. К ленточным относятся также тормоза ленточно-колодочные и шарнирно-колодочные.

Угол обхвата лентой тормозного шкива обычно составляет около 270° , в отдельных конструкциях он достигает 590° .

Тормоза с наружной лентой, в зависимости от схемы ее присоединения к рычагу разделяют на простые, дифференци-

альные, суммирующие и двустороннего действия (рис.7.6). Простые и дифференциальные тормоза применяют в механизмах, для которых не требуется обеспечение одинакового тормозного момента при вращении шкива в разные стороны.

В простом ленточном тормозе (рис. 7.6, *a*) наиболее нагруженный, набегающий (который натягивается силой трения при вращении шкива) конец ленты прикреплен к неподвижной части рабочего механизма, а сбегаящий – к рычагу. На тормозной шкив 1 устанавливают стальную ленту 2 с фрикционными накладками 3. Один конец ленты закрепляют на опоре 9, а второй на рычаге 8. На конце рычага установлен замыкающий груз 7. Под действием силы тяжести груза рычаг 8 поворачивается от опоры 9 и натягивает ленту 2, создавая нормальное давление между шкивом и лентой. При вращении тормозного шкива между ним и лентой возникает сила трения, обеспечивающая тормозной эффект. Тормоз нормально замкнутого типа, т.к. замыкающий груз будет обеспечивать постоянный тормозной момент в любом случае до включения электромагнита 6 плунжерного типа. Когда якорь будет втянут внутрь катушки электромагнита, рычаг 8 займет положение, показанное на рисунке штриховыми линиями, и лента отойдет от тормозного шкива. Радиальный отход ленты от шкива регулируется винтами 5, расположенными в кожухе 4.

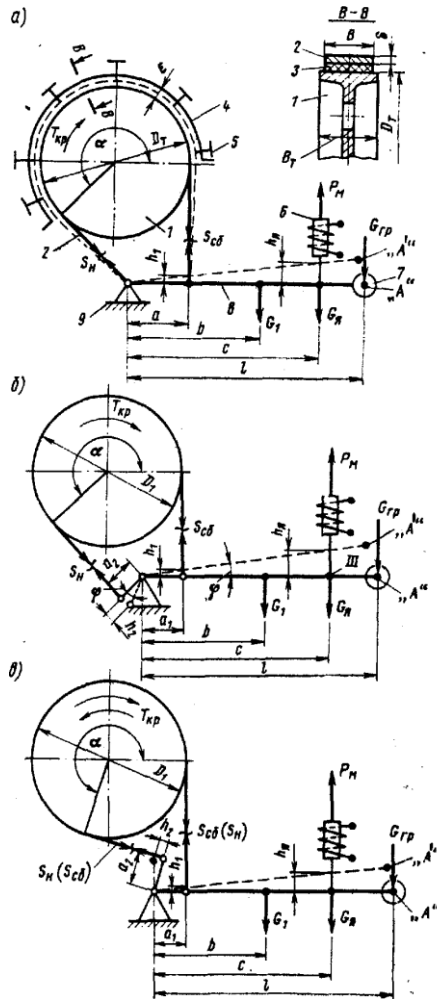


Рисунок 7.6. Схемы ленточных тормозов:

a — простой; $б$ — дифференциальный; $в$ — суммирующий

Аналогично устроены и работают дифференциальный и суммирующий тормоза, обеспечивая величину тормозного момента за счет разницы или суммы натяжений концов ленты.

7.2.4 Расчет колодочных тормозов с внешним замыканием

При проектировании предварительно двух колодочные тормоза выбирают из каталога в зависимости от требуемого тормозного момента, регламентированного правилами Госгортехнадзора,

$$T_T = k_T \cdot T_{ст}, \quad (7.7)$$

где $T_{ст}$ – крутящий момент на валу установки тормоза; k_T – коэффициент запаса торможения, принимаемый в зависимости от режима работы механизма:

Режим работы		Коэффициент запаса торможения k_T
легкий	Л	1,5
средний	С	1,75
тяжелый	Т	2,0
весьма тяжелый	ВТ	2,5

Статический тормозной момент, создаваемый грузом на тормозном валу:

$$T_{кр} = \frac{T_6}{u_o} \eta_o, \quad (7.8)$$

где T_6 – момент на валу барабана от груза, удерживаемого тормозом в подвешенном состоянии; η_o и u_o – КПД и передаточное число механизма от вала барабана до вала, на котором установлен тормозной шкив.

Значение тормозного момента по каталогу должно быть больше расчетного. После выбора тормоза по каталогу производят его поверочный расчет.

Окружное тормозящее усилие

$$F_T = \frac{T_T}{D_T} \quad (7.7)$$

Необходимое усилие на тормозную колодку

$$T_{ст} = \frac{T_6}{U_\Sigma} \cdot \eta_\Sigma \quad (7.8)$$

где f – коэффициент трения фрикционной накладки колодки о тормозной шкив Среднее условное давление между шкивом и колодкой будет равно отношению усилия на колодке к площади прилегания

$$q = \frac{N_k \cdot 360^\circ}{\pi \cdot D_T \cdot \beta \cdot B_k} \leq [q], \quad (7.9)$$

где D_T – диаметр тормозного шкива выбранного тормоза, B_k – ширина тормозной колодки; β – угол обхвата ($\beta=60^\circ \div 140^\circ$, рекомендуемое значение при предварительных расчетах 70°); $[q]$ – допускаемое давление.

Дальнейший поверочный расчет проведем применительно к схеме двух колодочного тормоза ТКТ с электромагнитом (рис. 7.4):

Определяем результирующее усилие основной и вспомогательной пружин

$$P_{пр} = \frac{N_k \ell_1}{\ell_2 \eta_T}, \quad (7.10)$$

где η_T – КПД рычажной системы тормоза (0,9 – 0,95).

Усилие основной пружины, по которому производят ее расчет на прочность,

$$P_o = P_{пр} + P_{всп}, \quad (7.11)$$

где $P_{всп}$ – усилие вспомогательной пружины, (20 – 60 Н).

Момент, развиваемый клапанным электромагнитом для преодоления суммарного усилия пружин

$$M_{эр} = P_{пр} \ell_3 \quad (7.12)$$

Полученное значение момента необходимо сравнить с моментом по каталогу M_3 :

$$M_3 \geq 1,1 \cdot M_{эр}.$$

Определяют отход колодок от шкива и сравнивают его с табличными значениями $\varepsilon_{\max}$ и $\varepsilon_{\min}$:

$$\varepsilon = k_1 \frac{\pi \ell_3}{2 \cdot 180^\circ} \alpha,$$

где α – угол поворота якоря электромагнита; k_1 – коэффициент возможного использования угла поворота якоря (рекомендуется принимать $k_1 = 0,8$); 2 – число тормозных колодок.

Размеры основной замыкающей пружины выбирают по таблице в зависимости от тормозного момента T_T .

8 ВЫБОР ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

8.1 Общие сведения о приводах и их характеристика

Комплекс узлов и агрегатов, применяемых для осуществления движения самой машины и ее механизмов, называется приводом.

Привод включает в себя силовую установку, силовые передачи и систему управления. По типу двигателей различают приводы: ручные, электрические, с двигателями внутреннего сгорания, гидравлические, пневматические и комбинированные (дизель-электрические, электрогидравлические и т.д.). Передачу энергии от двигателей к исполнительным механизмам осуществляют посредством передаточных устройств, которые в свою очередь могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими и др. Привод может быть *групповым* и *индивидуальным*, работать от *внешней сети* или *автономно*.

Электропривод, наиболее широко использующийся в грузоподъемных машинах и установках, имеет следующие *преимущества*: экономичность, более мягкие внешние характеристики, постоянная готовность к действию, легкость регулирования скорости в значительных пределах и реверсирования механизмов, возможность значительных кратковременных перегрузок, высокая безопасность работы, простота устройства и надежность функционирования различных предохранительных устройств, отсутствие загрязнения окружающей среды на месте производства работ.

Гидропривод (пневмопривод) позволяет: реализовать большие передаточные отношения от привода к исполнитель-

ным механизмам без применения громоздких и сложных устройств, сравнительно просто регулировать скорость в широких пределах, что улучшает технологические возможности машин и повышает коэффициент использования двигателя по мощности, обеспечивать простое преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот, предохранять машину от перегрузок простыми средствами, применять автоматическое и полуавтоматическое управление.

Ручной привод применяется при редкой и непродолжительной работе, а также при невозможности использовать другой вид привода.

8.2 Электропривод и электрооборудование

8.2.1 Общие сведения

Электрооборудование крана состоит из электродвигателей, аппаратов управления и защиты, аппаратов регулирования скорости электродвигателей, токоподводящих устройств, приборов освещения, кондиционирования, отопления и др.

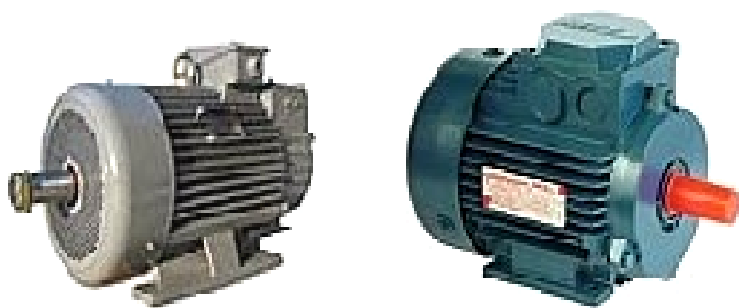


Рисунок 8.1 Электродвигатели крановые: а – серии МТФ, МТН, МТКФ; б – серии 4А; 4АМ; АИР.

Электродвигатели кранов должны быть рассчитаны на напряжение не более 660 В переменного и не более 600 В постоянного тока. Крановые электродвигатели имеют повышенные пусковые моменты и могут выдерживать кратковременные перегрузки, в 2,5 – 3 раза превышающие их номинальную мощность. Они рассчитаны на повторно-кратковременный режим работы.

Основным видом привода всех крановых механизмов являются электрические двигатели трехфазного тока с фазным ротором и электродвигатели с короткозамкнутым ротором, которые используются при ненапряженной работе, а также во взрывоопасных и пожароопасных цехах.

Электродвигатели постоянного тока применяются для крановых приводов тяжелого и весьма тяжелого режима работы, а также при необходимости иметь глубокое и плавное регулирование скорости и увеличенную скорость холостого хода (для повышения производительности). Вес, стоимость и расходы по обслуживанию электродвигателей постоянного тока превышают соответствующие показатели двигателей трехфазного тока и поэтому двигатели постоянного тока применяются, если установлены технические и экономические преимущества их применения.

Для кранов, как правило, используются специальные с повышенной прочностью крановые и металлургические электродвигатели, предназначенные для частых пусков и перегрузок. Крановые электродвигатели обладают повышенной перегрузочной способностью и малым маховым моментом. Для электроталей, монорельсовых тележек и кран-балок используются электродвигатели общепромышленного исполнения.

В повторно-кратковременном режиме при работе с номинальной нагрузкой температура двигателя колеблется около допустимого значения. Чтобы ограничить максимальную температуру двигателя, приходится ограничивать допустимую длительность цикла. Для отечественных серий электродвигателей повторно-кратковременного режима допустимое время цикла

установлено равным 600 с (10 минут). Эти двигатели рассчитаны на рабочий цикл, график которого для стандартных продолжительностей включений (ПВ = 15; 25; 40; 60 и 100 %) показаны на рис.7.7. С увеличением ПВ номинальная мощность электродвигателя уменьшается.

Промышленность выпускает ряд серий двигателей повторно-кратковременного режима:

- 1) асинхронные крановые с короткозамкнутым ротором серии МТКФ и с фазным ротором серии МТФ;
- 2) аналогичные металлургической серии МТКН и МТН;
- 3) постоянного тока серии D (в экскаваторном исполнении серии DЭ).
- 4) асинхронные крановые и металлургические двигатели серии 4МТ;
- 5) двигатели общего назначения серий 2П, 4А, 4АС, 4АР.

Для этих машин характерна удлиненная форма ротора (яко-ря), обеспечивающая снижение момента инерции и повышенное скольжение $S_{ном} = 7 - 12 \%$. Основным режимом этих двигателей является режим с ПВ=40 %.

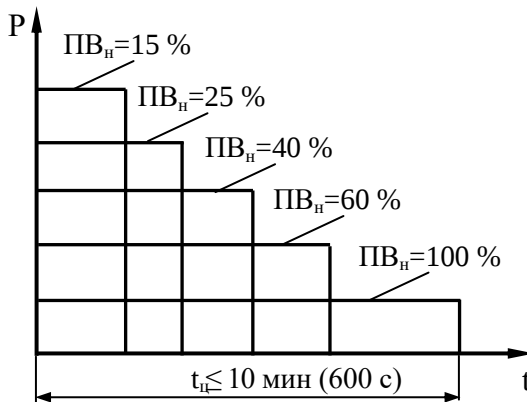


Рисунок. 8.2. Номинальный цикл работы двигателя для повторно-кратковременного режима.

При больших требуемых мощностях применяются асинхронные электродвигатели серии А, АО, АК, ДАФ и др., а также двигатели постоянного тока единой серии П в специализированных модификациях, например в экскаваторном исполнении ПЭ; МПЭ, для лифтов МПЛ и т.п.

Для крановых электродвигателей установлены следующие режимы работы, определяемые совокупностью условий их эксплуатации (таблица 8.1):

Таблица 8.1- Режимы работы крановых механизмов

Режим работы	ПВ _{ном} , %	Число включений в час, 1/час
легкий - Л	15-25	$h \leq 60$
средний - С	25-40	$h \leq 120$
тяжелый - Т	40	$h \leq 240$
весьма тяжелый - ВТ	60	$h \leq 600$
особо тяжелый - ОТ	100	$h > 600$

8.2.2 Методика выбора электродвигателя

Выбор электродвигателя производится с учетом силовых и кинематических соотношений в механизме подъема при работе в повторно-кратковременном режиме. Установим эти соотношения на примере привода механизма подъема, состоящего из электродвигателя 1, одноступенчатого цилиндрического редуктора 2, открытой зубчатой передачи 3, соединительной муфты с тормозом 4, барабана и простого полиспаста (рис.8.3).

Каждый цикл работы механизма подъема по характеру движения можно разбить на три периода:

1. Период пуска (разгона).
2. Период установившегося движения.
3. Период торможения.

В период пуска скорость подъема груза $V_{г}$ изменяется от нуля до заданного значения $V_{г}$, за это время ускорение j увеличивается от нуля до максимума и вновь до нуля в конце пути разгона (точка 2 на диаграмме). Электродвигатель в этот период преодолевает моменты сопротивления

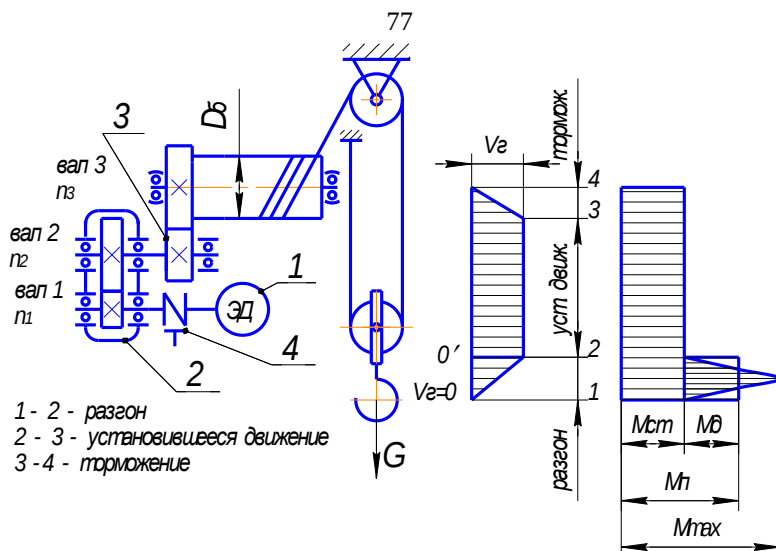


Рисунок 8.3 К выбору электродвигателя

$M_{ст}$ – Статического момента (инерция покоя);

$M_{ин}$ – Моменты инерции груза поступательно движущихся частей привода (груза, подвески, строп и т.п.) и всех вращающихся частей. Согласно принципу Доломбера, уравнение приведенных к валу двигателя моментов при пуске запишется в виде:

$$M_{пуск} = M_{ст} + M_{ин1} + M_{ин2} \quad (8.1)$$

где $M_{пуск}$ – средний пусковой момент двигателя; величина которого считается известной ($M_{пуск} = 0.85^2 M_n K_{ср}$ для электродвигателей с короткозамкнутым ротором); $M_{ин1}$ – момент инерции поступательно движущихся частей привода; $M_{ин2}$ – момент инерции вращающихся элементов привода.

Статический момент приведённый к валу электродвигателя- $M_{ст}$ – величина постоянная, определяемая по выражению:

$$M_{ст} = \frac{M_B}{u_{\Sigma} \cdot \eta_{\Sigma}} \quad (8.2)$$

где u_{Σ} - общее передаточное число привода; $\eta_{\Sigma} = \eta_{п} \cdot \eta_{м}$ – общий коэффициент полезного действия механизма и полиспаста. M_B – статический момент на барабане при подъёме груза:

$$M_B = \frac{S_{max} \cdot D_0}{2} = \frac{G \cdot D_0}{2 \cdot a \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{м} \cdot U_{\Sigma}} \quad (8.3)$$

с учетом (8.3) выражение (8.2) запишется:

$$M_{cm} = \frac{G \cdot D_0}{2 \cdot a \cdot \eta_{II} \cdot \eta_M \cdot u_{\Sigma}} \quad (8.4)$$

здесь G – грузоподъемность, $D_0 = D_B + d_k$ – диаметр барабана по дну канавки; a – кратность полиспаста.

$M_{ин1}$ – момент инерции поступательно движущихся частей – определяется весом груза и грузозахватного приспособления.

В период пуска двигателя на подъем условно можно считать, что груз движется с постоянным линейным ускорением $j = \frac{V_{\dot{A}}}{t_i}$;

чтобы сообщить грузу такое ускорение, к нему необходимо приложить силу F :

$$F = m_Q \cdot a = \frac{G}{g} \cdot \frac{V_{\dot{A}}}{t_i} \quad (8.5)$$

здесь m_Q – масса груза, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

Эта сила создает на барабане момент

$$M_B = \frac{F \cdot D_0}{2 \cdot a \cdot \eta_{II}} = \frac{G \cdot V_{\dot{A}} \cdot D_0}{2 \cdot a \cdot g \cdot \eta_{II} \cdot t_i} \quad (8.6)$$

выражая $V_{\dot{A}} = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_B}{60 \cdot a}$ и приводя M_B к валу электродвигателя

получим формулу:

$$M_{ин1} = \frac{M_B}{u_{\Sigma} \eta_m} = \frac{G \cdot V_{\dot{A}}}{2 \cdot a \cdot g \cdot u_{\Sigma} \cdot \eta_M \cdot \eta_{II} \cdot t_i} = \frac{\pi \cdot G \cdot D_B^2 \cdot n_1}{2 \cdot 2 \cdot 60 \cdot a^2 \cdot u_{\Sigma}^2 \cdot \eta_{\Sigma} \cdot t_i} = \frac{G \cdot D_B^2 \cdot n_1}{375 a^2 \cdot u^2 \cdot t_{II} \cdot \eta_{\Sigma}}$$

в 8.7 принято $n_{\dot{A}} = \frac{n_1}{u_{\Sigma}}$.

$M_{ин2}$ – момент инерции вращающихся элементов привода, расположенных на каждом валу.

При $\omega_j = \text{const}$, величина углового ускорения

$$\varepsilon = \frac{d\omega_i}{dt_i} = \frac{\omega_i}{t_i} = \frac{\pi n_i}{30 \cdot t_i} \quad (8.8)$$

также величина постоянная. Суммарный момент инерции для всех валов:

$$M_{ин2} = I_1 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II}} + I_2 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II}} + I_3 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II} \cdot u_{1-3}} + \dots + I_i \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II} \cdot u_{1-i}}$$

а приведенный к валу электродвигателя

$$M_{ин2} = I_1 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II}} + I_2 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II} \cdot u_{1-3}^2} + \dots I_1 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II} \cdot u_1^2} \quad (8.9)$$

В выражении (8.9) сумма второго и последующих членов для механизмов ГПМ составляет (10-20)% от величины первого члена, т.е.

$$M_{ин2} = I_1 \cdot \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II}} \cdot (1,1\dots1,2) = \delta \cdot I_1 \frac{\pi \cdot n_1}{30 \cdot t_{II}} \quad (8.10)$$

где $\delta=(1,1\dots1,2)$ коэффициент, учитывающий влияние моментов инерции второго и последующих валов.

В выражении (8.10) момент инерции первого вала I_1 определяют через маховые моменты якоря электродвигателя и первого вала редуктора – GD_{Σ}^2 , муфты GD_i^2 и других деталей по выражению:

$$I_1 = \frac{(G \cdot D^2)_{\Sigma}}{4 \cdot g} = \frac{G \cdot D_{\Sigma}^2 + G \cdot D_M^2}{4 \cdot g} \text{ с учетом этого перепишем}$$

выражение (8.1) в виде:

$$M_{II} = \frac{GD_0}{2 \cdot a \cdot u_{\Sigma} \cdot \eta_{\Sigma}} + \frac{GD_0^2}{375 \cdot a^2 \cdot u_{\Sigma}^2 \cdot t_{II} \cdot \eta_{\Sigma}} + \delta \cdot \frac{GD_0^2 \cdot n_1}{375 \cdot t_{II}} \quad (8.11)$$

Это выражение решают относительно времени пуска:

$$t_n = \frac{n_1}{375 \cdot (M_n - M_{cm})} \cdot (\delta \cdot GD_{\Sigma}^2 + \frac{GD_0^2}{a^2 \cdot u_{\Sigma}^2 \cdot \eta_{\Sigma}}) \quad (8.12)$$

Полученное значение t_{II} – времени пуска – должно обеспечить фактическое ускорение номинального груза при подъеме:

$$j = \frac{V_{\Gamma}}{t_{II}} = (0,1\dots0,2) \frac{M}{c^2} \text{ - для монтажных кранов и кранов}$$

механосборочных цехов.

Окончательно двигатель подбирают по среднеквадратичной мощности:

$$P_{cp} = M_{cp} n_{дв} / 9550,$$

где $n_{дв}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} .

Электродвигатель привода механизма подъема выбран правильно, если соблюдается следующее условие:

$$P_n \geq P_{cp}.$$

9. ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М.П. Подъемно – транспортные машины: Учеб. для машиностроительных спец. вузов. –М.: Высш. школа, 1985. –520 с.
2. Ануриев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х т. Том 1. –М.: Машиностроение, 1978. –728с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х т. Том 2. –М.: Машиностроение, 1979. –559 с.
4. Ануриев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: в 3-х т. Том 3. –М.: Машиностроение, 1979. –557 с.
5. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: Учеб. пособие для студентов машиностр. спец. вузов/С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов и др. ; Под ред. С.А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.
6. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. –Л.: Машиностроение, 1976. –320 с.
7. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10 – 382 – 00. Утверждены постановлением Госгортехнадзора России от 31.12.99. № 98. М.: ПИО ОБТ 2001. – 266 с.
8. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. –М.: Машиностроение, 1971. –464 с.
9. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций/В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. 1988. – 536 с.

Учебное издание

Семочкин Игорь Иванович
Лукиенко Леонид Викторович
Афросин Анатолий Николаевич
Суменков Александр Леонидович

Средства механизации ремонтно-монтажных работ

**Учебное пособие для курсового
и дипломного проектирования
грузоподъемных установок**

Редактор Пряхина Н.А.

Подписано в печать Формат 60×84^{1/16}

Бумага «Снегурочка». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л 4.77. Уч. изд. л. 2.3.

Тираж 50 экз. Заказ №

ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет
им. Д.И. Менделеева»

Новомосковский институт (филиал). Издательский центр.

Адрес университета: 125047, Москва, Миусская пл., 9

Адрес института: 301650 Новомосковск, Тульская обл., Дружбы, 8

