

**Применение подъемно-транспортных машин для комплексной
механизации производства**

Введение

Наиболее эффективным и доступным средством механизации являются подъемно-транспортные машины. Даже самые простые подъемные и транспортирующие механизмы могут значительно облегчить погрузочно-разгрузочные и транспортные процессы, требующие применения тяжелого физического труда.

Особенно эффективно применение подъемно-транспортных машин для комплексной механизации производства, когда механизуются и связываются воедино все смежные технологические процессы, когда исключаются какие-либо разрывы в звеньях, обеспечивающих механизацию данного производства.

Как и в других областях машиностроения, в области постройки подъемно-транспортных машин наша отечественная техника добилась выдающихся успехов. Мы строим уникальные мощные краны, экскаваторы, создаем совершенно новые типы грузоподъемных и транспортирующих машин.

Особенно большое значение механический транспорт имеет для металлургических предприятий, нуждающихся в своевременной доставке и вывозе огромного количества различных грузов: сырья, топлива, вспомогательных материалов, полуфабрикатов, готовой продукции, отходов.

Так, современный металлургический завод, производящий 5–6 млн. т стали, только потребляет около 30–35 млн. т сырья и различных материалов.

Одна лишь доменная печь объемом в 2000 м³ требует доставки к ней в сутки около 8800 т сырья и транспортировки от нее около 5800 т различных грузов (из них 3500 т чугуна). Следовательно, общий вес грузов, отнесенных к одной печи, достигает 14600 т в сутки.

Если учесть весь поток транспортируемых в доменном цехе грузов и прибавить к нему сырье и материалы, получаемые сталеплавильными и другими цехами, и дальнейшее транспортирование выплавленной стали в прокатные цехи, а оттуда – потребителям, то суточный межцеховой грузооборот завода составит 150000–200000 т, а внутрицеховой – в 2–3 раза больше.

На рис. 1 приведена схема основных грузопотоков металлургического завода. Из схемы видно, что большая часть поступивших на завод грузов перерабатывается в основных цехах – доменном, сталеплавильном и прокатном и меньшая – во вспомогательных.

Распределение грузов между цехами, доставка их к рабочим агрегатам, перемещение готовой продукции и отходов на склады, пункты погрузки для отправки с завода и на отвалы осуществляется межцеховыми и внутрицеховыми подъемно-транспортными средствами.

Транспортировка грузов между цехами осуществляется, главным образом, железнодорожным, автомобильным и конвейерным видами транспорта, а внутрицеховая – кранами общего и специального назначения, различного рода конвейерами, подъемниками и другими подъемно-транспортными машинами и устройствами.

Современные высокопроизводительные грузоподъемные машины, имеющие высокие скорости и большую грузоподъемность, появились в

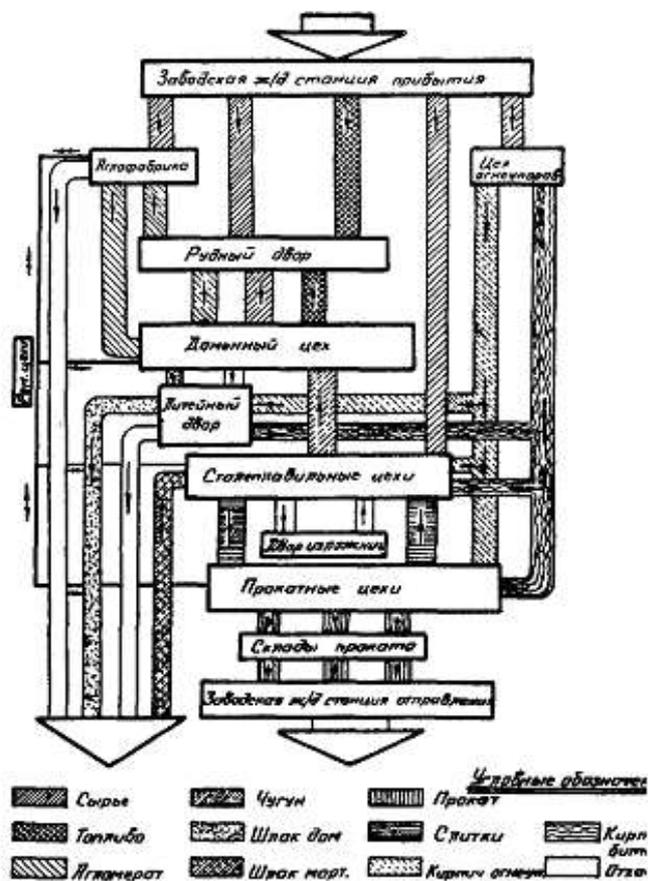


Рисунок 1.1- Схема грузопотоков металлургического завода.

результате постепенного совершенствования машин в течение долгого времени. Еще в глубокой древности производились строительные работы, связанные с поднятием и перемещением больших тяжестей, например, сооружение египетских пирамид (пирамида Хеопса высотой 146,6 м сооружена в XXVIII в. до н. э. и сложена из известняковых блоков массой до 30 т).

Сложной технической задачей являлись перемещение и установка колонн храма в Гелиополе (Ливан) массой до 360 т, мраморных балок храма Артемиды длиной до 90 м, купола диаметром 9 м на гробнице короля Остготов (VI в. н. э.) в Равенне, высеченного из одного куска камня и доставленного к месту постройки за 100 км.

Дальнейшее развитие подъемная техника получила в Греции и Риме. Знаменитый Архимед применил рычажные подъемные устройства для защиты г. Сиракуз на о. Сицилия (212 г. до н. э.). В трудах Герона Александрийского имеются описания лебедок и подъемных кранов с ручным приводом (120 г. до н. э.). Римляне широко использовали ворота с конным приводом.

В эпоху средневековья развитие подъемно-транспортной техники приостановилось. В XI–XII вв. в связи с развитием торговли, мореплавания и горно-металлургической промышленности началось быстрое развитие грузоподъемных машин. Появились первые прототипы современных кранов с ручным приводом и приводом с помощью топчачковых колес. Сначала эти краны изготовляли из дерева и только оси и крюки из стали.

В 20-х годах XIX в. был создан паровой двигатель, а в 1860 г. первый кран с

паровым двигателем. В 80-х годах того же века начали применять краны с электрическим двигателем. Широкое промышленное применение электропривод получил благодаря работам русского ученого М. О. Доливо-Добровольского (1862–1919), который создал систему трехфазного тока и изобрел простой и надежный асинхронный двигатель, а также разработал ряд электротехнических аппаратов, нашедших широкое применение в промышленности.

Большая заслуга в развитии подъемно-транспортной техники принадлежит русским механикам. Еще в XI в. для подъема тяжестей при возведении Софийского собора в Новгороде строители использовали сложные системы полиспастов. В XIV–XV вв. широко применяли различные системы воротов и блоков. В 1677 г. на колокольню Московского Кремля подняли Большой Успенский колокол массой 130 т. Для подъема колокола были использованы деревянные рычаги, полиспасты и ворота. Для облегчения подъема колокол был соединен цепями с противовесом.

В XVIII в. на металлургических заводах Урала, Алтая и Забайкалья применялось разнообразное подъемно-транспортное оборудование для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и др. В 1764 г. механик рудника близ Нижнего Тагила Е. Г. Кузнецов соорудил многоковшовый цепной водоподъемник, переоборудованный им в подъемник для руды.

В 1768 г. механик и гидротехник К. Д. Фролов создал комплексную установку для подъема руды и удаления воды из шахт Змеиногорского рудника на Алтае, приводимую в действие давлением воды.

В 1769 г. был перемещен на большое расстояние каменный монолит размерами 15x9x7 м и массой более 1000 т для памятника Петру I. Каменный монолит был доставлен к берегу Невы и по ней – в Петербург. По суше его перемещали на медных шарах, уложенных в обшитые медными листами желоба (первый прототип шарикоподшипника), с помощью воротов и полиспастов.

В 1832 г. перед Зимним дворцом в Петербурге была установлена Александровская колонна массой около 600 т. При ее установке было использовано 60 воротов.

В 1834 г. при помощи канатов, полиспастов и воротов была осуществлена доставка и установка 48 колонн Исаакиевского собора в Петербурге, каждая массой примерно 100 т.

Большой вклад в развитие науки и подъемно-транспортной техники внесли русские ученые, создавшие первые книги, в которых была описана подъемная техника. В книгах «Устав ратных пушечных и других дел» (1607 г.) и в «Книге переписной по тульским металлургическим заводам» (1647 г.) даны первые описания подъемных машин. Г. Г. Скоряков-Писарев написал книгу «Краткий учебник механики» (1722 г.), в которой были изложены расчеты подъемных машин. М. В. Ломоносов в книге «Первые основания металлургии и рудных дел» (1763 г.) дал описание подъемных и транспортных устройств, применяемых на заводах и рудниках. И. А. Вышнеградский написал «Курс подъемных машин» (1872 г.), в котором довольно точно определил большое значение курса такими словами: «кто умеет строить краны, тот сумеет любую машину построить».

Дальнейшее развитие науки о подъемно-транспортных машинах получила в

трудах видных русских ученых-механиков профессоров Н. П. Петрова, А. М. Самуся, А. И. Сидорова, Л. З. Ратновского, М. Н. Берлова и других, которые внесли важный вклад в расчеты и основы конструирования машин.

Наука в области ПТМ достигла большого развития в трудах известных советских ученых – П. С. Козьмина, О. А. Спиваковского, Н. Ф. Руденко, Л. Г. Кифера, И. И. Абрамовича, А. И. Дукельского, М. П. Александрова и др. Ведущим институтом в области исследования, создания и совершенствования подъемно-транспортной техники являлся Всесоюзный научно-исследовательский институт подъемно-транспортного машиностроения (ВНИИПТМаш). Большую работу по созданию и усовершенствованию ПТМ проводят специальные конструкторские бюро и проектные организации заводов подъемно-транспортного оборудования: Ленинградского завода подъемно-транспортного оборудования им. Кирова; Одесского завода им. Январского восстания, Узловского машиностроительного завода и др.

В современные машины закладываются следующие основные принципы: стандартизация, унификация и блочность конструкции. Техничко-экономическим анализом устанавливают наиболее оптимальные типы машин и их параметры, определяют число типоразмеров деталей и узлов, что позволяет повысить качество машин и экономичность их эксплуатации и ремонта.

Нормы проектирования, изготовления и эксплуатации грузоподъемных машин регламентированы Государственным комитетом по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору (Госгортехнадзором).

Б л о ч н о й называют конструкцию, состоящую из самостоятельных узлов-блоков, соединенных между собой посредством легкоразъемных соединений. К таким блокам в кранах можно отнести крюковые подвески, муфты, тормоза, редукторы, ходовые колеса с буксами и т. д.

В настоящее время принцип блочности используют не только для механизмов, но и в металлических конструкциях, что позволяет организовать поточные линии для серийного изготовления унифицированных узлов металлоконструкций с соблюдением взаимозаменяемости узлов.

Применение блочных конструкций позволяет выпускать узлы механизмов в законченном виде, что приводит к специализации отдельных цехов и заводов. Специализация производства, в свою очередь, обеспечивает повышение качества изготавливаемых узлов.

Применение блочных конструкций позволяет легко отделить от машины узел, требующий ремонта, без разборки смежных узлов. При наличии запасных узлов замену узлов-блоков можно производить в короткое время, что уменьшает простои оборудования и позволяет осуществить высококачественный ремонт в специализированных ремонтных цехах.

У н и ф и к а ц и я узлов уменьшает количество необходимого оборудования, инструмента, литейных моделей, позволяет применять специальные приспособления, повышающие производительность труда и качество изделия, и уменьшить парк запасных частей. Принцип унификации и блочности создает основу для серийного производства подъемно-транспортных машин и, следовательно, для увеличения выпуска продукции на тех же

производственных площадях и том же оборудовании, а также для расширения кооперации между различными специализированными заводами.

Принцип унификации узлов и механизмов весьма широко используют в отечественном краностроении. Однако следует иметь в виду, что в ряде случаев унификация приводит к увеличению массы машины, поэтому до введения унификации необходимо произвести технико-экономическое обоснование принятых решений.

Все многообразие подъемно-транспортных машин можно классифицировать на три основные группы:

1. Грузоподъемные машины – машины циклического действия, у которых рабочие периоды чередуются с паузами и которые предназначены для подъема и перемещения груза в различных направлениях.

2. Транспортирующие машины – машины непрерывного действия, служащие для перемещения насыпных грузов непрерывным потоком, а штучных – с определенным интервалом.

3. Погрузочно-разгрузочные машины, предназначенные для механизации работ по погрузке материалов в вагоны и автомобили, транспортирования и складирования их, а также для разгрузочных работ.

Раздел I. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Грузоподъемные машины – это машины циклического действия, предназначенные для подъема и перемещения грузов на небольшие расстояния в пределах определенной площади промышленного предприятия.

По *назначению* грузоподъемные машины условно разделяют на общего и специального назначения. Машины общего назначения являются в некоторой степени универсальными. Их используют в производственных условиях для выполнения только подъемно-транспортных операций. Специальные грузоподъемные машины используют для подъема и перемещения определенных видов грузов либо для выполнения подъемно-транспортных операций при специальных технологических процессах. В конспекте лекций рассмотрены в основном грузоподъемные машины общего назначения.

По *конструктивному* исполнению грузоподъемные машины классифицируют на подъемные механизмы (домкраты, тали и др.), подъемники, грузоподъемные краны, погрузчики и манипуляторы.

1.1. Подъемные механизмы и домкраты.

Домкраты, предназначенные для подъема грузов на небольшую высоту (от 0,15 до 0,7 м), применяют преимущественно при ремонтных и строительно-монтажных работах. Основное отличие домкратов от других грузоподъемных машин состоит в том, что подъем груза домкратами производится без



Рисунок 1.2– Подъемные механизмы

грузозахватных устройств. Некоторые домкраты могут производить горизонтальное перемещение поднятого груза на небольшое расстояние. Домкраты могут быть выполнены переносными и стационарными. По конструкции домкраты разделяют на реечные, винтовые и гидравлические. Привод домкратов может быть ручным и механическим.

Реечные домкраты (Рис.1.2,а) имеют всегда ручной привод. Их грузоподъемность составляет 0,5–10 т. Они бывают рычажно- и зубчато-реечными.

Винтовые домкраты (Рис.1.2,б) могут иметь ручной или электрический привод. Если в рычажно-реечных домкратах каждое перемещение груза по высоте равно шагу зуба рейки, а в зубчато-реечных домкратах – шагу храпового колеса, в винтовых домкратах груз можно устанавливать по высоте с большей точностью.

Гидравлические домкраты выполняют с ручным и машинным приводами. Для этих домкратов (Рис.1.2,в) характерны плавность хода и точная установка поднимаемого груза. В отличие от винтовых домкратов гидравлические имеют высокий КПД. По сравнению с реечными и винтовыми гидравлические домкраты имеют значительно большую грузоподъемность (до 750 т).

Тали. Ручные тали (Рис.1.2,г) (с ручным приводом) производят подъем груза с помощью грузовых пластинчатых или сварных калиброванных цепей, приводимых в движение вручную с помощью приводных звездочек. Грузовая цепь образует полиспаст кратностью 2; 3 и реже 4.

Таль (Рис.1.2, д) с электрическим приводом (электроталь) компактна и подвешивается к неподвижным опорам (балкам, колоннам, стенам и т. д.) с помощью болтов или крюков или к тележкам, перемещающимся по монорельсовому пути. Грузоподъемность электроталей составляет 0,1–15 т. Высота и скорость подъема груза соответственно не более 30 м и 0,05–0,15 м/с.

Лебедками называют грузоподъемные машины, в которых в качестве рабочего элемента, навиваемого на барабан или огибающего канатоведущий шкив

или звездочку, используют канат или цепь. Лебедки предназначены для подъема и перемещения грузов по горизонтальному или наклонному пути при ремонтных, строительномонтажных и других работах, а также для механизации транспортирования грузов.

Лебедками также называют механизмы подъема грузоподъемных кранов и подъемников, механизмы изменения вылета или передвижения тележек кранов, если в этих механизмах используют канаты или цепи.

1.2. Подъёмники. Подъемником называют грузоподъемную машину прерывного (циклического) или непрерывного действия для подъема груза и людей в специальных грузонесущих устройствах, движущихся по жестким вертикальным (иногда наклонным) направляющим или рельсовому пути. По способу передачи воздействия от привода к грузонесущим устройствам различают *канатные, цепные, реечные, винтовые и плунжерные* подъемники. Преимущественное распространение получили канатные подъемники, в которых грузонесущие устройства подвешены на стальных канатах, огибающих канатопроводящие шкивы или навиваемых на барабаны подъемных лебедок. В подъемниках с канатопроводящими шкивами, передающими тяговое усилие благодаря силам трения, грузонесущие устройства (кабина, клеть, скип, платформа, тележка или вагон) уравниваются другими такими же устройствами или противовесом (в пассажирских лифтах – только противовесом), также движущимся по направляющим. В барабанных подъемниках уравнивание уменьшает нагрузки на привод.

Подъемники имеют, как правило, электрический или реже гидравлический привод.

1.3. Грузоподъемные краны. Одним из наиболее распространенных средств механизации погрузочно-разгрузочных работ на промышленных предприятиях, строительных площадках, в речных и морских портах, на железнодорожном транспорте и т. д. являются грузоподъемные краны, обеспечивающие подъем груза, перемещение его на незначительное расстояние и опускание с помощью грузозахватного устройства.

По *конструктивному исполнению* грузоподъемные краны разделяют на краны: мостового типа, к которым относятся мостовые, козловые и мостовые перегружатели, кабельные и мосто-кабельные; краны-штабелеры; стрелового типа, к которым относятся башенные, порталные и консольные; самоходные краны, включающие гусеничные, железнодорожные, пневмоколесные, плавучие, шагающие.

По *конструкции грузозахватного устройства* краны разделяют на крюковые, предназначенные для работы с различными штучными грузами; рейферные – для работы с сыпучими материалами; магнитные – для транспортирования стальных и чугунных грузов; клещевые – для ящиков, бочек, мешков и т. п.; траверсные, оборудованные, например, вакуумными захватами; автоматические захваты (спредеры) – для транспортирования контейнеров.

По *виду перемещения* грузоподъемные краны бывают стационарные и передвижные.

По конструкции ходового устройства краны разделяют на рельсовые, пневмокошесные, гусеничные, канатные, шагающие, плавучие.

По виду привода механизмов краны бывают с ручным, электрическим, гидравлическим, пневматическим

Краны мостового типа предназначены для обслуживания в основном площадок прямоугольной формы. Наиболее распространенными кранами мостового типа (рис. 1.3) являются мостовые (а), козловые (б) и мостовые перегружатели (в), кабельные (г) и мосто-кабельные (д).

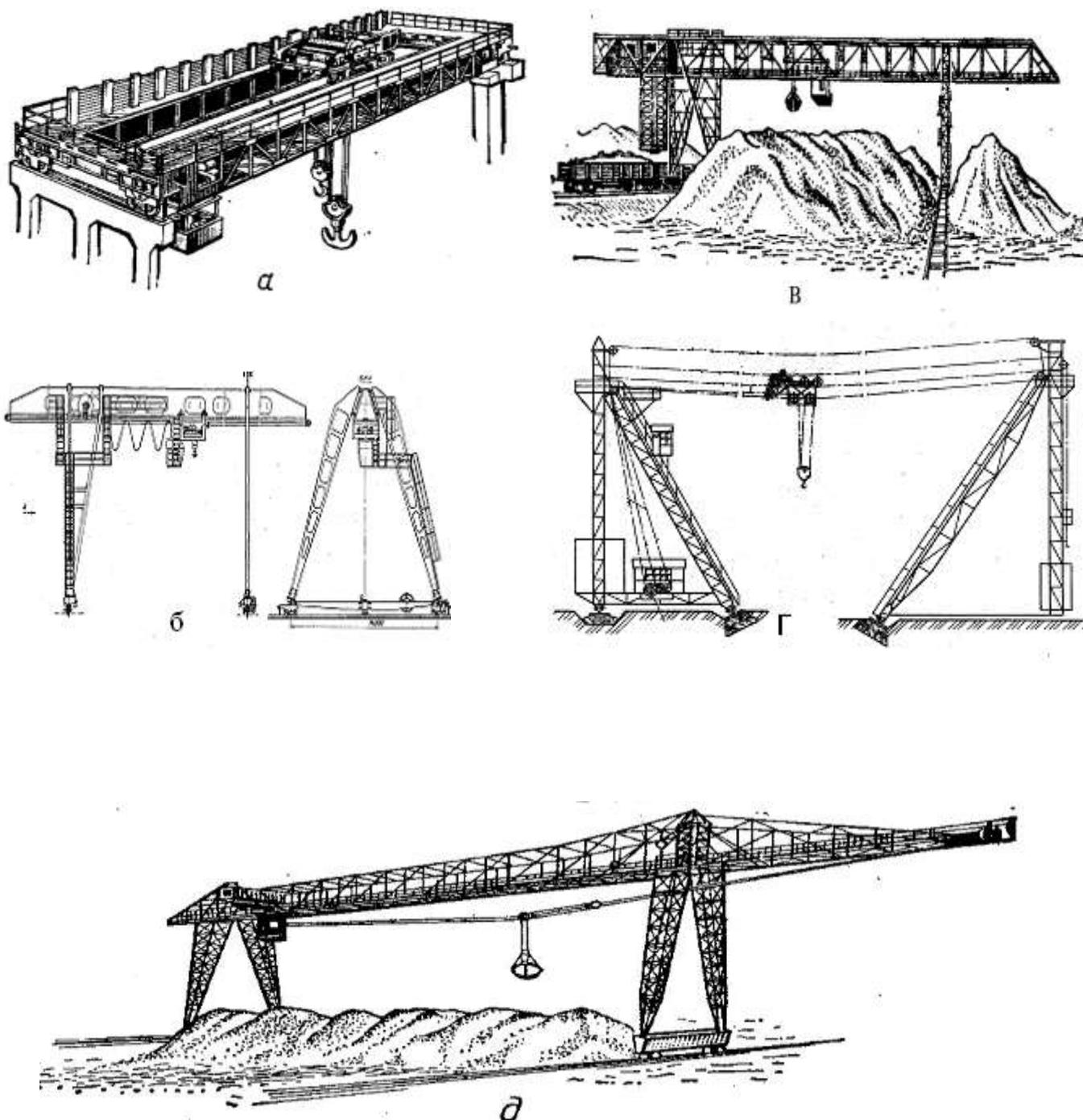


Рисунок 1.3— Краны мостового типа.

Мостовые краны в зависимости от назначения можно разделить на следующие основные группы: общего назначения, специального назначения (с поворотной тележкой, с выдвижной поворотной и неповоротной стрелой и др.), металлургические (литейные, для раздевания слитков, ковочные, колодцевые, с гибким подвесом траверсы, с подхватами, магнитные, грейферные и др.).

Мостовые краны общего назначения, снабженные в основном грузовым крюком, предназначены для выполнения массовых погрузочно-разгрузочных работ.

Мостовые краны специального назначения, снабженные специальными грузозахватными приспособлениями, предназначены для работы с определенными грузами.

В зависимости от конструкции моста мостовые краны делят на однобалочные и двухбалочные. Однобалочный мост состоит из главной балки, соединенной с двумя концевыми балками. Двухбалочный мост имеет две главные балки, соединенные двумя концевыми балками.

Стреловые краны являются наиболее распространенным типом кранов. Их можно разделить на две основные группы: передвижные (основной тип кранов) и стационарные. По *конструктивным* особенностям ходовой части и зоне обслуживания стреловые краны делятся на краны, передвигающиеся на большие расстояния *мобильные* краны (железнодорожные, пневмоколесные, гусеничные), и краны, передвигающиеся на сравнительно небольшие расстояния в соответствии с фронтом работ на обслуживаемой площадке (башенные, порталные, передвижные, настенные и др.). На рис. 1.4, а приведен стреловой железнодорожный кран, на рис. 1.4, б – пневмоколесный кран и на рис. 1.4, в – гусеничный кран.

Для обслуживания работ в цеховых пролетах и на других сравнительно узких и длинных площадках применяют передвижные консольные краны (рис. 1.4, г),двигающиеся по рельсам, уложенным вдоль пролета.

В жилищном и промышленном строительстве основным типом кранов является башенный кран (рис. 1.4, д).

Стационарные поворотные краны можно разделить на краны с внешними опорами и краны, установленные на фундаменте (рис. 1.4, е). Они применяются для обслуживания сравнительно небольших площадей секторной и кольцевой форм. Для погрузочно-разгрузочных работ в морских и речных портах, на гидротехнических сооружениях устанавливают порталные краны (рис. 1.4, ж), смонтированные на мощных самоходных порталах.

При ремонте и строительстве кораблей, для монтажа буровых установок в море, для устранения последствий аварий, подъема затонувших кораблей и других работ применяют плавучие краны (плавучий кран «Витязь» грузоподъемностью 1000/1600 т с высокими мореходными и техническими параметрами).

Отдельный класс специальных кранов представляют собой краны-вертолеты, для строительных работ в труднодоступных местах.

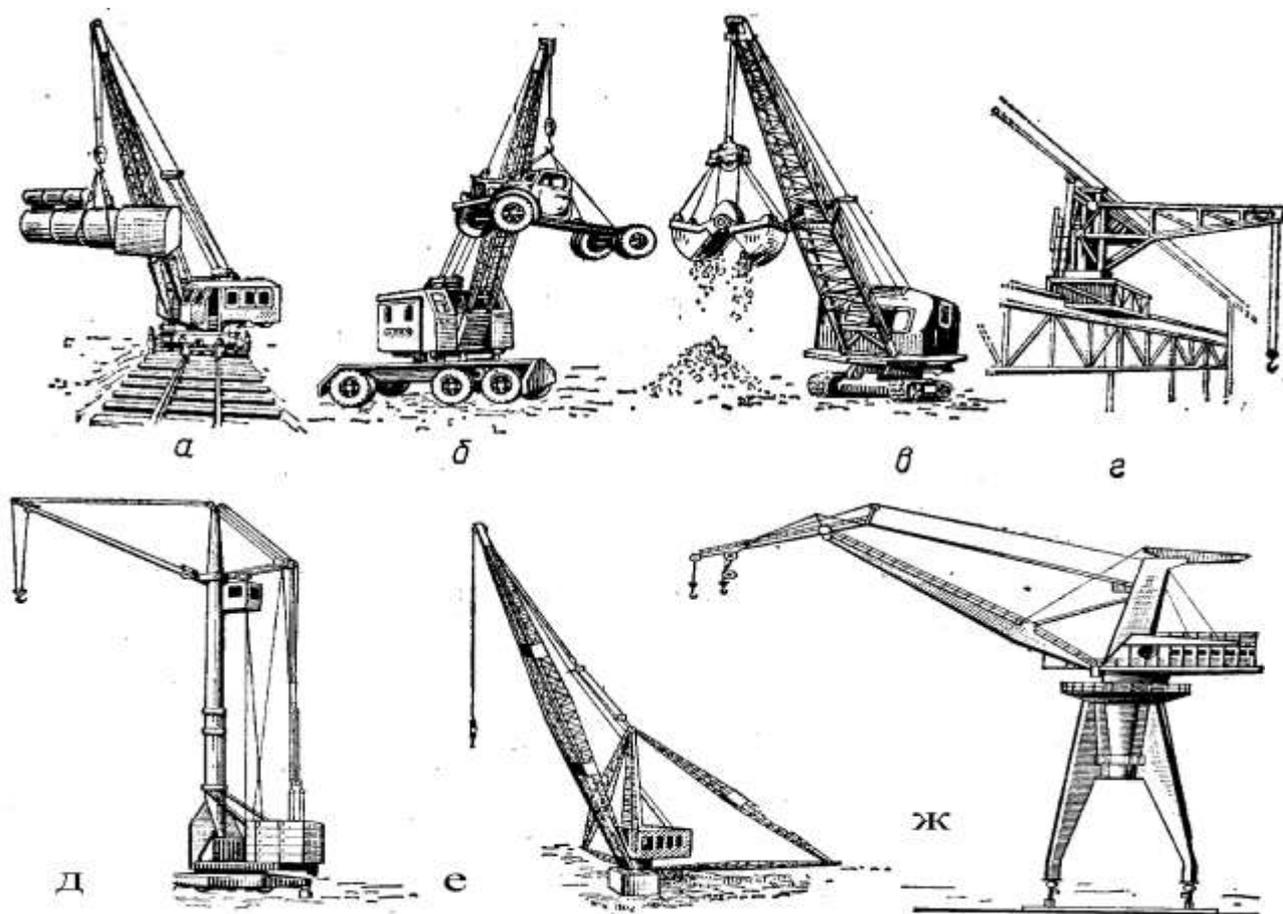


Рисунок 1.4– Краны стрелковые.

1.4. Роботы манипуляторы.

Робот – это автоматическая машина, предназначенная для выполнения в производственном процессе двигательных и управляющих функций, заменяющих аналогичные функции человека при перемещении предметов производства или технологической оснастки.

Промышленные роботы предназначены для механизации и автоматизации разнообразных трудоемких погрузочно-разгрузочных операций.

Грузоподъемность промышленных роботов составляет от 1 до 1000 кг и более. К промышленным роботам условно относят также манипуляторы с биотехническим (ручным) управлением и манипуляторы с интерактивным управлением, в которых реализуется попеременно управление от оператора с автоматическим управлением.

Глава 2. ОСНОВЫ РАСЧЁТА ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИН.

2.1 Основные параметры.

Грузоподъемные машины характеризуются следующими основными параметрами: грузоподъемностью, скоростями движения отдельных механизмов, режимами работы, пролетом, вылетом, высотой подъема грузозахватного устройства. Значения этих параметров должны соответствовать рекомендациям стандартов.

Грузоподъемностью машины называют массу номинального (максимального) рабочего груза, на подъем которого рассчитана машина. Эта величина характеризует инерционные и гравитационные свойства транспортируемого тела, не зависит от ускорения свободного падения в пункте действия машины и измеряется в единицах массы (килограммах, тоннах). В отличие от понятия массы сила тяжести, определяющая силу притяжения тела к земле, зависит от ускорения свободного падения в пункте действия и измеряется в единицах силы (Н, кН). Вес тела – это сила, с которой тело под действием силы тяжести воздействует на опору. Если опора неподвижна относительно земли или тело движется равномерно и прямолинейно, вес тела равен силе тяжести. При подъеме с ускорением вес тела больше силы тяжести и, наоборот, при спуске с ускорением вес тела меньше силы тяжести. В дальнейшем грузоподъемность (масса) обозначена **Q**, а вес – **G**. Соотношение между весом **G** (Н) и массой **Q** (кг) равно $G = Qg$ (здесь g – ускорение свободного падения, м/с²).

Краны самоходные и башенные кроме грузоподъемности характеризуются грузовым моментом, являющимся произведением веса груза на вылет стрелы. Этот параметр определяет устойчивость крана против опрокидывания в процессе его работы.

Вылетом стрелы называют расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части крана до оси грузозахватного органа.

Скорости движения различных механизмов выбирают в зависимости от требований технологического процесса, в котором участвует данная грузоподъемная машина, от характера работы, от типа машины и ее потребной производительности. Соответствующими стандартами установлены нормальные ряды скоростей для различных кранов. *Скорость подъема* груза, зависящая от грузоподъемности крана и ряда технологических факторов, в современных мостовых кранах обычно не превышает 25–30 м/мин; *скорость передвижения моста* крана составляет 100–120 м/мин, *скорость передвижения тележек* мостовых кранов обычно 35–50 м/мин.

Расстояние по горизонтали между осями рельсов кранового пути является *пролетом* крана. Пролеты мостовых кранов должны быть увязаны с пролетами зданий. Для мостовых кранов их принимают по ГОСТ 534–78.

Высота подъема для башенных и стреловых кранов – это расстояние от уровня кранового пути до грузозахватного органа, находящегося в верхнем рабочем положении. Для кранов мостового типа высотой подъема является расстояние от уровня пола до верхнего положения грузозахватного устройства.

Поскольку краны могут работать с грузами ниже уровня пути, введены такие параметры как глубина опускания и диапазон подъема. Под глубиной опускания понимают расстояние от уровня кранового пути до грузозахватного органа, находящегося в нижнем допустимом положении. Диапазон подъема – это расстояние по вертикали между верхним и нижним рабочими положениями грузозахватного органа.

Расстояние между продольными осями, проходящими через середину опорных поверхностей ходового устройства грузоподъемного крана (тележки) называют *колеёй*.

2.2 Техничко-экономические показатели.

Часовая производительность:

$$\Pi = ZQ,$$

где Q , – номинальная грузоподъемность крана; Z – число рабочих циклов в час.

При работе крана с грузами массой Q_1, Q_2 и ...

$$\Pi = Z_1Q + Z_2Q + \dots$$

Количество циклов в час:

$$Z = 3600/t_{\text{ц}},$$

где $t_{\text{ц}}$ – длительность цикла работы, с.

Удельная металлоемкость:

$$K_G = m_K / QL,$$

где m_K - масса крана; QL – пролетный (грузовой) момент

Удельная энергоемкость:

$$K_P = \Sigma P / Q,$$

где ΣP - суммарная мощность всех установленных на кране электродвигателей.

Удельная стоимость:

$$K_C = C / G,$$

где C – стоимость крана; G – масса крана.

2.3. Режимы работы.

Грузоподъемные машины характеризуются работой при *повторно-кратковременных включениях*, при которых грузозахватное устройство и груз совершают периодические возвратно-поступательные движения, а механизмы последовательно изменяют направление движения. Так, работа механизма подъема состоит из процессов подъема и опускания груза, подъема и опускания грузозахватного устройства без груза, а работа механизмов поворота и передвижения – из движений в одну и другую сторону с грузом и без него.

Каждый цикл характеризуется чередованием периодов работы и технологических пауз. В периоды пауз двигатель не включен и механизм не работает. Это время используется для загрузки и разгрузки грузозахватного устройства и для подготовки проведения следующего этапа работы механизма.

Каждый процесс движения можно разделить на *период неустановившегося движения*, в течение которого происходит разгон (период пуска) или замедление (период торможения) поступательно движущихся и вращающихся масс груза и механизма, а также на *период движения с постоянной скоростью (период установившегося движения)*.

Цикл работы крана включает перемещение грузозахватного устройства к грузу, подъём и перемещение груза, освобождение грузозахватного устройства и возвращение его в исходное положение. Полное время цикла работы механизма грузоподъемной машины складывается из времени пуска $\Sigma t_{\text{п}}$, времени движения с установившейся скоростью $\Sigma t_{\text{у}}$, времени торможения $\Sigma t_{\text{т}}$ и времени пауз $\Sigma t_{\text{о}}$

$$t_{\text{ц}} = \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma t_{\text{у}} + \Sigma t_{\text{т}} + \Sigma t_{\text{о}}$$

Относительная продолжительность включения:

$$\text{ПВ} = \frac{t_{\text{п}}}{t_{\text{ц}}} \cdot 100\% \quad (2.1)$$

При расчёте ПВ длительность цикла работы двигателя не свыше 10 мин, а для механизмов – в течение одного часа. Интенсивность работы механизма определяется также следующими коэффициентами:

коэффициентом использования в течение суток:

$$K_C = \frac{\text{число часов работы в сутки}}{24};$$

коэффициентом использования в течение года:

$$K_G = \frac{\text{число дней работы в году}}{365};$$

коэффициентом использования в течение часа:

$$K_{\text{ч}} = t_{\text{раб}}/60,$$

где $t_{\text{раб}}$ – время работы механизма в течение часа, мин;

коэффициент использования крана по грузоподъемности:

$$K_{\text{ГР}} = Q_{\text{СР}}/Q,$$

где $Q_{\text{СР}}$ – среднее значение массы поднимаемого груза за смену, т; Q – номинальная грузоподъемность, т.

Режим работы механизмов регламентирует ГОСТ 25835–83, согласно которому все механизмы грузоподъемных машин в зависимости от условий их использования разделяют на шесть групп режима работы, определяемых классом использования и классом нагружения.

Классы использования механизмов, характеризующие интенсивность использования механизма при эксплуатации и установленные в зависимости от общего времени работы T , т. е. от времени нахождения данного механизма в движении в течение заданного срока службы $n_{\text{г}}$, (в годах), следующие: А0, А1, А2, А3, А4, А5, А6.

Классы нагружения механизма характеризуют относительную нагрузку механизма в соответствии со спектром нагрузок и зависят от значения коэффициента нагружения K :

класс нагружения	В1	В2	В3	В4
коэффициент K	до 0,125	0,125...0,25	0,25...0,50	0,50...1,0

До введения ГОСТ 25835–83 определение режима работы механизмов производили согласно правилам Госгортехнадзора, которыми были установлены следующие режимы работы грузоподъемных машин, определяемые совокупностью условий их эксплуатации: с ручным приводом (Р); с машинным приводом – легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ) режимы работы. Основным недостатком этой классификации по режимам работы являлось то, что она не содержит достаточной информации, необходимой для проектирования крана и его элементов, и не связана с действительной долговечностью крана. Примерное соответствие группы режимов работы механизмов, устанавливаемых ГОСТ 25835–83 и правилами Госгортехнадзора, следующее:

Группа режима работы механизмов (ГОСТ 25835–83)	1, 2, 3	4	5	6
Режим работы согласно правилам Госгортехнадзора	Л	С	Т	ВТ

2.4. Расчетные нагрузки.

Согласно существующим нормам расчеты грузоподъемных машин должны производиться с учетом всех нагрузок, возникающих в различных условиях эксплуатации.

Основными являются три расчетных случая:

I – соответствует нормальным условиям эксплуатации крана при нормальных нагрузках и скоростях;

II – соответствует максимальным рабочим и максимальным динамическим нагрузкам в периоды резких пусков, реверсов, экстренных торможений и предельных ветровых нагрузок рабочего состояния крана. При этом могут возникать пробуксовки приводных колес, срабатывания муфт предельного момента, электрозащиты и пр.;

III – максимальные нагрузки. Нерабочее состояние крана вне помещения при неподвижных механизмах и без груза. На кран действуют, кроме собственного веса, большие ветровые нагрузки, а иногда нагрузки от снега и обледенения.

При перевозке и монтаже элементы крана могут подвергаться большим перегрузкам, что необходимо учитывать еще в стадии проектирования.

Для случая I детали механизмов и металлоконструкции рассчитывают на выносливость, долговечность и износ. Для кранов легкого режима металлоконструкцию на выносливость не рассчитывают.

В случае II детали механизмов и металлоконструкции рассчитывают на прочность относительно пределов текучести; производят расчет на грузовую устойчивость крана.

В случае III выполняют расчет на прочность металлоконструкции, тормозов противоугонных устройств крана, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и поворотных устройств.

Собственную устойчивость крана рассчитывают при наиболее опасном (по нагрузкам) положении стрелы.

На выносливость детали рассчитывают по эквивалентным нагрузкам согласно графикам загрузки механизма во времени; если графиков нет, то по усредненным графикам использования механизмов, построенным на основе обобщенного опыта эксплуатации. Спектр нагрузок, определяющий условия нагружения детали, оценивается с помощью приведенной расчетной нагрузки.

Глава 3. ПРИВОДЫ МАШИН.

3.1. Общие сведения.

Под приводом понимается система, состоящая из двигателя, аппаратуры управления и промежуточной передачи от двигателя к рабочему механизму.

Привод можно разделить на силовой, при помощи которого приводятся в движение рабочие органы машины, и привод управления, осуществляющий управление двигателями, тормозами, муфтами и т. п. По виду энергии, используемой для создания движущего момента или усилия, привод бывает ручной, электрический, гидравлический, пневматический, от двигателей

внутреннего сгорания, паровой. Кроме того, в грузоподъемных машинах часто используют комбинированный привод: электрогидравлический, электропневматический, привод от двигателей внутреннего сгорания в сочетании с электроприводом и др.

Тип привода выбирают с учетом его особенностей и конкретной грузоподъемной машины.

Широко распространенный ранее паровой привод (имеющий такие недостатки, как громоздкость и большая масса, низкий КПД, длительность растопки парового котла, необходимость в обслуживании парового котла при перерывах в работе крана) в настоящее время почти полностью вытеснен приводом от двигателей внутреннего сгорания.

3.2. Ручной привод.

Ручным приводом снабжают краны малой грузоподъемности, работающие с малыми скоростями подъема груза, поворота или передвижения, а также лебедки, тали и домкраты.

Производительность грузоподъемных машин с ручным приводом в основном зависит от усилия, прикладываемого рабочим к приводной рукоятке или тяговому колесу. Причем это усилие по различным причинам (утомляемость рабочего и др.) не является постоянным. Поэтому для машин, работающих в напряженном режиме, целесообразно применять механический или автоматический привод управления.

При расчете элементов механизмов с ручным приводом на прочность исходят из усилия, прикладываемого к приводной рукоятке и равного 800 Н. В механизме с тяговой цепью это усилие составляет 1200 Н.

3.3. Электрический привод.

В грузоподъемных машинах применяют электропривод с двигателями постоянного и переменного тока. Основным **преимуществом** двигателей постоянного тока является возможность регулирования скорости в широких пределах и получения механических характеристик, наиболее полно удовлетворяющих требованиям, предъявляемым к работе грузоподъемных машин. Кроме того, двигатели постоянного тока обладают большей перегрузочной способностью и более напряженным режимом работы.

Электропривод с двигателем переменного тока по сравнению с приводом постоянного тока обладает более низкой стоимостью и меньшими затратами при эксплуатации, вследствие более простой и надежной конструкции. Кроме того, электродвигатели переменного тока получают электроэнергию непосредственно из сети, а для электродвигателей постоянного тока требуются индивидуальные или цеховые преобразовательные устройства.

В грузоподъемных машинах используют специальные крановые, металлургические двигатели и двигатели общепромышленного назначения. Специальные крановые двигатели отличаются от двигателей общепромышленного применения повышенной перегрузочной способностью и надежностью работы при частых пусках и остановках. Перегрузочная способность электродвигателей оценивается коэффициентом

$$\lambda = T_{\max} / T_{\text{н}} ,$$

где T_{\max} и T_n – соответственно максимальный и номинальный моменты, развиваемые двигателем.

Для крановых электродвигателей переменного тока коэффициент λ составляет 2,5–3,4, а двигателей постоянного тока в пределах 2,5–4,0. Крановые двигатели имеют повышенную механическую прочность, могут работать с частыми перегрузками, а также с частотой вращения, превышающей в 2,5 раза номинальную. В электроприводе грузоподъемных машин применяют крановые асинхронные двигатели серии МТКФ и металлургические двигатели серии МТКН с короткозамкнутым ротором и серий МТФ и МТН с фазным ротором, рассчитанные на номинальное напряжение 220, 380 и 500 В, и крановые двигатели постоянного тока серий МП, ДП, КПДН с номинальным напряжением 110, 220 и 440 В. Широкое применение находят также асинхронные короткозамкнутые двигатели общепромышленного назначения серии 4АС с повышенным скольжением, серии 4АР с повышенным пусковым моментом и асинхронные фазные двигатели серий АК и АСК.

Асинхронный короткозамкнутый двигатель является наиболее простым по конструктивному исполнению и надежным в эксплуатации. Характеристика его приведена на рис. 3.1.

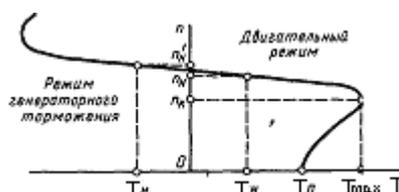


Рисунок 3.1– Характеристика асинхронного короткозамк-нутого двигателя: n_n , n_k – соответственно номинальная и критическая частота вращения; n'_n – номинальная частота вращения в режиме генераторного торможения; T_{\max} , T_n , T_n – соответственно максимальный, пусковой (начальный) и номинальный моменты двигателя.

Асинхронные короткозамкнутые двигатели применяют для привода лебедок, талей, монорельсовых тележек, однобалочных мостовых кранов, легких кранов и тихоходных подъемников, т. е. в тех случаях, когда не требуется регулирования скорости и имеет место невысокое число включений в час. При применении короткозамкнутых двигателей в механизмах передвижения необходимо проверить отсутствие пробуксовки приводных колес при разгоне.

При T_{\max} частота вращения двигателя падает до нуля, т. е. двигатель останавливается („опрокидывается“).

Частота вращения (об/мин) магнитного поля статора асинхронного двигателя:

$$n_0 = 60f / p ,$$

где f – частота переменного тока, Гц; p – число пар полюсов статорной обмотки.

Таким образом, номинальную частоту вращения асинхронного двигателя можно изменять путем изменения числа пар полюсов статора. Двигатели, в которых использован такой способ изменения частоты вращения, называют

многоскоростными. Асинхронный двигатель с фазным ротором в отличие от коротко-замкнутого двигателя позволяет регулировать скорости приводного механизма, что достигается изменением сопротивления в цепи ротора двигателя. При введении резисторов в цепь ротора механическая характеристика (рис. 3.2) асинхронного двигателя трансформируется так, что максимум момента смещается в сторону меньших значений частоты вращения, причем чем больше сопротивление резисторов, тем больше это смещение. С увеличением сопротивления цепи ротора частота вращения двигателя (при постоянном моменте) уменьшается, а механические характеристики становятся менее жесткими. Регулирующие свойства асинхронного двигателя с фазным ротором способствуют более плавному разгону механизма по сравнению с короткозамкнутым двигателем. При этом пусковой ток значительно снижается.

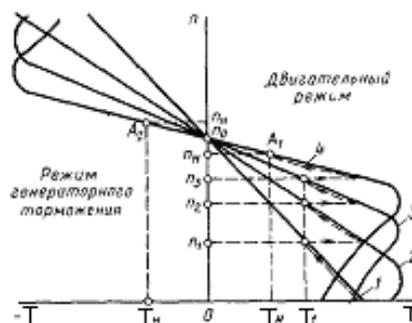


Рисунок 3.2– Механические характеристики асинхронного двигателя с фазным ротором.

На рис. 3.2 пунктирными линиями и стрелками показано изменение момента при разгоне двигателя. Переход с характеристики на характеристику, т. е. с одной ступени на другую ступень роторного резистора, производится вручную или автоматически.

Асинхронный двигатель с фазным ротором находит наиболее широкое применение в кранах. Его используют для привода всех крановых механизмов, при длительной работе с пониженными скоростями.

Свойства электропривода с двигателем постоянного тока зависят от способа подключения обмоток возбуждения. Для привода грузоподъемных машин применяют двигатели параллельного возбуждения (шунтовые), двигатели последовательного возбуждения (серийные) и двигатели смешанного возбуждения (компаундные).

Регулирование скорости двигателя *параллельного возбуждения* производится либо изменением сопротивления в цепи якоря, либо изменением сопротивления в цепи обмотки возбуждения, либо изменением напряжения, подводимого к двигателю. Первые два способа регулирования применяют при питании двигателя от общей сети постоянного тока, а последний – при питании двигателя от отдельного источника постоянного тока с регулируемым напряжением, например от отдельного генератора.

На рис. 3.3, а приведено семейство механических характеристик шунтовых

двигателей при различных сопротивлениях в цепи якоря и постоянном максимальном возбуждении двигателя. Жесткость механических характеристик понижается с увеличением сопротивления в якорной цепи. При полностью введенном сопротивлении момент изменяется по искусственной характеристике 3, при частично введенном сопротивлении – по характеристике 2, при полностью выведенном сопротивлении – по характеристике 1, которую называют естественной. Двигатели параллельного возбуждения допускают применение всех тормозных режимов работы: генераторного с рекуперацией электроэнергии в сеть, противовключения и динамического торможения. При питании двигателя параллельного возбуждения от специального генератора постоянного тока образуется так называемая система «генератор–двигатель» (система Г–Д). Эта система обладает наилучшими регулировочными свойствами по сравнению с другими системами электропривода, но имеет весьма большую стоимость при изготовлении.

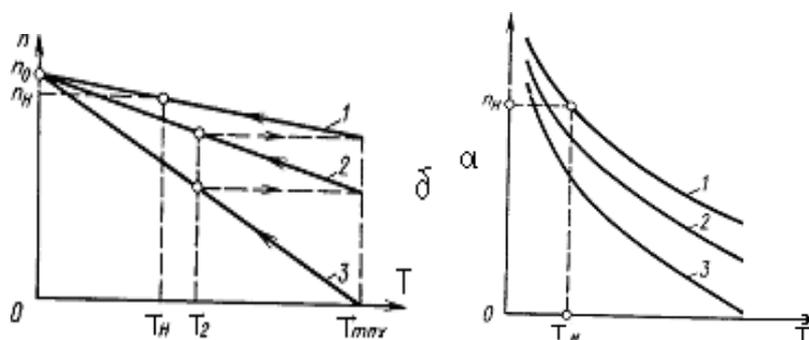


Рисунок 3.3– Механические характеристики двигателя постоянного тока: а – параллельного, б – последовательного возбуждения (1 – естественные; 2, 3 – искусственные).

Двигатели *последовательного возбуждения* приводятся в действие с помощью пусковых резисторов в цепи якоря так, что по мере увеличения частоты вращения поочередно выводятся секции реостата. Особенностью серийных двигателей является мягкость их естественной и искусственных механических характеристик (рис. 3.3, б), причем эта мягкость увеличивается при уменьшении момента. Двигатели последовательного возбуждения чаще используют для привода механизмов подъема кранов. Так как масса поднимаемых грузов изменяется в широких пределах, подъем грузов большой массы механизмом с двигателем последовательного возбуждения происходит с меньшей скоростью, а подъем грузов малой массы – с большей скоростью. Это способствует увеличению производительности грузоподъемных машин. Ввиду того, что частота вращения двигателя (см. рис. 3.3, б) последовательного возбуждения при уменьшении нагрузки возрастает, механизм с таким двигателем должен всегда иметь некоторую нагрузку T_0 во избежание достижения двигателем недопустимо высокой частоты вращения. Двигатели последовательного возбуждения могут работать во всех тормозных режимах: генераторном, противовключения и динамического торможения.

Свойства двигателей смешанного возбуждения являются промежуточными между двигателями параллельного и последовательного возбуждения. Обычно скорость частоты вращения регулируют изменением внешнего сопротивления в цепи якоря. Двигатели смешанного возбуждения предназначены для привода механизмов передвижения и поворота кранов.

Управление приводными электродвигателями грузоподъемных машин (включение двигателей в сеть, реверсирование, разгон до номинальной частоты вращения, отключение и т. д.) производят с помощью магнитных пускателей, контакторов, контроллеров или релейноконтакторных систем управления, называемых магнитными контроллерами.

Тиристорное управление электродвигателями в последнее время находит все более широкое применение. Тиристорный электропривод обладает такими важными качествами, как надежность работы, высокий КПД, малые размеры и масса, небольшая мощность управления тиристорами, широкие регулировочные возможности, в известной мере универсальность применения и т. д. С помощью тиристорных и соответствующих систем управления возможно осуществление реверсирования двигателей, перевод их из двигательного режима работы в любой тормозной режим, получение требуемых механических характеристик. Особенно благоприятные возможности возникают при использовании тиристорного электропривода в системах автоматического управления грузоподъемных машин.

Токоподвод к грузоподъемным машинам или механизмам кранов осуществляется с помощью гибких кабелей, троллеев и кольцевых токоприемников.

3.4. Привод от двигателей внутреннего сгорания.

Этот привод по сравнению с электрическим приводом не зависит от источников питания. Однако привод от двигателей внутреннего сгорания обладает незначительной перегрузочной способностью, невозможностью реверсирования и неустойчивостью работы при малой частоте вращения. Этот двигатель не может развить достаточный пусковой момент, поэтому сначала производят его пуск вхолостую, а затем с помощью фрикционной муфты подсоединяют к нему рабочие механизмы грузоподъемной машины. Невозможность реверсирования двигателей внутреннего сгорания приводит к необходимости применения специальных реверсивных устройств – механических, электрических и др.

Для передачи крутящего момента от двигателя внутреннего сгорания к рабочим механизмам крана используют механическую, электрическую или гидравлическую передачу. При электрической передаче дизель приводит в действие электрический генератор от которого электроэнергия поступает к электродвигателям рабочих механизмов. Такой кран называют дизель-электрическим. Кран с механической передачей является дизель-механическим. Кроме того, на кранах с приводом от внутреннего сгорания применяют комбинированные передачи (электромеханические, гидромеханические и др.).

Привод от двигателей внутреннего сгорания находит применение на автопогрузчиках и различных передвижных кранах. Специальные двигатели,

предназначенные для грузоподъемных машин, промышленностью не выпускаются. На самоходных стреловых кранах и автопогрузчиках используют в основном транспортные дизели или автомобильные карбюраторные двигатели, а на плавучих кранах находят применение также судовые дизели.

3.5. Гидравлический и пневматический привод.

Основными *преимуществами* гидравлического привода по сравнению с электроприводом, которые обусловили его применение в грузоподъемных машинах, являются:

плавное бесступенчатое регулирование скорости движения рабочих органов машин; большая перегрузочная, способность; меньшая масса и размеры, приходящиеся на единицу передаваемой мощности; малая инерционность привода, что особенно важно для машин, работающих в повторно-кратковременном режиме, так как работа, совершаемая приводом или тормозом в периоды пуска и торможения, существенно зависит от момента инерции вращающихся частей или массы поступательно движущихся частей привода; сравнительная простота осуществления автоматизации управления и защиты; высокая надежность и долговечность.

К недостаткам гидропривода можно отнести большую стоимость, обусловленную необходимостью высокой точности изготовления, трудность предупреждения утечек рабочей жидкости, ухудшение работы при низких температурах, необходимость частой замены рабочей жидкости и т. п.

Рабочее давление масла не более 32 МПа.

Пневматический привод применяют в основном в подъемниках и легких кранах с ограниченной высотой подъема, лебедках и талях, а также для управления механизмами кранов с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Для работы во взрывоопасной среде, когда использование электродвигателей недопустимо, также применяют пневмопривод.

Для создания поступательного перемещения, например, грузового гибкого элемента служат пневматические цилиндры с поступательным перемещением штока. В талях и лебедках, в которых подъемный канат навивается на барабан, энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию поднимаемого груза с помощью роторных пневмомоторов, которые выполнены поршневыми или реже шестеренными.

Достоинствами пневматического привода являются простота конструкции, легкость управления, плавность работы, простота регулирования скорости и развиваемых усилий в широких пределах, большое допустимое число включений в час. Основными *недостатками*, препятствующими распространению пневмопривода в грузоподъемных машинах, являются трудность применения в передвижных кранах с питанием от общей сети сжатого воздуха, низкий КПД вследствие значительных утечек воздуха через уплотнения и потерь энергии при дроссельном управлении при подъеме груза массой, меньшей номинальной, высокая стоимость эксплуатации.

Давление сжатого воздуха в системах с пневмоприводом находится в пределах 0,3–0,8 МПа.

Глава 4. МОСТОВЫЕ КРАНЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

В настоящее время существует очень большое количество кранов различных конструкций и назначения. Но наиболее распространены так называемые мостовые краны. Они применяются там, где нужно обслуживать большие площади цехов, складов и т. п.

Механизмы мостовых кранов, их узлы и детали встречаются и у других видов кранов. Поэтому изучение этого класса подъемных машин мы начинаем с рассмотрения устройства мостового крана.

4.1. Общее устройство мостового крана.

Мостовой кран (рис 4.1) получил такое название потому, что основной его частью является движущийся мост, перекинутый через пролет цеха или склада, обслуживаемого краном.

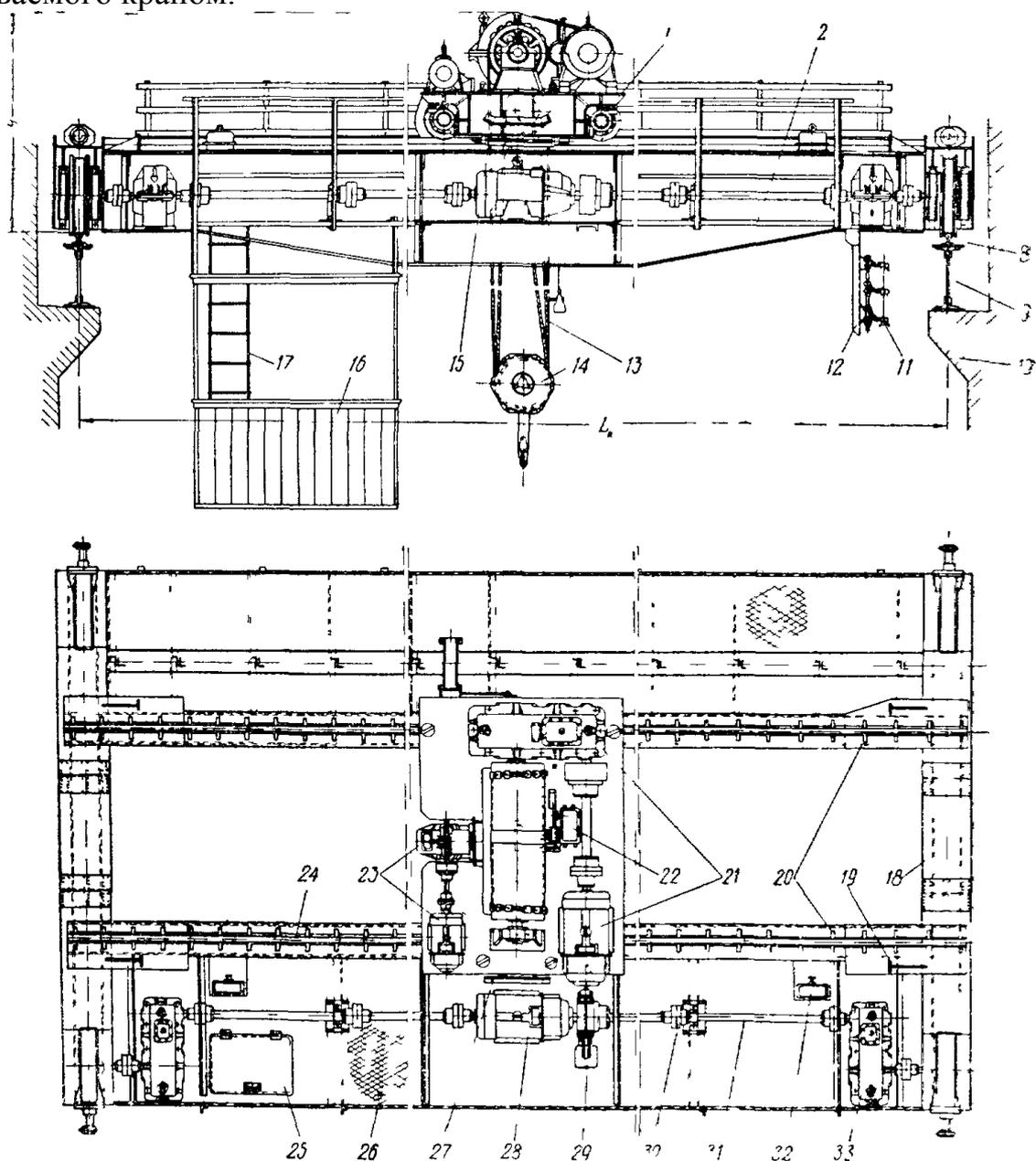


Рисунок 4.1– Мостовой электрический кран.

Мост состоит из двух главных продольных балок (ферм) 20, опертых на поперечные концевые балки 18. В нижних углах концевых балок крепятся буксы (корпуса подшипников) ходовых колес. На этих колесах кран перемещается вдоль цеха по рельсам 8, уложенным на подкрановые балки 9.

В свою очередь подкрановые балки опираются на колонны 10. Последние устанавливаются вдоль цеха на некотором расстоянии друг от друга, называемом шагом колонн. Расстояние же между осями колонн, измеренное поперек цеха, называется пролетом цеха.

Расстояние L_K между осями подкрановых рельсов называют пролетом крана, а расстояние B между осями крайних ходовых колес, измеренное вдоль концевой балки, – базой крана.

Кроме главных ферм, мост крана имеет еще вспомогательные горизонтальные фермы 2, придающие мосту необходимую жесткость в горизонтальной плоскости. Обычно эти фермы несут настил 26 из рифленого железа и перила, образуя по бокам моста галереи.

На одной из галерей размещается механизм передвижения моста (крана). Он состоит из электродвигателя 28, трансмиссионного вала 31 с муфтами 30, тормоза 29 и редукторов 33, тихоходные валы которых соединены с валами ходовых колес.

На верхних поясах главных ферм моста уложены рельсы 24, по которым передвигается тележка 1. Расстояние l_T между осями этих рельсов называется колеёй тележки.

Рама тележки сваривается из листовой стали толщиной 5–8 мм. В углах рамы монтируются ходовые колеса с буксами, а на верхней панели – механизм передвижения тележки 23 и механизм подъема груза 21 с полиспастом 13 и грузозахватным приспособлением 14.

Более подробно устройство крановой тележки показано на рис. 4.2

Подвод тока к крану осуществляется через токосъемник 12 (рис. 4.1) и троллеи 11, укрепленные на изоляторах к подкрановым колоннам.

От токосъемника ток подводится к распределительному щиту и пусковой аппаратуре, расположенным в кабине машиниста 16. Кабина прикреплена либо у конца, либо посередине одной из главных ферм. Из кабины машинист может подняться на мост по лестнице 17 через люк 25.

Подвод тока к двигателю механизма передвижения моста несложен, так как этот двигатель неподвижен относительно кабины. Двигатели же механизмов подъема и передвижения, тележки получают электропитание от троллеев, размещенных на второй галерее моста.

Для предотвращения аварий и обеспечения безопасности обслуживания и управления на мостовых кранах применяются различного рода выключатели и упоры.

Для автоматического выключения тележки при ее подходе к концевым балкам применяют конечные выключатели типа КУ-501. Обычно два таких выключателя 32 (рис. 4.1) устанавливаются по концам одной из главных ферм и включаются в цепь управления двигателя механизма передвижения тележки.

В нормальном состоянии контакты выключателя замкнуты, а управляющий рычаг удерживается пружинным механизмом в вертикальном положении. Когда

тележка приближается к концевой балке, ее линейка 27 надвигается на рычаг конечного выключателя и отклоняет его. При этом контакты выключателя размыкаются, отключается двигатель и включается тормоз механизма передвижения тележки.

Если по каким-либо причинам тормоз не остановит тележку на заданном пути, она упирается в упоры 19 (рис. 4.1.) пружинными или резиновыми буферами.

После остановки в тупике механизм передвижения тележки можно включить только для движения в обратную сторону.

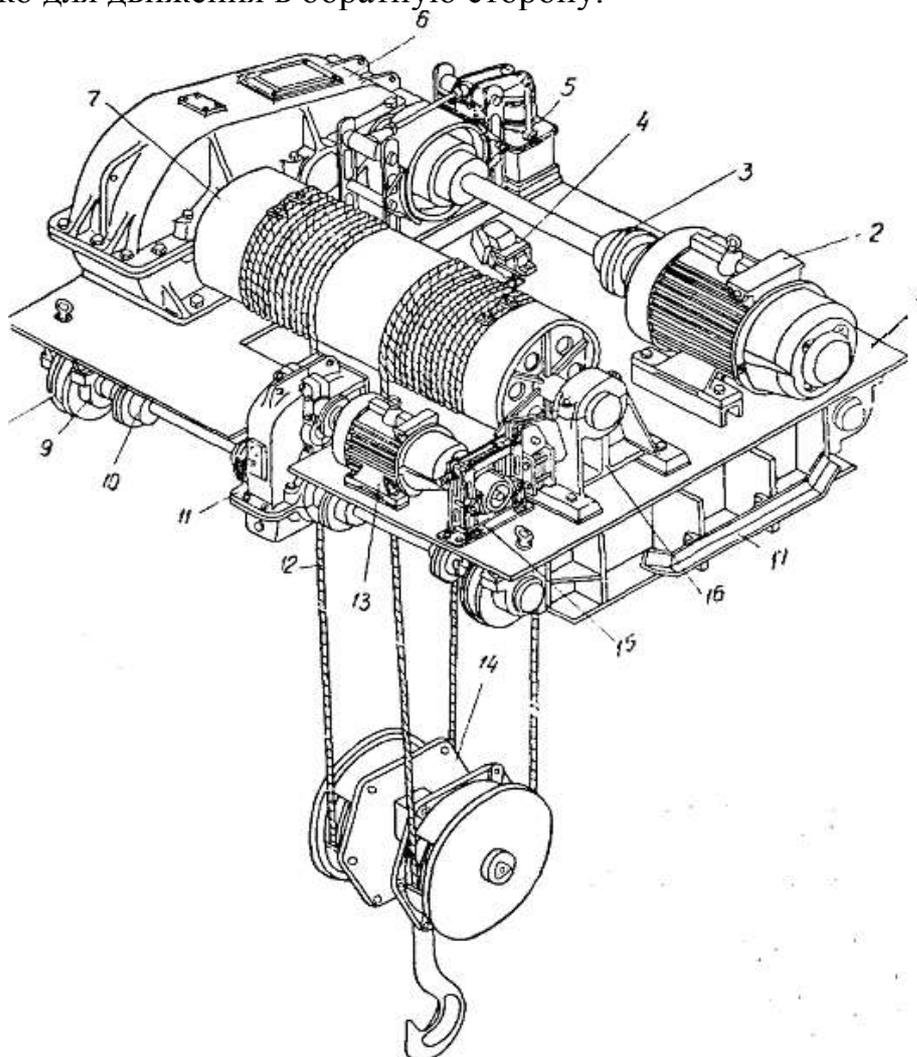


Рисунок 4.2– Тележка мостового крана:

1 – рама; 2 – электродвигатель подъема груза; 3 – зубчатая муфта приводная с тормозным шкивом (МПТ); 4– конечный выключатель механизма подъема; 5 – тормоз механизма подъема; 6 – редуктор (РМ, Ц 2); 7 – барабан; в-ходовое колесо; 9 – букса; 10 – муфта зубчатая с промежуточным валом; 11 – вертикальный редуктор механизма передвижения тележки; 12 – канат полиспаста; 13 – электродвигатель механизма передвижения; 14 – крюковая подвеска; 15– тормоз механизма передвижения; 16 – внешняя опора барабана; 17– линейка конечного выключателя механизма передвижения тележки.

В этом случае линейка освободит рычаг конечного выключателя, пружинный механизм возвратит его в вертикальное положение, замкнутся контакты, и электрическая цепь вновь подготовится для нормальной работы механизма передвижения тележки.

Конечные выключатели типа КУ-501 применяются и для автоматического выключения механизма хода моста при подходе крана к тупику или при сближении двух кранов, работающих на одном подкрановом пути. В этом случае выключатели и линейки устанавливаются на концевых балках так, чтобы при сближении кранов линейка одного надвигалась на рычаг конечного выключателя другого крана и наоборот. Для автоматической остановки кранов в тупиках линейки укрепляют на конструкциях здания или подкранового пути.

На рис. 4.3. показано устройство для автоматического выключения механизма подъема груза при подходе подвижной обоймицы полиспаста к предельному верхнему положению. Конечный выключатель 1 типа КУ-503 устанавливается на раме тележки. В нормальном положении рычаг 2 конечного выключателя под действием груза 5 упирается в раму тележки. При подъеме обоймицы площадка 7 поднимает груз 5, натяжение канатика 4 уменьшится и противовес 3 повернет рычаг 2 против часовой стрелки. При этом контакты выключателя разомкнутся и механизм остановится.

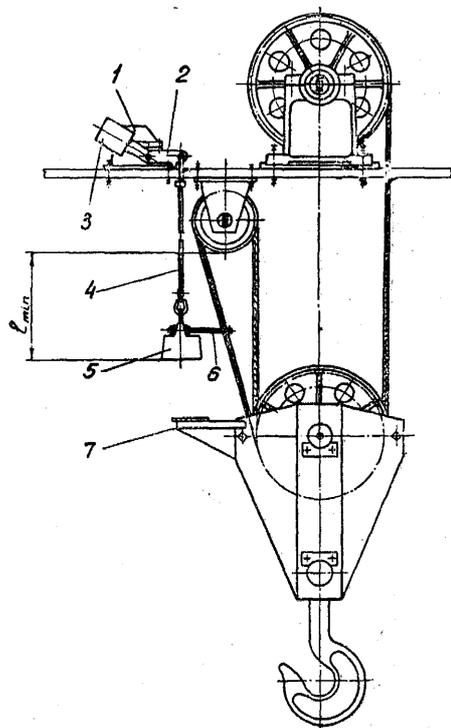


Рисунок 4.3– Установка конечного выключателя механизма подъема груза.

Теперь механизм подъема можно включить только на спуск, При спуске обоймицы грузик 5 освободится и повернет рычаг в исходное положение; контакты' конечного выключателя замкнутся и электрическая схема подготовится к нормальной работе.

Чтобы во время подъема обоймицы грузик 5 не отклонился от площадки 7,

его снабжают скобой 6, через которую пропускают канат полиспаста.

4.2. Характеристики мостовых кранов.

Основной характеристикой мостовых кранов служит их грузоподъемность Q , т. В соответствии с ГОСТ наши заводы строят мостовые краны общего назначения следующих грузоподъемностей: 5; 10; 15; 15/3; 20/5; 30/5; 50/10; 75/20; 100/20; 125/20; 150/30; 200/30; 250/30 т. Дробное число означает, что тележка крана имеет два механизма подъема: один – соответственно числителю, другой – знаменателю. При грузоподъемности вспомогательного подъема 15 т и более на кране может быть устроена вторая крановая тележка.

Мостовые краны большей грузоподъемности изготавливаются для специальных целей. Например, сталеразливочные краны стоятся на 350 и 630 т. Краны для турбинных залов гидростанций имеют грузоподъемность 450/100 т и более.

Пролет $L_K = 11 \dots 32$ м.

Высота подъема груза H определяется местными условиями и обычно колеблется в пределах от 12 до 34 м.

Скорость V , м/с (не более)	подъема груза	0,5
	передвижения тележки	0,5
	передвижения моста	2,0

Глава 5. ЭЛЕМЕНТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

5.1. Подъемные блоки и полиспасты.

В кранах подъем груза осуществляется преимущественно с помощью канатоблочных систем, некоторые типы которых показаны на рис. 5.1.

На схемах обозначено:

F – вес поднимаемого груза;

F_0 – натяжение каната у барабана **без учета жесткости каната и сил трения в подшипниках блоков (идеальный случай);**

D – диаметр барабана.

Не подви ж н ы й б л о к (рис. 5.1, а) применяется только для изменения направления движения каната. Выигрыша в силе при этом не происходит, поэтому

$$F_0 = F \quad (5.1)$$

Длина каната, навиваемого на барабан:

$$\ell = H, \quad (5.2)$$

где H – высота подъема груза.

Скорость навивания каната на барабан (окружная скорость на барабане) V_0 в этом случае равна скорости подъема груза, т. е.:

$$V_0 = V \quad (5.3)$$

Крутящий момент на барабане:

$$T = F_0 D / 2 = F D / 2 \quad (5.4)$$

Неподвижный блок – это блок, ось которого неподвижна.

П о д в и ж н ы й б л о к (рис. 5.1, б) применяется для выигрыша в силе, так как:

$$F_0 = F/2, \quad (5.5)$$

но при этом на барабан надо намотать канат длиной

$$\ell = 2H \quad (5.6)$$

Следовательно, чтобы производить подъем груза со скоростью V , канат надо наматывать со скоростью:

$$V_0 = 2V \quad (5.7)$$

Крутящий момент:

$$T = F_0 D / 2 = FD / 4 \quad (5.8)$$

Подвижный блок – это блок, ось которого перемещается в пространстве.

П о л и с п а с т о м называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким элементом (канатом или цепью), используемую для выигрыша в силе (силовые полиспасты) или скорости (скоростные полиспасты).

Кратный полиспаст (рис. 5.1, в) используется для выигрыша в силе:

$$F_0 = F/Z = F/4 \quad (5.9)$$

где Z – число ветвей каната в полиспасте ($Z = 4$).

Соответственно увеличивается длина навиваемого каната $\ell = ZH$, а, следовательно, и скорость навивания каната на барабан:

$$V_0 = ZV = 4V \quad (5.10)$$

Отношение скоростей:

$$U_n = V_0 / V \quad (5.11)$$

называют передаточным числом или кратностью полиспаста. Очевидно, что для кратных полиспастов:

$$U_n = Z \quad (5.12)$$

Крутящий момент:

$$T = F_0 D / 2 = FD / 2Z \quad (5.13)$$

У кратных полиспастов (рис. 5.1, в) ветвь каната **1** наматывается непосредственно на барабан, поэтому поднимаемые грузы **перемещаются по наклонной прямой**, так как канат при навивке перемещается вдоль барабана.

Сдвоенные полиспасты изображены на рис. 5.1, г, д, е. У них на барабан наматываются две ветви каната, а середина каната находится на так называемом уравнительном блоке (рис. 5.1, д, е).

Уравнительный блок при работе полиспаста почти не вращается и служит только для выравнивания натяжения ветвей каната, расположенных по обе стороны от него. Иногда вместо уравнительного блока устанавливается балансирный рычаг (рис. 5.1, г).

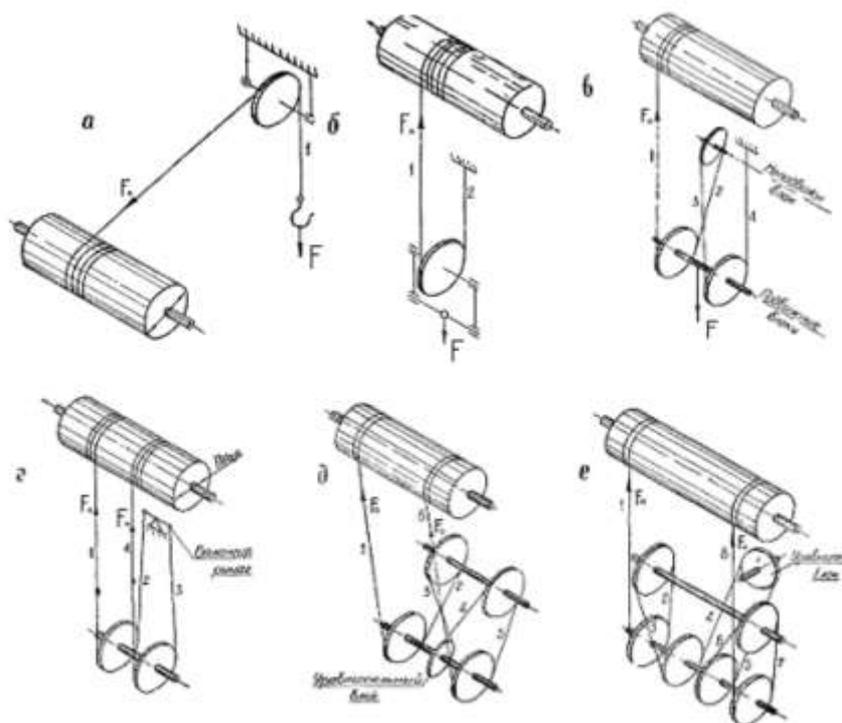


Рисунок 5.1– Подъемные блоки и полиспасты: а – неподвижный блок; б – подвижный блок; в – кратный полиспаст; г, д, е – сдвоенные полиспасты с 4, 6 и 8-ю несущими ветвями каната.

Натяжение каждой ветви каната сдвоенного полиспаста, как и у одинарного (кратного) полиспаста, равно $F_0 = F/Z$,

однако окружное усилие на барабане будет:

$$F' = 2F_0 \quad (5.14)$$

Крутящий момент:

$$T = F'D/2 = 2F_0D/2 = 2FD/2Z \quad (5.15)$$

Длина каната, наматываемого на барабан:

$$l = ZH \quad (5.16)$$

Поскольку на барабан наматываются одновременно две ветви, то соотношение скоростей будет такое:

$$V_0 = VZ/2 \quad (5.17)$$

Передаточное число сдвоенного полиспаста равно:

$$U_n = Z/2 \quad (5.18)$$

Сопротивления и КПД неподвижных блоков (рис. 5.2, а).

Скорость каната при огибании неподвижного блока не изменяется. При движении каната неподвижный блок приводится во вращение силами трения, возникающими между канатом и ручьем (канавкой) блока. При этом натяжение S_2 сбегавшей ветви каната будет больше натяжения S_1 набегающей ветви на сопротивление жесткости каната и сопротивление трения в подшипниках блока:

$$S_2 = S_1 + W_{ж} + W_T, \quad (5.19)$$

где $W_{ж}$ – сопротивление жесткости каната, приведенное к ободу блока; W_T –

сопротивление в подшипниках блока, приведенное к ободу блока.

В этой формуле не учтено дополнительное сопротивление трения каната о реборду блока в момент набегания и сбегания каната, возникающее при отклонении каната от плоскости блока.

Вследствие жесткости канат при набегании на блок не сразу входит в его ручей, а при сбегании не сразу приобретает прямолинейное положение. Натяжение S_1 (рис. 5.2, б) приложено на плече $D/2 + b$, а усилие $S_1 + W_{Ж}$ – на плече $D/2 - c$.

Из суммы моментов сил, действующих на блок, имеем:

$$S_1 \overline{D/2 + b} = (S_1 + W_{Ж}) \overline{D/2 - c},$$

откуда

$$W_{Ж} = S \frac{b+c}{0,5D-c} = \psi S_1, \quad (5.20)$$

где ψ – коэффициент жесткости, определяемый экспериментально и показывающий, какую часть рабочего натяжения составляет сопротивление жесткости каната.

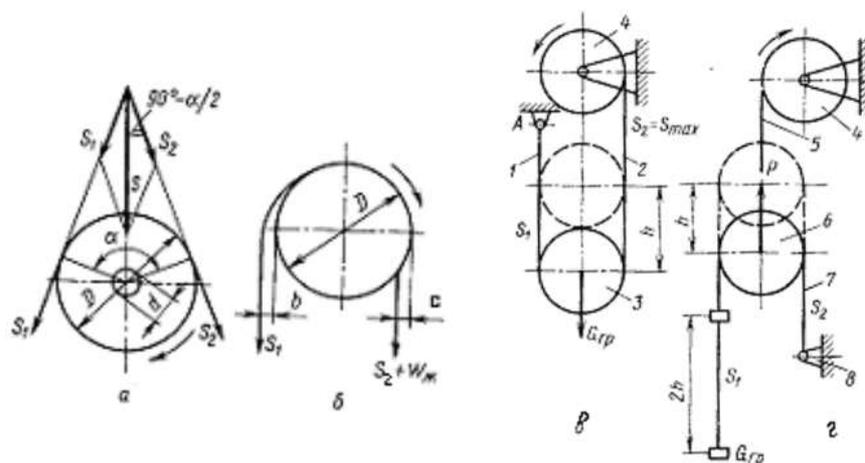


Рисунок 5.2– Схема для определения сопротивлений на блоках: а, б – неподвижном; в, г – подвижном.

Для определения сопротивления трения в опоре блока рассмотрим общий случай, когда набегающая и сбегаящая ветви каната не параллельны. При определении равнодействующей S сил натяжения S_1 и S_2 и для расчета сопротивления трения в опоре блока можно с достаточной точностью принять $S_1 = S_2$ (рис. 5.2, а), так как сопротивление жесткости каната по сравнению с рабочим натяжением незначительно.

Тогда

$$S = 2S_1 \sin \frac{\alpha}{2},$$

где α – угол обхвата блока канатом.

Момент, создаваемый силами трения в опоре диаметром d :

$$T_T = Sfd / 2,$$

где f – коэффициент трения в подшипниках блока.

Сопротивление в подшипниках блока, приложенное к его ободу

$$W_T = T_T / (0,5D) = S_1 f / D = 2S_1 f \sin \alpha / 2 \quad (5.21)$$

Таким образом

$$S_2 = S_1 + \Psi S_1 + 2S_1 f \sin \alpha / 2$$

Если на ветвь каната натяжением S_1 будет действовать сила тяжести груза F , то коэффициент полезного действия неподвижного блока будет представлять собой отношение полезной работы $S_1 H$ к затраченной работе $S_2 H$ (здесь H – высота подъема груза):

$$\eta = \frac{S_1 H}{S_2 H} = \frac{1}{1 + \Psi + 2f \sin \alpha / 2}$$

Из анализа этой формулы видно, что с увеличением угла обхвата α и жесткости каната уменьшается коэффициент полезного действия блока.

При $\alpha = 180^\circ$

$$\eta = \frac{1}{1 + \Psi + 2f d/D} \quad (5.22)$$

Таким образом, при подъеме груза канатом, огибающим неподвижный направляющий блок, рабочее натяжение набегающей ветви:

$$S_1 = S_2 \eta \quad \text{или} \quad S_H = S_C \eta \quad (5.23)$$

В расчетах значения КПД блоков обычно принимают независимо от жесткости каната и угла обхвата.

Сопротивления в подвижных блоках и КПД.

Рассмотрим систему с подвижным блоком для выигрыша в силе, имеющую блок 3, ось которого перемещается в пространстве (рис. 5.2, в). Один конец каната неподвижно закреплен на конструкции (точка А), другой конец – на барабане 4. Сила тяжести поднимаемого груза приложена к оси блока. При подъеме груза в набегающей ветви 1 создается натяжение S_1 , а в сбегаящей $S_2 = S_{\max}$. В идеальном случае (без учета сопротивлений) $S_1 = S_2 = F/2$. При учете сопротивлений при подъеме груза ветвь каната, набегающая на барабан, должна иметь натяжение $S_2 > F/2$. При подъеме груза на высоту H на барабан наматывается канат длиной $2H$. Обозначив скорость подъема груза через V , скорость ветви каната, набегающей на барабан через V_0 , находим $V_0 = 2V$. Скорость каната в ветви 1 равна нулю, а в ветви 2 – $2V$.

Максимальное натяжение каната с учетом сопротивлений определяют, исходя из следующих соотношений:

при подъеме груза:

$$\begin{aligned} S_2 > S_1 & \quad S_1 = S_2 \eta \\ F = S_1 + S_2 & = S_2 (1 + \eta) \\ S_{\max} = S_2 & = F / (1 + \eta) \end{aligned}$$

Коэффициент полезного действия подвижного блока

$$\eta' = \frac{FH}{S_2 2H} = \frac{1 + \eta}{2} \quad (5.24)$$

В расчётах КПД подвижных и неподвижных блоков принимают одинаковыми.

Во многих кранах по конструктивным соображениям механизм подъема

груза расположен не над крюковой подвеской. В этом случае появляется необходимость в установке между полиспастом и барабаном неподвижных направляющих блоков 1, 2, 3 (рис. 5.3, б, в).

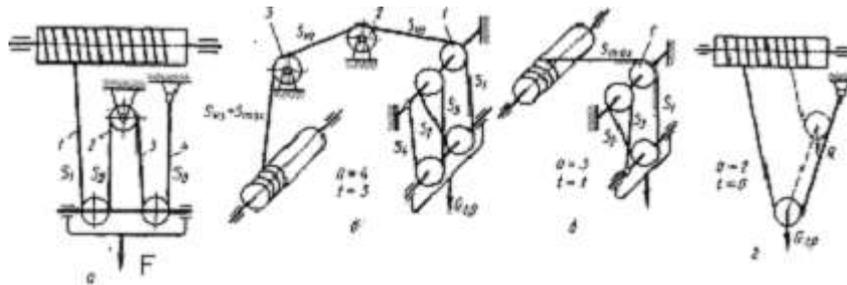


Рисунок 5.3– Схемы одинарных полиспастов.

КПД полиспаста. Для определения максимального натяжения $S_{\max} = F_0$ каната при подъеме груза рассмотрим схему на рис. 5.2, в. Сила тяжести поднимаемого груза F приложена к крюку. В состоянии покоя натяжение во всех ветвях каната одинаково

$$S_1 = S_2 = S_3 = S_4 = F/4 \quad (5.25)$$

При подъеме груза натяжение каждой ветви каната вследствие имеющихся в системе сопротивлений различно (с учётом 5.23)

$$S_2 = S_1\eta, \quad S_3 = S_2\eta = S_1\eta^2, \quad S_4 = S_3\eta = S_1\eta^3$$

Тогда:

$$F = \sum S_i = S_1 (1 + \eta + \eta^2 + \eta^3) \\ S_1 = F / (1 + \eta + \eta^2 + \eta^3) \quad (5.26)$$

В этой формуле выражение в скобках представляет геометрическую прогрессию, определив ее, получим

$$F = S_1 \frac{1 - \eta^4}{1 - \eta}$$

Откуда:

$$S_1 = F \frac{1 - \eta}{1 - \eta^4}$$

Коэффициент полезного действия полиспаста:

$$\eta_{\Pi} = \frac{FH}{4S_1H}$$

где FH – полезная работа; $4S_1H$ – затраченная работа.

Подставляя в эту формулу (5.26) получим:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3}{4} \quad (5.27)$$

В полиспасте по рис. 5.2, в кратность $U_{\Pi} = 4$, поэтому выражение (5.27) можно записать в общем виде:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{U_{\Pi}-1}}{U_{\Pi}} = \frac{1}{U_{\Pi}} \frac{1 - \eta^{U_{\Pi}}}{1 - \eta} \quad (5.28)$$

5.2. Гибкие грузовые органы.

Стальные проволочные канаты являются основным типом гибких органов, применяемых в грузоподъемных машинах. Они имеют следующие достоинства:

- высокую прочность;
- небольшую погонную массу;
- гибкость во всех направлениях;
- возможность работы на высоких скоростях;
- бесшумность работы, большие долговечность и надежность;
- вследствие большой упругости снижают динамические нагрузки в механизмах и металлоконструкциях.

Существует много различных конструкций стальных канатов, применяемых в зависимости от условий эксплуатации (рис. 5.5).

Канаты изготавливают из высокопрочной стальной проволоки диаметром 0,2–3 мм ($\sigma_B = 1300...2600$ МПа); в грузоподъемных машинах применяют канаты с $\sigma_B = 1600...2000$ МПа, так как при больших σ_B повышается жесткость и снижается долговечность. Такая прочность достигается многократным холодным волочением в сочетании с термической и химической обработкой. Длина выпускаемых заводами канатов составляет 250, 500, 1000 м (до 1500 м по специальным заказам). Проволоки на машинах свиваются в пряди, а пряди вокруг сердечника – в канат. Канаты более долговечны, если наружные слои прядей имеют больший диаметр проволоки, однако при этом повышается их жесткость.

Канаты выпускают трех сортов: В (высший), I и II.

Классификация:

– по типу свивки: канаты с точечным касанием (ТК) отдельных проволок между слоями при разносторонней свивке; канаты с линейным касанием (ЛК) проволок смежных слоев по всей длине при односторонней свивке; канаты с точечно-линейным касанием (ТЛК), где два слоя проволок свиты в одну сторону, а третий – в противоположную (рис. 5.5);

– по направлению свивки: правая и левая;

– по виду свивки: крестовая, где проволоки в прядях свиты в одну сторону, а пряди в канат – в противоположную; односторонняя (параллельная) – направление свивки проволок в пряди и прядей в канате совпадают; комбинированная, в которой проволоки в пряди свиты во взаимно-противоположных направлениях, а пряди в канат свиты вправо или влево;

– по количеству прядей: одно-, трех-, пяти-, шести-, семи-, восьми- и восемнадцатипрядные.

На рис. 5.5 приведены следующие типы канатов: а – шестипрядные ТК 6×9, б – шестипрядные ЛК 6×9, в – шестипрядные ЛК-0 6×19, г – восьмипрядные ЛК-Р 8×19, д – шестипрядные ТКЛ-РО 6×36 с металлическим сердечником, е – трехграннопрядные, ж – овалнопрядные, з – плоскопрядные, и – с радиально обжатými прядями, к – двухслойные 12×7 + 6×19, л – крестовой, м – односторонней, н – комбинированной свивки.

Новые (семипрядные) канаты с центральной металлической прядью на 15% прочнее шестипрядных. Восьмипрядные канаты применяют в кранах с малым

диаметром барабана, а также в подъемниках с канатоведущими шкивами.

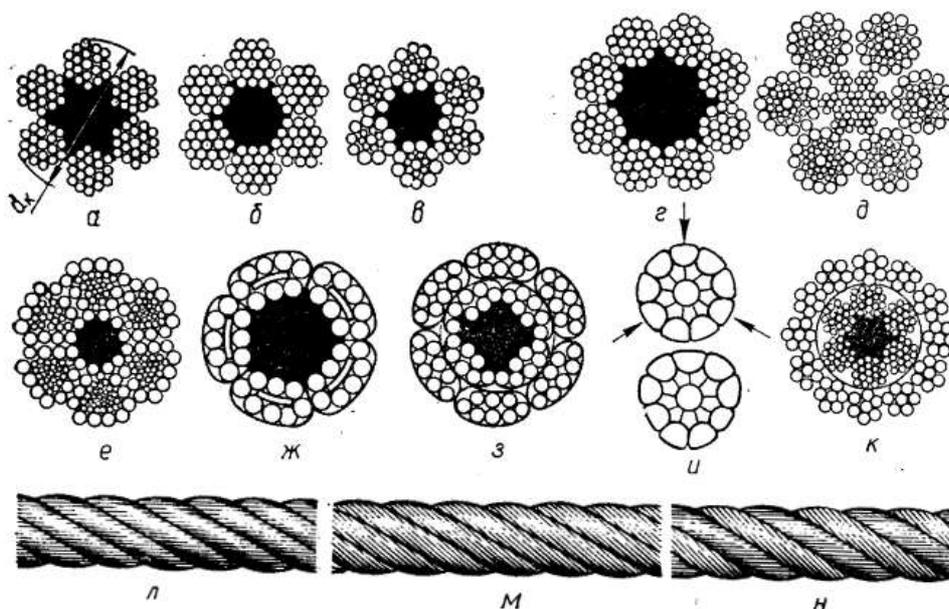


Рисунок 5.4– Стальные проволочные канаты.

В последнее время разработаны новые конструкции канатов с фасонными прядями: трехгранные, овальнопрядные и плоскопрядные. В этих канатах уменьшаются контактные напряжения в желобах шкивов и повышается их долговечность.

Канаты односторонней свивки имеют меньшую жесткость, больший срок службы (до 50%) по сравнению с канатами крестовой свивки, но им присущ существенный недостаток – самораскручивание. Поэтому такие канаты применяют только в подъемниках.

Исследованиями установлено, что в значительной мере работоспособность каната определяют конструкция и качество сердечников. Сердечники в канате служат опорой прядей, придают канату гибкость и удерживают смазку. В канатах применяют в основном органические сердечники (из растительных волокон – пеньки). Они придают канату гибкость и хорошо удерживают смазку; часто заменяют пеньковые сердечники пластмассовыми.

В канатах, предназначенных для работы в зоне высоких температур, ставят сердечники асбестовые или из мягкой проволоки, при больших динамических нагрузках применяют пружинные сердечники.

При свивке каната проволочки испытывают глубокую упруго-пластическую деформацию. В канате они находятся в напряженно-деформированном состоянии.

Поиски конструкций канатов с меньшими контактными напряжениями привели к созданию канатов с радиально обжатыми прядями, из которых свивают канат высокой прочности (на 15% выше обычной конструкции).

В последнее время все чаще применяют двухслойные канаты с повышенной эластичностью вследствие малого диаметра проволоки (рис. 5.4, к).

При работе стальные канаты испытывают совместное действие напряжений растяжения, кручения, изгиба и контактных. Пока нет практически пригодных теоретических расчетов канатов на долговечность. Экспериментами установлено,

что долговечность канатов зависит от соотношения диаметров блока (барабана) и каната $\frac{D}{d_k}$ и расчетного коэффициента запаса прочности: чем меньше это отношение и запас прочности, тем ниже долговечность каната.

Основными причинами преждевременного выхода каната из строя являются: неправильный выбор конструкции каната, материала ручья блоков, абразивный износ, нерегулярная или некачественная смазка, а также допущение перегрузок и, особенно, динамических воздействий. Перегибы каната на блоках вызывают знакопеременные напряжения и способствуют усталости металла проволок. Особенно сильно снижают долговечность обратные перегибы канатов.

Для повышения долговечности каната необходимо стремиться к уменьшению числа блоков и избегать перегибов в противоположных направлениях. Срок службы канатов односторонней свивки в 1,25...1,5 раза больше, чем крестовой вследствие большей длины контакта проволок с поверхностью касания и меньшей жесткости.

На долговечность канатов влияют материал и футеровка блоков. Чугунные блоки увеличивают срок службы каната примерно в 1,3 раза по сравнению со стальными; блоки с футерованными ручьями (капроном, текстолитом, алюминием) повышают долговечность канатов примерно в 2 раза. Алюминиевую футеровку применяют при высоких температурах окружающей среды и большой запыленности.

Степень износа каната определяется числом оборванных проволок на длине одного шага. Госгортехнадзором установлена предельная норма оборванных проволок в зависимости от конструкции каната (5–14%). Для обнаружения внутренних повреждений каната применяют дефектограф.

Расчет канатов на прочность по нормам Госгортехнадзора сводится к определению разрывного усилия, по которому выбирают тип и размеры каната

$$F_p \geq KF_{\max}, \quad 5.29$$

где K – коэффициент запаса прочности каната; выбирают в зависимости от назначения машины и режима ее работы: $K=5...6$ для кранов, $K=9$ для подъемников с людьми.

Расчёт на долговечность по отношению $\frac{D}{d_k} = 18...30$, где D – диаметр блока (барабана); d_k – диаметр каната.

Грузовые цепи в подъемных механизмах применяются реже, чем канаты, по следующим причинам:

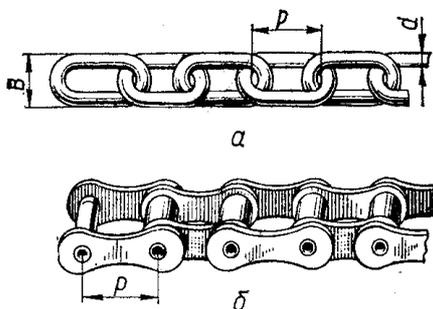


Рисунок 5.5– Грузовые цепи

- большая масса;
 - меньшая надежность;
 - невозможность контролировать качество цепи при работе;
 - не допускают высоких скоростей и толчков нагрузок из-за опасности внезапного разрыва;
 - более высокая стоимость и др.
- По конструкции они делятся на

сварные (рис. 5.5, а) и пластинчатые (рис. 5.5, б). Сварные цепи применяются в таях, подъемных механизмах малой грузоподъемности и с ручным приводом, а также для подвешивания груза к крюкам. Изготавливают сварные цепи из стали 10, СтЗЦ, Ст2 ($\sigma_B = 370...450$ МПа) без примесей серы и фосфора, во избежание красно- и хладноломкости.

Способы сварки: электродуговая, кузнечная, горновая. После изготовления для снятия внутренних напряжений цепи отжигают. Сварные цепи проходят испытания на разрыв под нагрузкой, равной половине разрушающей нагрузки. При этом не должно быть остаточных деформаций.

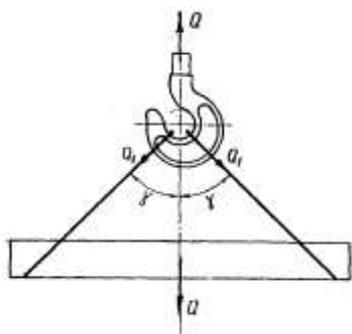


Рисунок. 5.6– Схема подвешивания груза на стропах

По конструкции сварные цепи различают на короткозвенные, когда шаг цепи $p=2,6d$ и длиннозвенные $p=3,6d$; **по степени точности** – калиброванные (отклонения составляют: по шагу $\pm 0,03d$, по ширине звена $\pm 0,05d$) и некалиброванные ($\pm 0,1d$). Калиброванные короткозвенные цепи применяют в качестве приводных. Расчет цепей затруднителен, так как каждое звено на блоках или барабанах испытывает сложные деформации – растяжения, изгиба в двух

плоскостях, контактные напряжения и является статически неопределимой системой. Поэтому цепи, как и канаты, выбирают по *разрывному усилию* (5.29) согласно ГОСТ 2319–70, принимая коэффициент запаса прочности: для машинного привода $K=6...8$, для ручного $K=3$.

Максимальное натяжение цепи F_{max} зависит не только от веса груза и количества ветвей, но и от угла их наклона γ (рис. 5.6). Чем больше угол γ , тем больше натяжение ветви; при $\gamma \approx 90^\circ$ F_{max} стремится к бесконечности. Допустимый угол $\gamma \leq 60^\circ$.

Расчёт на долговечность $D/d \geq 20$.

Достоинства сварных цепей: большая гибкость во всех направлениях, простота конструкции, малые габариты цепного привода. *Недостатки:* большая масса, недостаточная надежность вследствие того, что не исключается внезапность разрывов, большая чувствительность к динамическим нагрузкам, малые допустимые скорости движения цепи (0,5...1,5 м/с), что и ограничивает их применение (меньшее значение – на звездочках, большее – на гладких барабанах).

Пластинчатые цепи состоят из пластин, соединенных между собой валиками. Число пластин зависит от грузоподъемности и может быть равно 2...12. Применяют пластинчатые цепи в таях и подъемных механизмах с направляющими, при больших нагрузках и малой высоте подъема, где требуются небольшие габариты привода и малая вытяжка тягового органа. Их изготавливают из стали 40, 45, 50 ($\sigma_d = 570...600$ МПа) и испытывают, как и сварные. Выбирают цепи по разрывному усилию (5.29).

Пластинчатые цепи имеют те же недостатки, что и сварные, но более

надежны в работе, так как нет сварного стыка и элементы цепи выполнены из прочной стали; они обеспечивают более плавную работу привода, чем сварные цепи.

Сравнительный анализ канатов и цепей:

– по погонной массе (при одинаковой разрушающей нагрузке) сварные цепи тяжелее канатов в 7...11, пластинчатые – 9...13;

– по долговечности: для канатов $D/d_k \geq 18...30$, цепей $D/d \geq 20$.

Таким образом, блоки для канатов нужны больших размеров;

– по надёжности: у канатов о разрушении судят по обрывам отдельных проволок, а цепи рвутся внезапно;

– по скоростям движения: канаты работают спокойно и бесшумно при любых скоростях, для цепей сварных $v \leq 1,5 \text{ м/с}$, пластинчатых – $v \leq 0,25 \text{ м/с}$.

Таким образом, цепи имеют преимущество перед канатами в тихоходных подъёмных механизмах с небольшой высотой подъема, для которых особенно важна компактность и минимальный вес.

5.3. Блоки и звёздочки.

Блоки. Для направления гибких тяговых органов применяют желобчатые блоки (рис. 5.8, а). Их изготавливают в основном литьем из серого СЧ 15 или модифицированного чугуна; стали марки 25Л (для больших нагрузок и тяжелых режимов работы). Блоки больших диаметров выполняют сварной конструкции из стали.

Диаметр блока определяют из условий долговечности каната:

– диаметр блока по центру каната $D \geq e d_k$; 5.30

– диаметр по дну желоба $D_1 \geq e - 1 \bar{d}_k$.

Значение коэффициента e зависит от типа машины и режимов работы механизма $e = 18...30$.

Диаметр уравнительного блока не влияет на долговечность канатов, поэтому принимают

$$D_y = 0,6...0,8 \bar{D}. \quad 5.31$$

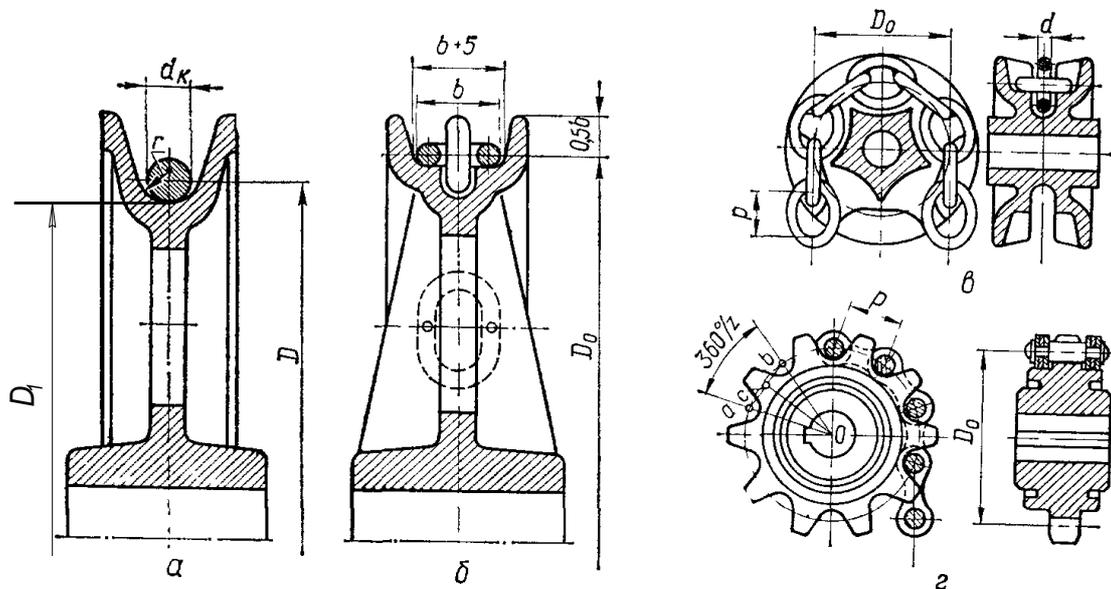


Рисунок 5.7– Канатные и цепные блоки и звёздочки

Во избежание защемления канатов в ручьях и увеличения долговечности каната радиус желоба принимают больше радиуса каната: $r = 0,6...0,7 \bar{d}_k$; высота желоба $h = 2...2,5 \bar{d}_k$; в блоках, установленных на конце стрелы крана, во избежание соскакивания каната с блока, высота желоба увеличена до $h = 3...6 \bar{d}_k$.

Блоки, как правило, монтируют на подшипниках качения, что способствует повышению КПД полиспаста.

Для повышения долговечности блоков и канатов практикуется футеровка желоба пластмассами, капроном и алюминием. При этом срок службы увеличивается в 2–2,5 раза.

Блок для сварных калиброванных цепей показан на рис. 5.7, б.

Звёздочки. Приводные звёздочки (рис. 5.7, в) для калиброванных сварных цепей изготавливают из стали или чугуна. Гнезда и круговые пазы в звёздочке выполнены в соответствии с формой и размерами звеньев в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Поэтому звёздочка представляет собой многогранник, длина грани которого равна длине звена цепи. Она захватывает набегающую цепь, звенья которой ложатся в углубления, и создает силу натяжения.

Для получения компактного цепного привода с минимальными габаритами и массой наименьшее количество гнезд на звёздочке обычно $z = 5$.

Ориентировочно диаметр звёздочки

$$D_0 = 20...30 \bar{d}, \quad (5.32)$$

где d – диаметр прутка стали, из которого сварена цепь.

Звёздочки пластинчатых цепей (рис. 5.7, г) изготавливают из стали Ст4, Ст5, стали 20 ковкой, прокаткой (наиболее прогрессивный и экономичный способ) и литьем из стали 25Л. Они представляют собой зубчатые колеса, зубья которых захватывают цепь и создают крутящий момент.

Начальный диаметр звёздочки

$$D_0 = \frac{P}{\sin \frac{180}{z}}, \quad 5.33$$

где z – число зубьев звездочки.

Для уменьшения габаритов привода принимают $z = 8 \dots 10$.

5.4. Канатные барабаны.

В механизмах применяют барабаны (рис. 5.9):

- с нарезной и гладкой поверхностями;
- с наматываемым канатом и фрикционные;
- цилиндрические, конические и криволинейной формы;
- по способу изготовления барабаны бывают: литые из чугуна (СЧ 15) или стали (сталь 25Л); сварные из стали – тонколистовой с накатанными канавками

(для легких условий работы) или из толстостенных труб с нарезными канавками и сварно-литые.

В большинстве грузоподъемных машин применяют барабаны с винтовыми канавками для наматывания каната в один слой. Назначение канавок – уменьшить напряжение смятия, устранить трение между соседними витками, а следовательно, уменьшить износ и повысить долговечность каната. Многослойная навивка каната позволяет сократить длину барабана, но при этом увеличивается износ каната и скорость навивки становится переменной. Поэтому барабаны с такой навивкой имеют ограниченное применение.

В нарезных барабанах с обеих концов предусмотрены реборды, барабаны для сдвоенных полиспастов выполняют без реборд.

Общий вид установки барабана 6 с редуктором 1 приведен на рис. 5.9, а. Конец выходного вала 2 редуктора имеет фасонную форму: на наружной поверхности нарезаны зубья 4, а внутри – выточка, куда помещен сферический подшипник 3, обеспечивающий статически определенную систему привода и компенсацию перекосов при монтаже. На внутренней части втулки 5, скрепленной с барабаном, нарезаны зубья, которые входят в зацепление, образуя зубчатую муфту, через которую крутящий момент передается на барабан. Профили канавок на барабане показаны на рис. 5.9, б. Для правильной укладки каната на барабан, особенно при многослойной навивке, применяют канатоукладчики (рис. 5.9, в): от цепной передачи 4 приводится во вращение винт 1 с правой (левой) резьбой, перемещающий каретку 2 по направляющей 3. Ход каретки за каждый оборот барабана равен диаметру каната.

Барабаны, как правило, имеют цилиндрическую форму, но когда требуется изменение натяжения наматываемого каната по определенному закону (в механизмах изменения вылета и др.), применяют барабаны конической (рис. 5.9, г) или другой формы, обеспечивающей постоянство крутящего момента привода. В тяговых лебедках находят применение фрикционные барабаны (рис. 5.9, д).

Диаметры барабана по оси каната и по дну канавок определяют соответственно по формулам (5.30), т. е. принимают такие же значения, как и для блоков. Допускается уменьшение диаметра барабана на 15% по сравнению с

диаметром блока, т. е.

$$D \geq 0,85ed_k \quad 5.34$$

Профили и размеры канавок на барабане (рис. 5.9, б) выбирают из условий обеспечения долговечной и надежной работы каната. Радиус канавки $r = 0,6...0,7 d_k$, где d_k – диаметр каната; p – шаг винтовой линии: $p = d_k + 2...3$ мм или $p \approx 1,1d_k$; глубина канавок для обычных барабанов $h = 0,25...0,4 d_k$; для барабанов грейферных кранов и в других случаях, где возможно ослабление натяжения каната, во избежание выхода каната из канавок последние выполняют более глубокими и с большим шагом $p = 1,4d_k$.

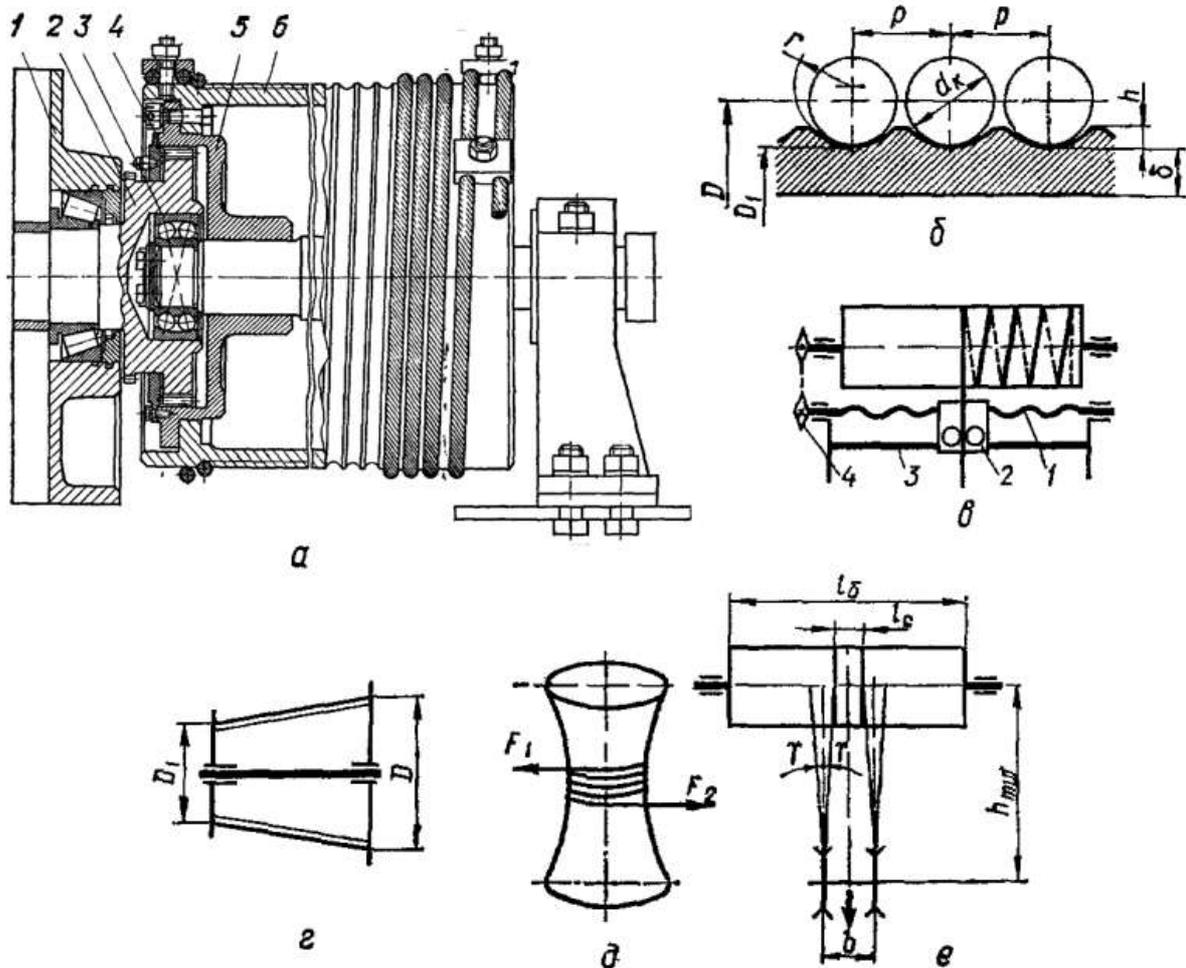


Рисунок 5.8– Канатные барабаны

Длина нарезной части барабана, характеризующая его **канатоёмкость** зависит от длины наматываемого каната, определяемого высотой подъема груза H , диаметром барабана D и числом ветвей полиспаста z . Число витков нарезной части барабана при одинарном полиспасте

$$n_B = \frac{HU_n}{\pi D_1 + d_k} + n_H + n_K, \quad 5.35$$

где n_H – число неприкосновенных витков, согласно нормам Госгортехнадзора принимают $n_H = 1,5...2$; n_K – число витков для крепления каната.

Длина барабана $l = n_B p \quad 5.35$

Ширину реборд барабана выбирают конструктивно. Длина барабана при сдвоенных полиспастах

$$\ell = 2n_b p + \ell_1, \quad (5.36)$$

где ℓ_1 – длина средней (ненарезной) части барабана, определяется конструктивно из условий допускаемого угла отклонения γ каната на барабане (рис. 5., е). Ориентировочно

$$\ell_1 = b - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma, \quad (5.37)$$

где b – расстояние между осями крайних блоков крюковой подвески; h_{\min} – расстояние между осями барабана и блоков подвески в крайнем верхнем положении.

Длина каната при многослойной навивке на барабан (канатоемкость барабана)

$$\ell = \pi n_b (D_1 + D_2 + \dots) \quad (5.38)$$

где n_b – число витков в слое; D_1 – диаметр барабана (по центру канатов) первого слоя; D_2 – диаметр по второму слою и т.д.

В фрикционных барабанах тяговых лебедок канат не наматывается, а несколько постоянных витков, перекатываясь, создают тяговое усилие от сил трения, зависящих от угла обхвата барабана канатом. Фрикционные барабаны бывают цилиндрической и коноидальной формы. Необходимое число витков определяется из условий создания требуемой силы тяги при небольшом усилии рабочего.

Расчет на прочность. Толщину стенки барабана определяют из условий сжатия, учитывая, что он нагружен равномерно распределенной нагрузкой вследствие огибания его натянутым канатом силой F (рис. 5.9). Выделим из барабана кольцо шириной p и заменим действие отброшенной нижней части силами F .

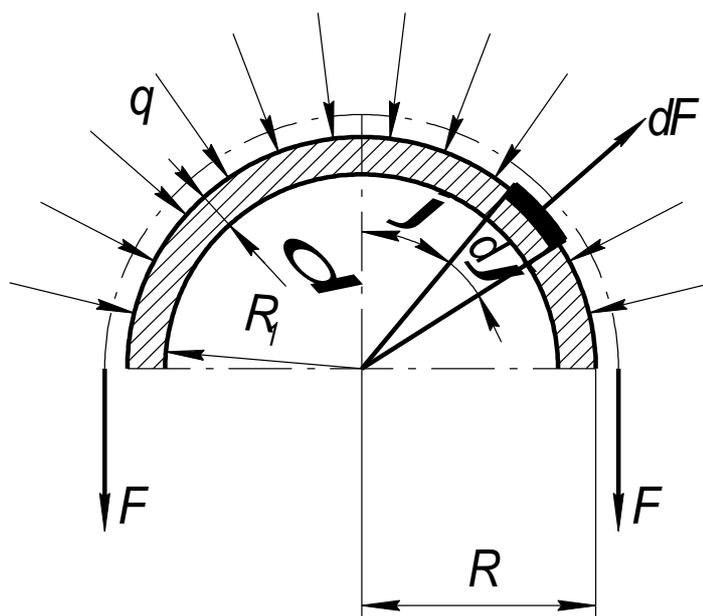


Рисунок 5.9– К расчету барабана на прочность

Сила, действующая на элементарную площадку на поверхности полукольца в пределах угла $d\varphi$

$$dF = R d\varphi p q,$$

где q – нормальное давление. Сумма проекций элементарных сил на вертикальную плоскость

$$2F = 2 \int_0^{\pi/2} dF \cos \varphi = 2 \int_0^{\pi/2} R p q \cos \varphi d\varphi.$$

Откуда

$$q = F / R p.$$

Максимальное напряжение сжатия внутри толстостенного цилиндра, нагруженного равномерным внешним давлением, определяем по формуле Лямэ:

$$\sigma = q \frac{R^2 - R_1^2}{R^2 - R_1^2} \quad (5.39)$$

Известно, что $R + R_1 \approx 2R$, $R - R_1 = \delta$, где δ – толщина стенки барабана.

Тогда с некоторым допущением, подставив эти значения в формулу (5.39), получим формулу для напряжения сжатия:

$$\sigma_c = F / p \delta \quad (5.39)$$

Допускаемые напряжения соответственно для чугуновых и стальных

$$[\sigma_c] = \sigma_b / n \quad \sigma_c = \sigma_T / n, \quad (5.40)$$

где n – запас прочности: для чугуновых барабанов $n = 4 \dots 4,25$; для стальных – $1,4 \dots 1,5$.

Предварительно толщина стенки барабана может быть определена по эмпирическим формулам: $\delta = 0,02D + 6 \dots 10$ мм – для чугуновых; $\delta = 0,01D + 3$ мм – для стальных барабанов.

Из условия технологии изготовления литых барабанов $\delta \geq 12$ мм.

Кроме деформаций сжатия, стенка барабана в общем случае испытывает также деформации изгиба и кручения (рис. 5.10). На совместное действие напряжений расчет производят при длине барабана $L \geq 3 \dots 4 D$:

напряжение изгиба

$$\sigma_H = M / W,$$

где W – экваториальный момент сопротивления стенки барабана;

напряжение кручения

$$\tau = T / W_p,$$

где W_p – полярный момент сопротивления стенки барабана.

Суммарное напряжение в стенке

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau^2}.$$

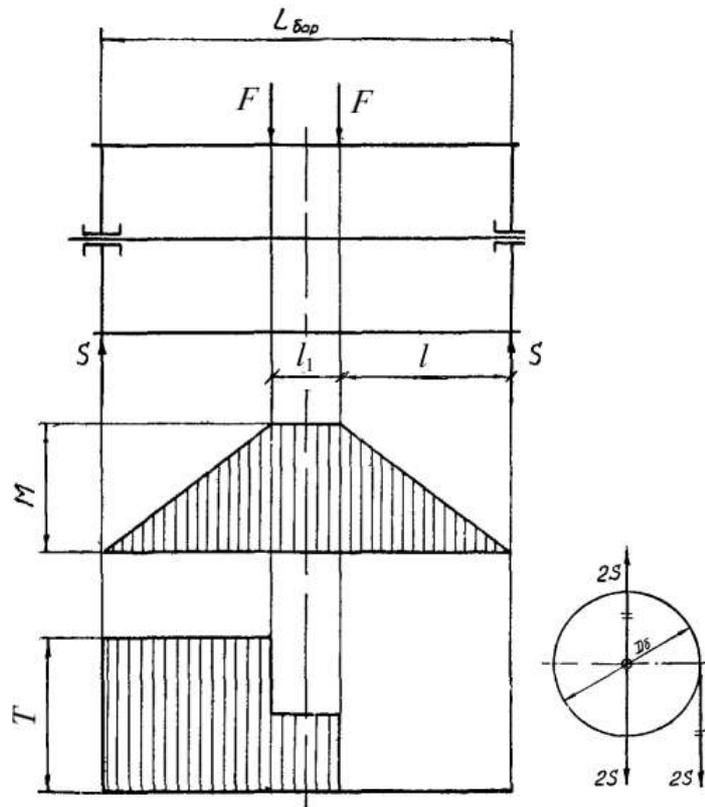


Рисунок 5.10– Схема к расчету барабана на изгиб и кручение.

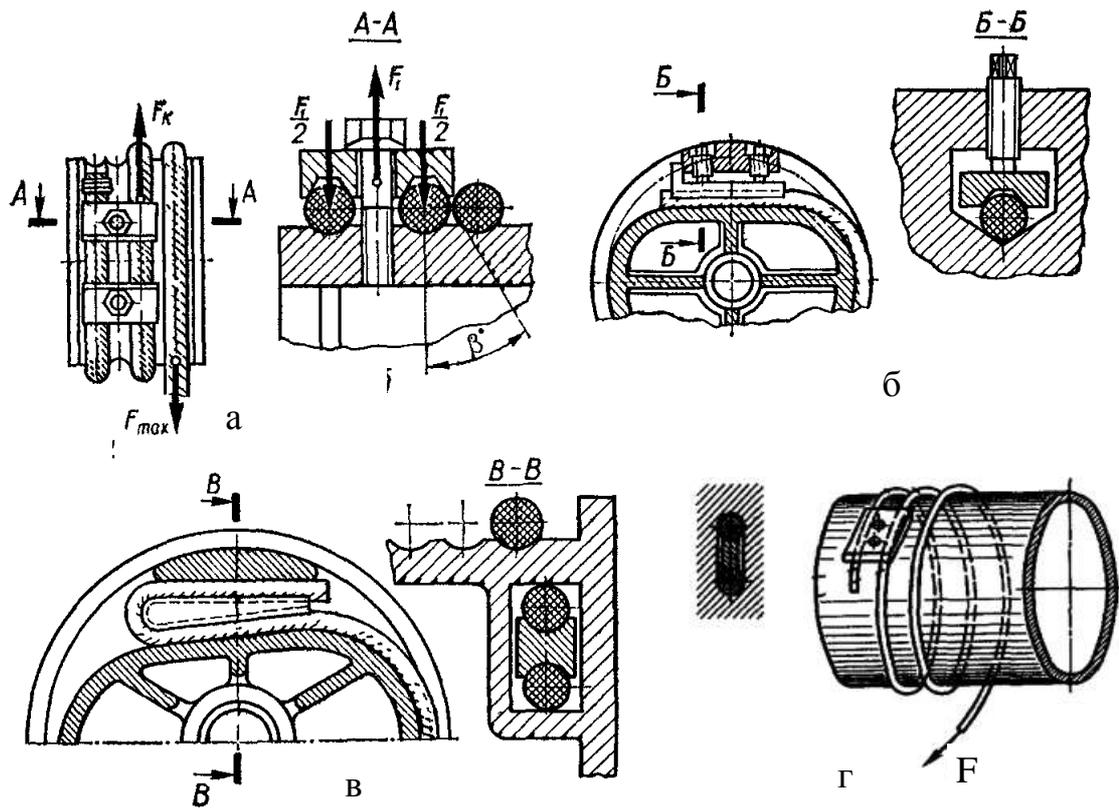


Рисунок 5.11– Способы крепления каната на барабане

Способы крепления каната на барабане. Узел крепления каната на барабане является одним из самых ответственных и к нему предъявляют высокие требования надежности, простоты конструкции, отсутствия острых перегибов, удобства осмотра и легкости замены каната.

Различают следующие способы крепления канатов: наружными планками (рис. 5.11, а); внутренней прижимной планкой (рис. 5.11, б); с помощью клина (рис. 5.11, в). Планка прижимает канат к барабану с помощью одного или двух болтов. По нормам Госгортехнадзора планок должно быть не менее двух или одной с двумя болтами.

Наиболее полно указанным требованиям отвечает способ крепления наружными планками. Другие два способа имеют ограниченное применение. Крепление внутренней прижимной планкой применяется в барабанах с многослойной навивкой каната, хотя это требует усложнения отливки барабана, а также затруднены осмотр и замена каната. Крепление с помощью клина применяют при небольших диаметрах каната (до 12 мм). Для обеспечения самоторможения клин выполняют с уклоном 1/4–1/5. Недостатки этого крепления такие же, как и предыдущего способа.

Канат удерживается силой трения между канатом и планкой, канатом и барабаном. Натяжение каната перед прижимной планкой значительно меньше натяжения ветви каната из-за наличия на барабане постоянно 1,5...2 витков:

$$F_k = F_{\max} / e^{f\alpha},$$

где f – коэффициент трения между канатом и барабаном; α – угол обхвата канатом барабана: $f = 0,1 \dots 0,16$, $\alpha = 3 \dots 4 \pi$.

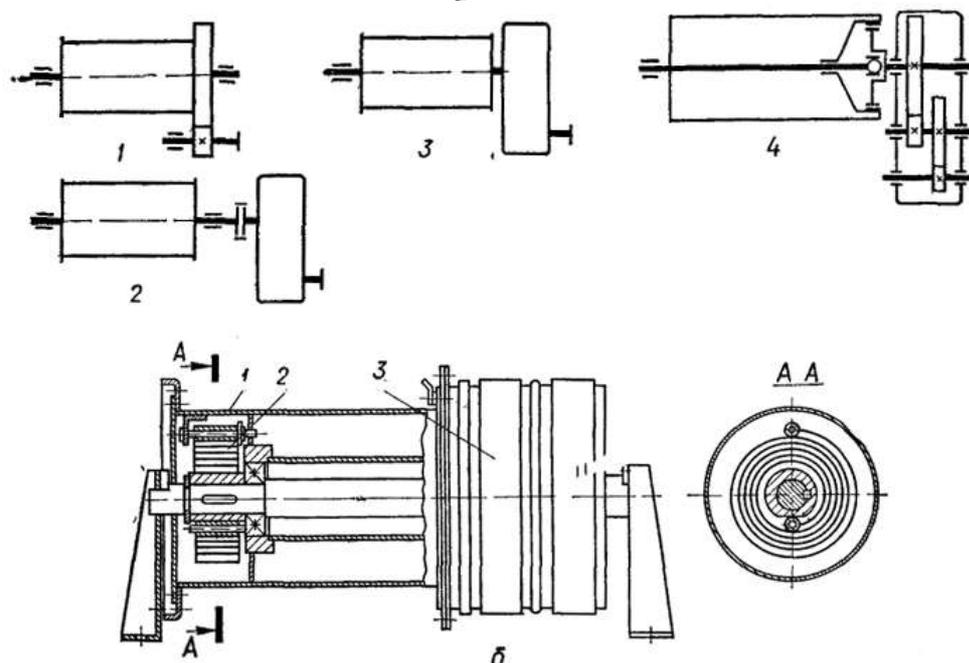


Рисунок 5.12– Способы соединения барабана с приводом

Способы соединения барабана с приводом. (рис. 5.12, а): 1 – с помощью открытой зубчатой передачи; 2 – с помощью соединительной муфты, 3 – непосредственным соединением с редуктором, 4 –

специальной зубчатой муфтой, встроенной в барабан.

Схему 1 применяют мало вследствие существенного недостатка – открытой зубчатой пары (в механизмах с ручным приводом).

Схема 2 широко распространена, характеризуется блочностью конструкции, отсутствием избыточных связей, удобством монтажа, надежна в работе. Недостатки – сравнительно большие габариты и масса, поэтому в крановых тележках не применяется.

Схема 3 – статически неопределимая система многоопорного вала, что влечет на собой неравномерность распределения реакций опор, приводит к нарушению точности зацепления, кроме того, применение специального редуктора нарушает принцип блочности конструкции.

Схема 4, несмотря на кажущуюся сложность, имеет существенные преимущества перед другими: статически определимая система, блочная и компактная конструкция. Одна из опор барабана установлена внутри выточки вала редуктора: сферический подшипник опоры компенсирует неточность монтажа и деформацию валов (см. рис. 5.8, а).

Как было указано, в механизмах подъема с грузовым электромагнитом предусмотрен барабан для сматывания токоподводящего кабеля. Привод этого барабана осуществляется от канатного барабана зубчатой или цепной передачами или имеет самостоятельный привод. В конструкциях передач необходимо предусмотреть возможность отключения кабельного барабана при работе крана без электромагнита. Натяжение кабеля незначительно и в качестве привода может быть применен пружинный привод.

Кабельный барабан с пружинным приводом (рис. 5.12, б) состоит из цилиндрического обода 1 для навивки кабеля, вращающегося контактора 3 и спиральной пружины 2, один конец которой закреплен на оси, а другой – связан с вращающимся барабаном. При опускании груза кабельный барабан вращается принудительно натяжением кабеля, одновременно закручивается спиральная пружина. При подъеме груза кабельный барабан приводится во вращение пружиной.

Глава 6. ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА

Для захвата грузов при выполнении погрузочно-разгрузочных работ применяют различные грузозахватные устройства. На кранах, предназначенных для работы с разнообразными штучными грузами, в качестве универсального грузозахватного устройства используют *крюки* или *петли*, к которым груз подвешивают непосредственно или с помощью гибких строп (канатных или цепных) или с помощью специальных грузозахватных устройств.

В качестве специальных грузозахватных устройств используют *клещевые*, *эксцентрикковые* и другие захваты – для штучных грузов (ящиков, бочек, мешков и т. п.); *грейферы* – для сыпучих материалов; *подъемные электромагниты* – для транспортирования стальных и чугунных грузов (слитки, прокат, стружка и др.); траверсы с различными захватами (например, с *вакуумными*) и другие устройства.

6.1. Грузовые крюки и петли. Крюковые подвески.

Грузовые крюки. В грузоподъемных машинах и механизмах находят применение кованные (штампованные) и пластинчатые крюки. Кованные и штампованные крюки разделяют на однорогие и двурогие.

Кованные крюки изготавливают в основном из стали 20 (ГОСТ 1050–74) или из стали 20Г (ГОСТ 4543–71). Кованные (штампованные) крюки изготавливают на дорогостоящем и громоздком кузнечно-прессовом оборудовании. Изготовление крюков литьем не нашло широкого распространения, вследствие возможного появления раковин, трещин, шлаковых и других включений, которые могут явиться причиной их поломки.

Крюки большой грузоподъемности в основном выполнены пластинчатыми из отдельных элементов, вырезанных из листовой стали. Для более равномерной загрузки пластин в зеве крюка закрепляют вкладыши из мягкой стали, внешняя форма которых обеспечивает укладку строповых канатов с плавными перегибами.

Грузовые крюки должны быть снабжены предохранительными замками, предотвращающими самопроизвольное выпадение съемного грузозахватного приспособления.

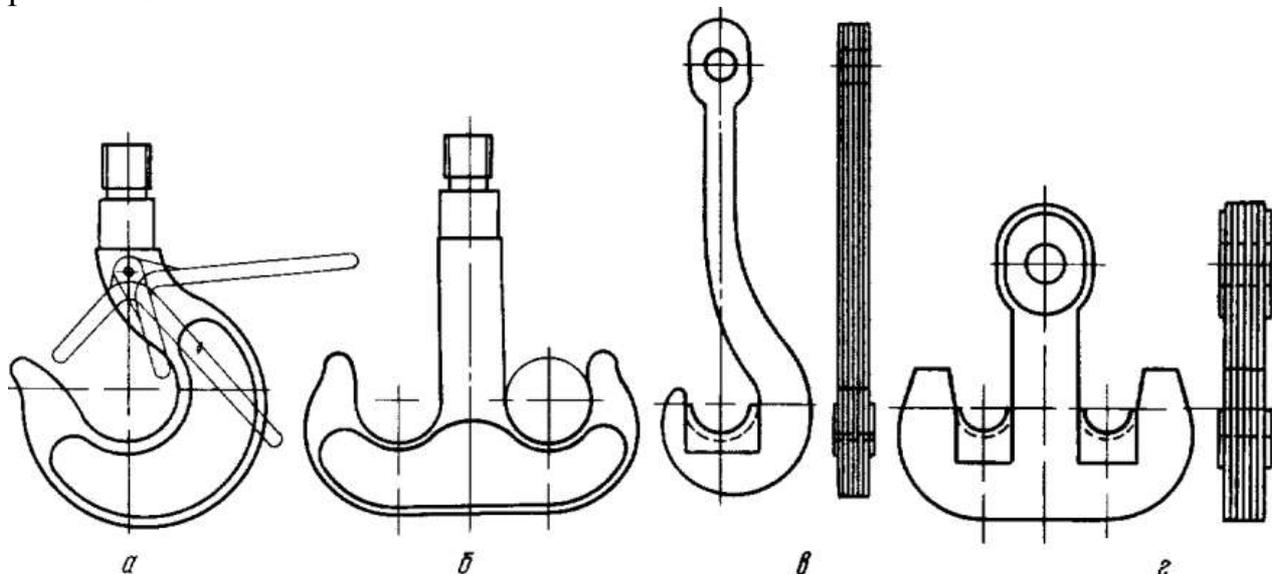


Рисунок 6.1– Основные типы грузовых крюков: а – однорогий с замком; б – двурогий; в – однорогий пластинчатый; г – двурогий пластинчатый.

Допускается применение крюков без предохранительных замков в порталных кранах, кранах, транспортирующих расплавленный металл или жидкий шлак, а также при использовании гибких грузозахватных приспособлений. Кованные однорогие (штампованные) крюки (рис. 6.1, а) (ГОСТ 6627–74) имеют грузоподъемность 0,4–20 т для машин и механизмов с ручным приводом; 0,32–100 т для машин и механизмов с машинным приводом при легком и среднем режимах работы и 0,25–80 т при тяжелом и весьма тяжелом режимах.

Кованные (штампованные) двурогие крюки (ГОСТ 6628–73) имеют грузоподъемность 8–20 т для машин с ручным приводом и 5–100 т для машин с машинным приводом при тяжелом и весьма тяжелом режиме работы (рис. 6.1, б).

Пластинчатые крюки (ГОСТ 6619–75) изготавливают следующих типов:

однорогие (рис. 6.1, в) грузоподъемностью 40–315 т для литейных кранов; двурогие (рис. 6.1, г) грузоподъемностью 80–320 т для кранов общего назначения.

Каждый крюк должен выдерживать статическую нагрузку, превышающую его грузоподъемную силу на 25%.

Исходным размером при конструировании однорогого крюка является диаметр зева D (рис. 6.2, а), который принимают с учетом условий размещения в нем двух ветвей каната или сварной цепи. При выборе стандартизованного крюка по грузоподъемности не требуется расчет его прочности.

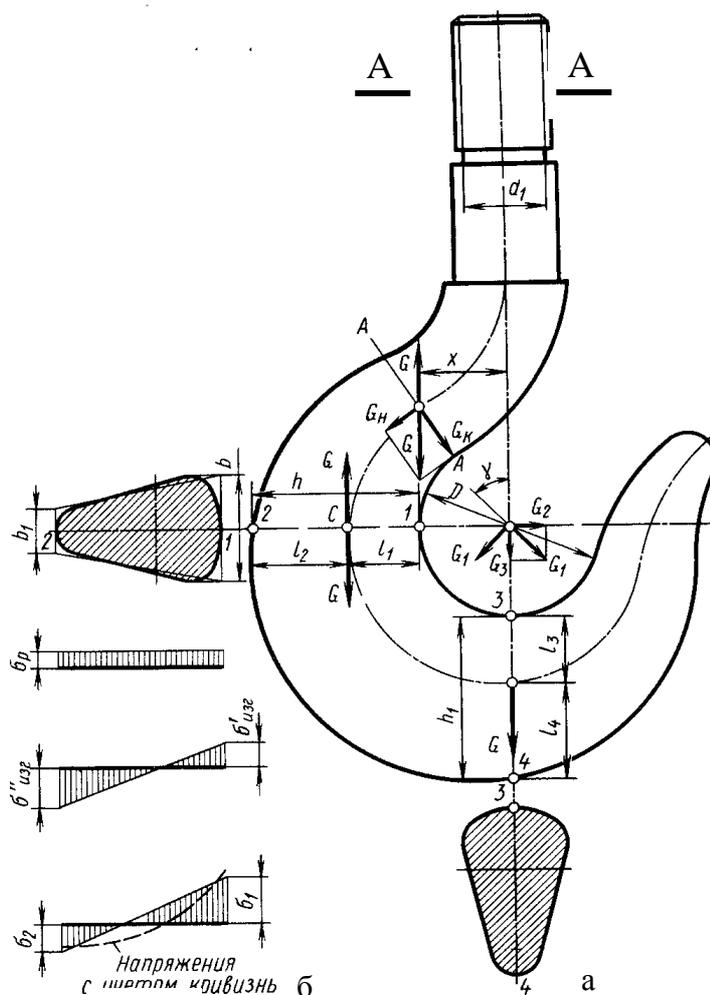


Рисунок 6.2–Расчетная схема однорогого крюка:
а – схема нагружения; б – сечение 1-2 и эпюры напряжений

При проектировании крюка, форма и размеры или грузоподъемность которого не соответствуют стандартизованным, необходимо провести расчет его прочности. Поскольку грузовые крюки по форме можно отнести к брусам большой кривизны, а формулы расчета на прочность более удобны для проверки напряжений в сечениях с принятыми размерами, чем для непосредственного определения необходимых размеров сечений крюка, то при проектировании новых крюков целесообразно сначала приближенно определить размеры сечений крюка без учета кривизны, компенсируя допущенную неточность уменьшением

допускаемых напряжений, а затем произвести уточненный поверочный расчет на прочность с учетом кривизны.

Прочность проверяется в сечениях:

– А-А - на растяжение;

– 1-2 - на растяжение и изгиб;

– 3-4 - на срез. При подвешивании груза на стропах – на срез, растяжение, изгиб.

Грузовые петли. В качестве универсальных грузозахватных устройств используют также грузовые петли, имеющие меньший вес по сравнению с крюками той же грузоподъемности, вследствие более благоприятных условий нагружения. Однако при подвешивании грузов стропы приходится пропускать в отверстие петли.

Грузовые петли выполняют цельноковаными (рис. 6.3, а) или составными (рис. 6.3, б) из шарнирно-соединенных элементов. Грузовые петли изготовляют обычно из стали 20 (ГОСТ 1050–74). Вследствие более четкого нагружения элементов составной петли расчет ее значительно проще, а изготовление не требует прессового оборудования.

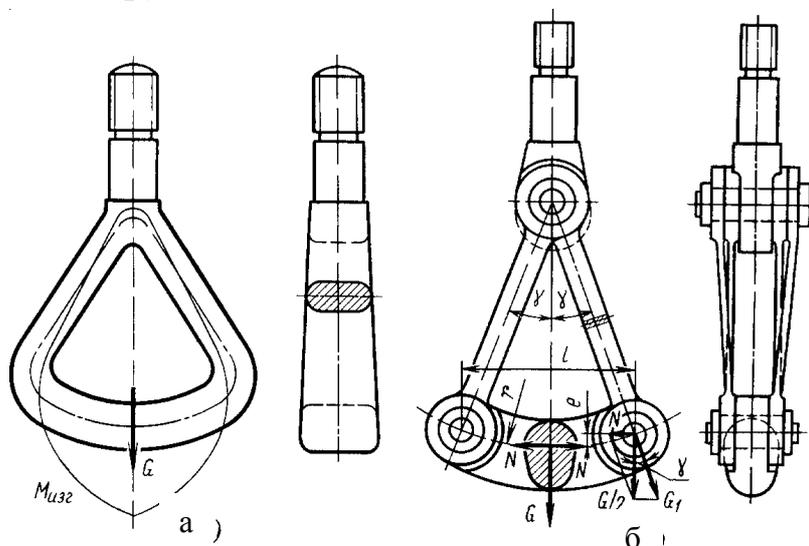


Рисунок 6.3– Грузовые петли.

Поперечину петли следует рассматривать как криволинейную статически определимую балку, нагруженную в среднем сечении сосредоточенной нагрузкой, равной грузоподъемной силе петли G . Опорные реакции поперечины известны по направлению и совпадают с продольными осями боковых тяг, так как тяги по концам ограничены шарнирами. Следовательно, боковые тяги составной петли воспринимают только растягивающую нагрузку G . Поперечина петли изгибается моментом.

Оси шарниров рассчитывают на напряжения смятия в зонах их сопряжения с боковыми тягами и поперечиной. Расчетным усилием в шарнире является усилие G_1 .

Цельнокованная петля представляет собой жесткую раму, которую следует рассчитывать как статически неопределимую систему с учетом ее жесткости.

Ориентировочный расчет такой петли можно произвести условно, приняв элементы петли выполненными шарнирно соединенными. Однако при этом допускаемые напряжения для тяг следует понизить на 20–25 %, а для поперечины повысить на 10–15 %.

Крюковые подвески служат для соединения грузового крюка с подъемным канатом. Конструкция крюковой подвески зависит от числа ветвей каната, на которых подвешена подвеска, схемы запасовки грузового каната, числа и относительного расположения блоков, конструкции крюка и т. п.

Наиболее простыми крюковыми подвесками являются подвески для одной ветви каната. В этом случае один конец каната выполнен с коушем (рис. 6.5, а) или закреплен в конической втулке с заливкой ее металлом. К втулке с проушиной прикрепляют нестандартный крюк с кольцом в хвостовой части. В тех случаях, когда масса крюка и свисающей части каната будет недостаточной для опускания крюка без груза при работе подъемного механизма на опускание груза, крюковую подвеску снабжают специальным грузом (рис. 6.4, б), при этом для удобства соединения каната с крюком вводится промежуточный элемент в виде сварной цепи. Недостатком таких соединений крюка и каната является вращение конца каната относительно собственной продольной оси, что вызывает вращение груза.

Для использования стандартного крюка в подвеске для одной ветви каната часто используют так называемый вертлюг, выполненный в виде треугольной рамы (рис. 6.4, в). Нижняя горизонтальная часть вертлюга имеет утолщение, в котором предусмотрено вертикальное отверстие со сферической поверхностью под гайку. Стандартный крюк фиксируется в вертлюге с помощью гайки, нижняя поверхность которой выполнена также сферической. Наличие сферических поверхностей позволяет крюку с грузом самоустанавливаться по вертикали, что исключает наличие изгибающего момента в хвостовой части крюка.

Вертлюг подвешивают к канату с помощью кольца, цепи и коуша или с помощью конической втулки с проушиной.

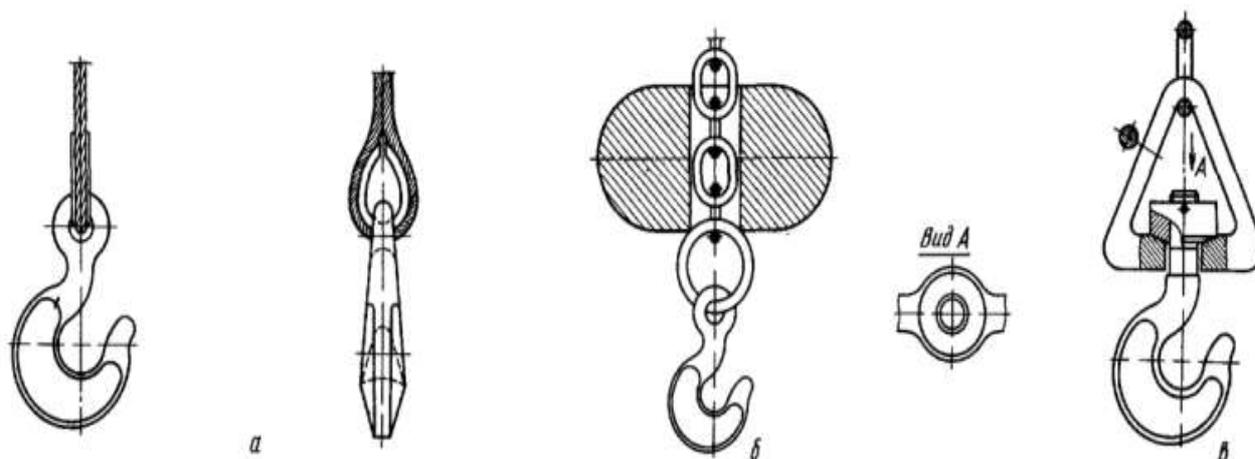


Рисунок 6.4— Крюковые подвески для одной ветви каната

Большое применение находят подвески груза на нескольких ветвях грузового каната, когда усилие со стороны грузового крюка на канат передается через блоки. Различают два типа крюковых подвесок: нормальные (рис. 6.5, а) и укороченные (рис. 6.5, б).

Укороченная подвеска имеет меньший размер по высоте, поэтому можно осуществлять подъем груза на несколько большую высоту по сравнению с нормальной подвеской. Следует заметить, что укороченную подвеску можно применять только при четной кратности полиспаста.

Крюки при нагрузках более 30 кН должны быть выполнены вращающимися на шариковых закрытых опорах. В нормальной крюковой подвеске крюк с гайкой 3 на хвостовике с помощью упорного шарикоподшипника 2 опирается на траверсу 1, которая шарнирно закреплена в отверстиях серег 5 и защитных щитках. В верхней части серег и щитков имеются отверстия, в которых неподвижно закреплена ось 4 с опирающимися на нее посредством подшипников блоками. Шарнирное крепление траверсы 1 в серьгах необходимо для того, чтобы крюк вместе с траверсой можно было повернуть относительно продольной горизонтальной оси траверсы, тем самым облегчая зачаливание груза. Между щитками размещен согнутый из листовой стали кожух, который предназначен для предотвращения выпадания ослабленного каната из ручья блока. Зазор между кожухом и наружным диаметром блока составляет 0,15–0,3 диаметра каната.

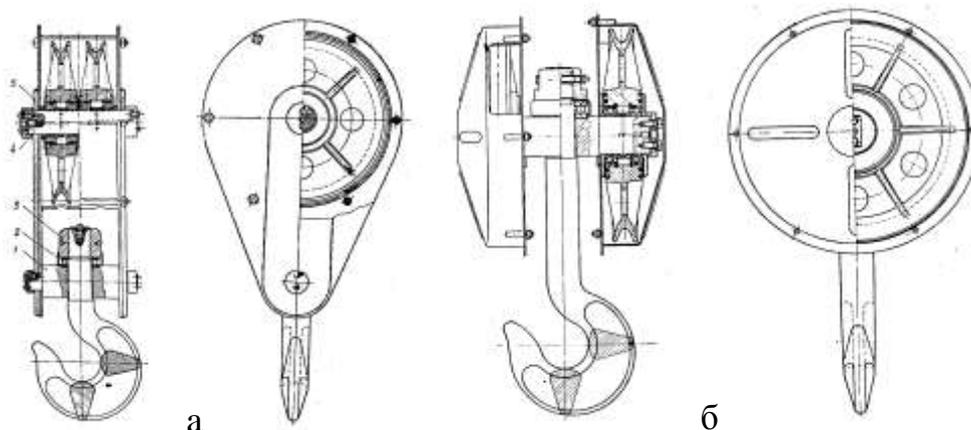


Рисунок 6.5– Крюковые подвески:
а – нормальная; б – укороченная.

При нечетной кратности сдвоенного полиспаста крюковые подвески на оси блоков имеют уравнительный блок. Крюковые подвески без уравнительного блока могут быть использованы при простых и сдвоенных полиспастах.

Кожух либо закреплен с помощью болтов, выполняя при этом функции распорной втулки, необходимой для соединения щитков между собой, либо приварен к щитку. Расстояние между щитками определяется при одном блоке в подвеске из условия размещения гайки 3 грузового крюка с упорным подшипником 2, а при нескольких блоках – из условия размещения блоков с радиальными подшипниками.

В большинстве случаев блоки установлены на подшипниках качения. Так

как при подъеме и опускании груза блоки подвески вращаются с различными скоростями, в торцовой части ступиц между блоками предусмотрены специальные кольца, а со стороны свободного торца – шайбы. Кольца и шайбы удерживают смазку в полости подшипников блоков.

Для предотвращения отвинчивания гайку 3 фиксируют торцовой планкой, которую закрепляют в пазах на торцах гайки и хвостовика крюка (рис. 6.5, б). Стопорение гайки посредством штифтов, шплинтов и стопорного болта не допускается.

В укороченной крюковой подвеске (см. рис. 6.5, б) грузовой крюк с помощью гайки и упорного подшипника опирается на траверсу. На цапфах траверсы закреплены блоки с подшипниками. Внутренние кольца подшипников качения блоков вместе с распорными втулками и щитком затягиваются на цапфе траверсы специальной шайбой. Между блоками предусмотрены уплотнительные кольца.

6.2. Захваты для штучных грузов

Производительность грузоподъемной машины во многом зависит от способа подвешивания (зачаливания) и освобождения груза. При работе с массовыми штучными грузами определенных размеров (ящики, мешки, тюки и т. п.) целесообразно применять различные захваты, позволяющие сократить время на захват и освобождение груза, а также облегчить или совсем ликвидировать ручной труд рабочего на этих операциях. Захваты для некоторых штучных грузов приведены на рис. 6.6. Наиболее часто применяют клещевые и эксцентриковые захваты, удерживающие груз силами трения.

Для обеспечения надежности удерживания груза силами трения часто рабочую часть губок выполняют с насечками или зубьями, в то время как захваты рассчитывают без учета насечки с коэффициентом запаса сжимающего усилия $K=1,25-1,5$.

Клещевые симметричные захваты. Клещевые захваты по конструкции разделяют на захваты со *стягивающей* (рис. 6.7, а) и *распорной* (рис. 6.7, б) *рычажными системами*; по принципу действия – на *полуавтоматические* (захват груза автоматически, сжатие – вручную) и *автоматические*. Так как груз удерживается силами трения, то к конструкции клещевых захватов предъявляют особо высокие требования надежности и безопасности работы.

Расчет клещевых захватов сводится к определению геометрических, кинематических и силовых параметров.

Сила нажатия упоров (рис. 6.7, а, б) для надежного удержания груза с учетом коэффициента запаса

$$N = kQ / (2f), \quad 6.1$$

где $k = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент запаса; f – коэффициент трения между рабочими поверхностями; для гладкого металлического упора захвата по металлу $f = 0,12 \dots 0,15$, по дереву 0,3; рифленого упора по металлу $f = 0,5$, по бетону 0,7.

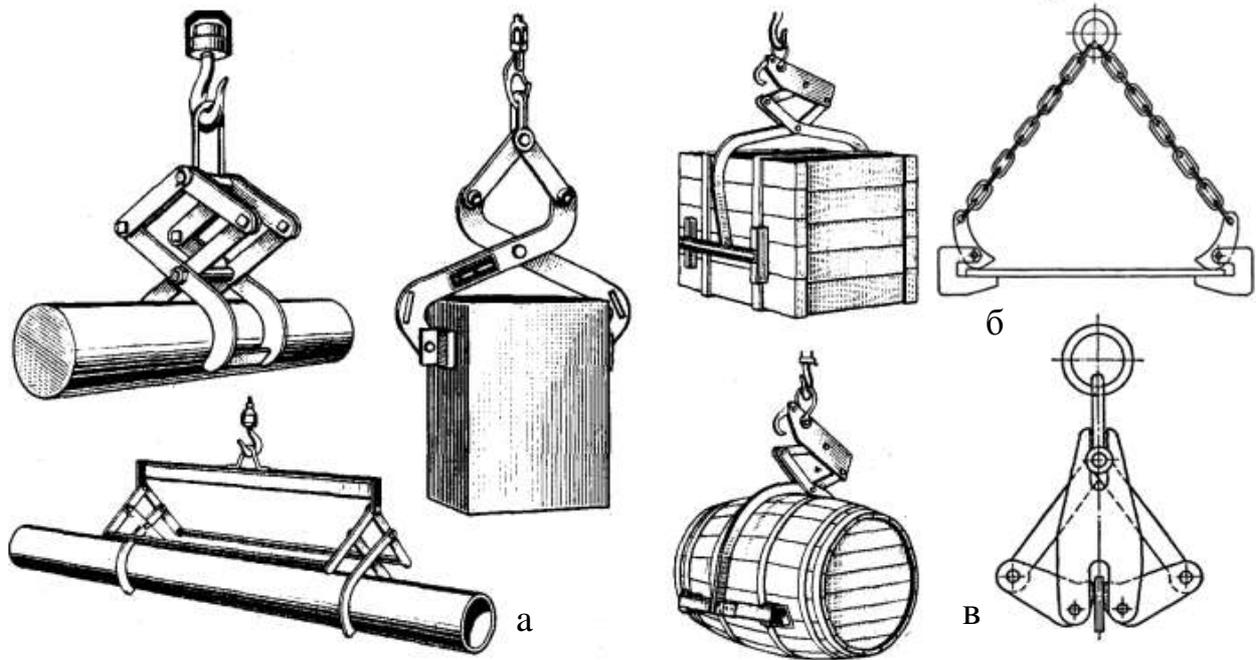


Рисунок 6.6– Клещевые (а) и эксцентрикивые (б, в) захваты.

Р

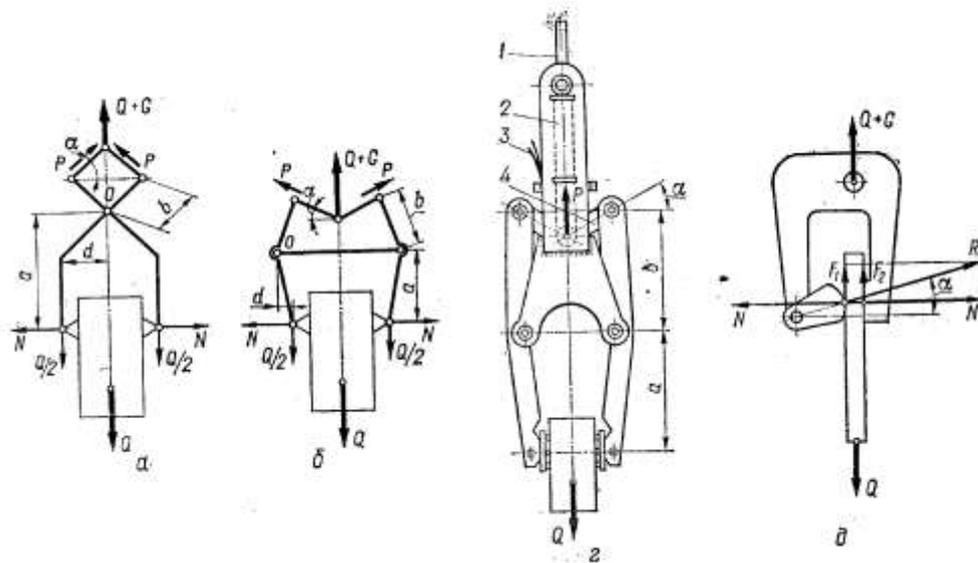


Рисунок 6.7– Расчётные схемы захватов.

Усилие в тяге с учетом веса рычагов G:

$$P = (Q + G) / \sin \alpha, \tag{6.2}$$

где α – угол наклона тяг.

Уравнение моментов сил, действующих на рычаг, относительно точки O:

$$Na - 0,5Qd - Pb = 0.$$

Подставив значения N и F, получим соотношение для определения параметров рычажной системы клещевых захватов.

На рис. 6.7, г изображено грузозахватное устройство с гидравлическим приводом. Шток гидроцилиндра, воздействуя на систему рычагов, зажимает или отпускает груз. Масло в цилиндр подается шлангами. Управление захватом дистанционное или автоматическое. По сравнению с гравитационным

гидравлическое устройство имеет ряд преимуществ; постоянная сила зажатия груза независима от его размеров, легко осуществить дистанционное и автоматическое управление и др. Усилие, создаваемое штоком гидроцилиндра для удержания груза:

$$P = k_0 Q a \operatorname{tg} \alpha / b f \quad (6.3)$$

Диаметр поршня D находят из формулы $P = 0,785 p D^2 \cdot 10^6$, где $k_0 = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий сопротивление от трения поршня в цилиндре и штока в сальнике; p – давление жидкости (6...30 МПа).

Применяют гидроцилиндры с внутренним диаметром до 0,3 м при ходе поршня до 2 м.

Эксцентрик овые захваты (рис. 6.6, б, в) применяются для транспортировки листовых материалов. Усилия зажатия создаются эксцентриковым кулачковым зажимом под действием силы тяжести листа. Они используются только для подъема твердых и прочных грузов.

Условие удержания груза (рис. 6.7, д):

$$N \geq kQ / (f_1 + f_2), \quad f_1 = F_1 / N = \operatorname{tg} \alpha,$$

где f_1, f_2 – коэффициенты трения между эксцентриком и листом, скобой и листом; для повышения f_1 на эксцентрик делают насечку.

По усилиям Q и N рассчитывают прочность и жесткость конструкции захвата.

Из условий самозатягивания листа угол зажима эксцентрика должен находиться в пределах $\alpha < 6 \dots 10^\circ$. Рабочая поверхность эксцентрика профилируется по логарифмической спирали, что обеспечивает постоянство угла при различных толщинах листов.

При большом угле α груз эксцентриком не удерживается; при малом – в значительной степени возрастают распорные усилия и деформации устройства, что может привести к проворачиванию эксцентрика и падению груза.

Поэтому для обеспечения надежности захвата угол следует принимать несколько меньше расчетного.

Для подъема длинномерных грузов применяют траверсы с несколькими захватами. Правилами Госгортехнадзора запрещено применять фрикционные захваты для подъема взрывчатых и ядовитых грузов, а также сосудов с газом под давлением.

6.3 Грейферы.

Грейфером называют полуавтоматически закрывающийся и раскрывающийся сосуд, применяемый при перегрузке различных сыпучих и кусковых материалов (песок, уголь, зерно, руда, камень и т. п.). Грейферы бывают двухчелюстные и многочелюстные. Многочелюстные грейферы обычно применяют для перегрузки крупнокускового материала (камень, чугунные чушки и т. п.).

Большое применение в промышленности имеют двухчелюстные грейферы. Они состоят из двух челюстей 1 и 2 (рис. 6.8), шарнирно соединенных на нижней траверсе 5. Посредством жестких тяг 3 челюсти подвешены к верхней траверсе 4.

Различают две принципиальные схемы двухчелюстных грейферов, отличающиеся системой подвески их к гибкому элементу – двухканатные и одноканатные. В двухканатном грейфере один канат (подъемный) закреплен на верхней траверсе, а второй (закрывающий) проходит к нижней траверсе. Двухканатные грейферы обслуживаются специальной грейферной двухбарабанной лебедкой. Работа двухканатного грейфера, представленного на рис. 6.8, осуществляется следующим образом. При ослаблении замыкающего каната 2 вес грейфера полностью передается на подъемный канат 1, закрепленный на верхней траверсе. При этом под действием общего веса нижней траверсы и челюстей нижняя траверса опускается, раскрывая челюсти грейфера (положение I). При опускании с одинаковыми скоростями подъемного каната 1 и ослабленного замыкающего каната 2 грейфер опускается на материал в раскрытом виде (положение II). Закрывание грейфера с одновременным зачерпыванием материала осуществляется натяжением замыкающего каната 2 при ослабленном подъемном канате 1 (положение III). Для увеличения зачерпывающих способностей грейфера между его верхней и нижней траверсами замыкающий канат образует полиспаст.

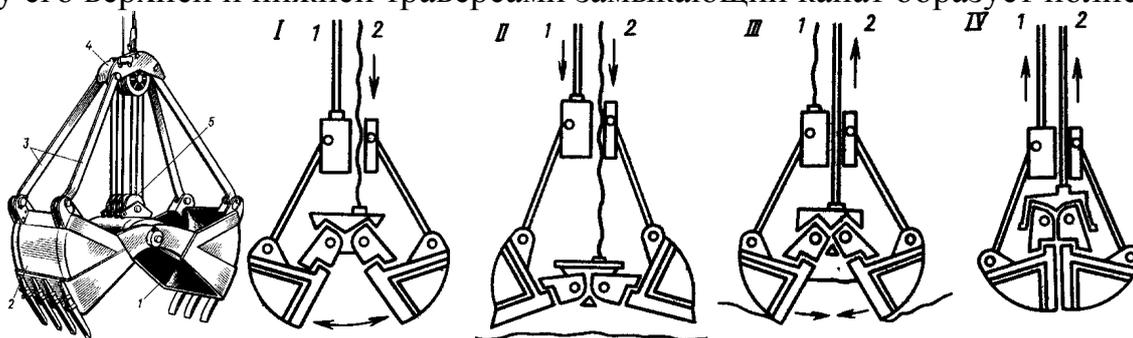


Рисунок 6.8– Схема работы двухканатного грейфера

Внедрение режущих кромок челюстей в материал происходит под действием сил тяжести элементов грейфера. В последний момент зачерпывания материала режущие кромки челюстей сходятся, грейфер закрывается и вес грейфера с материалом воспринимается замыкающим канатом 2. Закрытый грейфер поднимается при движении обоих канатов вверх (положение IV), причем вес грейфера с материалом может распределяться поровну на замыкающий и подъемный канаты или может передаваться только на замыкающий канат. Это распределение полностью зависит от конструкции грейферной лебедки и от навыков обслуживающего персонала. В закрытом виде грейфер доставляется к месту разгрузки, где замыкающий канат ослабляется (положение I) и грейфер раскрывается. При этом груз высыпается. Затем цикл работы грейфера повторяется сначала.

Одноканатные грейферы в отличие от двухканатных подвешены на одном канате. Принципиальная схема работы одноканатного грейфера показана на рис. 6.9. Одноканатный грейфер снабжен замыкающим устройством, посредством которого он закрывается и открывается. В открытом положении подвешенный грейфер верхней траверсой опирается на штангу 2 замыкающего устройства (положение I), при этом челюсти грейфера открыты под действием сил тяжести челюстей грейфера и нижней траверсы. В открытом положении грейфер

опускается на материал. Канат ослабляется, и штанга 2, на нижнем конце которой закреплен верхний крюк 3 замыкающего устройства, опускается и зацепляется за нижний крюк 4 (положение II). При натягивании каната механизма подъема крана штанга 2 поднимается, увлекая за собой нижнюю траверсу, и грейфер закрывается, одновременно зачерпывая материал (положение III). Закрытый грейфер с материалом поднимается и в таком виде доставляется к месту разгрузки. С помощью системы рычагов или специального троса разъединяет крюки 3 и 4. При работе механизма подъема на подъем освобожденная нижняя траверса под действием собственного веса и веса груза опускается, челюсти грейфера раскрываются и груз высыпается, а верхняя траверса устанавливается в исходное положение (положение I), подготовив грейфер к началу нового цикла.

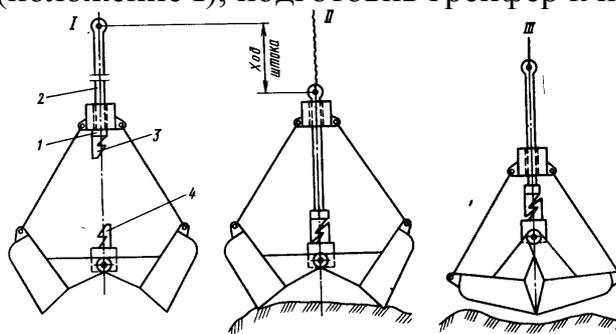


Рисунок 6.9– Схема работы одноканатного грейфера

Замыкающие устройства в одноканатных грейферах часто представляют собой достаточно сложную рычажную систему, включающую пружинные амортизаторы, гидравлические или канатные демпферы, гидротолкатели для размыкания челюстей и т. д.

Наличие только одного каната позволяет использовать крановые механизмы с однобарабанными лебедками, подвешивая штангу или грейферный канат на крюк или соединяя концы грейферного и кранового канатов. Таким образом, при наличии одноканатного грейфера кран с крюковой подвеской может быть использован как для подъема штучных грузов, так и для сыпучих материалов при использовании одноканатного грейфера.

Однако наряду с положительными факторами одноканатные грейферы обладают существенными *недостатками*, к числу которых следует отнести прежде всего сложность замкового устройства, снижающего надежность механизма в целом, и предрасположенность в поднятом положении к вращению в горизонтальной плоскости. Кроме того, зачерпывание материала связано с значительным перемещением конца грейферного каната (или штанги), особенно если в грейфере предусмотрен полиспасть. Таким образом, крюк, на котором подвешен грейфер, к концу зачерпывания материала оказывается на значительной высоте. Если кран имеет небольшую высоту подъема груза, то выгружать материал на штабель или высокую платформу будет невозможно.

Моторные грейферы навешивают на крюк любого электрического крана и в этом их преимущество перед двухканатными. При разгрузке такого грейфера можно открывать челюсти на требуемую величину и тем самым регулировать процесс высыпания материала из грейфера, чего нельзя сделать в

одноканатном грейфере. Управление челюстями осуществляется электрической лебедкой.

6.4 Электромагнитные и вакуумные захваты

Грузы притягиваются и удерживаются за счет электромагнитного или вакуумного воздействия. Работают захваты автоматически.

Подъемные электромагниты являются удобными и экономичными и применяются для перегрузки грузов из стали и чугуна любой формы (слитков, плит, балок, металлоконструкций). *Преимущества* электромагнитов: автоматизация захвата и разгрузки, дистанционное управление, возможность работы с грузами различной формы и высокой температуры, высокая производительность кранов. Подъемными электромагнитами чаще оборудуют мостовые и, реже, стреловые краны.

Подъемная сила электромагнитов находится в пределах от нескольких сотен Н до 0,3МН.

Выпускают их круглой (рис. 6.10, а) и прямоугольной (рис. 6.10, б) формы мощностью 0,4...18,5кВт. Наиболее распространены круглые электромагниты; прямоугольные применяют, в основном, для транспортирования длинномерных грузов (труб, балок, рельсов и др.), для чего используют траверсы с несколькими электромагнитами.

Электромагниты работают на постоянном токе, подводимом при помощи кабеля от преобразователя, установленного на кране.

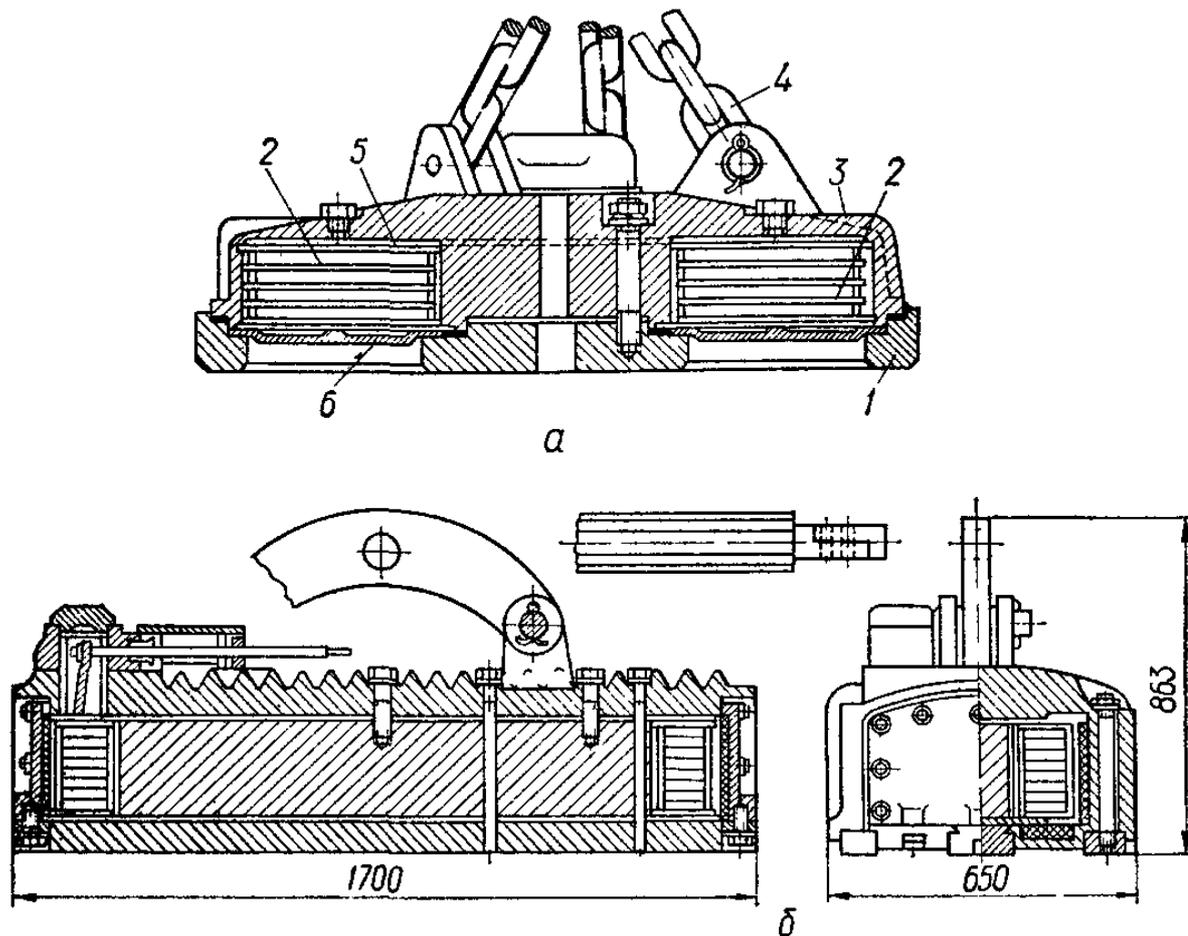


Рисунок 6.10– Подъемные электромагниты

Корпус электромагнита 3 изготовлен из малоуглеродистой стали, обладающей высокой магнитной проницаемостью. Катушка 2 выполнена секционной в герметичной оболочке 5, расположена внутри корпуса и залита под давлением теплостойкой массой. Снизу она защищена немагнитными шайбами 6 с высокой механической прочностью и износостойкостью (высокомарганцовистая сталь) и удерживается снизу полюсами 1.

Подъемная сила электромагнита зависит от характера и свойств поднимаемого металла, температуры его нагрева. Если принять грузоподъемность массивных грузов (плит, слитков) за 100%, то при подъеме рельсов, балок подъемная сила электромагнитов уменьшается до 50%, при подъеме скрапа до 2...7%, а при подъеме стружки всего 1,5...2,5%. Подъемная сила снижается с повышением температуры материала (максимальная температура может достигать до 500°C, после чего теряются магнитные свойства), а также с увеличением в металле содержания марганца и никеля.

К *недостаткам* подъемных электромагнитов относится большая собственная масса и опасность отрыва груза. Места работы кранов с подъемными электромагнитами должны быть ограждены.

Для повышения безопасности эксплуатации подъемные электромагниты снабжают дополнительными механическими устройствами, удерживающими груз от падения при исчезновении тока. Применяются также буферные аккумуляторные батареи с системой блокировки, которая подает электроэнергию от аккумуляторов при исчезновении напряжения в сети, а в последнее время предложены подъемные электромагниты в сочетании с постоянными магнитами, исключающие падение груза.

Вакуумные захваты основаны на том, что в камере создается разрежение воздуха (вакуум) и под действием атмосферного давления возникает сила притяжения между грузом и захватом

Преимущества: удобство и быстрота захвата, наличие жесткой связи захвата с грузом, что позволяет легко изменить положение груза в пространстве; сохранность поверхности, что особенно важно для шлифованных и полированных поверхностей. Они применяются для подъема длиномерных и тонкостенных грузов: листовых цветных металлов, листового стекла, фанеры, деревянных, пластмассовых и бетонных плит и др. Масса вакуумных захватов по отношению к массе поднимаемого груза составляет 8...10% (у траверсных захватов больше).

Применение вакуумных захватов способствует автоматизации и повышению производительности крана.

В зависимости от способа создания вакуума в камере различают: насосные (рис. 6.11, а), эжекторные (рис. 6.11, б) и безнасосные (рис. 6.11, в) захваты.

Наибольшее распространение получили захваты с вакуумными насосами, которые могут располагаться на одной раме с захватными камерами или на кране. Эжекторные захваты применяют в основном в стационарных установках для подъема небольших грузов с гладкой поверхностью.

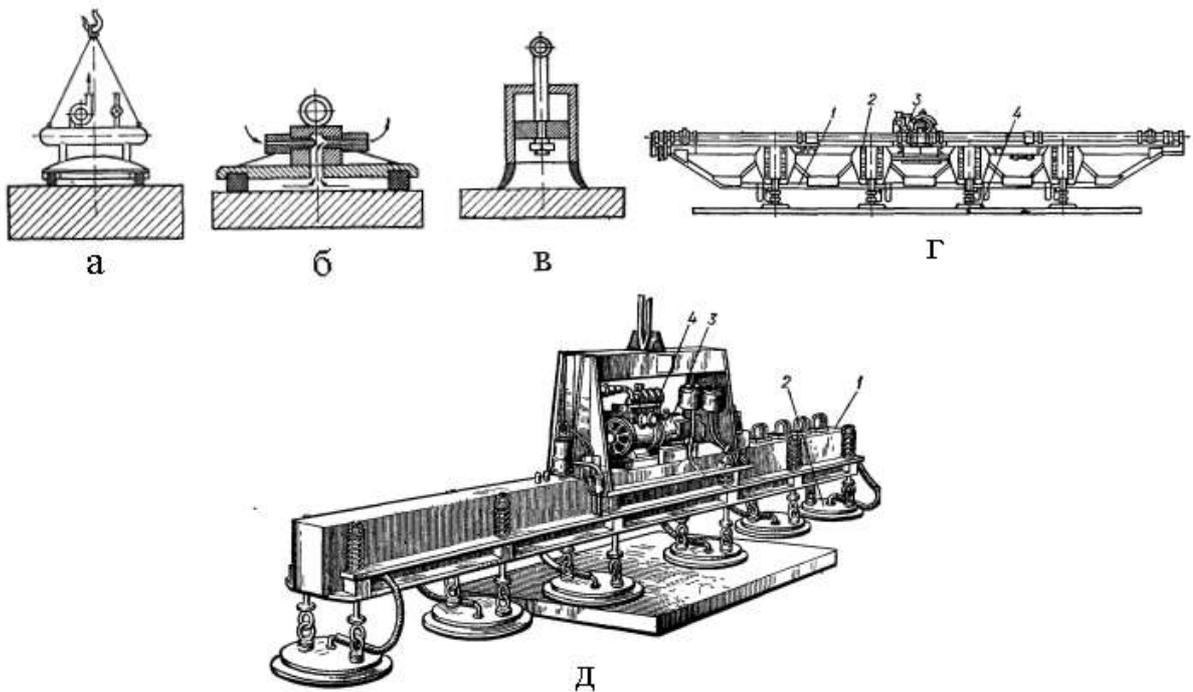


Рисунок 6.11– Вакуумные захваты

Достоинства безнасосных вакуумных захватов: простота конструкции и независимость от источника энергии. *Недостаток* – время удержания груза ограничено временем сохранения рабочего вакуума.

Для перегрузочных работ с различными грузами применяют вакуумные грузозахватные устройства с жестким креплением вакуумных захватов (рис. 6.11, г) и подвешенных на траверсе (рис. 6.11, д).

На фермах 1 мостового крана (рис. 6.11, г) попарно смонтировано восемь пневмоцилиндров 2 с вакуумными захватами 4; на мосту крана размещены вакуум-насос 3, ресивер и вакуумный групповой коллектор для управления захватами. Грузоподъемность погрузчика 4 т.

На рис. 6.11, д показан подвесной вакуумный захват для крупногабаритных деталей (панелей, блоков и др.). Захват состоит из рамы 1, несущей вакуумные тарелки 2, число и расположение которых меняется в зависимости от конфигурации груза. Электродвигатель 3 приводит в движение вакуум-насос 4.

Вакуумные грузозахваты успешно используют для комплексной механизации монтажа крупногабаритных стеклянных панелей и витрин. Устройство смонтировано на самоходной машине и позволяет с помощью специального механизма точно перемещать и устанавливать стекла.

Стреловые гусеничные краны, оборудованные вакуумным захватом, могут поднимать железобетонные плиты массой до 20 т.

Подъемная сила вакуумного захвата

$$Q = kA(p_1 - p_2),$$

где $k = 0,8 \dots 0,85$ – коэффициент, учитывающий изменение атмосферного давления и свойств уплотнителя; A – площадь вакуумной камеры, m^2 ; p_1 – атмосферное давление, Па; p_2 – остаточное давление в камере, Па.

Предельная сила притяжения $Q = 7 \cdot 10^4 A$. Принято считать, что на 1Н силы

тяжести груза требуется $(1,2...1,3) 10^{-5} \text{ м}^2$ активной площади вакуумного захвата.

Вакуумные насосы должны иметь небольшие габаритные размеры и массу, большое быстродействие и надежно работать при высоких и низких температурах окружающей среды. Давление в системе находится в пределах $1...15 \text{ кПа}$ ($7,5...112 \text{ мм рт. ст.}$).

Контейнеры с автоматическим захватом. Контейнеры (рис. 6.12, а) – унифицированные перевозные устройства, приспособленные для механизированной передачи с одного вида транспорта на другой. Контейнеры служат для перевозки и временного хранения штучных, сыпучих и наливных грузов. Они разделяются на универсальные и специальные. За последнее время контейнерные перевозки получили самое широкое распространение.

Контейнеризация является одним из важнейших направлений совершенствования транспортных процессов, механизации и автоматизации трудоемких погрузочно-разгрузочных и складских работ. Это мощный рычаг повышения эффективности погрузочно-разгрузочных работ, производительности труда, экономичности транспортировки, сокращения эксплуатационных затрат производства. Экономия составляет 20–30% по сравнению с обычной перевозкой штучных грузов. Средняя стоимость погрузки на судно 1т контейнеризированного груза в десятки раз ниже, чем обычного тарно-штучного груза.

Контейнеры изготавливают из стали, алюминия, стеклопластика, пластмассы, дерева, легких алюминиево-магниевых сплавов, нержавеющей стали, резиновотканевых материалов.

В зависимости от свойств транспортируемых грузов контейнеры классифицируют на девять типов: для перевозки порошкообразных или зернистых грузов, требующих защиты от атмосферных осадков; сыпучих с повышенной влажностью; штучных; наливных грузов различной вязкости; листового стекла; скоропортящихся грузов и др.

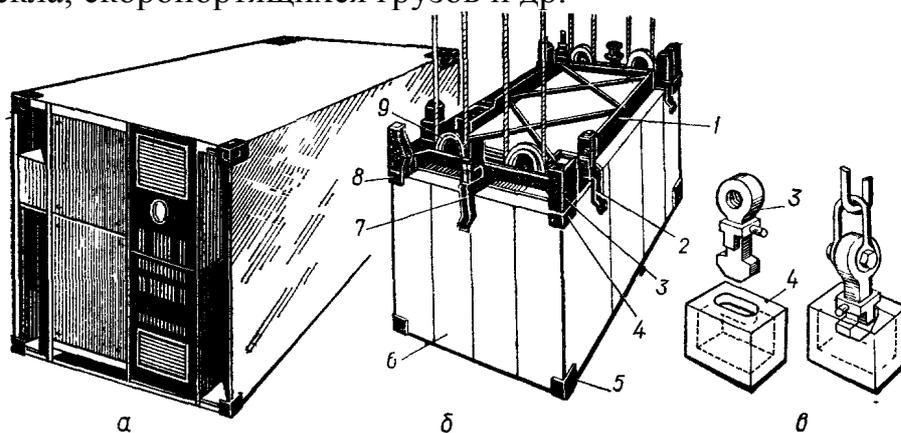


Рисунок 6.12– Контейнерные устройства

По конструктивному исполнению контейнеры разделяют на: непакетируемые, которые в порожнем состоянии транспортируются без изменения объема; пакетируемые, которые в порожнем состоянии входят один в другой без изменения корпуса; складные.

По форме корпуса контейнеры разделяют на цилиндрические, формы

параллелепипеда, конусообразные, пирамидальные, а по способу выгрузки на: опрокидные; с боковой разгрузкой; с донной разгрузкой; с пневморазгрузкой.

Основными параметрами контейнеров являются габаритные размеры и масса брутто. Объем и масса контейнеров чрезвычайно разнообразны и изменяются соответственно от 9 до 60 м³ и 5,4 до 30 т. Отношение массы груза к полезному объему контейнера составляет 0,4...0,6.

Контейнеры из алюминиевых сплавов и стеклопластов имеют высокую прочность, малую собственную массу и максимальный полезный объем. Несмотря на большую стоимость, алюминиевые контейнеры довольно экономичны в эксплуатации.

Для насыпных грузов (цемент, мука, зерно, соль, сода и др.) применяют специальные контейнеры, которые подразделяются на жесткие и мягкие, разгружаемые самотекотом и принудительно (сжатым воздухом).

Для подъема контейнеров применяется несколько конструкций автоматических захватов. На рис. 6.12, б приведена простая конструкция захвата, смонтированного на раме 1 и подвешенного на канатных блоках 9. По углам контейнера прикреплены верхние 4, 8 и нижние 5 угловые фитинги. Захват наводится на контейнер с помощью направляющих фиксаторов 2, 7, прижимающихся к стенкам 6, затем замки 3 входят в угловые фитинги и поворачиваются в рабочее положение.

На рис. 6.12, в показаны положения замков в момент входа в угловые фитинги и в повернутых положениях для подъема контейнера.

Глава 7. ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА

7.1. Общие сведения

Тормозные устройства являются неотъемлемой частью грузоподъемных машин и предназначены для остановки крановых механизмов, ограничения скорости и удержания груза на весу. К тормозным устройствам предъявляются высокие требования обеспечения безопасности эксплуатации грузоподъемных машин.

Согласно нормам Госгортехнадзора тормоза обязательно должны быть установлены на всех механизмах подъема, передвижения и поворота, за исключением тихоходных механизмов передвижения ($v_1 < 0,5$ м/с) и с ручным приводом.

Во многих механизмах с электроприводом торможение осуществляется самим электродвигателем одним из следующих способов: динамическим, противовключением и генераторным с рекуперацией энергии в сеть. В момент торможения двигатель переключается на специальную тормозную схему. На тормозном режиме электродвигателя осуществляется опускание груза, остановка механизмов передвижения и т. д. Окончательная фиксация остановки любого механизма всегда производится механическим тормозом в момент выключения электродвигателя. При исчезновении электроэнергии в сети автоматически включаются механические тормоза.

Все тормозные устройства можно разделить на две основные группы:

остановы и тормоза.

Остановы предназначены только для остановки и удержания груза на весу. Они исключают его самопроизвольное опускание и не препятствуют подъему, т. е. одностороннего действия. По принципу работы остановки можно разделить на храповые (рис. 7.1, а, б) и фрикционные (рис. 7.1, в).

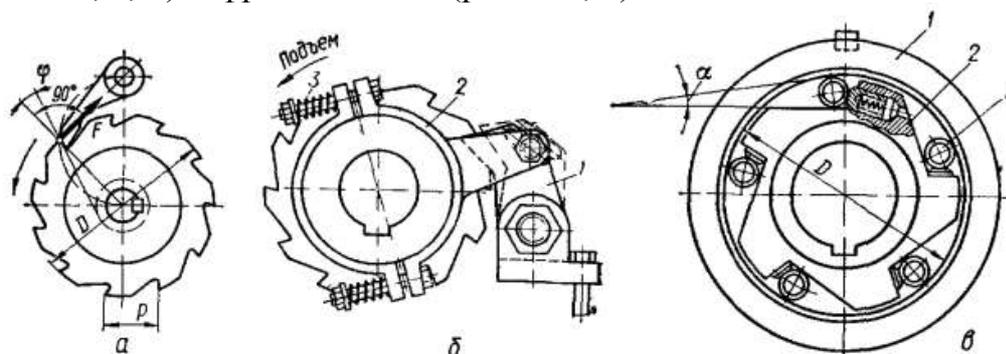


Рисунок 7.1– Остановы

Храповый останов состоит из храпового колеса и собачки (одной или нескольких). При подъеме груза собачка скользит по зубьям храпового колеса, а при прекращении действия движущего момента собачка упирается в зуб и препятствует обратному движению поднимаемого груза. Храповый механизм устанавливают, как правило, на быстроходном валу привода, где размеры его минимальны. Из условий минимального усилия в храповом механизме собачки следует устанавливать под прямым углом относительно зуба. Чтобы собачка легко входила во впадину, рабочую сторону зуба храповика выполняют наклонной под углом 20° . К храповому колесу собачка прижимается пружиной или грузом. Для уменьшения динамических нагрузок в механизме при замыкании храпового останова применяют не одну, а несколько собачек, сдвинутых на часть шага. В такой конструкции при прекращении действия движущего момента храповое колесо повернется в обратном направлении (под действием момента груза) не на шаг, а только на часть его, не приобретая большой скорости под действием падающего груза. Удар при замыкании останова будет тем меньшей силы, чем больше число собачек.

Храповые колеса изготавливают из чугуна марки СЧ-15-32, стали 55 ЛП, 35 ЛП, стали 45 в зависимости от нагрузок, скоростей и назначения механизма.

Расчет храпового механизма сводится к определению модуля храпового колеса из условия изгиба зуба:

$$m = 17,5 \sqrt[3]{T / \psi Z [\sigma_F]}, \quad (7.1)$$

где T – крутящий момент на валу храпового колеса, Н·м; ψ – отношение ширины зуба к модулю; Z – число зубьев храпового колеса; $[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа.

С учетом динамического характера нагружения $[\sigma_F]$ выбирают сравнительно небольшими, принимая запас прочности $n=3...4$ для стали и $n=5$ – для чугуна.

Число зубьев храпового колеса принимают $Z=6...25$.

При расчете собачки запас прочности берут $n=6$.

Недостатки храпового механизма: ударный режим работы, что вызывает большие динамические нагрузки в приводной линии механизма; значительный шум; изгиб вала храпового колеса.

Для устранения шума применяют различные устройства, основанные на том, что под действием сил трения при вращении вала на подъем собачка отводится от зубьев колеса. Устройство (рис. 7.1, б) состоит из хомута 2 с рычагом, шарнирно соединенным с собачкой 1. Хомут зажимается на валу усилиями пружины 3 и при повороте вала на подъем, благодаря силе трения, рычаг отводит собачку от зубьев колеса. При повороте вала в сторону спуска хомут вводит собачку в зацепление. Имеются и другие способы отвода собачки от зубьев колеса. Храповые остановы применяют в основном не само-стоятельно, а в сочетании с некоторыми типами тормозов.

Из фрикционных остановов наибольшее применение находят **роликовые остановы** (рис. 7.1, в). Они имеют преимущества перед храповыми: отсутствие ударов, шума, изгибающих усилий.

Останов состоит из неподвижного корпуса 7, вращающейся втулки 2 и роликов 3, находящихся в клиновых пазах. При вращении привода на подъем ролики находятся в широкой части паза и не препятствуют повороту; при перемене направления вращения под действием силы тяжести груза происходит быстрая остановка механизма роликами, заклиненными в более узкой части пазов, куда посылают их пружины. Остановка и удержание груза на весу происходят за счет сил трения между роликами и корпусом. В роликовых остановах возникают большие контактные напряжения, поэтому их изготавливают из сталей ШХ15, 40Х, У 10 (корпус и втулки); из стали У8, У8А, ШХ15 (ролики).

Заклинивание ролика является сложным процессом перекатывания упругого цилиндра между двумя упругими поверхностями. Заклинивание будет происходить в тот момент, когда силы, действующие на ролик в начальный момент заклинивания, будут стремиться втянуть ролик в клиновое пространство между корпусом и втулкой. При одинаковых значениях коэффициента трения f между роликом и деталями останова величина α должна удовлетворять неравенству $\operatorname{tg} \alpha / 2 \leq \operatorname{tg} \varphi = f$. Для обеспечения само-расклинивания ролика обычно принимают угол $\alpha = 6 \dots 8^\circ$.

При проектировании остановов обычно принимают число роликов $Z=3-4$; диаметр ролика $d = 0,188 \sqrt{T/Z}$; длина ролика $\ell = (1,25 \dots 1,5)$ и внутренний диаметр корпуса $D=8d$.

Тормоза. Торможение механизмов осуществляется введением больших сил трения между вращающимися шкивом, дисками и неподвижными элементами (колодками, лентами, дисками). Кинетическая энергия движущихся масс крана или его элементов при торможении превращается в тепловую, нагревая тормоз.

Существует много типов тормозов, которые можно классифицировать по следующим признакам:

– по направлению действия усилий нажатия на тормозной элемент – с радиальным и осевым замыканием;

- по конструкции рабочего элемента – колодочные, ленточные, дисковые;
- по назначению – стопорные (для остановки), спускные (для ограничения скорости при опускании груза);
- по способу управления – автоматические и управляемые;
- по принципу действия приводного усилия – *закрытого типа*, которые постоянно замкнуты действием внешней силы (пружины или груза), а размыкаются на время работы механизма при помощи электромагнитного, электрогидравлического, электромеханического приводов *открытого типа*, замыкаемые усилием оператора для остановки механизма, и *комбинированные*, которые в нормальных условиях работают как открытого типа, в аварийных – как закрытого.

Тормоза закрытого типа более безопасны в работе. Тормоза открытого типа применяют в механизмах, где требуется плавная и точная остановка (механизмы передвижения, поворота). Автоматические тормоза по принципу действия могут быть только закрытого типа, а управляемые – открытого или комбинированные. Комбинированные тормоза применяют сравнительно редко, например, в механизмах поворота и передвижения кранов.

Для увеличения тормозного момента и снижения габаритных размеров, массы и мощности привода тормозов применяют фрикционные материалы с повышенным коэффициентом трения.

К фрикционным материалам тормозов предъявляют следующие требования: высокий и стабильный коэффициент трения, достаточная прочность и износостойкость, термостойкость, небольшая стоимость.

Наиболее удовлетворяют этим требованиям тканые, формованные, прессованные и вальцованные асбофрикционные материалы. Самое широкое распространение получили фрикционные вальцованные ленты толщиной 5...10 мм.

Для большей прочности и улучшения условий отвода тепла в тканую ленту включают каркас из медной или латунной проволоки и пропитывают битумом и льняным маслом. Вальцованную ленту изготавливают из асбеста, каучука с добавлением серы для вулканизации.

Коэффициент трения тканой асбестовой ленты $f=0,35$, допускаемая температура 200°C ; вальцованной ленты $f=0,42$, $t=220\text{--}250^{\circ}\text{C}$.

Фрикционную ленту крепят к колодкам или стальной ленте латунными или медными заклепками во избежание повреждений шкива, а в последних конструкциях тормозов приклеивают термостойким клеем.

Износ ленты считают ориентировочно в среднем 1 мкм за каждое включение тормоза.

В тяжелонагруженных тормозах применяют фрикционные металлокерамические материалы, которые имеют высокие коэффициент трения, стабильность и износостойкость, допускают высокие давления (до 2...5 МПа). Они обеспечивают работу тормозов при высоких температурах (до $500\text{--}1000^{\circ}\text{C}$) и изготавливаются на медной и железной основах.

Тормозные шкивы выполняют литыми из чугуна, стали 45Л или штампованными из стали 45 с упрочнением рабочей поверхности до твердости не менее НВ 350. Для улучшения охлаждения тормоза следует предусматривать на внутренней поверхности шкива ребра, усиливающие движение воздуха и теплоотдачу.

7.2 Колодочные тормоза

В грузоподъемных машинах применяют различные конструкции колодочных тормозов, различающихся между собой в основном схемами рычажных систем.

Торможение механизма колодочным тормозом происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой, соединенной посредством рычажной системы с неподвижными элементами конструкции.

В простейшем случае одноколодочного тормоза (рис. 7.2, а) замыкающая сила P , приложенная к тормозному рычагу, создает усилие нажатия N колодки на тормозной шкив, вследствие чего на вращающемся шкиве возникает сила трения $F = Nf$, противодействующая вращению механизма. Если момент от силы P больше момента от движущей силы, действующей на том же валу, то происходит замедление скорости движения и в конечном итоге полное прекращение движения.

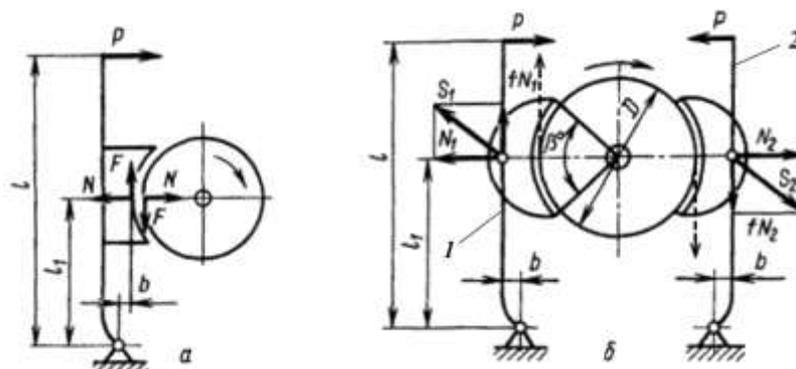


Рисунок 7.2– Расчетные схемы тормозов:
а – одноколодочного; б – двухколодочного

Тормозной момент, создаваемый одноколодочным тормозом:

$$T_T = fND / 2.$$

Откуда необходимое усилие нажатия колодки на шкив:

$$N = 2T_T / fD.$$

Необходимое значение усилия P , замыкающего тормоз, находят из условия равновесия рычага относительно его оси вращения:

$$P = N \left(l_1 \pm fb \right) / l.$$

Знаки «+» или «-» в уравнении определяют направление вращения тормозного шкива. Для устранения зависимости усилия P от направления вращения шкива рычаг искривляют так, чтобы $b=0$. На рис. 7.2, а условно показан зазор между колодкой и шкивом при наличии сил трения между ними.

При одноколодочном тормозе усилие N нажатия колодки на шкив

воспринимается валом тормозного шкива и подшипниками вала, вследствие чего увеличиваются размеры вала и подшипников. Поэтому одноколодочные тормоза применяют весьма редко и только в ручных механизмах. Наиболее широко применяют двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозным рычагом (рис. 7.2, б).

Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, представляет собой сумму тормозных моментов, развиваемых каждой тормозной колодкой. Из уравнений равновесия тормозных рычагов при вращении тормозного шкива по часовой стрелке находим (рис. 7.2, б):

для рычага 1

$$P\ell = N_1 \ell_1 - f b \bar{D}; \quad N_1 = P\ell / \ell_1 - f b \bar{D};$$

для рычага 2

$$P\ell = N_2 \ell_1 + f b \bar{D}; \quad N_2 = P\ell / \ell_1 + f b \bar{D}.$$

Так как момент $P\ell$ одинаков для обоих рычагов, то очевидно, что усилия N_1 и N_2 не равны между собой.

Общий тормозной момент, создаваемый тормозом:

$$T_T = f (N_1 + N_2) \bar{D} / 2. \quad 7.2$$

Равнодействующие усилий N и $F = Nf$ соответственно для первого и второго рычагов:

$$S_1 = N_1 \sqrt{1 + f^2}; \quad 7.3$$

$$S_2 = N_2 \sqrt{1 + f^2}.$$

Так как $N_1 \neq N_2$, то $S_1 \neq S_2$.

Разность между S_1 и S_2 является усилием, изгибающим тормозной вал:

$$\Delta S = S_1 - S_2 = 2P \frac{\ell f \sqrt{1 + f^2}}{\ell^2 - f^2 b^2} b \quad 7.4$$

Анализ последнего выражения показывает, что усилие, изгибающее тормозной вал, равно нулю при плече $b=0$, т. е. при прямых тормозных рычагах. Поэтому в современных конструкциях тормозов во избежание появления усилия, изгибающего тормозной вал, применяют тормоза с прямыми рычагами. При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, будут одинаковыми и независимыми от направления вращения тормозного шкива. Общий тормозной момент двухколодочного тормоза при прямых рычагах

$$T_T = f P D \ell \eta / \ell_1, \quad 7.5$$

где η – КПД рычажной системы тормоза, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы ($\eta = 0,9 \dots 0,95$).

Двухколодочные тормоза с электромагнитом (рис. 7.3) являются основными в грузоподъемных машинах и представляют собой уравновешенную систему, где практически отсутствуют усилия, изгибающие вал. Тормоз (рис. 7.3, а) состоит из шкива 1, тормозных рычагов 2, в которых шарнирно закреплены колодки 3 с фрикционными накладками, рабочей замыкающей пружины 6, находящейся в скобе 5 и закрепленной на штоке 7, вспомогательной пружины 4 (для быстрого

отвода левой колодки), клапана с якорем 8, катушки электромагнита 9 и регулировочного винта 10 (для регулировки зазора между шкивом и колодками).

При включении приводного электродвигателя одновременно подается ток в катушку электромагнита 9, которая притягивает якорь, он толкает влево шток, сжимает рабочую пружину и колодки расходятся – тормоз разомкнут. При выключении двигателя или исчезновении электроэнергии в сети электромагнит теряет свои свойства, пружина разжимается и прижимает тормозные колодки к вращающемуся шкиву. Механизм под действием силы трения останавливается.

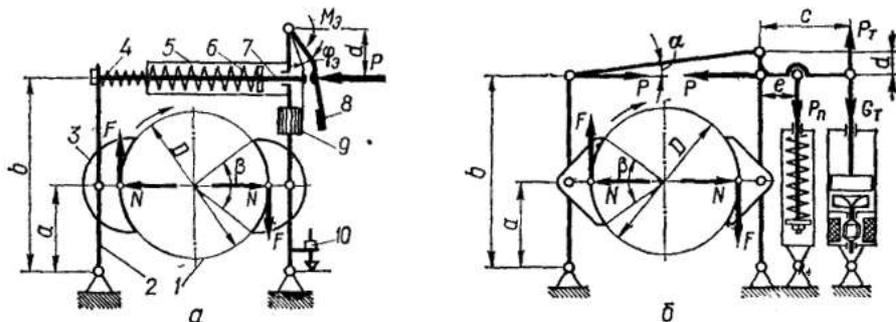


Рисунок 7.3– Схемы двухколодочных тормозов:
а – типа ТКТ, б – ТКГ.

Тормозные электромагниты бывают переменного (чаще всего) и постоянного тока; короткоходовые (ход 2–4 мм) и плунжерные (ход 20–80 мм). Короткоходовые электромагниты бывают переменного однофазного тока типа МО-Б (клапанные) и постоянного тока типа МП и ТКП; плунжерные электромагниты – переменного трехфазного тока типа КМТ и постоянного тока типа КМП.

Короткоходовые электромагниты устанавливают непосредственно на тормозные рычаги и поэтому конструкция тормоза довольно компактна. Они могут работать в любом положении, а не только в вертикальном. Однако эти тормоза не лишены и существенных **недостатков**: резкие удары якоря о сердечник и о шток могут вызвать поломку клапана в опасном сечении; небольшое число включений в час (до 300); невозможность регулирования скорости движения якоря и тормозного момента во время торможения; неодинаковые моменты инерции тормозных рычагов вследствие закрепления клапанного электромагнита на одном из рычагов, что создает при резком замыкании динамическую неуравновешенность тормозной системы и удары колодок о шкив. Это является причиной возникновения больших динамических нагрузок в тормозных системах и в линии передач приводов.

В современных конструкциях тормозов вместо электромагнитов широко распространены более надежные электрогидравлические приводы (рис. 7.3, б).

Электрогидравлический толкатель – это автономный привод, состоящий из центробежного насоса, приводимого от специального электродвигателя, и поршня, который соединен с тормозной системой. Тормоза с электрогидротолкателями имеют следующие **преимущества** перед тормозами с электромагнитами: плавность включения и выключения тормоза, что способствует уменьшению динамических нагрузок в механизмах и повышает их

долговечность; возможность регулировки времени торможения; возможность большого числа включений тормоза в час (до 2000); меньшие пусковые токи; выше износостойкость и надежность.

Несмотря на указанные достоинства электрогидротолкатели **не везде могут успешно работать**: в условиях низких температур; при установке тормоза в наклонном положении (отклонение не более 15°).

В зависимости от условий работы электрогидравлические толкатели изготавливают в следующих исполнениях: общепромышленном; тропическом; северном ($t = -60^\circ$); морском и взрывобезопасном.

Толкатели в тропическом исполнении отличаются стойкими лакокрасочными и гальваническими покрытиями деталей; толкатели в морском исполнении имеют стальной корпус, большую виброустойчивость и обеспечивают работу в условиях повышенной влажности, температуры и вибрации.

Электрогидравлические толкатели выполняют одно- и двухштоковыми. Одноштоковые серии ТЭГ и ТГМ, усилием 160...800 Н; двухштоковые серии Г, усилием 1600 Н. Конструкция одноштоковых электрогидротолкателей типа ТЭГ показана на рис. 7.4, а. Электродвигатель 6, находящийся в рабочей жидкости, приводит во вращение центробежный насос 5, который создает давление над поршнем 4 в цилиндре 2. Поршень вместе со штоком 3 поднимается и воздействует на рычажную систему, сжимает пружину и отводит колодки от шкива. Корпус 1 толкателя крепится к опоре тормоза шарнирно с помощью проушины.

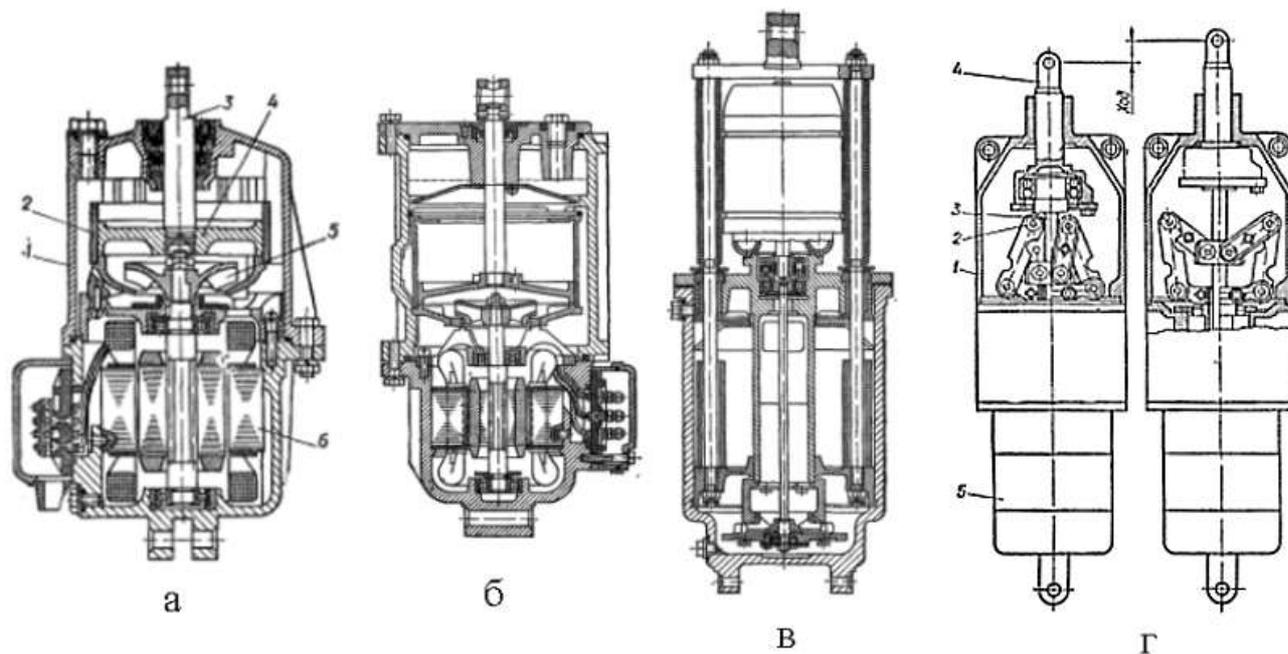


Рисунок 7.4— Толкатели:
а, б, в – электрогидравлические, г – электромеханические

В качестве жидкости применяется масло АМГ, трансформаторное масло или специальная жидкость для работы при низких температурах.

Толкатель типа ТГМ показан на рис. 7.4, б. Кроме нормального исполнения, имеются конструкции с регулировкой времени подъема и опускания поршня с помощью дроссельных клапанов, что позволяет регулировать продолжительность включения тормоза.

В двухштоковом электрогидротолкателе (рис. 7.4, в) применяется электродвигатель фланцевого типа обычного исполнения, установленный на верхней части корпуса. Вращение насосу передаётся валом, установленным в подшипниках качения.

Все больше распространение в современных конструкциях тормозов получают электромеханические толкатели. Характерной их особенностью является плавность работы, что благоприятно сказывается на динамической характеристике тормоза. Ход толкателя можно менять без изменения величины толкающего усилия. Они могут работать в любом положении, в том числе и в горизонтальном.

На рис. 7.4, г приведен электромеханический толкатель центробежного типа. Он состоит из цилиндра 1, внутри которого на валу 8 установлена рычажная система с грузами 2. При включении двигателя вращающиеся рычаги с грузами под действием центробежной силы расходятся и смещают вал вместе со штоком 4 вверх, воздействуя на рычажную систему, и размыкают тормоз. Когда двигатель выключается под действием сжатой пружины и веса подвижных деталей толкателя система возвращается в исходное положение, и тормоз замыкается. Тормозная пружина может быть встроена внутри толкателя с целью упрощения и большей компактности конструкции тормоза.

7.3 Дисково-колодочные тормоза обладают рядом **преимуществ** перед колодочными: улучшенная теплоотдача, большие тормозные моменты, равномерное давление на колодки и их износ, большой срок службы фрикционной пары, меньше момент инерции диска по сравнению со шкивом, что улучшает динамическую характеристику привода. С целью лучшего охлаждения тормозные диски выполняют с радиально расположенными отверстиями.

На рис. 7.5 приведена конструкция дисково-колодочного тормоза (ФРГ) с автоматическим регулированием зазора между диском и колодками. Диск 1 зажимается колодками 2 с помощью рычагов 3 под действием тарельчатой пружины 4, установленной на тяге 5. Посредине тяги закреплен рычаг 6, соединенный со штоком электрогидротолкателя 7.

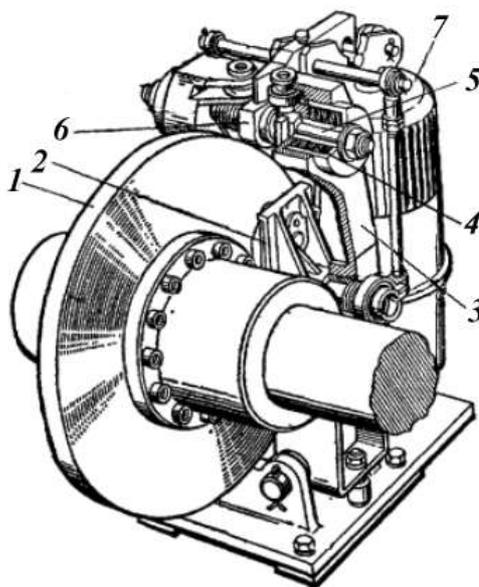


Рисунок 7.5– Дисково-колодочный

7.4 Ленточные тормоза

Применяются чаще всего в механизмах, где требуются большие тормозные моменты при малых габаритных размерах, а также в групповых приводах. Стальная лента с фрикционными накладками охватывает шкив и в результате прижатия ее к вращающемуся шкиву происходит торможение. Для равномерного отхода ленты от шкива предусмотрены регулировочные болты. Тормоза управляются электромагнитом, гидро- и пневмотолкателями, ножными педалями. Замыкание тормоза может быть пружинным или грузовым. В случае

необходимости создания больших тормозных моментов применяют двух-обхватные ленточные тормоза с углом обхвата шкива 330° .

В зависимости от закрепления концов ленты различают следующие типы ленточных тормозов: простые, дифференциальные и суммирующие.

Простой ленточный тормоз (рис. 7.6, а) одностороннего действия применяется для неререверсивных механизмов.

Определяем величину окружного усилия на шкиве от тормозного момента T_T :

$$F = 2T_T / D_T, \quad 7.6$$

где D_T – диаметр тормозного шкива.

Натяжение набегающей и сбегающей ветвей тормозной ленты находим по формуле Эйлера (без учета влияния ее жесткости);

$$S = se^{f\alpha},$$

где α – угол обхвата тормозного шкива лентой; f – коэффициент трения между шкивом и фрикционной накладкой; e – основание натуральных логарифмов.

Усилие, необходимое для торможения, определяют из условия равновесия тормозного рычага:

$$K = (sa - G_p c - G_y d) / \ell,$$

где G_p , G_y – вес тормозного рычага и якоря электромагнита; a , c , d , ℓ – размеры по рис. 7.6, а практически принимают $\ell/a = 10 \dots 15$.

Перемещение точки крепления ленты к рычагу при зазоре между шкивом и лентой ε при $R = 0,5D_T$:

$$\Delta = R + \varepsilon \alpha - R\alpha = \varepsilon \alpha.$$

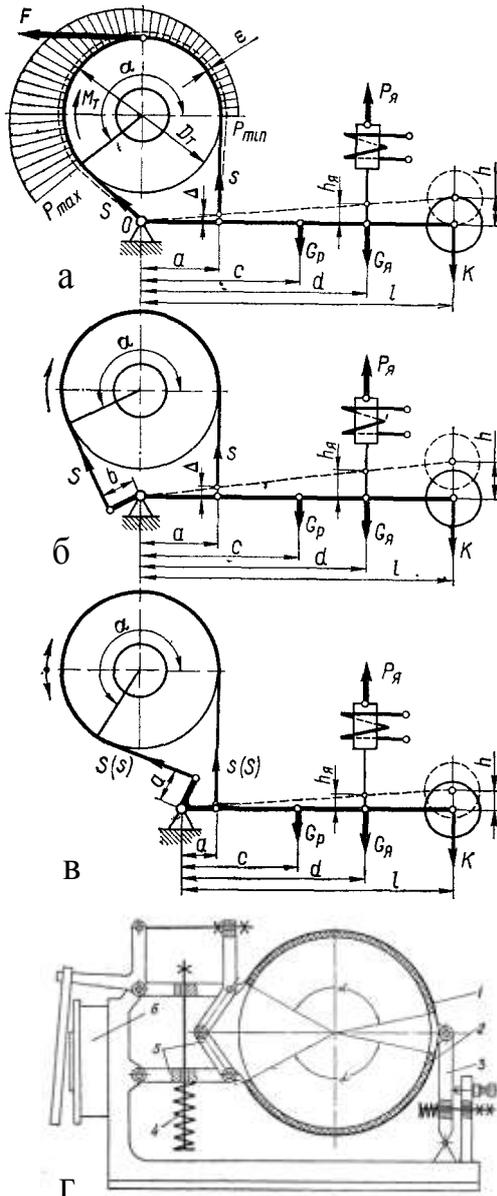


Рисунок 7.6 Ленточные тормоза :

- а – простой,
- б – дифференциальный,
- в – суммирующий,
- г – двухленточный ТЛП

Д и ф ф е р е н ц и а л ь н ы й т о р м о з (рис. 7.5, б) также одностороннего действия, основанный на разности моментов натяжения ветвей ленты. Усилие K определяется из условия равновесия рычага.

Склонность к самозатягиванию, большой износ дифференциальных тормозов ограничивают их применение (в лебедках, где необходимо создать большие тормозные моменты, и в механизмах с ручным управлением).

Чтобы исключить самозатягивание дифференциального тормоза, принимают размеры

$$a \geq b e^{f\alpha} \quad \text{или} \quad a = 2,5 \dots 3,0 \bar{b}. \quad (7.9)$$

С у м м и р у ю щ и й л е н т о ч н ы й т о р м о з (рис. 7.6, в) является тормозом двойного действия, у которого величина тормозного момента не зависит от направления вращения привода.

Усилие торможения

$$K = ((S+s)a - G_p c - G_d d) / \ell. \quad (7.10)$$

Для создания одного и того же тормозного момента в суммирующем тормозе усилие торможения в $1 + e^{f\alpha}$ раз должно быть больше, чем в простом тормозе.

Ленточные тормоза имеют существенные **недостатки**, ограничивающие их применение: большие усилия, изгибающие тормозной вал; неравномерный износ ленты; меньшая, чем у колодочных, надежность из-за возможности обрыва ленты.

Д в у х л е н т о ч н ы й т о р м о з типа ТЛП (рис. 7.6, г) состоит из верхней 1 и нижней 2 лент, соединенных шарнирно в верхней точке отводящего рычага 3. Замыкание тормоза осуществляется с помощью пружины 4 через рычажную систему 5. Раствормаживание тормоза производится короткоходовым клапан-ным магнитом 6 постоянного тока.

Достоинствами тормоза являются: независимость величины тормозного момента от направления вращения тормозного шкива; быстрое и точное торможение.

7.5. Тормоза с осевым давлением отличаются от ранее разобранных тем, что усилие, прижимающее тормозящую деталь к шкиву, направлено не перпендикулярно оси его вращения, как в колодочном и ленточном тормозах, а вдоль оси.

Исходным видом тормоза с осевым давлением является конический тормоз (рис. 7.7, а). Он состоит из сидящего на валу 1 на шпонке или шлицах конуса 2 и неподвижной чаши с конической расточкой 3. Замыкание и размыкание тормоза производится посредством перемещения конуса вдоль вала при помощи специального рычажного механизма: для свободного перемещения конуса по валу должна быть применена ходовая посадка.

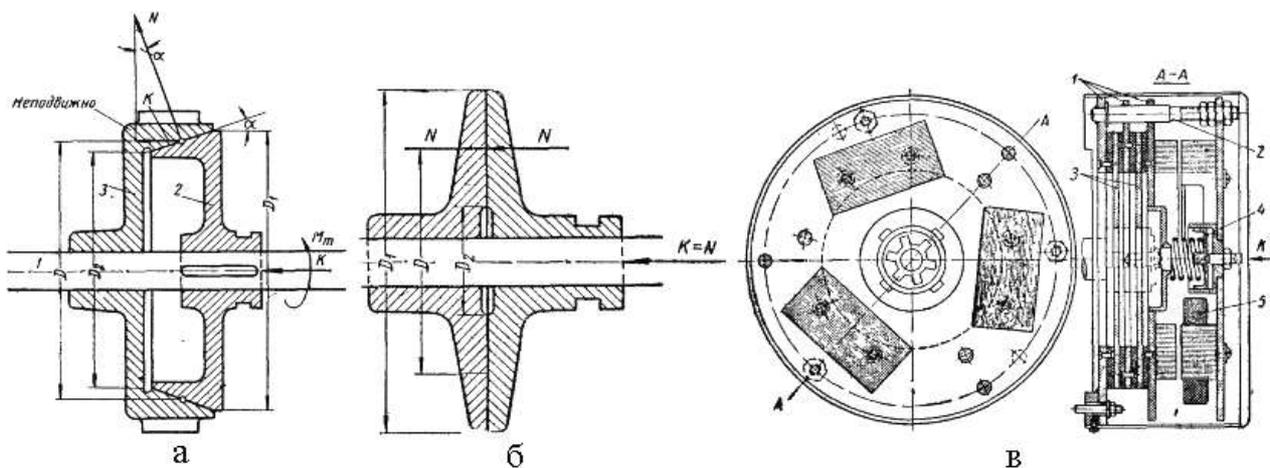


Рисунок 7.7– Тормоза с осевым давлением:
а – конусный, б – дисковый, в – многодисковый.

Исходной величиной для расчета этого тормоза является тормозной момент T_T . При среднем диаметре конуса

$$D = 0,5 D_1 + D_2$$

окружное усилие на средней окружности его поверхности

$$F_t = 2T_T / D.$$

Для уравновешивания этого усилия на рабочих поверхностях тормоза нужно вызвать силу трения $F = F_t$. Для этого конические поверхности тормоза должны быть прижаты друг к другу с силой N , величина которой получается из зависимости

$$Nf = F = F_t, \quad (7.11)$$

где N – алгебраическая сумма нормальных давлений на поверхности конуса; f – коэффициент трения на рабочих поверхностях.

Для уменьшения необходимого N рабочая поверхность конуса часто покрывается асбестовой лентой ($f=0,3 \dots 0,4$).

Требуемое нажатие N создается осевым усилием K , приложенным к ступице конуса; соотношение между силами N и K определяется из их силового треугольника:

$$K = N \sin \alpha. \quad (7.12)$$

Из уравнения (7.12) видно, что с точки зрения величины рабочего усилия K выгодно принимать малые значения угла α . Однако во избежание заедания конуса при размыкании тормоза рекомендуется не делать угол α меньше 15° .

Частным случаем конического тормоза является дисковый тормоз (рис. 7.7, б), у которого угол α равен 90° , в связи с чем поверхность конуса превращается в плоское кольцо.

Значительное уменьшение рабочего усилия K при заданном T_T достигается в многодисковых тормозах, представляющих собой систему нескольких параллельно работающих дисковых тормозов, сжимаемых одной силой K . На рис. 7.7, в представлен пружинный многодисковый тормоз с электромагнитом, применяемый вследствие своей компактности в электроталях.

7.6 Грузоупорные тормоза

В некоторых механизмах применяют тормоза, замыкание которых происходит под действием веса поднятого груза. Такие тормоза называют грузоупорными.

Величина тормозного момента в этом случае пропорциональна весу груза и потому грузы разного веса будут тормозиться плавно, с приблизительно одинаковым замедлением. В этом преимущество грузоупорных тормозов по сравнению с ранее рассмотренными.

Наиболее простым грузоупорным тормозом снабжена червячная таль (рис. 7.8). Ее подвижный блок 6 получает движение от тягового колеса 4 через

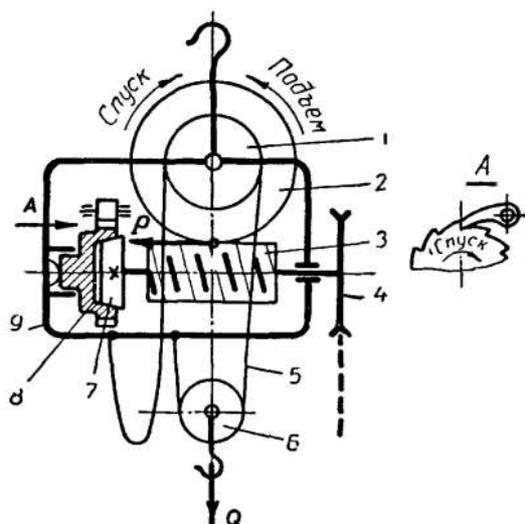


Рисунок 7.8– Грузоупорный тормоз червячной тали.

несамотормозящую червячную передачу 3–2, звездочку 1 и цепь 5. Грузоупорный тормоз тали состоит из конусного диска 7, закрепленного на валу червяка, и втулки 8, цапфа которой входят в корпус 9 и опирается на пята. Снаружи втулка снабжена храповыми зубьями. Ось собачки, зацепляющейся с этими зубьями, укреплена на корпусе тали.

При подъеме груза червяк смещается влево. Конусный диск прижимается к втулке и вращается вместе с ней. Собачка этому движению не препятствует.

После прекращения подъема груз будет стремиться повернуть звездочку и червячное колесо по часовой стрелке. При этом червяк с тормозом провернет втулку 8 до упора в собачку. Втулка остановится. В конусном тормозе возникнет момент сил трения, несколько больший крутящего момента, созданного грузом на червяке. Груз будет удерживаться на заданной высоте.

Чтобы опустить груз, к червяку надо приложить дополнительный момент, который в сумме с грузовым моментом превысил бы момент сил трения в тормозе. Это достигается принудительным вращением тягового колеса в направлении спуска. Собачка по-прежнему будет удерживать втулку тормоза. Скорость спуска груза будет определяться скоростью вращения тягового колеса.

7.7 Управляемые тормоза

В механизмах подъема сфера применения управляемых тормозов ограничена – только для малой грузоподъемности и где требуется регулирование скорости опускания груза. Тормоза должны быть закрытого типа.

В основном управляемые тормоза устанавливают в механизмах передвижения и поворота кранов для обеспечения плавной и точной остановки, особенно там, где резкое торможение может привести к потере устойчивости кранов (башенных, порталных и др.). Здесь применяются тормоза закрытого, открытого и комбинированного типов. Комбинированный управляемый тормоз состоит из обычного тормоза, к которому присоединены цилиндры и педаль

управления.

По конструкции рабочего элемента бывают колодочные, ленточные и дисковые тормоза. Управление тормозами может быть педальное и при помощи гидравлических и пневматических приводов.

На рис. 7.9 приведена схема колодочного тормоза открытого типа с гидравлическим управлением.

Во время работы крана тормозные колодки разведены при помощи пружины. При нажатии на педаль жидкость из главного цилиндра по трубопроводу подается в рабочий цилиндр, закрепленный на тормозном рычаге с колодкой, и происходит замыкание тормоза с усилием, пропорциональным силе нажатия, которая может изменяться в широких пределах.

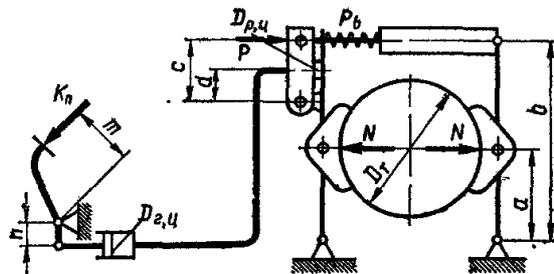


Рисунок 7.9– Управляемый гидравлический тормоз

Вспомогательную пружину рассчитывают на усилие для преодоления остаточного давления в гидросистеме, трения в шарнирах и для возвращения поршня рабочего цилиндра в исходное положение. Практически $P_b = 100...200$ Н.

Расчетную величину хода педали принимают 125...150 мм, с учётом износа фрикционных накладок до 250 мм.

7.8 Тормоза для регулирования скорости

К ним относятся центробежные, вихревые, электромагнитные порошко-вые, гидравлические и др. Применяются для автоматического ограничения и регулирования скорости движения механизмов в различных кранах (монтажных, стреловых, порталных и др.), подъемниках, буровых лебедках и др.

Центробежные тормоза. Имеется много различных типов центробежных тормозов, однако наибольшее применение получил дисковый центробежный тормоз (рис. 7.10, а). На валу 1 закреплен диск 2, на ступице которого свободно сидит второй диск 4, между дисками установлен неподвижный фрикцион 3. На шарнирно закрепленном угловом рычаге 7 расположены массы 6, которые под действием центробежной силы поворачивают рычаги и прижимают диски к фрикциону, преодолевая усилие пружины 5. Происходит торможение и снижение скорости опускания груза. Устанавливаются центробежные тормоза, как правило, на быстроходном валу механизма. Так как остановить опускающийся груз этим тормозом невозможно, то устанавливают еще стопорный тормоз.

Вихревые тормоза обеспечивают плавную и точную остановку механизмов без колебания. Они находят широкое применение в механизмах подъема, изменения вылета стрелы порталных кранов и передвижения при высоких скоростях. Он состоит (рис. 7.10, б) из статора 2 с полюсами 4 и ротора 6 с короткозамкнутой обмоткой. Ротор насаживают на вал 1 электродвигателя или на входной вал редуктора; статор при помощи фланца 5 крепится к корпусу двигателя или редуктора. Между полюсами статора расположена обмотка

возбуждения 3, в которую подают постоянный ток. При пересечении стержнями обмотки вращающегося ротора неподвижного магнитного поля возбуждается э. д. с. и вихревые токи, которые, взаимодействуя с магнитным полем статора, создают тормозной момент. Процесс торможения регулируется изменением силы тока возбуждения и протекает плавно. С уменьшением скорости тормозной момент снижается; окончательная остановка фиксируется обычным тормозом. Для лучшего охлаждения тормоза ротор снабжен вентиляционными лопастями. Характеристика тормозного генератора показана на рис. 7.10, в.

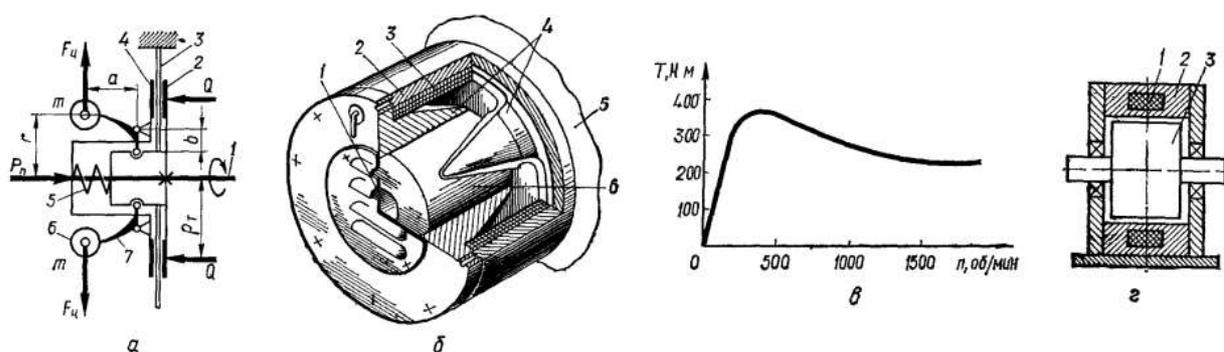


Рисунок 7.10– Тормоза для регулирования скорости

Электромагнитный порошковый тормоз. Работа тормоза основана на том, что при подаче тока в обмотки 1 (рис. 7.10, г) образуется магнитный поток, проходящий через ферромагнитный порошок (с частицами 0,004...0,008 мм), заполнивший зазор между статором 2 и ротором 3. Намагниченные частицы порошка в магнитном поле вследствие взаимного трения оказывают сопротивление сдвигу, величина которого зависит от напряженности магнитного поля в зазоре. Для повышения стабильности рабочих характеристик тормоза ферромагнитный порошок применяют в смеси с сухими или жидкими смазывающими веществами (графит, окиси магния и цинка, кварц, минеральные масла и др.). Тормозной момент в порошковом, как и в вихревом, тормозе можно регулировать в широких пределах плавно по любому закону изменением напряженности магнитного поля величиной тока возбуждения, что обеспечивает плавность торможения.

Кинетическая энергия механизма при торможении переходит в тепловую, поэтому порошковый (как и вихревой) тормоз должен хорошо охлаждаться.

7.9 Безопасные рукоятки

Согласно правилам Госгортехнадзора ручные подъемные механизмы должны быть снабжены устройствами, предотвращающими опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием веса груза. Такие устройства называют безопасными рукоятками. Различают два вида безопасных рукояток.

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

Безопасную *рукоятку второго вида* используют в таких ручных механизмах подъема, в которых согласно производственному процессу требуется производить

опускание груза со скоростью, превышающей скорость подъема. Эта рукоятка соединена с тормозом таким образом, что нормально-замкнутый тормоз размыкается усилием нажатия на рукоятку. При этом механизм получает возможность движения под влиянием веса груза. Вращения рукоятки при опускании груза не требуется. Скорость опускания регулируется изменением усилия нажатия на рукоятку. Рукоятки этого вида обычно снабжают регуляторами скорости. Если вес пустого крюка будет недостаточным для преодоления сопротивления в механизме, то для осуществления опускания груза крюк следует снабдить специальным грузом. Поэтому рукоятки этого вида находят применение только в шестеренных механизмах, в которых невелики потери на трение.

Лебёдки с ручным приводом, предназначенные для подъема людей, должны быть снабжены безопасными рукоятками только первого вида, так как при использовании этих рукояток подъем и опускание обеспечиваются непрерывным вращением рукоятки. Скорость опускания при этом не должна превышать 20 м/мин.

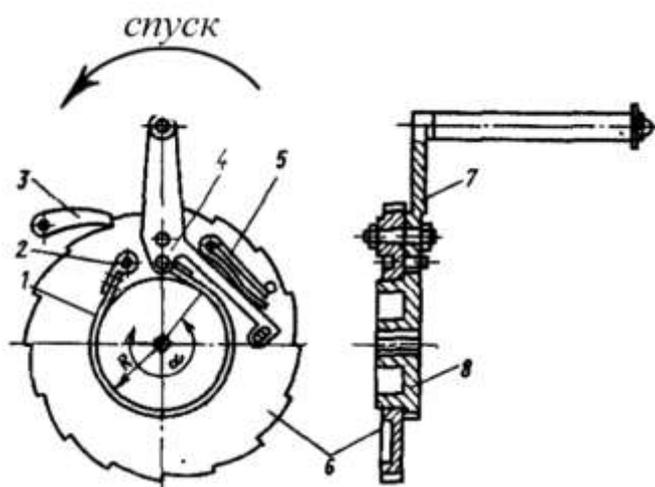


Рисунок 7.11– Схема безопасной рукоятки второго рода с ленточным тормозом

Безопасная рукоятка второго вида (рис. 7.11) имеет храповое колесо 6, свободно размещенное на тормозном шкиве 8, который установлен на валу. Один конец тормозной ленты 1 прикреплен к пальцу 2, закрепленному на диске храпового колеса, другой – к пальцу 4, установленному на плече рукоятки 7, шарнирно закрепленной на храповом колесе. Тормозная пружина 5, действуя на второе плечо рукоятки 7, замыкает ленточный тормоз, соединяя тормозной шкив с храповым колесом. Подвешенный груз стремится повернуть вал с тормозным шкивом и храповым колесом в сторону опускания, однако этому препятствует собачка 3. При вращении рукоятки для подъема груза (на рис. 7.11 по часовой стрелке) зубья храпового колеса не препятствуют вращению тормозного шкива вместе с храповым колесом. Для опускания груза рукоятку несколько отводят в направлении опускания, преодолевая сопротивление тормозной пружины. Тормозной шкив освобождается, и вал получает возможность вращаться в сторону опускания под действием веса груза. Если рукоятку отпустить, то тормозная пружина замкнет тормоз и движение прекратится.

Глава 8. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА.

8.1. Кинематические схемы механизмов.

Механизмы подъема служат для вертикального перемещения груза. Их, можно разделить на два основных типа: с жесткой кинематической схемой – канатным или цепным приводом, ходовым винтом или зубчатой рейкой; с фрикционным приводом – канатоведущим шкивом (применяется только в подъемниках).

По типу и количеству двигателей приводы бывают электрические (основной привод) одно- и двухдвигательные и гидравлические.

По типу передач механизмы подъема бывают: с цилиндрическим, планетарным и волновым редукторами (последние пока не нашли должного применения). Червячные передачи в механизмах подъема устанавливают редко по причине низкого КПД и повышенного износа.

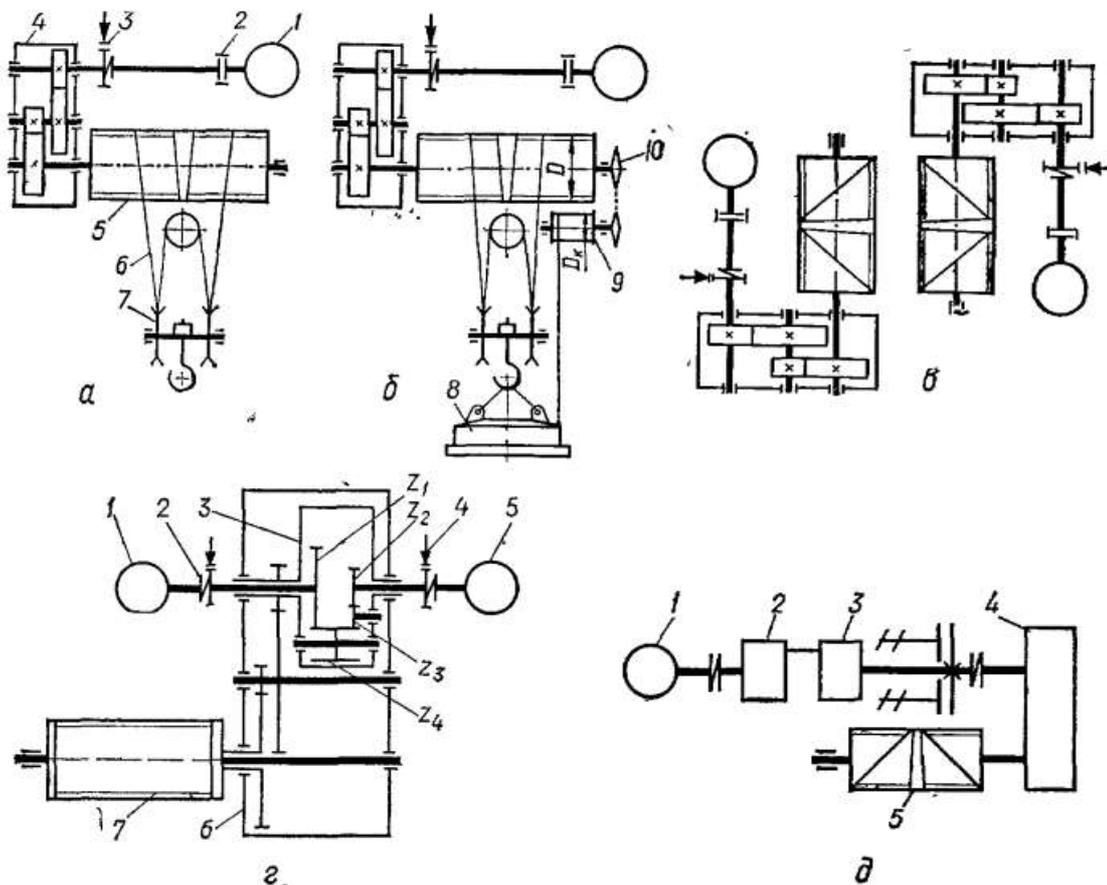


Рисунок 8.1 - Кинематические схемы механизмов подъема.

Кинематическая схема механизма подъема с крюковой подвеской показана на рис. 8.1, а. Электродвигатель 1 соединен с цилиндрическим редуктором 4 и барабаном 5 при помощи муфт 2, 3 (полумуфта 3 со стороны редуктора выполнена с тормозным шкивом, на котором установлен колодочный тормоз). Редукторы могут выполняться с валами по обе стороны для различной компоновки механизмов подъема. На барабан наматывается канат 6 полиспаста.

Кинематическая схема механизма подъема с грузовым электромагнитом 8

отличается наличием дополнительного барабана 9 для наматывания и сматывания токоподводящего кабеля при подъеме и опускании груза (рис.8.1,б). Привод этого барабана может осуществляться от канатного барабана с помощью зубчатой или цепной передач, а также от отдельного привода.

В грейферных кранах на тележке устанавливают два одинаковых механизма – один для подъема, другой для замыкания грейфера (рис. 8.1, в) или двухбарабанную лебедку с планетарной передачей и двумя двигателями (большей мощности для подъема, меньшей – для замыкания грейфера).

Механизмы с планетарными редукторами (рис. 8.1, г): валы электродвигателей 1, 5 соосны и вращают центральные колеса z_1 , z_2 различных диаметров. Колеса z_1 и z_2 приводят во вращение сателлит z_3 , укрепленный в водиле 3, которое связано с приводной шестерней двухступенчатого редуктора 6, который вращает барабан 7. Вал двигателя 1 проходит внутри пустотелого вала, соединяющего водило с шестерней редуктора.

Механизм подъема позволяет работать на четырех скоростях: 1 – максимальная скорость при вращении обоих двигателей в одном направлении; 2 – при вращении только двигателя 1; 3 – при вращении только двигателя 5; 4 – минимальная при вращении двигателей 1 и 5 в противоположных направлениях.

В башенных кранах применяют механизмы подъема с фланцевым электродвигателем. Скорость опускания груза в широких пределах можно регулировать с помощью тормозного генератора (вихревого тормоза).

Схема механизма подъема с гидроприводом приведена на рис. 8.1, д. Особенностью этого механизма является широкий диапазон изменения скоростей, что очень важно для монтажных и механико-сборочных кранов. Электродвигатель 1 приводит в движение регулируемый насос 2, от которого жидкость под высоким давлением поступает в высокомоментный гидромотор 3 (радиально-поршневой с дисковым тормозом). От него через муфту и редуктор 4 сообщается вращение барабану 5.

В электроталях применяют оригинальную компактную схему механизма подъема с вмонтированным в барабан двигателем и соосным редуктором.

Механизмы с волновыми передачами характеризуются:

- малыми габаритными размерами и массой;
- возможностью получения большого передаточного числа (в одной ступени 100...350);
- простотой конструкции, меньшей стоимостью и пр.

Характерно, что чем больше передаточное число, тем больше эффективность применения волновых передач.

Малые габаритные размеры и соосное исполнение позволяют встраивать волновые передачи непосредственно в исполнительные органы машин: в барабаны, ходовые колеса, канатоведущие шкивы и др. Эти передачи применяют во многих машинах, в том числе и в специальных конструкциях: вертолетах (мощность привода 350 кВт), металлорежущих станках, в мотор-колесах специальных машин, в различных кранах, в механизмах подъема, передвижения, вращения и изменения вылета, в роторных экскаваторах, грузовых лебедках, манипуляторах и др.

8.2. Расчёт механизма подъема груза.

Выбор электродвигателя. Статическая мощность электродвигателя при подъеме номинального груза равна (кВт):

$$P' = Qv/\eta,$$

(8.1)

где η – общий КПД подъемного механизма при номинальной нагрузке. Обычно принимают $\eta = 0,8-0,85$. КПД зависит от загрузки механизма.

По вычисленному значению P' , заданной ПВ%, принятому роду тока и напряжению выбираем из каталога необходимый электродвигатель, выписывая при этом его тип, действительную каталожную мощность P_d и частоту вращения n_d при заданном значении ПВ%, а также номинальную мощность P_n и номинальную частоту вращения n_n при ПВ 25%, момент инерции ротора электродвигателя I_p , кратность максимального момента $\lambda = T_{max} / T_n$.

Мощность выбранного электродвигателя при соответствующем значении ПВ% должна быть несколько меньше статической мощности при подъеме номинального груза.

Номинальный момент выбранного электродвигателя определяется по формуле:

$$T_n = 9550P_d / n_d. \quad (8.2)$$

Выбор редуктора. Редуктор механизма подъема груза установлен между электродвигателем и барабаном.

Необходимое передаточное число редуктора

$$u'_p = n_d / n_\delta, \quad (8.3)$$

где n_d – частота вращения электродвигателя при заданной ПВ%, об/мин;

n_δ – частота вращения барабана, об/мин.

$$n_\delta = v u_n / \pi(D + d_k), \quad (8.4)$$

где u_n – кратность полиспаста.

В соответствии с подсчитанным значением u'_p , каталожной мощностью и синхронной частотой вращения электродвигателя, а также заданной ПВ% выбираем необходимый редуктор типа РМ или Ц2, выписывая мощность P_p , передаточное число u_p .

Проверка выбранного электродвигателя на перегрузку в период пуска. Среднепусковой момент, развиваемый двигателем при разгоне равен:

$$T_n = T_c + T_{ин}, \quad (8.5)$$

где T_c – статический момент на валу электродвигателя при подъеме номинального груза; $T_{ин}$ – момент сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс.

$$T_c = QD / (2u_n u_p \eta) \quad (8.6)$$

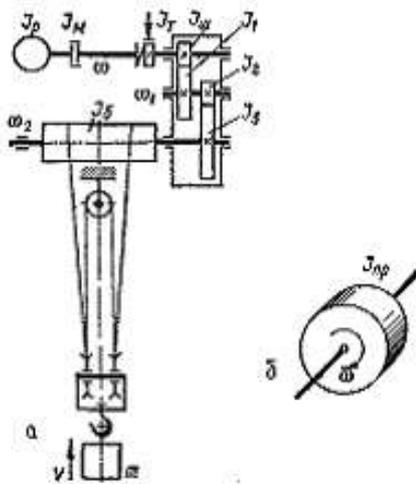


Рисунок 8.2– Схема механизма подъема.

Для динамических расчетов привода все движущиеся массы механизма приводят к валу двигателя в виде эквивалентной массы с моментом инерции $I_{пр}$, вращающейся со скоростью ω .

Механизм подъема (рис. 8.2,а) заменяют физической моделью (рис 8.2,б) на основе равенства их кинетических энергий:

$$\frac{I_{пр}\omega^2}{2} = \frac{I_p + I_t + I_M + I_{ш}}{2} \omega^2 + \frac{I_1 + I_2}{2} \omega_1^2 + \frac{I_2 + I_\delta}{2} \omega_2^2 + \frac{mv^2}{2\eta}, \quad (8.7)$$

где $I_p, I_t, I_M, I_{ш}$ - моменты инерции масс, находящихся на валу двигателя (ротора двигателя, тормозного шкива, шестерни, муфты); I_1, I_2, I_3, I_4 - моменты инерции масс, находящихся на других (более тихоходных) валах; m - масса поднимаемого груза.

Отсюда

$$I_{пр} = I_0 + \frac{I_1 + I_2}{u_1^2} + \frac{I_3 + I_4}{u_1 u_2^2} + \frac{mv^2}{\omega^2 \eta}, \quad (8.8)$$

где $I_0 = I_p + I_t + I_M + I_{ш}$, $u_1 = \omega/\omega_1$, $u_2 = \omega_1/\omega_2$.

Так как приведенные моменты инерции редуктора, барабана и других деталей обратно пропорциональны квадрату передаточного числа, то их доля в общем моменте инерции масс системы невелика (10...25%).

Тогда формулу можно представить в таком простом виде:

$$I_{пр} = \delta I_0 + m \frac{v^2}{\omega^2 \eta}, \quad (8.9)$$

где δ - коэффициент, учитывающий моменты инерции масс деталей, вращающихся медленнее, чем вал двигателя; для механизмов подъема кранов, лебедок и др. $\delta = 1,1 \dots 1,25$.

Момент двигателя при пуске механизма:

$$T_n = T_c + I_{пр} \frac{\omega}{t_n}. \quad (8.10)$$

С другой стороны:

$$T_n = \lambda T_H, \quad (8.11)$$

где t_n – продолжительность пуска, с.

Время пуска привода при подъеме и опускании груза:

$$t_n = I_{np} \omega / T_n \pm T_c \quad (8.12)$$

Знак «минус» соответствует пуску при подъеме груза, знак «плюс» – при опускании.

Ускорение при пуске привода, м/с²:

$$a_n = v / t_n, \quad (8.13)$$

Полученные ускорения должны удовлетворять следующим рекомендациям для кранов общего назначения (м/с²):

Краны монтажные и для подъема жидкого (раскаленного) металла	0,1
машиностроительных заводов	0,2
перегрузочные	0,6...0,8

Среднеквадратичный момент электродвигателя согласно нагрузочной диаграмме в течение цикла для двигателей общего назначения:

$$T_E = \sqrt{\frac{\sum T_n^2 t_n + \sum T_c t_y}{\beta \sum t_n + \sum t_y + \beta_0 \sum t_0}}, \quad (8.14)$$

где T_n – значения моментов в переходные периоды работы привода в течение цикла (принимается по нагрузочной диаграмме); T_c – значения статических моментов; $\sum t_n$ – суммарное время неустановившегося движения привода в течение одного цикла; $\sum t_y$ – суммарное время установившегося движения; $\sum t_0$ – суммарное время пауз; β – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя при пуске и торможении:

$$\beta = (1 + \beta_0) / 2$$

β_0 – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения во время пауз; $\beta_0 = 0,25...0,35$ для открытых и защищенных двигателей с вентилятором на валу; $\beta_0 = 0,3...0,55$ для закрытых двигателей с ребрами и внешним обдувом; $\beta_0 = 0,7...0,98$ для закрытых двигателей.

Для крановых электродвигателей, мощность которых задана с учетом их работы в повторно-кратковременном режиме, время пауз не учитывают.

Эквивалентная мощность двигателя по нагреву:

$$P_E = T_E n_d / 9550. \quad (8.15)$$

Окончательно определяют мощность, соответствующую фактическому ПВ по формуле:

$$P_H = P_E \sqrt{ПВ / ПВ_H}. \quad (8.16)$$

Определение необходимого тормозного момента. Выбор места установки тормоза. Выбор тормоза механизма и расчет его элементов производят по тормозному моменту, обеспечивающему удержание номинального груза в статическом состоянии на весу с определенным коэффициентом запаса торможения, K_T :

$$T_T = K_T T_c^T, \quad (8.17)$$

где T_T – момент, создаваемый тормозом; T_c^T – статический момент при

торможении на валу тормоза, создаваемый весом поднятого груза.

Коэффициент запаса торможения K_T выбирается в зависимости от режима работы.

Механизмы подъема кранов, предназначенные для подъема и транспортирования раскаленного или расплавленного металла, ядовитых и взрывчатых веществ, а также кислот, согласно нормам Госгортехнадзора, должны иметь на каждом приводе барабана по два тормоза.

На механизмах подъема груза устанавливаются автоматически действующие тормоза нормально-замкнутого типа.

При выборе места установки тормоза должна быть обеспечена жесткая связь между тормозным шкивом и барабаном, зубчатой или червячной передачей.

Обычно тормозной шкив устанавливают на быстроходном приводном валу, имеющему наименьший тормозной момент.

Глава 9. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ.

9.1. Основные кинематические схемы механизмов.

В грузоподъемных машинах механизмы передвижения можно разделить на группы:

- механизмы, расположенные непосредственно на перемещаемой машине или тележке;
- механизмы, расположенные вне перемещаемого объекта с гибкой (канатной или цепной) тягой;
- механизмы, расположенные непосредственно у ходового колеса.

Кинематические схемы механизмов передвижения первой группы в зависимости от типа и расположения привода можно разделить на следующие:

- с центральным расположением двигателя и тихо- (а), средне- (б) и быстроходным (в) трансмиссионным валом;
- с раздельным (индивидуальным) приводом (г).

Механизмы передвижения с центральным приводом являются простыми, надежными, но вместе с тем имеют недостатки – большая металлоемкость вследствие большого диаметра вала, что требует массивных муфт и подшипников, в результате увеличивается масса всего крана.

Секционный трансмиссионный вал изготавливают из цельнокатаных толстостенных труб. Секции соединены зубчатыми муфтами, компенсирующими перекосы и деформацию вала.

Механизмы передвижения с центральным приводом и быстроходным трансмиссионным валом характеризуются меньшей массой по сравнению с предыдущей конструкцией, так как диаметр трансмиссионного вала в 2...3, а масса в 4...6 раз меньше, чем тихоходного, а, следовательно, меньше масса подшипников и зубчатых муфт. Недостаток этого механизма – высокая чувствительность трансмиссионного вала и муфт к неточностям изготовления и монтажа, а также к перекосам валов и деформации при прогибах моста. При быстроходных валах это приводит к большим вибрациям крана и поломкам.

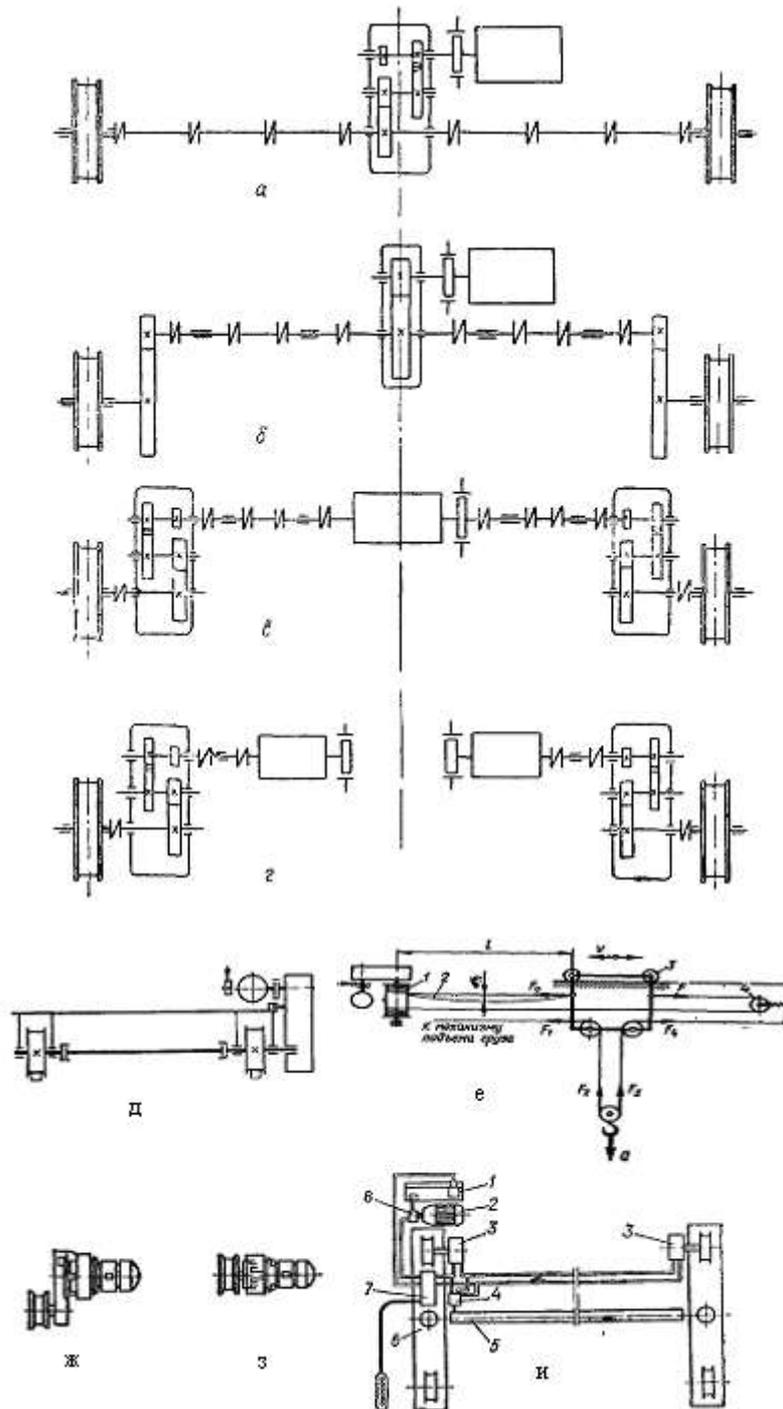


Рисунок 9.1 –Схемы расположения приводов в механизмах передвижения.

В современных конструкциях кранов наибольшее распространение получили механизмы с отдельным приводом (рис. 9.1). Для нормальной работы механизмов должна быть обеспечена электрическая синхронизация работы отдельных двигателей во избежание перекосов моста, т. е. механическая связь между ходовыми колесами с помощью трансмиссионного вала здесь заменена электрической (электрический вал). Экономически целесообразно применять отдельный привод в кранах с большими пролетами (более 16 м); при малых пролетах – с центральным приводом.

Весьма компактна конструкция отдельного привода с фланцевым

электродвигателем (рис. 9.1, ж), обладающая удобствами монтажа и ремонта; в специальных кранах применяют также приводы, вмонтированные непосредственно в узел ходового колеса (рис. 9.1, з).

В последнее время все большее применение находят гидравлические механизмы передвижения кранов (рис. 9.1, д). Гидравлический привод устанавливают непосредственно на валах приводных колес крана. Привод состоит из двух высокомоментных плунжерных гидро-моторов 3, электродвигателя 2, плунжерного насоса 8, резервуара 1 для масла, синхронизатора 4, блока управления 7. Синхронизация вращения гидромоторов достигается установкой датчика, закрепленного на концевой балке 6, и с помощью штока взаимодействует с главной балкой 5. При перекосе крана датчик регулирует поток жидкости в гидромоторах и изменяет частоту их вращения. Привод достаточно компактен и обеспечивает плавную регулировку скорости движения и торможения крана, а также стопорения крана с помощью гидравлических замков.

Конструктивное выполнение механизмов передвижения кранов может быть различным. Привод от двигателя осуществляется: через вал с зубчатыми муфтами; через карданный вал (для балансиров); с помощью блок-привода, объединяющего двигатель, тормоз и редуктор в один блок. Блок-привод обладает компактностью и меньшей массой по сравнению с обычными механизмами.

В новых конструкциях кранов широко применяют мотор-редукторы, включающие и тормоз. Для одного приводного колеса он навешивается непосредственно на вал, а привод двух колес осуществляется посредством промежуточного вала и открытой передачи. В качестве редуктора могут быть цилиндрические, планетарные и червячные. Характерной особенностью мотор-редукторов является большая компактность и малая масса конструкции.

Количество ходовых колес выбирают в зависимости от грузоподъемности крана:

Q, т	до 50	75...125	150...200	250...300
z	4	8	12	16

У специальных кранов количество ходовых колес доходит до 40... 96 (рудные перегружатели). Приводные колеса составляют 1/4, 1/2 общего числа колес (в некоторых специальных кранах до 1).

Для обеспечения статически определимых ходовых систем и равномерного нагружения колес применяют балансирные тележки, конструкция которых дана на рис. 9.2. Ходовые колеса 1 установлены в двухбалансирных тележках 2, соединенных с главным балансиром 3 шарнирами 4. К последнему с помощью шарнира 5 крепится одна из сторон крана.

Механизм передвижения тележки мостовых кранов общего назначения обычно имеют четыре ходовых колеса, из которых два – приводные. В механизмах применяют трехступенчатые вертикальные редукторы типа ВК (центральное расположение) или ВКН (рис. 9.1, д) – навесное. Быстроходный вал редуктора связывают с валом двигателя нормальной зубчатой муфтой (МЗ). На второй конец вала двигателя насаживают тормозной шкив.

Концы тихоходного вала редуктора ВК соединяются с ходовыми колесами зубчатыми муфтами с промежуточными валами. Такие муфты даже при больших

деформациях рамы тележки во время подъема груза обеспечивают хорошую передачу крутящего момента от редуктора к ходовым колесам.

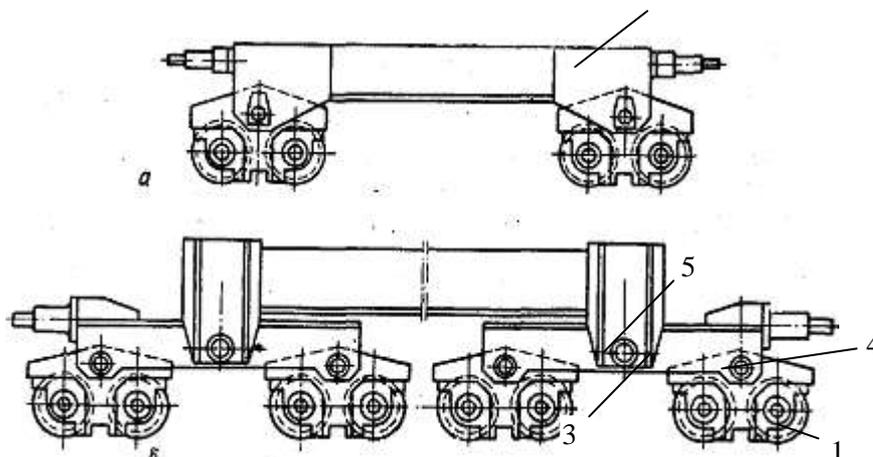


Рисунок 9.2– Концевые балки с балансирами тележками:
а – восьмиколесного крана; б – шестнадцатиколесного крана.

В механизмах с гибкой тягой – канатом или цепью (рис. 9.1, в) в стреловых и консольных кранах - привод 1 с помощью каната 2 (или цепи), охватывающего обводной блок 4, передвигает тележку 3 по балке консоли; направление движения тележки зависит от направления вращения барабана. Преимущества механизма: компактность и малая масса тележки вследствие размещения механизмов подъема и передвижения вне тележки. Это позволяет уменьшить массу металлоконструкции крана. Недостаток – повышенный износ грузового и тягового канатов.

9.2. Конструкция ходовой части кранов.

Крановые ходовые колеса по конструкции разделяются на двухребордные (наиболее распространенные), однорребордные и безребордные; по форме поверхности – на цилиндрические (рис. 9.3, а, б), конические (рис. 9.3, в) и бочкообразные (рис. 9.3, г). Реборды ходовых колес служат для направления движения крана, предотвращения схода колес, они воспринимают горизонтальные поперечные силы при движении крана. Под действием поперечных сил происходит скольжение реборд по рельсам, что приводит к интенсивному износу реборд.

Ходовые колеса с цилиндрической поверхностью катания чаще всего выходят из строя по причине износа реборд в результате перекоса крана из-за несинхронной работы отдельных приводов, неравномерного торможения крана, дефектов изготовления и монтажа подкрановых путей и ходовой части и других причин.

Колеса с коническим ободом (уклон 1:20) устанавливают в качестве приводных с вершинами конусов вне пролета. Преимуществом их является самоцентрирование хода моста, отсутствие перекосов, большой срок службы.

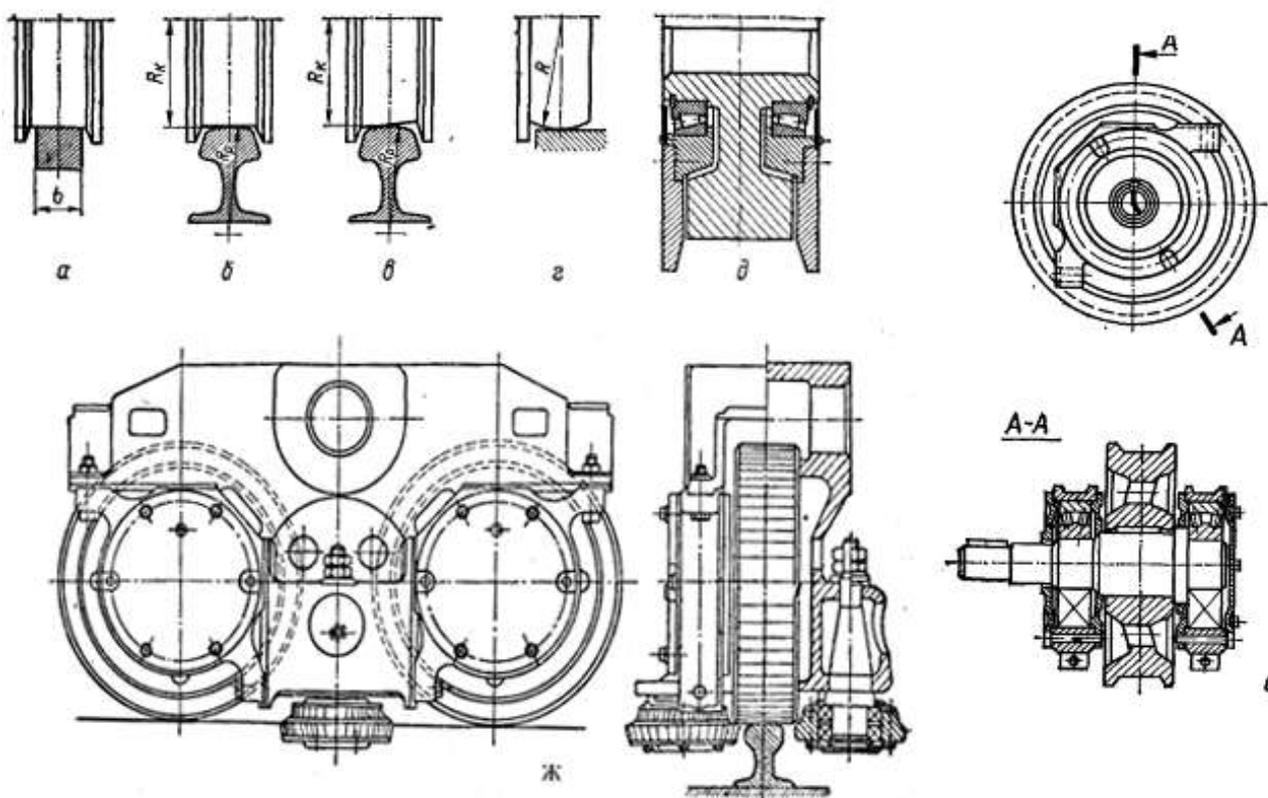


Рисунок 9.3 – Конструкция ходовой части кранов.

Самоцентрирование или выравнивание хода моста на конических колесах происходит автоматически: если по какой-либо причине одна сторона крана отстала, то приводные колеса переходят на больший катящий диаметр, окружная скорость повышается и положение крана выравнивается, не создавая дополнительных боковых усилий реборд на рельсы и исключая их износ. Конические колеса обычной конструкции дают наибольший эффект для мостовых кранов с центральным приводом при небольших пролетах; с увеличением пролета эффект стабилизации движения крана снижается. В этой связи для повышения долговечности крановых колес предложен целый ряд конструктивных мер: повышение конусности колес до 1 : 10 и более; применение поверхности катания колеса с переменной конусностью, которая по мере приближения к реборде увеличивается.

Предложено также много конструктивных решений для уменьшения износа реборд: применение съемных реборд, прикрепленных к ободу, которые при перекосах могут поворачиваться по конической поверхности обода; установка ребордных дисков на подшипниках качения (рис. 9.3, д), заменяющих в паре реборда-рельс трение скольжения трением качения и др. Но все эти решения значительно усложняют конструкцию ходовых колес.

Для уменьшения потерь на трение и повышения долговечности применяют безребордные ходовые колеса с горизонтальными направляющими роликами. На четырехколесных кранах направляющие ролики устанавливаются с внутренней стороны пролета; на кране с балансирными тележками – по два направляющих ролика на каждой тележке (по одному с каждой стороны) – рис 9.3, ж.

Безребордные колеса в балансирных тележках применяют также для специальных кранов большой грузоподъемности.

Ходовые колеса изготавливают следующими способами: литьем из стали 40Л и 55Л, прокаткой на колесопрокатных станах из стали 5, 50, 65Г, 50Г2 и др. и сборкой (больших диаметров); ступица отливается из низкоуглеродистой стали, бандаж изготавливается прокаткой из качественной стали, и надевается с натягом в горячем состоянии. Для повышения износостойкости и долговечности колес их поверхности катания подвергают термической обработке (до твердости НВ 300...400 на глубину не менее 15 мм). Наиболее длительный срок службы (до 5 лет) имеют колеса, изготовленные штамповкой на прессах с дополнительной прокаткой на колесопрокатном стане.

Для повышения надежности и уменьшения мощности привода ходовые колеса устанавливают на подшипниках качения. Ходовые колеса монтируют на валах (приводные) или на осях (не приводные) на сферических подшипниках качения, установленных в разъемных буксах (рис. 9.3, е), которые крепят к концевым балкам моста или к раме тележки. Применение блочной конструкции ходовых колес со съемными буксами значительно упрощает сборку и смену ходовой части крана.

В качестве подкрановых применяют железнодорожные, специальные крановые рельсы, рельсы со скругленными головками типа КР и Р (для колес с коническим ободом). В крановых рельсах, в отличие от железнодорожных, больше толщина стенки и более широкая опорная плоскость. Для кранов небольшой грузоподъемности, а также под тележки применяют рельсы из квадратной или полосовой стали. Крепление рельсов к подкрановым балкам производится следующими способами: парными тяжами (для железнодорожного рельса); боковыми накладками (для кранового рельса); прижимными планками (для прямоугольного и квадратного профилей).

9.3. Сопротивление передвижению рельсовых механизмов.

Сопротивление передвижению при установившемся движении рельсового механизма в общем случае зависит от сочетания следующих факторов: грузоподъемной силы Q , собственного веса крана G , нагрузкой уклона пути $F_{ук}$, по которому перемещается кран, ветровых нагрузок $F_{в}$, геометрических размеров ходовой части, типа подшипников, качества пути и качества монтажа.

Сопротивление в ходовых колесах крана определяется трением в подшипниках $F_{т}$, трением качения $F_{к}$ колес по рельсам, трением торцов ступиц, трением поперечного скольжения колеса по рельсу и реборд о рельсы $F_{р}$.

При движении приводного колеса по рельсу возникает горизонтальная реакция на контакте – сила сцепления.

Согласно последним исследованиям сопротивление качению появляется в результате деформационных потерь в слоях, прилегающих к контакту (происходят разнонаправленные смещения волокон колеса и рельса). Плечо сопротивления качению является результатом искажения нагрузочной эпюры на контакте.

Расчетная схема механизма передвижения приведена на рис. 9.4, а.

Момент сил трения в опоре колеса:

$$T_T = F_T d / 2 = (Q + G) f d / 2$$

Момент качения:

$$T_T = (Q + G) k$$

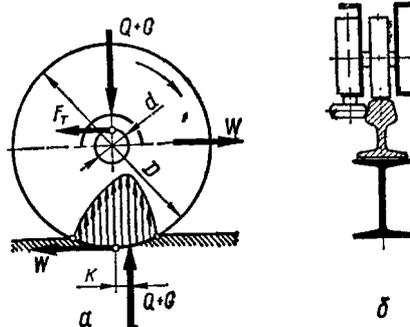


Рисунок 9.4 – Расчетная схема механизма передвижения и схема безребордного колеса с направляющим роликом.

Общее сопротивление передвижению крана с учетом сил $F_{ук}$ для преодоления уклона пути и сил ветра F_B можно записать в таком виде:

$$W = (Q + G) \frac{fd + 2k}{D} K_p + 0,7F_B + F_{ук}, \quad (9.1)$$

где f – коэффициент трения в подшипниках; для подшипников качения $f = 0,015 \dots 0,020$; k – коэффициент качения колеса по рельсу, зависящий от диаметра и материала колес и типа рельсов $(3 \dots 12) \cdot 10^{-4}$ м.

Сопротивление F_p теоретически определить нельзя из-за неопределенности всех факторов, влияющих на трение в ребордах, ступице и др. Поэтому дополнительные сопротивления учитывают коэффициентом K_p , значение которого зависит от типа крана, длины пролета, привода механизма (центральный, отдельный), конструкции колеса и типа подшипников: для кранов на конических колесах $K_p = 1,2$; на цилиндрических $K_p = 1,5$; для тележек $K_p = 2 \dots 2,5$; для кранов на цилиндрических безребордных колесах с направляющими боковыми роликами (рис. 9.4, б) условно принимают $K_p = 1,1$.

Усилие от уклона пути:

$$F_{ук} = (Q + G) \alpha_y, \quad (9.2)$$

где α_y – уклон подкранового пути в зависимости от типа крана, находится в пределах $0,001 \dots 0,01$.

Коэффициент сопротивления движению или коэффициент тяги равен отношению силы сопротивления передвижению крана к весу крана и перемещаемого груза:

$$\varpi_c = W / (Q + G) = (fd + 2k) K_p / D. \quad (9.3)$$

9.4. Расчет привода механизма.

Выбор электродвигателя для механизмов передвижения, как и для механизмов подъема груза, производят по статической мощности установившегося движения. Возникающие дополнительные нагрузки на

электродвигатель во время разгона будут преодолеваются за счет его перегрузочной способности.

Статическая мощность электродвигателя механизма передвижения при работе с номинальным грузом равна:

$$P' = Wv_{\text{пер}} / \eta, \text{ кВт}, \quad (9.4)$$

где: W – суммарное статическое сопротивление передвижению тележки или моста крана, кН; $v_{\text{пер}}$ – скорость передвижения тележки или моста крана, м/с; η – общий КПД механизма; для механизмов передвижения принимают $\eta = 0,85–0,90$.

Необходимый тип электродвигателя для механизма передвижения тележки и моста крана с центральным приводом выбираем из каталога, как и для механизма подъема груза. При этом следует учитывать, чтобы мощность выбранного электродвигателя при соответствующем значении ПВ% была бы равна или больше подсчитанной статической мощности при работе с номинальным грузом.

Если механизм передвижения моста крана имеет отдельный привод, то мощность каждого электродвигателя должна быть равна или больше $0,5 P'$.

Номинальный момент выбранного электродвигателя определяется так же, как и для механизма подъема груза.

Выбор редуктора. В механизмах передвижения тележек и мостов кранов редуктор устанавливается между электродвигателем и ходовыми колесами, поэтому необходимое передаточное число редуктора определяется как отношение:

$$u'_p = n_d / n_k, \quad (9.5)$$

где n_d – частота вращения вала электродвигателя при заданном значении ПВ%; n_k – частота вращения ходовых колес при заданной скорости передвижения:

$$n_k = v_{\text{пер}} / (\pi D). \quad (9.6)$$

Выбор редуктора из таблиц производят так же, как и для механизма подъема груза. Однако вместо статической мощности необходимо брать значение расчетной мощности, которая определяется:

– для редукторов механизма передвижения тележки и механизма передвижения моста крана с тихоходным трансмиссионным валом:

$$P_{\text{расч}} = P' + P_{\text{ин}}. \quad (9.7)$$

– для механизмов передвижения мостов кранов с быстроходным и среднеходным трансмиссионными валами имеющими два редуктора:

$$P_{\text{расч}} = \alpha P' + P_{\text{ин}}, \quad (9.8)$$

где α – отношение максимального давления на ведущие ходовые колеса с одной стороны к суммарному давлению на все ведущие ходовые колеса; $P_{\text{ин}}$ – мощность, расходуемая на преодоление сил инерции.

– для механизмов передвижения мостов кранов с отдельным приводом:

$$P_{\text{расч}} = 0,5 P' + P_{\text{ин}}. \quad (9.9)$$

Проверка электродвигателя на перегрузку в период разгона.

Выполняется по методике, рассмотренной в главе 8.

Пусковой момент

$$T_n = T_c + T_{ин} = WD / (2u\eta) + I_{пр} \omega_1 / t_{п}. \quad (9.10)$$

Проверка на устойчивость движения без буксования приводных колес.

В период пуска механизма передвижения приводные колеса, взаимодействуя с рельсами, приводят в движение тележку или кран. Для получения нормальной работы при разгоне и торможении необходимо, чтобы приводные колеса перекатывались по рельсам без скольжения (пробуксовки). Поэтому при расчете механизмов передвижения необходимо выдержать определенное соотношение между силами сцепления ходовых колес с рельсами и движущей силой, приложенной к ободьям этих колес.

Расчетным случаем для многих механизмов является работа без груза, когда усилие на приводные колеса будет уменьшенным, а, следовательно, уменьшена будет и сила сцепления, которая при этом:

$$F_{сц} = \Delta G_0 \phi, \quad (9.11)$$

где ΔG_0 – сцепной вес, т. е. часть силы тяжести крана с тележкой без груза при расчете механизма передвижения крана или часть силы тяжести тележки без груза при расчете ее механизма передвижения, действующая на приводные ходовые колеса; ϕ – коэффициент сцепления колеса с рельсом ($\phi = 0,12$ и $0,2$ для кранов, работающих соответственно на открытом воздухе и в помещении при условии отсутствия влаги; $\phi = 0,25$ для кранов, работающих с песочницами).

Для тележек без поворотных стрел и мостов кранов сцепной вес с некоторым приближением:

$$\Delta G_0 = G_0 z / z_0, \quad (9.12)$$

где z – число приводных ходовых колес; z_0 – общее число ходовых колес.

При расчете передвижных поворотных кранов и тележек с поворотными стрелами необходимо проанализировать изменения нагрузок на приводные ходовые колеса в зависимости от положения стрелы. Минимальная нагрузка хотя бы на одно из приводных колес, возникающая при работе крана с грузом номинальной массы является расчетной и обязательной для проверки коэффициента запаса сцепления по этому колесу.

Работа в период пуска без проскальзывания (пробуксовывания) приводных ходовых колес обеспечивается при:

$$F_{сц} = K_{сц} F_0 + F_{ин}, \quad (9.13)$$

где $K_{сц}$ – коэффициент запаса сцепления, обычно $K_{сц} \geq 1.2$.

Силу внешнего статического сопротивления F_0 для кранов без поворотных стрел определяют при передвижении крана или тележки без груза. В ответственных случаях коэффициент запаса сцепления следует рассчитывать по фактической нагрузке на приводные колеса с учетом наименее выгодного расположения тележки. При раздельном приводе запас сцепления проверяют для приводных колес каждой стороны отдельно.

Сила внешнего статического сопротивления меньше силы полного статического сопротивления передвижению без нагрузки кранов и тележек W_0 на

сопротивление от трения в опорах приводных колес W_1 , которое рассматривается в качестве внутреннего сопротивления, не влияющего на сцепление приводных колес с рельсами. Таким образом, в общем случае с учетом ветрового сопротивления F_B для кранов, работающих вне помещений:

$$F_0 = W_0 - W_1 + F_B; \quad W_1 = \Delta G_0 f d / D, \quad (9.14)$$

где f – коэффициент трения в опоре; d – диаметр цапфы; D – диаметр поверхности дорожки качения ходового колеса.

Сопротивление от сил инерции поступательно движущихся масс крана или тележки при работе без груза:

$$F_{ин} = m_0 a_n = G_0 a_n / g, \quad (9.15)$$

где a_n – фактическое ускорение при пуске: $a_n = v / t_n$.

Для обеспечения необходимого запаса сцепления $K_{сц} \geq 1,2$ при пуске незагруженного крана его ускорение должно быть не больше значения, вычисленного по формуле:

$$a_{nmax} = \left[\frac{z_0}{z} \left(\frac{\varphi_c}{K_{сц}} + \frac{fd}{D} \right) - w'_c - \frac{F_B}{G_0} \right] g, \quad (9.16)$$

где w'_c – коэффициент сопротивления передвижению при $K_p = 1$.

Фактический коэффициент запаса сцепления ведущих колес с рельсами в общем случае, с учетом ветровых нагрузок, определяют по формуле:

$$K_{сц} = \frac{\varphi}{(a_n / g + F_B / G_0 + w'_c) z / z_0 - fd / D} \geq 1,2. \quad (9.17)$$

Допустимые средние ускорения и замедления составляют 0,05...0,25, максимальные 1...1,2 м/с².

Из формул видно, что значения ускорений крана и коэффициента запаса сцепления (при отсутствии сил ветра) не зависят от того, груженный кран или нет.

Если коэффициент запаса сцепления окажется меньше допустимого значения, то потребуются другой электродвигатель с меньшей установочной мощностью или следует увеличить время пуска для двигателей с фазовым ротором и постоянного тока.

Проверку двигателя на нагрев производим по методу, изложенному в главе 8.

9.5. Торможение механизмов передвижения.

Процесс торможения механизма передвижения состоит в преодолении сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс моментом, развиваемым тормозом, внутренними и внешними сопротивлениями. Остановка механизмов передвижения без тормозов только под действием внешних и внутренних сопротивлений применяется редко и в основном при использовании ручного привода или тихоходных кранов. Согласно правил Госгортехнадзора тормоза на механизмах передвижения должны устанавливаться в тех случаях, если кран или тележка, предназначенные для работы в помещении на наземном рельсовом пути, перемещаются со скоростью более 0,5 м/с, а также при работе грузоподъемной машины, эксплуатируемой на напольном пути независимо от места применения.

Внешние и внутренние сопротивления движению при торможении уменьшают требуемый тормозной момент, который определяют при условии исключения возможности буксования приводных ходовых колес на рельсах.

С достаточным основанием принято считать, что в течение одного процесса торможения тормозной момент остается постоянным. Благодаря этому торможение механизма передвижения совершается с постоянным замедлением. По аналогии с процессом пуска тормозной момент при механическом торможении можно определить без учета гибкого подвеса груза из уравнения приведенных к валу электродвигателя (тормозного шкива) моментов:

$$T_T = T_{\text{ин}} - T_c^T = I_{\text{пр}} \omega / t_T - T_c^T, \quad (9.18)$$

где $I_{\text{пр}}$ – приведенный к валу электродвигателя момент инерции механизма передвижения при торможении; T_c^T – момент от минимально возможного статического сопротивления, приведенный к валу электродвигателя, имеющего угловую скорость ω или частоту вращения n_1 ; t_T – время торможения.

Приведенный момент инерции при торможении, когда груз поднят в крайнее верхнее положение:

$$I_{\text{пр}} = \delta I_0 + m D^2 \eta / u^2. \quad (9.19)$$

При определении момента сопротивления необходимо исходить из наиболее неблагоприятного случая работы, когда торможение происходит при движении по направлению ветра и под уклон. Тогда:

$$T_c^T = W^T D \eta / u, \quad (9.20)$$

где W^T – минимально возможное статическое сопротивление, приведенное к наружному диаметру D ходовых колес; u, η – передаточное число и КПД привода механизма.

Время торможения t_T находят по рекомендуемым максимально допустимым значениям замедления и соответствующим допускаемым минимальным значениям пути торможения.

Для принятого с достаточной для расчетов точностью равномерно замедленного движения при торможении:

$$t_T = v / a_T \quad \text{или} \quad t_T = 2S_T / v, \quad (9.21)$$

где v – рабочая скорость движения крана или тележки; S_T – путь торможения крана или тележки; a_T – замедление крана или тележки при торможении.

Зная время торможения, по формуле (9.18) можно определить максимальный тормозной момент.

При остановке механизмов кранов без груза под действием рассчитанного по формуле тормозного момента время торможения сокращается, замедление имеет максимальные значения $a_{T\text{max}}$ и возникает опасность буксования приводных (тормозных) ходовых колес на рельсах.

Если коэффициент запаса сцепления меньше допустимого, то значение тормозного момента уменьшают.

9.6. Расчет механизма с канатной (цепной) тягой.

Расчет включает определение сопротивлений передвижению тележки, расчет мощности и выбор электродвигателя, редуктора, тягового каната, проверку

двигателя по условиям нагрева и перегрузочной способности.

На тележке (рис. 9.1, в) установлено два блока, по которым перекачивается подъемный канат во время движения тележки. Такая конструкция обеспечивает постоянство уровня поднятого груза при перемещении тележки в любом направлении. Однако при этом увеличивается сопротивление движению тележки, обусловленное натяжением ветвей, жесткостью каната и КПД блоков. Для обеспечения постоянного натяжения тягового каната и устойчивого движения тележки без рывков обводной блок обычно подпружинивают.

Общее сопротивление передвижению тележки равно сумме сопротивлений от сил трения в ходовой части W , ветровой нагрузки F_B , уклона балки $F_{ук}$, от перемещения грузового каната F_k по блокам тележки и натяжения свободной ветви F_0 тягового каната:

$$F = W + F_B + F_{ук} + F_k + F_0$$

Сопротивление от сил трения:

$$W = (Q + G_0)(fd + 2k)K_p / D \quad (9.22)$$

Остальные сопротивления находим по известным ранее формулам.

Сопротивление перемещению грузового каната:

$$F_k = F_1 - F_4$$

Натяжение в ветвях каната:

$$Q = F_2 + F_3$$

$$F_3 = F_2 \eta; \quad F_2 = Q / (1 + \eta)$$

$$F_1 = Q^2 / (\eta(1 + \eta)) \quad (9.23)$$

$$F_4 = Q\eta^2 / (1 + \eta)$$

$$F_k = Q(1 - \eta^3) / (1 + \eta)$$

где η – КПД блока.

Натяжение в свободной ветви тягового каната:

$$F_0 = q\ell^2 / 8h$$

где q – вес 1 м тягового каната; ℓ – максимальная длина свободно висящего тягового каната при расположении грузовой тележки в конечном положении; h – стрела провеса тягового каната (1...3% пролета). Статическая мощность двигателя:

$$P = Fv / \eta \quad (9.24)$$

Проверка двигателя на нагрев и перегрузку выполняется ранее изложенными методами.

Применяют также фрикционный привод, где тяговый канат не закреплен на барабане, а усилие передается за счет сил трения. В этом случае должно соблюдаться условие:

$$F \leq F_0 e^{f\alpha} \quad (9.25)$$

где f – коэффициент трения каната по барабану (блоку); α – угол обхвата барабана (блока) канатом.

Глава 10. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА КРАНОВ

10.1 Схемы механизмов поворота

Механизм поворота крана предназначен для вращения поворотной части крана относительно оси поворота. Механизмы поворота кранов различаются между собой параметрами, конструктивным исполнением отдельных участков кинематической цепи и т. д., что определяется назначением и конструкцией крана, условиями эксплуатации, нагрузками и другими особенностями поворотных кранов.

В поворотных кранах широкое применение находят две схемы расположения механизмов поворота. Наиболее часто механизмы поворота расположены на поворотной части крана (рис. 10.1). Этот механизм имеет двигатель 3, соединенный муфтой 2 с червячным редуктором 1, имеющим горизонтальный червяк и вертикальный выходной вал. На конце выходного вала консольно закреплена шестерня 5, которая входит в зацепление с зубчатым колесом 4, закрепленным на неповоротной части крана. При работе механизма шестерня 5 взаимодействует с зубчатым венцом 4, в результате чего поворотная часть крана приводится во вращение.

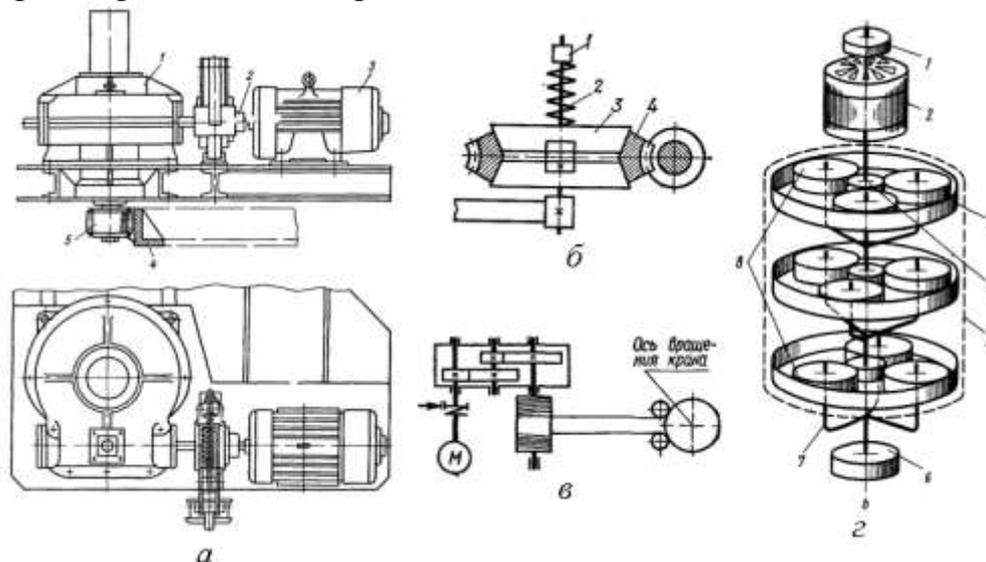


Рисунок. 10.1– Кинематические схемы механизмов поворота кранов: а – с червячным редуктором; б – предохранительная муфта к червячному редуктору; в – канатный привод; г – привод с планетарным редуктором.

На другой схеме расположения механизма поворота основная часть элементов кинематической цепи расположена на неповоротной части крана, а на поворотной части жестко закреплен зубчатый или цевочный венец, с которым находится в зацеплении приводная шестерня или звездочка выходного вала редуктора.

При работе механизма поворота вместе с зубчатым или цевочным венцами поворачивается и поворотная часть крана.

Для сокращения электрических и других цепей управления между поворотной и неповоротной частями крана механизм поворота размещают в основном на той части крана, на которой расположен пульт управления.

Частоту вращения крана выбирают в соответствии с его производительностью, однако чрезмерное увеличение частоты вращения приводит к раскачиванию груза, подвешенного на гибкой подвеске, что в свою очередь влечет за собой снижение производительности крана. Поэтому частота вращения крана обычно принимается в пределах 0,75–3,5 об/мин.

При частоте вращения ротора электродвигателя 760–1000 об/мин необходимо обеспечить передаточное отношение от 200 до 1000. Механизмы поворота обычно имеют редуктор с передаточным числом 30–40 и открытую зубчатую (иногда цевочную) пару с передаточным отношением 10–25. Редукторы механизмов поворота выполнены с различными кинематическими схемами. Однако наиболее часто используют схемы с червячным редуктором при горизонтальном расположении вала электродвигателя и вертикальным выходном валу редуктора или с цилиндрическим зубчатым редуктором при вертикальном расположении валов редуктора и фланцевого электродвигателя.

Некоторые механизмы поворота крана выполнены с предохранительными устройствами, ограничивающими наибольший момент, передаваемый механизмом. Наиболее часто в качестве предохранительного устройства применяют фрикционные муфты, но иногда используют другие устройства в виде срезных штифтов и т. п. ,

Наиболее часто применяют фрикционную муфту предельного момента. На рис. 10.1, б дана схема фрикционной муфты, вмонтированной в червячное колесо.

Крутящий момент от венца 4 к конусам обода 3 передается через фрикционную связь, сила трения в которой создается сжатой пружиной 2. Момент трения муфты регулируется силой сжатия пружины с помощью гайки 1. При недопустимых перегрузках происходит проскальзывание венца, что исключает аварию.

Механизмы поворота можно классифицировать по следующим признакам:
по конструкции (рис. 10.1):

– с горизонтальным расположением двигателя и червячным (а) или зубчатым редукторами, в том числе с зацеплением Новикова и с канатным приводом (в);

– с вертикальным расположением двигателя и применением планетарного (г) или волнового редукторов; с гидравлическим приводом;

по количеству двигателей:

– однодвигательные с одной приводной шестерней и двумя шестернями, передающими вращение на зубчатый венец;

– многодвигательные, которые имеют модификации: два двигателя работают на один общий редуктор и 2–4 одинаковых привода работают на общий зубчатый венец.

В основном, механизмы поворота однодвигательные, но для мощных кранов с большим вылетом применяют многодвигательные.

При больших диаметрах зубчатого венца применяют цевочное зацепление.

Для современных кранов наиболее рациональным механизмом поворота является привод с вертикальным расположением двигателя с планетарным или

волновым редукторами, характеризующийся компактностью конструкции, легкостью и простотой обслуживания.

Все большее распространение находит гидравлический привод механизма поворота, обладающий широкой и плавной регулировкой скорости поворота, компактностью и большой надежностью.

Механизм поворота с канатным приводом хотя до сих пор и применяется на кранах большой грузоподъемности, но имеет существенные недостатки (большие габариты и масса, малая точность остановки) и в новых кранах не находит применения.)

На рис. 10.1, г показан механизм поворота башенного крана, включающий электродвигатель 2 с двумя выходными концами валов и планетарный редуктор, установленный на поворотной части крана. На верхнем конце вала электродвигателя закреплен шкив 1, на который накладываются тормозные колодки тормоза.

Электродвигатель посредством фланцевой вставки присоединен к верхней части планетарного редуктора. Нижний конец вала электродвигателя посредством зубчатой муфты соединен с входным валом планетарного редуктора.

Планетарный редуктор имеет корпус 5, внутри которого по высоте неподвижно установлены три зубчатых венца 3 с внутренним зацеплением. Расстояние между этими венцами фиксируется дистанционными кольцами.

Каждый зубчатый венец 3 находится в зацеплении с тремя сателлитами 8, расположенными относительно друг друга под углом 120° по окружности и закрепленными на цапфах водил 7. В ступицах двух верхних водил 7 на шлицах закреплены валы-шестерни, находящиеся в зацеплении с последующей группой сателлитов 8, из трех колес. В последнем, третьем нижнем водило 7 посредством шлицов и торцевой шайбы закреплен выходной вал редуктора, на нижнем конце которого неподвижно насажена выходная шестерня 6, взаимодействующая с зубчатым венцом, установленным на неповоротной части крана.

В центральной части редуктора между валами, закрепленными в ступицах водил, предусмотрены упорные шариковые подшипники, фиксирующие положение элементов редуктора по высоте.

10.2 Сопротивления в опорах при повороте крана

Сопротивления повороту крана в установившийся период определяется трением в опорах, зависящих от конструкции опорно-поворотного устройства, ветровых нагрузок и отклонения оси колонны от вертикали. Опорные устройства бывают:

- на подшипниках при вращающейся колонне крана;
- на роликовой опоре и подшипниках в кранах с неподвижной колонной;
- на ролико-шариковых опорных кругах или на ходовых колесах в передвижных и других типах кранов.

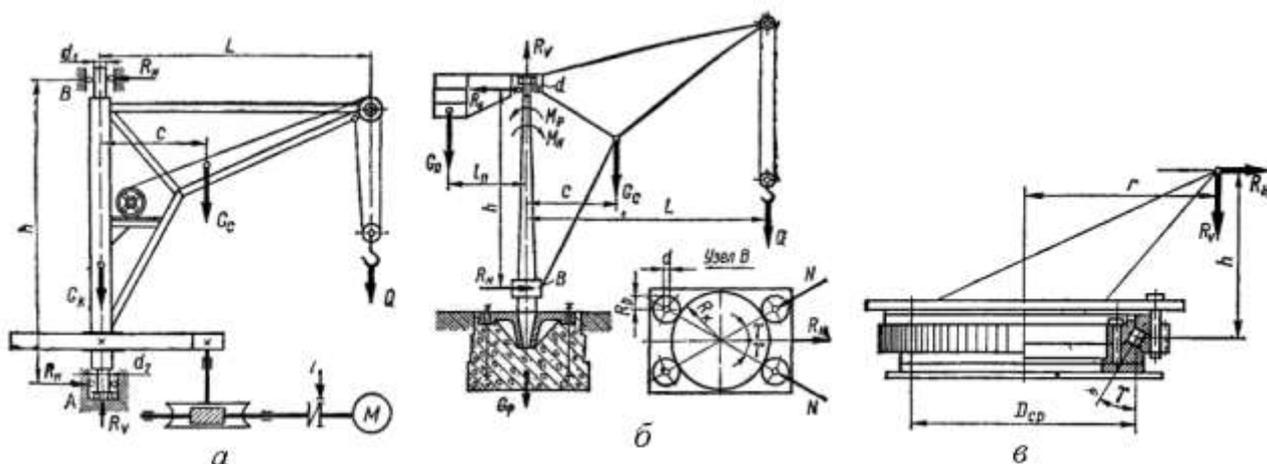


Рисунок 10.2– Расчетные схемы кранов:
 а – с поворотной колонной; б – с неподвижной колонной;
 в – с роликовым опорно-поворотным кругом

Сопротивления в подшипниковых опорах крана с вращающейся колонной (рис. 10.2, а). Вертикальная реакция, воспринимаемая подпятником,

$$R_V = Q + G_K + G_C, \quad 10.1$$

где Q , G_K , G_C – соответственно вес груза, колонны и стрелы. Горизонтальные реакции находим из уравнения равновесия:

$$QL + G_C c - R_H h = 0.$$

Статический момент сопротивления повороту в общем случае равен сумме моментов сил трения в опорах $T_{тр}$, ветровых нагрузок T_B и уклона крана $T_{ук}$:

$$T_C = \sum T_{тр} + T_B + T_{ук};$$

$$T_{тр} = R_H f_1 d_1 / 2 + R_H f_2 d_2 / 2 + R_V f_3 d_3 / 2; \quad 10.2$$

где d_1 , d_2 , d_3 – диаметры верхней и нижней опор и подпятника; f_1 , f_2 , f_3 – коэффициенты трения в верхней и нижней опорах; $f=0,015...0,020$ для подшипников качения.

Сопротивление в роликовой опоре и подшипниках крана с неподвижной колонной (рис. 10.2, б). Вертикальное усилие, воспринимаемое упорным подшипником верхней опоры, равно сумме веса поднимаемого груза Q и веса вращающихся частей крана G_C (стрелы), $G_{П}$ (противовеса):

$$R_V = Q + G_C + G_{П} \quad 10.3$$

Противовес устанавливают для увеличения устойчивости крана и уменьшения изгибающих моментов, действующих на колонну. Вес противовеса определяется из условия равенства суммы статических моментов, действующих на кран в нагруженном (н) и разгруженном (р) состояниях:

$$M_n = QL + Q_C c - G_{П} l_{П};$$

$$M_p = G_C c - G_{П} l_{П}. \quad 10.4$$

В связи с переменным весом груза на крюке кран не бывает полностью уравновешен: при номинальной грузоподъемности колонна крана изгибается в сторону груза моментом от половины веса груза, а при отсутствии груза – в

сторону противовеса.

Горизонтальную реакцию R_H находим из уравнения моментов для грузевого крана:

$$QL + G_C c - G_{II} l_{II} - R_H h = 0. \quad (10.5)$$

Статический момент сопротивления повороту равен сумме моментов от сил трения, ветра и уклона (10.2).

Если в нижней опоре установлен четырёхкатковый узел, воспринимающий только горизонтальное усилие R_H , то качение катков по колонне можно рассматривать аналогично качению катка по прямому рельсу, допуская незначительную погрешность в изменении коэффициента трения качения.

Нагрузки на каток в четырёхкатковой опоре будут действовать согласно схеме на рис. 10.2, б. Усилия, действующие на катки в радиальном направлении относительно сечения колонны, получают путем разложения горизонтального усилия R_H , действующего на опору, по радиальным направлениям:

$$N = R_H / \cos \gamma,$$

где γ – угол между радиальным направлением сечения колонны, проходящим через центр катка и направлением нагрузки R_H .

Сила сопротивления передвижению катка

$$W = \frac{N}{2R} (f d + 2\mu), \quad (10.6)$$

где f – коэффициент трения в подшипниках оси катка; μ – коэффициент трения качения; R и d – радиус катка и диаметр цапфы.

Для преодоления сопротивления передвижению двух катков к коробке нижней опоры следует приложить момент

$$T_H = W D + 2R, \quad (10.7)$$

где D – диаметр колонны.

Сопротивление в ролико-шариковых опорных кругах (рис. 10.2, в). В шариковых и роликовых опорно-поворотных устройствах все действующие силы можно привести к вертикальной силе R_V , приложенной в центре опоры, горизонтальной силе R_H , приложенной по центру тел качения, и моменту

$$M = R_V r + R_H h.$$

Момент сил сопротивления вращению в шариковых и роликовых опорах определяют по эмпирической формуле

$$T = w (M + R_V D_{cp}) / \cos \gamma, \quad (10.8)$$

где D_{cp} – средний диаметр круга катания роликов или шариков; $w = 0,005 \dots 0,01$ – коэффициент, учитывающий сопротивление от качения и трения шаров или роликов о сепаратор.

10.3 Мощность привода

В период пуска механизма двигатель преодолевает, кроме статических нагрузок, моменты от сил инерции вращающихся масс привода, металлоконструкции и груза:

$$T_{и} = J_{пр} \omega / t_n, \quad (10.9)$$

где t_n – продолжительность пуска привода.

В том случае, когда двигатель еще не выбран и отсутствуют данные значений моментов инерции ротора, муфт и т. д., в расчет берут общий момент инерции крана и привода (рис. 10.2, б):

$$J_0 = \delta (m_1 L^2 + m_2 c^2 + m_3 \ell^2), \quad (10.11)$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма; m_1 , m_2 , m_3 – массы груза, крана, противовеса. Приведенный к валу двигателя момент инерции крана:

$$J_{пр} = J_0 / u_0^2 \eta, \quad (10.12)$$

где u_0 , η – передаточное число и КПД механизма.

Время пуска и торможения механизма принимают согласно рекомендациям ВНИИПТМаш такими, чтобы линейное ускорение конца стрелы было не более 1 м/с^2 .

Расчетная мощность двигателя, кВт:

$$P = (T_c + T_u) / 10^3 \eta \psi_{cp}, \quad (10.13)$$

где ψ – средний коэффициент перегрузки двигателя.

Передаточное число механизма:

$$u_0 = \omega / \omega_K, \quad (10.14)$$

где ω , ω_K – угловые скорости вала двигателя и крана.

Проверку двигателя по условиям нагрева ведут или по среднеквадратичному моменту (при известном нагрузочном графике), или по методу номинального режима работы.

Тормоз в механизме поворота крана рассчитывают из условий поглощения кинетической энергии движущихся масс привода, конструкции крана, груза, а также преодоления моментов от действия ветровых нагрузок и уклона пути; силы сопротивления от трения в опорах уменьшают величину тормозного момента. С целью уменьшения габаритов тормоза его устанавливают на валу двигателя.

Тормозной момент:

$$T_T = J_{пр} \omega / t_T - (T_B + T_{yк} + T_c) \eta / u_0, \quad (10.15)$$

где t_T – время торможения; u_0 – передаточное число механизма.

Если тормоз установлен не на валу двигателя, то все моменты следует приводить к валу тормоза; КПД приводной цепи определяют также до тормозного вала.

10.4 Устойчивость крана

Для безопасности работы крана должна быть гарантирована его устойчивость, исключая всякую вероятность его опрокидывания даже при самых неблагоприятных условиях нагружения. Количественным показателем устойчивости крана является так называемый коэффициент устойчивости, представляющий отношение восстанавливающего момента крана M_1 к опрокидывающему моменту $M_{оп}$:

$$K_1 = M_1 / M_{оп}. \quad (10.16)$$

При определении коэффициента устойчивости максимально нагруженного крана (максимальный груз на максимальном вылете) в опрокидывающий момент вводят только вес полезного груза Q , момент которого относительно ребра опрокидывания 1 (рис. 10.3):

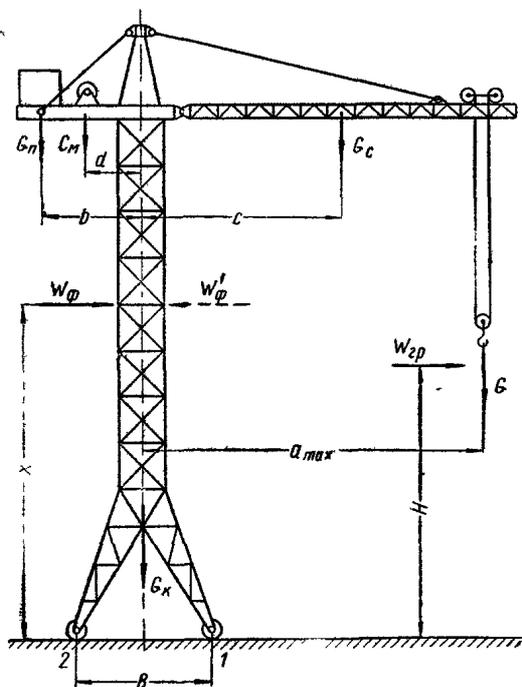


Рисунок 10.3— Схема к расчёту устойчивости башенного крана.

ветра на груз $W_{гр}$ и на ферму крана $W_{ф}$, динамические усилия ускорения и торможения груза, центробежную силу, действующую на груз при вращении крана, а также негоризонтальность пути, если она возможна по условиям работы. Опрокидывающий момент $M_{оп}$ при таком точном расчете K_1 определяется так же, как и при приближенном (т. е. только от полезного груза G). Моменты от вышеуказанных дополнительных нагрузок вводятся как отрицательные величины в восстанавливающий момент M_1 . При таком точном методе расчета коэффициент грузовой устойчивости, по правилам Госгортехнадзора, должен быть $K_1 > 1,15$.

Кран с противовесом может опрокинуться в ненагруженном состоянии ($G=0$) в левую сторону, вокруг ребра 2. Для определения коэффициента «собственной» устойчивости K_2 сопоставляют также соответствующие опрокидывающий и восстанавливающий моменты:

$$K_2 = M'_1 / M'_{оп}, \quad \text{10.19}$$

причем в опрокидывающий момент $M'_{оп}$ вводят моменты всех весов, расположенных вне опорного контура (т. е. левее ребра 2), давление ветра $W'_ф$, которое подсчитывается по наибольшим «нерабочим» нормам ветра: для прибрежных районов $p_B=1000 \text{ Н/м}^2$ (при высоте крана до 20м); для прочих районов $p_B=700 \text{ Н/м}^2$.

Восстанавливающий момент M'_1 создается весами узлов крана, расположенными правее ребра 2.

Коэффициент собственной устойчивости крана, по правилам Госгортехнадзора $K_2 > 1,15$

$$M_{оп} = G_{max} \cdot B/2 \quad \text{10.17}$$

Собственный вес крана — его металлоконструкции, механизмов и противовеса — создает восстанавливающий момент

$$M_1 = G_{II} \cdot B/2 + 0,5B \cdot G_M + 0,5B \cdot G_K + G_C \cdot B/2 - G_C \cdot B/2 \quad \text{10.18}$$

Подставив $M_{оп}$ и M_1 в выражение K получаем коэффициент «грузовой» устойчивости, который по действующим нормам должен быть при таком приближенном методе подсчета не менее 1,4.

При точном определении коэффициента грузовой устойчивости учитывают не только вес груза и вес крана, но и прочие нагрузки, а именно: давление

ветра на груз $W_{гр}$ и на ферму крана $W_{ф}$, динамические усилия ускорения и

торможения груза, центробежную силу, действующую на груз при вращении крана, а также негоризонтальность пути, если она возможна по условиям работы. Опрокидывающий момент $M_{оп}$ при таком точном расчете K_1 определяется так же, как и при приближенном (т. е. только от полезного груза G). Моменты от вышеуказанных дополнительных нагрузок вводятся как отрицательные величины в восстанавливающий момент M_1 . При таком точном методе расчета коэффициент грузовой устойчивости, по правилам Госгортехнадзора, должен быть $K_1 > 1,15$.

Кран с противовесом может опрокинуться в ненагруженном состоянии ($G=0$) в левую сторону, вокруг ребра 2. Для определения коэффициента «собственной» устойчивости K_2 сопоставляют также соответствующие опрокидывающий и восстанавливающий моменты:

$$K_2 = M'_1 / M'_{оп}, \quad \text{10.19}$$

причем в опрокидывающий момент $M'_{оп}$ вводят моменты всех весов, расположенных вне опорного контура (т. е. левее ребра 2), давление ветра $W'_ф$, которое подсчитывается по наибольшим «нерабочим» нормам ветра: для прибрежных районов $p_B=1000 \text{ Н/м}^2$ (при высоте крана до 20м); для прочих районов $p_B=700 \text{ Н/м}^2$.

Восстанавливающий момент M'_1 создается весами узлов крана, расположенными правее ребра 2.

Коэффициент собственной устойчивости крана, по правилам Госгортехнадзора $K_2 > 1,15$

В козловых кранах с консолями проверяют устойчивость в поперечном направлении при крайнем положении грузовой тележки на консоли и экстренном ее торможении при ударе о буфер.

Во всех случаях действие рельсовых захватов при определении устойчивости не учитывается. Для гусеничных кранов не учитывается вес нижней ветви гусеничной ленты.

Козловые и полукозловые краны, перегрузочные мосты имеют высоко расположенный центр тяжести и значительную подветренную площадь, поэтому их также следует рассчитывать на устойчивость. Для консольных козловых кранов коэффициент грузовой устойчивости определяют вдоль и поперек подкрановых путей. Для кранов без консолей устойчивость определяют только вдоль пути.

Коэффициент грузовой устойчивости крана в продольном направлении проверяют при резком торможении крана, например при наезде на упор.

Глава 11. БЕЗОПАСНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН.

11.1. Организация надзора. Контроль безопасных условий эксплуатации грузоподъемных машин осуществляет Государственный комитет по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору (Госгортехнадзор). Главными задачами Госгортехнадзора являются проведение контроля за выполнением установленных требований по безопасному ведению работ и проведением профилактических мер по предупреждению аварий и производственного травматизма, а также обеспечение единства требований, предусматриваемых правилами, нормами и инструкциями по технике безопасности на предприятиях, независимо от их территориального расположения и ведомственного подчинения.

В области надзора за безопасным ведением работ при устройстве и эксплуатации подъемных машин Госгортехнадзор обеспечивает:

- контроль за соблюдением правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, лифтов, фуникулеров и подвесных канатных дорог;
- регистрацию подъемных машин и выдачу разрешений на их эксплуатацию;
- проведение технических освидетельствований подъемных сооружений;
- контроль за устранением предприятиями-изготовителями и монтажными организациями выявленных недостатков в конструкции подъемных сооружений, а также дефектов изготовления и монтажа;
- контроль за соблюдением установленных техническими нормами сроков планово-предупредительного и капитального ремонтов подъемных сооружений.

При проектировании и эксплуатации Грузоподъемных машин особое внимание следует обращать на повышение их надежности и соблюдение требований техники безопасности. Соблюдение правил Госгортехнадзора является обязательным при проектировании, расчете и эксплуатации

грузоподъемных машин.

Правила Госгортехнадзора распространяются на все типы кранов и грузоподъемных устройств, применяемых в различных областях народного хозяйства, за исключением грузоподъемных машин, установленных на морских и речных судах и других плавучих сооружениях (на которые распространяются специальные правила регистра и речного регистра), экскаваторов (если они не предназначены для работа с крюком, грейфером и подъемным электромагнитом) и других землеройных машин, а также специальных грузоподъемных машин, например напольных завалочных и посадочных машин, трубоукладчиков, электро- и автопогрузчиков.

В соответствии с правилами вновь установленные грузоподъемные машины, на которые распространяются эти правила, а также съемные грузозахватные устройства до пуска в работу подлежат техническому освидетельствованию, целью которого является проверка исправного состояния крана. Различают полное и частичное освидетельствование. При полном техническом освидетельствовании производят осмотр машины, а также статические и динамические испытания под нагрузкой. При частичном техническом освидетельствовании производится только осмотр грузоподъемной машины – без испытания ее под нагрузкой.

Полному техническому освидетельствованию подвергаются грузоподъемные машины перед их вводом в работу (первичное техническое освидетельствование) и периодически, не реже одного раза в 3 года. Редко используемые краны (например, краны, обслуживающие машинные залы электрических и насосных станций, используемые только при ремонте оборудования) должны подвергаться полному техническому освидетельствованию через каждые 5 лет.

Первичное освидетельствование кранов, выпускаемых с заводо-изготовителей и транспортируемых на место эксплуатации в собранном состоянии, производится отделом технического контроля завода-изготовителя перед их отправкой.

Грузоподъемные машины, находящиеся в эксплуатации, должны подвергаться частичному периодическому освидетельствованию через каждые 12 месяцев. При осмотре устанавливают надежность каждого узла и элемента машины. Например, определяют отсутствие трещин в элементах металлоконструкции, степень износа зева крюка (износ не должен превышать 10 % высоты сечения крюка), легкость вращения крюка на его опоре, надежность стопорного устройства крюка, состояние и степень износа грузовых канатов, а также пригодность их к дальнейшей работе в соответствии с принятыми нормами браковки, надежность крепления каната; состояние механизмов и приборов безопасности, наличие заземления и нулевой блокировки, состояние ограждений и перил, надежность противоугонных устройств и т. д. Состояние механизмов определяют осмотром без разборки с опробованием в работе. Особое внимание уделяют механизмам подъема груза и стрелы как наиболее ответственным.

Затем грузоподъемная машина подвергается статическому испытанию для проверки прочности ее элементов, а для передвижных стреловых кранов также

для проверки грузовой устойчивости. Статические испытания производят нагрузкой, на 25 % превышающей номинальную грузоподъемность машины.

Для статических испытаний мостовой кран устанавливают над опорами крановых путей, а его тележку – в положение, соответствующее наибольшему прогибу моста. Крюк с грузом поднимается на высоту 200–300 мм и в таком положении выдерживается в течение 10 мин. Затем груз опускается и проверяют остаточную деформацию металлоконструкции крана с помощью отвеса, подвешиваемого к крану. По окончании испытаний отвес должен занять прежнее положение, что свидетельствует об отсутствии остаточных деформаций и нормальной работе металлической конструкции.

Первичное статическое испытание вновь изготовленных стреловых кранов производят при вылетах, соответствующих наиболее напряженному состоянию механизмов, металлоконструкции, канатов и наименьшей устойчивости кранов. Периодическое испытание проводят только в положении, соответствующем наибольшей грузоподъемности крана. Краны, имеющие грузоподъемность, не зависящую от вылета, испытывают при наибольшем вылете. Во всех случаях испытания стреловых кранов их поворотную часть устанавливают в положение, соответствующее наименьшей устойчивости крана. Результаты статических испытаний считаются удовлетворительными, если в течение 10 мин не произойдет самопроизвольного опускания подвешенного груза, не обнаружится остаточная деформация, потеря устойчивости у стреловых передвижных кранов или повреждения отдельных элементов.

Машина, выдержавшая статические испытания, подвергается динамическому испытанию для проверки действия механизмов и тормозных устройств. При этих испытаниях проводят повторный подъем и опускание груза, масса которого на 10 % превышает грузоподъемность машины (правила Госгортехнадзора допускают также проведение динамических испытаний номинальной нагрузкой), а также проверяют действия всех других механизмов машины при их раздельном движении. Механизмы подъема груза и стрелы, рассчитанные на подъем и опускание стрелы с грузом, проверяют под нагрузкой, соответствующей наибольшему рабочему вылету стрелы. При этих испытаниях также проверяют действие концевых выключателей моста, тележки и т. д. Действие концевых выключателей механизма подъема груза и стрелы проверяют без груза. Если механизмы машины, их тормоза и концевые выключатели действуют исправно, то производят проверку действия ограничителя грузоподъемности, который должен срабатывать при плавном подъеме груза, масса которого на 10 % превышает номинальную грузоподъемность. Если на одном механизме грузоподъемной машины установлено два тормоза и более, то действие каждого тормоза проверяют в отдельности.

Сменные грузозахватные приспособления при освидетельствовании также подвергают осмотру и испытанию нагрузкой, превышающей на 25 % их номинальную грузоподъемность.

Результаты освидетельствования заносят в журнал, и разрешение на эксплуатацию машины может быть выдано только после получения удовлетворительных результатов осмотра и испытаний.

Контроль за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных машин осуществляет инспекция Госгортехнадзора и инженерно-технический работник по надзору, назначаемый администрацией предприятия, эксплуатирующего машины. Техническое освидетельствование грузоподъемных машин на предприятии производит инженер по техническому надзору в присутствии ответственного лица за исправное состояние грузоподъемной машины.

11.2. Устройство концевой защиты. Согласно правилам Госгортехнадзора грузоподъемные машины с электрическим приводом снабжены устройствами концевой защиты, автоматически останавливающими механизм подъема груза при подходе грузозахватного устройства к верхнему допустимому положению, механизм подъема стрелы при подходе к ее верхнему упору, механизм передвижения крана и механизм передвижения грузовой тележки при подходе к концевым упорам.

Устройство концевой защиты механизма подъема или ограничитель высоты подъема груза показан на рис. 4.3 (Гл. 4). Размыкающий контакт концевого выключателя находится в цепи контактора, осуществляющего включение двигателя механизма подъема или в цепи защиты крана.

При подъеме груза до предельного верхнего уровня обойма подвески поднимает рычаг с грузом, что приводит к отключению двигателя подъема и замыканию тормоза.

Ограничитель высоты подъема должен быть установлен так, чтобы после остановки грузозахватного устройства без груза сохранился зазор не менее 200 мм между грузозахватным устройством и элементом, стоящим на пути его движения. Для электроталей этот зазор должен быть не менее 50 мм. В грейферных кранах с двухдвигательной грейферной лебедкой при срабатывании ограничителя высоты подъема отключаются механизм подъема и механизм замыкания грейфера.

Устройство концевой защиты механизмов передвижения кранов и грузовых тележек или ограничитель хода кранов и тележек состоит из концевого выключателя и профилированной линейки. В ограничителях хода кранов концевой выключатель установлен на кране, а линейка – на основании кранового пути; в ограничителях хода тележек концевой выключатель расположен на пролетном строении крана, линейка – на тележке. При подходе крана к крайнему допустимому положению ролик концевого выключателя наезжает на скошенную часть линейки, в результате чего размыкается контакт концевого выключателя и отключается механизм передвижения.

Согласно правилам Госгортехнадзора ограничители хода крана должны быть установлены на башенных и козловых кранах, а также на мостовых перегружателях независимо от их скорости передвижения. На кранах всех типов скорости передвижения которых составляют более 32 м/мин, также установлены ограничители хода.

Концевой выключатель ограничителя хода крана или тележки должен быть установлен так, чтобы он срабатывал на расстоянии крана до упора, равном не менее половины пути торможения, а у башенных, порталных и козловых кранов

и мостовых перегружателей – не менее полного пути торможения. Если, например, в мостовых кранах концевой выключатель установлен на расстоянии, равном половине пути торможения, то при постоянном замедлении кран может перемещаться до упора после срабатывания концевой выключателя со скоростью, равной 0,71 максимальной скорости. В этом случае дальнейшее снижение скорости кранов осуществляется буферным устройством

При установке взаимных ограничителей хода на мостовых и консольных передвижных кранах, работающих на одном рельсовом пути, расстояние между кранами в момент срабатывания ограничителей может быть уменьшено до 0,5 м.

11.3. Ограничители грузоподъемности устанавливаются на стреловых кранах и кранах мостового типа. Однако между ограничителями грузоподъемности этих двух групп кранов имеется принципиальное различие. Основным назначением ограничителей грузоподъемности кранов мостового типа (мостовых и козловых кранов и мостовых перегружателей) является защита силовых элементов крана и, в первую очередь крановой металлоконструкции от недопустимых перегрузок. Назначением ограничителей грузоподъемности свободностоящих стреловых кранов является, кроме того, защита кранов от опрокидывания.

Ограничителем грузоподъемности кранов мостового типа принято называть прибор, осуществляющий отключение механизма подъема при подъеме груза массой, превышающей допустимую грузоподъемность. По правилам Госгортехнадзора ограничители грузоподъемности должны быть установлены только на те краны мостового типа, которые могут быть перегружены по технологическим причинам. Ограничитель грузоподъемности крана мостового типа не должен допускать перегрузку крана более чем на 25 %.

Большинство существующих ограничителей грузоподъемности кранов мостового типа выполнено по одной обобщенной схеме (рис. 11.1, а). Такой ограничитель грузоподъемности состоит из упругого элемента 1, уравнивающего вес поднимаемого груза $G_{гр}$, передаточного механизма 2 и исполнительного устройства, например концевой выключатель 3, срабатывающего при увеличении усилия F более допустимого.

Передаточное число ограничителя:

$$U = G_{гр} / F.$$

В большинстве случаев передача усилия от веса груза на ограничитель грузоподъемности осуществляется через неподвижный уравнивающий блок (рис 11.1,б)

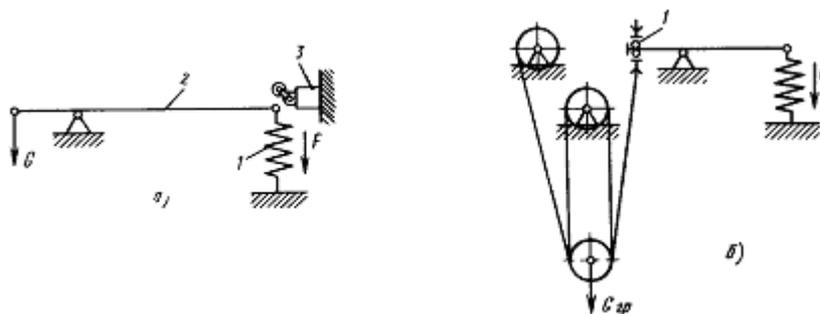


Рисунок 11.1– Ограничитель грузоподъемности:
а – обобщенная схема; б – схема передачи усилия

Ограничители грузоподъемности стреловых свободностоящих кранов (стреловых самоходных, башенных и порталных) являются ограничителями грузового момента, который зависит от массы поднимаемого груза и вылета стрелы. По правилам Госгортехнадзора ограничители грузоподъемности стреловых кранов должны отключать автоматически механизмы подъема и изменения вылета тогда, когда грузовой момент превышает номинальное значение более чем на 10 %, а для порталных кранов более чем на 15 %. Для стреловых кранов, имеющих две или более грузовые характеристики, должен быть применен ограничитель грузового момента, имеющий устройство для переключения в соответствии с выбранной характеристикой.

В стреловых кранах срабатывание ограничителя грузоподъемности возможно при подъеме груза с опоры на постоянном вылете стрелы и увеличении вылета стрелы с поднятым грузом. В обоих случаях ограничитель грузоподъемности должен предотвращать опрокидывание крана.

Наибольшее распространение имеет универсальный ограничитель грузоподъемности типа ОГП-1, предназначенный для установки на башенных, автомобильных, пневмоколесных, гусеничных и железнодорожных кранах. Этот ограничитель состоит из датчика усилия, датчика угла наклона стрелы и блока исполнительной электроаппаратуры.

В самоходных стреловых кранах для измерения веса поднятого груза при заданном вылете стрелы датчик усилия включается в неподвижную оттяжку стрелоподъемного полиспаста (рис. 11.2, а). Между канатами стреловой оттяжки S вставлены две распорки 1 так, что при закреплении датчика усилия 2 канаты отклоняются от оси оттяжки на некоторый угол α , в результате чего усилие P , деформирующее упругий элемент датчика, по сравнению с усилиями

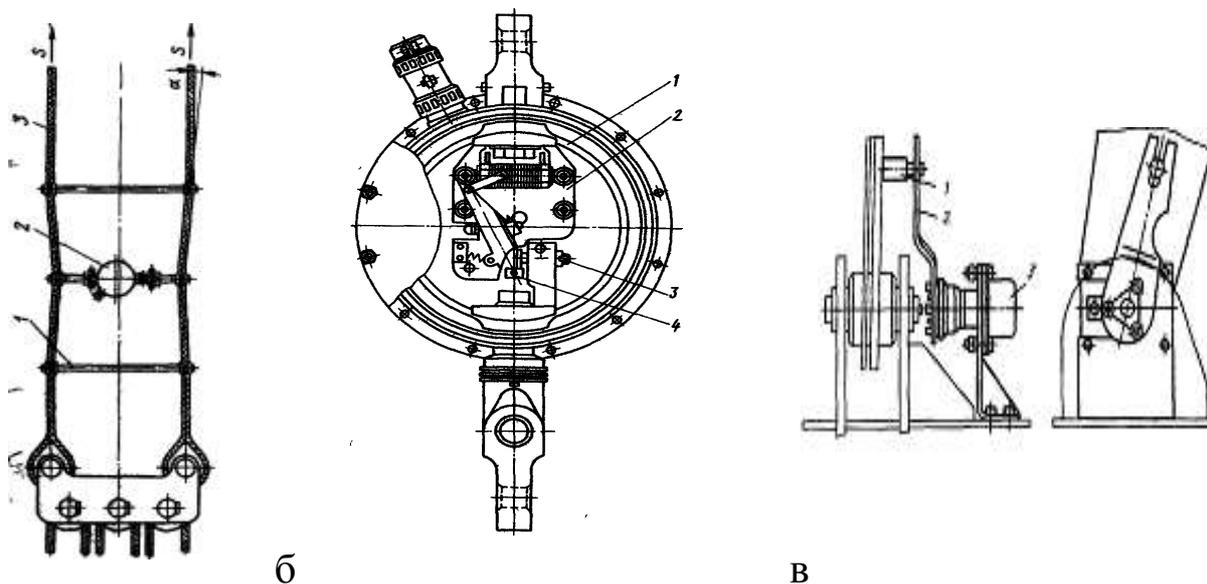


Рис. 11.2 – Ограничитель грузового момента: а – схема включения датчика усилия; б – датчик усилия; в – датчик угла наклона стрелы крана.

S в канатах уменьшается в U раз, причем:

$$U=S/P.$$

Эту величину U, называемую коэффициентом редукции канатного многоугольника, выбирают в пределах 8...50.

Датчик усилия ограничителя ОГП-1 (рис. 11.2, б) имеет упругое динамометрическое кольцо 1, деформация которого с помощью толкателя 8 и сухаря 4 передается на потенциометр 2, осуществляющий преобразование перемещения кольца в некоторое электрическое напряжение.

Потенциометрический датчик угла наклона стрелы 3 (рис. 11.2, в) приводится в движение с помощью поводка 2, закрепленного на валу датчика, в прорезь которого входит закрепленный на стреле палец 1. При изменении наклона стрелы поводок поворачивает валик датчика угла наклона.

11.4. Противоугольные устройства предназначены для предотвращения угона силой ветра козловых кранов, перегружателей и других типов передвижных кранов, установленных на открытых площадках. Противоугольные захваты обычно включаются при действии ветра с удельной нагрузкой 250...400 Па.

Противоугольные устройства делятся на три группы: остановы, затормаживающие ходовые колеса; стопорные устройства или фиксаторы; рельсовые захваты.

Противоугольные устройства бывают ручного и автоматического действия. Привод противоугольного захвата включается автоматически от анемометра при большой скорости ветра. При удельной нагрузке ветра 250 Па включаются световые или звуковые сигналы, а при 400 Па автоматически отключаются механизмы передвижения и включается привод противоугольных устройств, зажимающих башмаками головку рельсов с двух сторон.

Механизмы захвата бывают клиновые, пружинные, гидравлические, пневматические и магнитные.

Автоматический клещевой захват 1 (рис. 11.3, а) зажимает рельс силой веса клина 3 через рычажную систему 2. Выключение захватов (освобождение рельсов) осуществляется барабанной лебедкой 4, поднимающей клин в верхнее положение, вследствие чего рычаги сходятся под действием пружины 5, и клещи освобождают рельс. Применяется для перегружателей и других тяжелых кранов.

На рис. 11.3, б приведено автоматическое противоугольное клещевое устройство пружинного типа. Клещи замыкаются пружиной, а размыкаются при помощи канатной лебедки.

Представляет интерес конструкция автоматического захвата с электрогидротолкателем (рис. 11.3, в), установленного на тележке 4, которая размещена у концевой балки крана и перемещается на ходовых колесах 1 по рельсу.

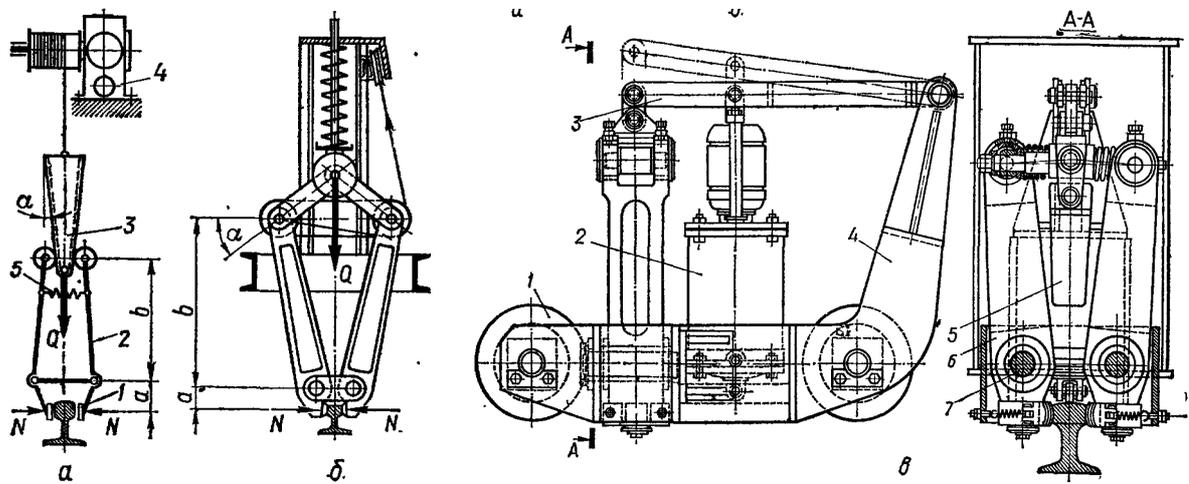


Рисунок 11.3– Противоугонные устройства: захваты клиновой (а), пружинного типа (б), автоматический (в).

Рычаги 6 с подпружиненными эксцентриками поворачиваются относительно осей 7 под действием груза 5 и зажимают рельс. В нерабочем состоянии рычаги удерживаются траверсой 3, соединенной со штоком гидротолкателя 2.

Раздел II. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

Глава 12. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИНАХ

12.1. Назначение и классификация

Машины и оборудование, предназначенные для перемещения насыпных грузов непрерывным потоком, а штучных грузов – с определенным интервалом, называют транспортирующими машинами непрерывного действия. Они занимают ведущее место среди подъемно-транспортных «средств различного назначения. Характерной особенностью этих машин является то, что их загрузка и разгрузка происходят без остановки при непрерывном движении рабочего органа.

Транспортирующие машины применяют в качестве транспортных средств на заводах, фабриках, в горнодобывающей промышленности, строительстве, сельскохозяйственном производстве и других отраслях для перемещения различных насыпных (уголь, руда, агломерат, цемент, песок, щебень, гравий, грунт, зерно и т. п.) и штучных (кирпич, пиломатериалы, бревна, трубы, прокатные балки, слитки, детали машин и др.) грузов.

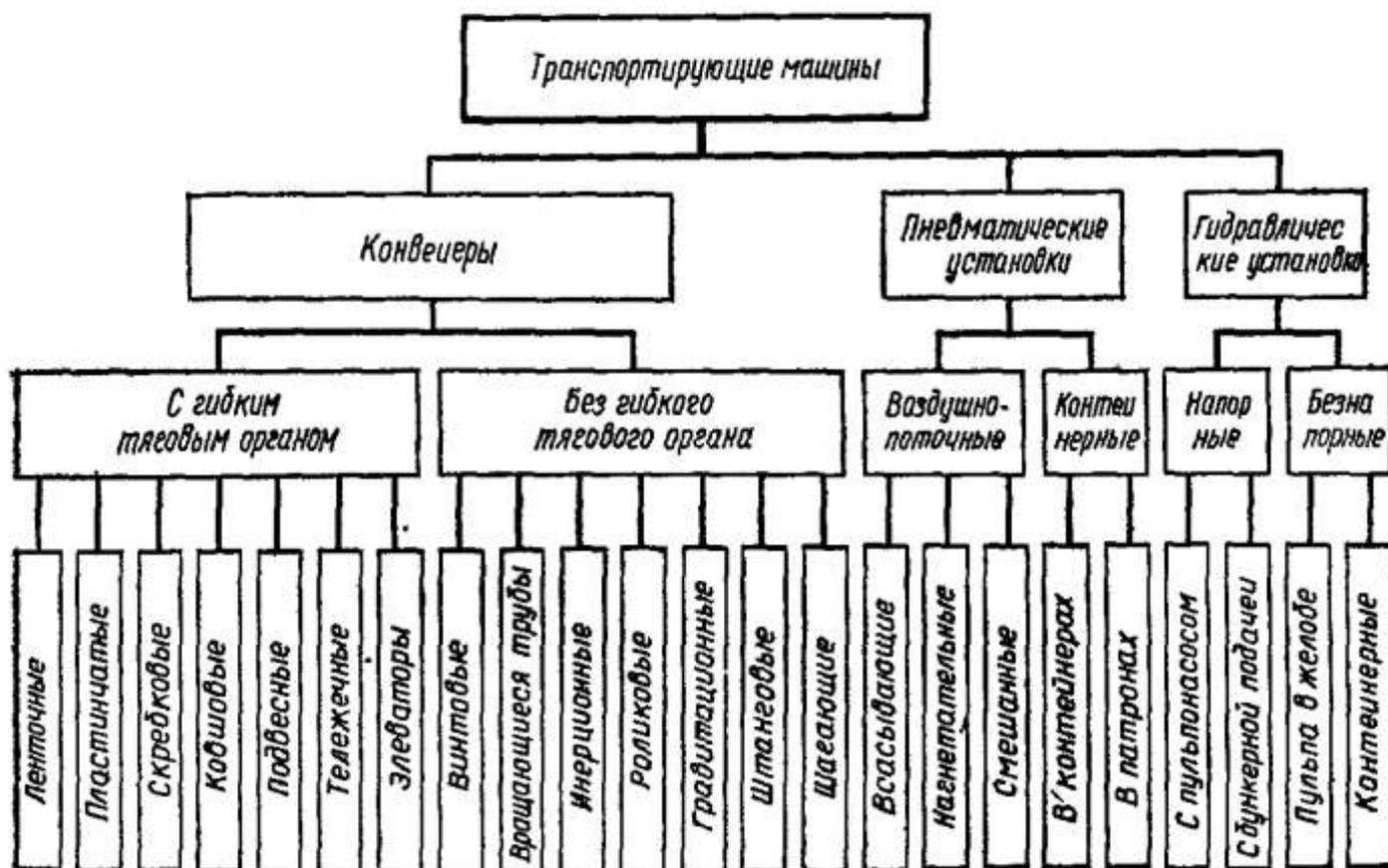


Рисунок 12.1– Классификация транспортирующих машин

Машины непрерывного транспорта являются основой комплексной механизации погрузочно-разгрузочных и производственных процессов, повышающих производительность труда и эффективность производства.

В поточном производстве они являются составной частью основного технологического оборудования, от которого во многом зависит работа всего предприятия. Они позволяют целесообразно организовать поточные механизированные и автоматизированные производственные процессы.

Транспортирующие машины можно разделить на три класса (рис. 12.1): конвейеры, пневматические установки и гидравлические установки.

12.2. Характеристика транспортируемых грузов

Транспортируемые грузы разделяют на штучные и насыпные. На выбор способа транспортирования грузов и расчета машин оказывают существенное влияние физико-механические свойства грузов (крупность, объемная плотность, подвижность и др.). Размеры штучных грузов колеблются от нескольких сантиметров до нескольких метров (лесоматериал, прокат и др.), а масса – от долей килограмма до десятков тонн.

По крупности (мм) насыпные грузы делят на следующие 8 категорий: пылевидные (до 0,05), порошкообразные (0,05...0,5), мелкозернистые (0,5...2), крупнозернистые (2...10), мелкокусковые (11...60), среднекусковые (60...160), крупнокусковые (160...320), особо крупные (свыше 320).

Если кусок в трех измерениях имеет размеры a_1 , a_2 , a_3 , то номинальный размер $a = \sqrt[3]{(a_1 a_2 a_3)}$.

Насыпная плотность (объемная масса γ , т/м³) свободно насыпанных грузов зависит от плотности частиц материалов, гранулометрического состава, пористости и степени заполнения пор водой (влажности).

Степень подвижности материалов зависит от значения внутренних сил трения и сцепления между частицами. Хорошо сыпучие материалы те, у которых отсутствует сцепление.

Подвижность сыпучих грузов определяется углом естественного откоса ϕ , который находится в пределах 45...50° (покоя) и 27...35° (движения).

Абразивность – свойство истирать соприкасающиеся поверхности при их относительном скольжении. Это свойство особенно характерно для остrokромочных грузов.

Хрупкость – свойство грузов разрушаться при падении, толчках.

Слеживаемость – способность насыпных грузов терять сыпучесть при длительном хранении в штабелях, бункерах и пр. (цемент, известь, гипс и др.).

Смерзаемость – свойство насыпных грузов, содержащих влагу, образовывать монолит при низких температурах (уголь, руда, глина, песок и др.).

Липкость – способность грузов прилипать к соприкасающимся поверхностям твердого тела (мокрые и влажные грузы).

Кроме этих основных свойств грузы обладают и другими: повреждаемость, взрывоопасность, самовозгораемость, коррозионная активность, ядовитость и

другие, которые могут в ряде случаев решающим образом повлиять на выбор способа транспортирования.

12.3. Производительность машин непрерывного действия

Производительность транспортирующей машины, перемещающей материал равномерно, непрерывным потоком, равна объему (количеству) материала, проходящего через данное сечение рабочего элемента в единицу времени. Если площадь поперечного сечения потока материала A (м^2), скорость движения материала v (м/с), а плотность γ (кг/м^3), то массовая производительность машины (т/ч)

$$\text{объемная (м}^3\text{/ч)} \quad \Pi = 3,6FAv\gamma,$$

$$\Pi_0 = 3600Av.$$

В силу непрерывности потока массу материала можно выразить в виде линейной величины q (кг/м):

$$q = A\gamma. \quad (12.1)$$

Тогда массовая производительность (т/ч) машины

$$\Pi = 3,6qv. \quad (12.2)$$

В случае транспортирования материала в отдельных сосудах, например в ковшах вместимостью i (м^3), при среднем коэффициенте наполнения ковшей ψ и расположении их вдоль тягового органа конвейера с шагом p (м), линейная вместимость ковшей $q = i\psi/p$ ($\text{м}^3/\text{м}$), а линейная масса (кг/м) материала

$$q = i\psi\gamma/p. \quad (12.3)$$

Следовательно,

$$\Pi = 3,6vi\psi\gamma/p = 3,6qv/p. \quad (12.4)$$

При перемещении штучных грузов массой m_0 (кг) каждый, расположенных с шагом p (м), линейная масса материала

$$q = m_0/p. \quad (12.5)$$

Тогда массовая производительность (т/ч) машины

$$\Pi = 3,6vm_0/p. \quad (12.6).$$

Глава 13. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

13.1. Общие сведения. Конструкция конвейеров

Ленточные конвейеры предназначены для непрерывного перемещения насыпных и мелкоштучных грузов в горизонтальном, наклонном и вертикальном направлениях. Они нашли широкое применение во всех отраслях народного хозяйства, промышленности, сельском хозяйстве, в горнодобывающей, металлургической промышленности и пр. благодаря своим **достоинствам**:

- непрерывность транспортировки, способствующая повышению производительности машин, которые работают в комплексе с ленточными конвейерами;

- простота конструкции, надежность в работе и удобство обслуживания;

- возможность полной автоматизации с применением средств регулирования и контроля;

- возможность транспортирования грузов при углах наклона до 24° , а специальными конвейерами – до 90° , что значительно сокращает транспортные коммуникации по сравнению с другими видами транспорта;
- возможность разгрузки перемещаемого груза в любом месте трассы конвейера.

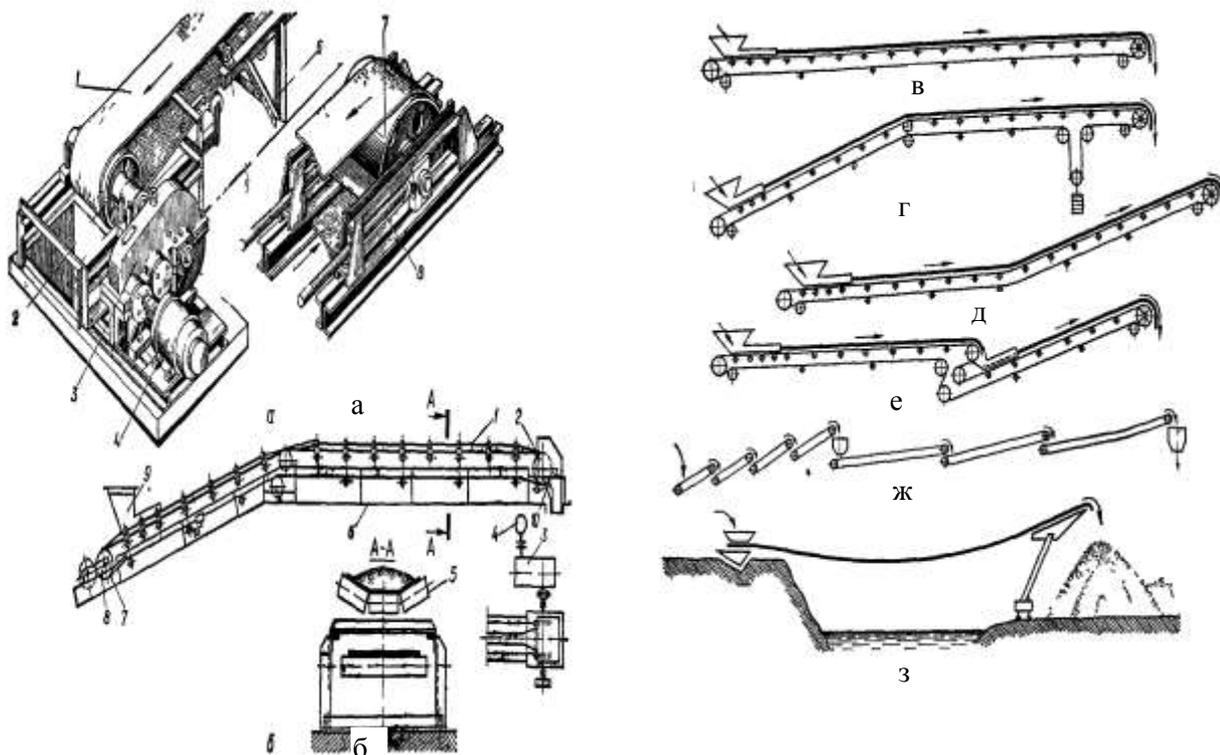


Рисунок 13.1– Трассы ленточных конвейеров

Недостатки ленточных конвейеров: большая стоимость и недостаточная долговечность ленты, невозможность транспортирования грузов высокой температуры, липких, острокромочных и др.

Ленточный конвейер в одном ставе (рис. 13.1, а, б) состоит из гибкой замкнутой, предварительно натянутой ленты 1, являющейся одновременно грузонесущим и тяговым органом, приводного 2 и натяжного 7 барабанов; роликоопор 5 для поддержания рабочей и нерабочей ветвей, привода, состоящего из одного или нескольких приводных барабанов, редуктора 3, двигателя 4 и муфт, натяжного устройства 8, опорной металлоконструкции 6, загрузочного 9 и разгрузочного устройств, очистных устройств 10.

Ленточные конвейеры бывают стационарные и передвижные.

Конвейерные установки имеют широкий диапазон производительности: от нескольких тонн до 20 тыс. т/ч с шириной ленты от 300 до 3000 мм и скоростью до 8 м/с. При применении современных высокопрочных лент и многобарабанных приводов стало возможным создавать конвейеры длиной до 8... 10 км в одном ставе, а конвейерные магистрали эксплуатируются длиной до нескольких десятков километров (и даже более 200 км на открытых горных разработках).

Конвейеры, установленные горизонтально, наклонно вверх и наклонно вниз

до $5...8^\circ$ работают в двигательном режиме, а конвейеры с углом наклона вниз более $5...8^\circ$ работают в генераторном режиме.

Трассы конвейеров могут быть (рис. 13.1): в – горизонтальными; г, д – изогнутыми в вертикальной плоскости; е – горизонтально-наклонными со сдвоенным приводом; ж – комбинированными из многих конвейеров (большой длины); з – специальными. Существует группа ленточных конвейеров, у которых тяговые и грузонесущие функции выполняются различными органами: ленточно-канатные и ленточно-цепные, у которых лента является грузонесущим органом, а канат и цепь – тяговым.

Ленточно-канатные конвейеры – это конвейеры, в которых функции грузонесущего элемента выполняет лента 1, а функции тягового элемента – канаты 4 (рис. 13.2, а, б). Два замкнутых тяговых каната, поддерживаемых опорными роликами, огибают приводные и натяжные шкивы, образуют параллельные замкнутые и расположенных в вертикальной плоскости контуры. Тонкая лента с утолщенными бортами 2 для опоры на тяговый канат 4 имеет стальные завулканизированные полосы 3, создающие поперечную устойчивость ленты.

Лента и канаты имеют отдельные натяжные устройства. Для получения равных скоростей движения канатов шкивы приводятся в движение симметричным дифференциальным редуктором или отдельными приводами с двигателями с фазовым ротором, позволяющими смягчить рабочие характеристики путем введения сопротивления в цепь ротора и сделать их приблизительно одинаковой жесткости. Канаты по всей длине опираются на желобчатые ролики, расположенные друг от друга на расстоянии $5...8$ м.

Углы наклона таких конвейеров ограничиваются сцеплением канатов с лентой в пусковой период (до $10...12^\circ$).

К недостаткам конвейера относятся: быстрый износ каната (срок службы до 6 месяцев), сложность и громоздкость конструкции. Однако при больших длинах транспортирования (несколько километров) ленточные конвейеры конкурентноспособны с обычными конвейерами.

Ленточно-цепные конвейеры имеют тяговый орган – штампованная разборная цепь 6, а несущий – прорезиненная лента (рис. 13.2, в). Лента опирается на ведущий башмак 5, прикрепленный к тяговой цепи 6. Цепи приводятся в движение гусеничными приводами и при длинных конвейерах обеспечивается многоприводная система. Ленточно-канатные и ленточно-цепные конвейеры применяют при большой длине транспортирования грузов – до 1 км и более.

Крутонаклонные и вертикальные конвейеры. Чем больше угол наклона конвейера, тем меньше его длина при той же высоте подачи груза. Применение таких конвейеров дает значительный экономический эффект в результате уменьшения длины занимаемых производственных площадей, капитальных затрат и др. Крутонаклонные конвейеры находят широкое применение в горнорудной и металлургической промышленности, для подачи топлива в котельные тепловых электростанций и др.

Применение ленточных конвейеров с выступами на рабочей поверхности

ленты позволяет транспортировать груз под углом до $50...60^\circ$. Однако они обладают существенным недостатком: непригодны для подачи влажных и липких грузов и поэтому находят ограниченное применение.

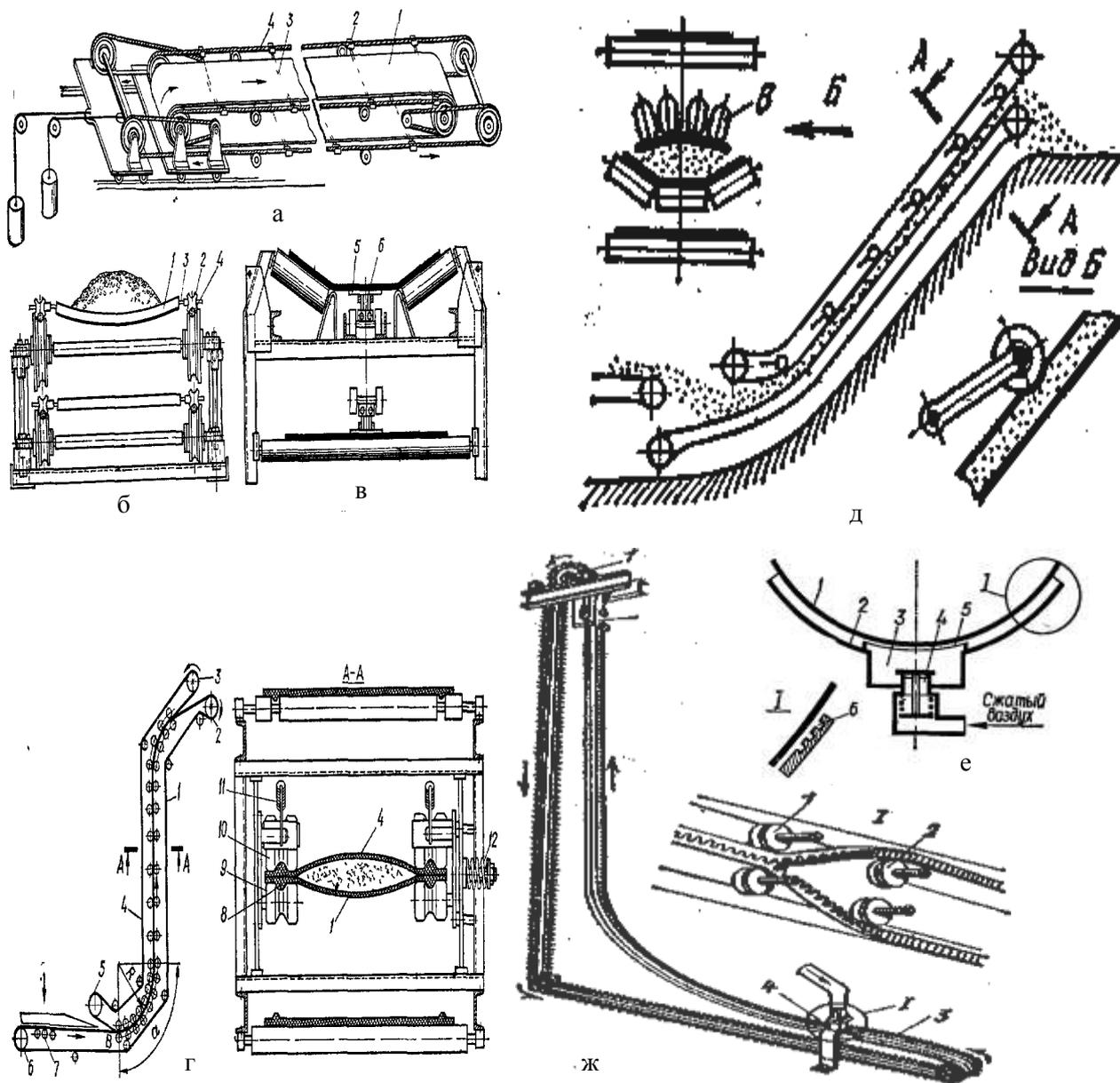


Рисунок 13.2– Специальные ленточные конвейеры.

Крутонаклонный двухленточный конвейер (рис. 13.2, д) содержит грузонесущую и прижимную приводные ленты, рычаги (вид в), с прижимными колесами.

Транспортируемый груз загружается на горизонтальном участке грузонесущей ленты, а затем при переходе на наклонный участок накрывается лентой, края которой прижимаются с помощью рычагов колесами, чтобы исключить просыпание груза.

К крутонаклонным относятся и скребково-ленточные конвейеры. Сыпучий груз находится между рабочей лентой основного конвейера и тяговой лентой с

прикрепленными скребками вспомогательного конвейера. Скорости тяговой и рабочей лент одинаковы.

Вертикальный двухленточный конвейер (рис. 13.2, г) перемещает груз в замкнутом желобе, образуемом двумя лентами, которые прижимаются роликами. Две грузонесущие ленты 4 огибают приводные 2, 3 и натяжные 5, 6 барабаны.

На загрузочном горизонтальном участке лента 1 грузонесущего конвейера перемещается по роликам 7, а затем накрывается лентой 4 второго конвейера. На вертикальной трассе конвейера возникает подпор груза силами трения переходного участка, что исключает ссыпание груза вниз.

Для центрирования лент на вертикальном участке и предупреждения бокового схода к нерабочим обкладкам по краям обеих лент привулканизированы направляющие элементы 8, которые сжимаются прижимными колесами 9, 10 с помощью пружин 11. Кроме того, прижимные катки с одной стороны снабжены пружинами 12, что обеспечивает дополнительный прижим груза между лентами.

Для перемещения материалов в резко наклонном и вертикальном направлениях применяют конвейеры со шланговой, замыкаемой в трубу лентой (рис.13.2, ж). Такие конвейеры могут быть изогнуты и в плане при радиусах кривизны, приблизительно равных 20 диаметрам трубы. Производительность их невелика, вследствие малой скорости перемещения (около 0,5 м/с).

Конвейеры на воздушном подвесе. Воздушный подвес конвейерной ленты позволяет применять стандартные ленты, но требует установки специального оборудования. Можно получить устойчивую воздушную подушку при различных условиях эксплуатации, незначительный расход воздуха и энергии.

Достоинства – автоматическое самоцентрирование ленты; бесшумность работы; значительно меньше коэффициент сопротивления ($w = 0,01$) перемещению ленты, что обеспечивает снижение металло- и энергоемкости конструкции и экономию капиталовложения; автоматическое самоцентрирование ленты; незначительный расход воздуха.

Принципиальная схема ленточного конвейера на воздушной подушке показана на рис. 13.2,е. Лента 1 поддерживается воздухом, подаваемым через дроссель 4 в камеру 3, из которой он поступает в зазор между лентой и желобом 2. Дроссель предназначен для смягчения колебаний давления при изменении сопротивлений движения воздуха под лентой. Для предотвращения утечек воздуха предусмотрено лабиринтовое уплотнение 6. Вдоль камеры 8 через несколько метров установлены поперечные перегородки 5. Такое разделение подленточного пространства на отдельные камеры вызвано неравномерностью загрузки ленты по длине; давление в каждой камере определяется лежащим на ленте грузом.

При магнитном подвесе ленты конструкция конвейера упрощается в результате применения постоянных магнитов.

Ленточные конвейеры применяют и для пассажирских перевозок на небольшие расстояния (до 500 м). Тяговым и грузонесущим элементом служит стальная обрешиненная лента с рифленной поверхностью шириной до 1 м, движущаяся по плоским роликоопорам со скоростью 1...1,2 м/с. Привод обычный; допускаемый

угол к горизонту наклона до 6° . Такие конвейеры используют, например, в аэропортах для подвоза пассажиров к самолетам.

13.2. Конвейерные ленты

Лента является наиболее ответственным и дорогостоящим элементом конвейера (до 50% общей стоимости конвейера). Как правило, с повышением срока службы ленты снижается стоимость транспортирования конвейером единицы груза.

Резинотканевая лента является наиболее распространенной и состоит из тягового 1 каркаса (рис. 13.3, а), защищенного со всех сторон привулканизированными к нему эластичными обкладками 2, 3. Тяговой каркас изготавливают из тканевых прокладок, соединенных между собой тонкими резиновыми прослойками, слои резины также придают ленте большую гибкость. Ткань состоит из нитей основы (хлопчатобумажной, синтетической, вискозного шелка и др.), воспринимающих продольную нагрузку, и нитей утка 4, обеспечивающих поперечную жесткость ленте.

В резинотросовых лентах (рис. 13.3, б) продольное тяговое усилие воспринимается металлическими тросами 5.

Обкладки лент изготавливают из резиновой смеси, включающей натуральный или синтетический каучук, а также из пластмасс – поливинилхлорида и полиэтилена. Они защищают каркас ленты от механических повреждений, воздействия газов, проникновения влаги и истирания.

Для транспортировки влажных и скользких грузов применяют ленту с шевронной поверхностью, которая позволяет работать на больших углах подъема конвейера: для сыпучих до 28° ; для единичных грузов (кирпич, ящики и др.) до 40° .

Все больше внедряются ленты из комбинированных и синтетических волокон (лавсан, вискоза, капрон и др.), обладающие значительно большей прочностью, что приводит к уменьшению массы и габаритов конвейера за счет уменьшения числа прокладок лент.

Синтетические ленты имеют большую долговечность, влагоустойчивость, стойкость к ударам, легко поддаются очистке, не расслаиваются. Однако стоимость их пока остается высокой.

Согласно ГОСТ 20–76 выпускают пять типов (1, 2Р, 2, 3, 4) гладких резинотканевых лент для транспортирования сыпучих, кусковых и штучных грузов: общего назначения; морозостойкие (1М, 2РМ) до минус 60°C ; негорючие (2РШ, 2Ш, для шахт); термостойкие (2П), допускающие температуру $100\text{...}200^\circ\text{C}$.

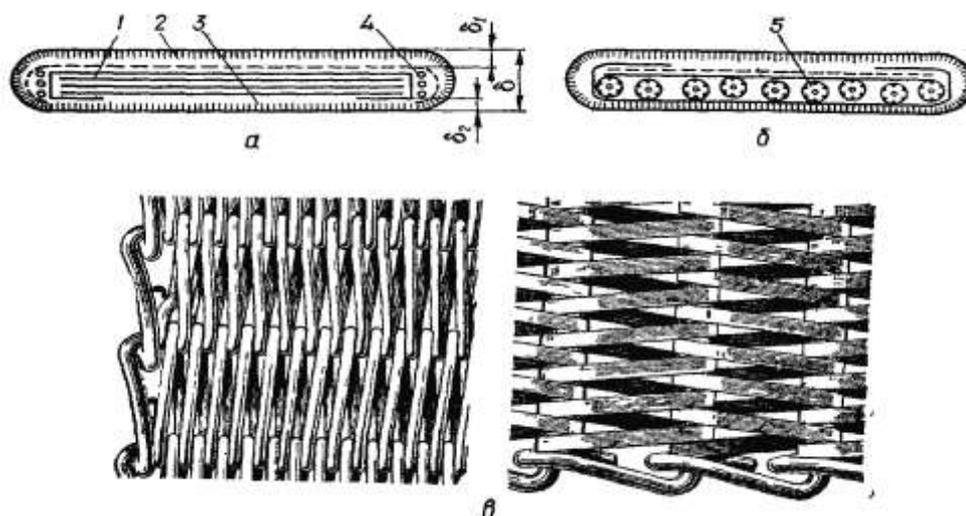


Рисунок 13.3– Конвейерные ленты

Ширина лент 300...3000 мм.

Одним из прогрессивных направлений в производстве лент является более широкое внедрение цельнотканых лент с каркасом из одной многоосновной ткани, обладающих большой прочностью, гибкостью, долговечностью. Стремление разгрузить ленту от тяговых усилий, особенно в конвейерах большой длины, привело к созданию канатно-ленточных и ленточно-цепных конвейеров, где лента является, в основном, несущим органом.

Резинотросовые ленты обладают рядом **преимуществ**: высокая прочность (в 15...25 раз прочнее резинотканевой той же толщины), малое относительное удлинение (не свыше 0,5%), высокая долговечность, хорошая продольная и поперечная гибкость, позволяющая применять барабаны меньших диаметров и роликоопоры с увеличенным углом наклона боковых роликов. Для изготовления резинотросовых лент (ширина которых доходит до 3000 мм) применяют тросы диаметром от 2,1 до 11,6 мм, завулканизированные между слоями ткани вдоль ленты. Резинотросовые ленты (РТЛ) используются на конвейерах длиной до 5000 м и более.

Ленты в морозостойком исполнении (до минус 45° С) изготавливают из морозостойкой резины, полученной путем добавок различных антифризов в резиновые смеси.

Термостойкие ленты изготавливают из стекловолокна, поверхность которых покрыта кремнийорганическим каучуком (до 6 мм), а также путем покрытия прорезиненной ткани стекловолокном.

Для транспортирования грузов высокой (до 300° С) и низкой температур применяют ленту, которая изготавливается из углеродистой или нержавеющей стали толщиной 0,6...1,2 мм, шириной 350...800 мм. Скорость движения ленты обычно не превышает 1,6 м/с.

Применение обрешиненных с двух сторон цельнометаллических лент позволило улучшить технико-экономические показатели конвейеров и применять их при небольших углах наклона.

Обрезиненные ленты движутся плавно и бесшумно, что позволяет повысить скорость (до 4 м/с), а следовательно, и производительность. Недостатки стальной ленты: применение барабанов большого диаметра, небольшая производительность конвейеров, малый срок службы ленты и др. Большое преимущество перед холоднокатанной стальной лентой имеет стальная проволочная лента, изготовленная из жаропрочной проволоки. Сетчатая лента (рис.13.2, в) допускает транспортировку грузов при температуре 350 и даже 1000° С. Поэтому ее применяют там, где одновременно с транспортировкой требуется выполнение технологических операций (термообработка, обжиг керамики, сортировка, обезвоживание материалов и др.). Сетчатые проволочные ленты обладают тем положительным качеством, что они работают на барабанах того же диаметра, что и резиноканевые.

13.3. Роликовые опоры

Роликовые опоры являются основным элементом ленточного конвейера. От их работы зависит долговечность ленты и потребление энергии приводом. Роликовые опоры должны быть долговечными, недорогими, обладать малым сопротивлением вращению, удобны в эксплуатации и монтаже. По назначению делятся на рядовые, устанавливаемые на протяжении всей трассы, и специальные, расположенные в отдельных местах конвейера: центрирующие, переходные (у приводных барабанов), амортизирующие (в пункте загрузки) и ролики для очистки ленты.

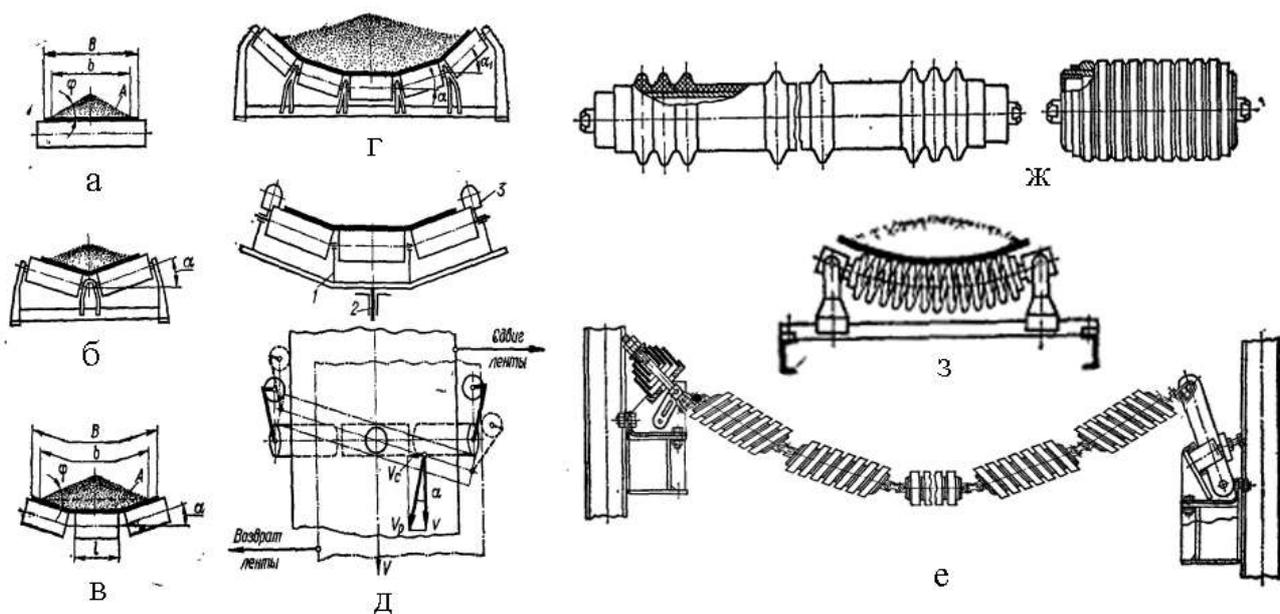


Рисунок 13.4– Роликоопоры .

Как правило, нерабочая ветвь ленты имеет однороликовые опоры и только для ленты большой ширины устанавливают двухроликовые. Шаг роликов рабочей ветви зависит от ширины ленты, насыпной плотности груза и находится в пределах 0,9... 1,5 м. Для конвейеров с высокопрочными лентами шаг доходит до 3...4 м. Шаг роликов нерабочей ветви принимают в 2 раза больше. На нерабочей ветви конвейера часть роликов может быть выполнена винтовыми, очищающими

рабочую поверхность ленты от налипшей массы. Для возможности регулирования хода ленты крепление ролика допускает передвижку (перестановку) в плане на угол $3...6^\circ$ от положения, перпендикулярного ленте, в сторону движения ленты.

Предотвращение сбегания ленты с трехроликовых опор достигается наклоном боковых роликов вперед по ходу ленты на $2...4^\circ$ (их устанавливают через каждые 5–6 обычных роликов), а также применением центрирующих опор.

Наибольшее применение получили трехроликовые опоры; двухроликовые используют на передвижных конвейерах легкого типа; пятироликовые – для конвейеров с лентой большой ширины, где требуется увеличить глубину желоба с целью повышения производительности. Однороликовые опоры применяют у конвейеров, предназначенных для перемещения штучных или насыпных грузов с выполнением определенной технологической операции (породоотборка, обезвоживание и т. п.).

По числу роликов и углам их наклона различают следующие типы роlikоопор (рис. 13.4): а – однороликовая; б – двухроликовая ($\alpha = 15$ и 20°); в – трехроликовая ($\alpha = 20, 30, 36$ и 45°); г – пятироликовая ($\alpha = 45^\circ$ и $\alpha = 22,5^\circ$).

Центрирующая роlikоопора (рис. 13.4, д) может поворачиваться около вертикального шкворня 2, укрепленного на раме 1. При сбегании ленты в сторону (вправо) она нажимает на вертикальный (дефлекторный) ролик 3 и тянет его за собой, поворачивая опору на угол α . Основные ролики, вращаясь под углом относительно ленты, стремятся вернуть ленту в центральное положение составляющей вектора скорости.

Сход ленты контролируется специальными реле, устанавливаемыми на рамах роlikоопор с шагом 50 м.

Имеются центрирующие роlikоопоры, действующие автоматически при нажатии края ленты на дефлекторный ролик, включающий силовую систему, которая принудительно поворачивает роlikоопору на нужный угол, обеспечивая тем самым прямолинейное движение ленты. Центрирующие роlikоопоры устанавливают обычно через 10–12 роlikоопор и около мест загрузки.

Амортизирующие роlikоопоры применяют для снижения динамических нагрузок и защиты ленты от разрушения падающими крупными кусками груза в местах загрузки. На рис. 13.4, е, з показаны конструкции роlikоопор на пружинах. Для конвейеров со стальной лентой применяют пружинные роlikоопоры (з), образующие желобчатое сечение ленты с прогибом, пропорциональным массе груза. Снижения ударов при загрузке и толчках во время движения ленты достигают также применением амортизирующих резинопневматических роликов (рис. 13.4, ж); обрезиненных, с ребристыми резиновыми бандажами и металлорезиновых роликов.

13.4. Приводы конвейеров

Привод конвейера состоит из барабана, редуктора, двигателя, муфты и тормозного устройства (тормоз или останова). Последние необходимы для ограничения выбега при выключении двигателя и исключения обратного хода наклонного груженого конвейера.

В зависимости от требуемой величины тягового усилия применяют конвейерные приводы одно-, двух- и многобарабанные. По числу двигателей различают одно- и многодвигательные приводы.

Наиболее распространенным и простым по конструкции является однобарабанный привод. Лента огибает приводной барабан нерабочей (чистой) стороной, что обеспечивает более стабильный коэффициент сцепления с барабаном. Угол обхвата барабана лентой $210\ldots 230^\circ$. Для конвейеров, транспортирующих тяжелые грузы на большие расстояния, применяют двухбарабанный привод, состоящий из двух приводных и неприводного барабанов. Этот привод обладает большим тяговым усилием, так как суммарный угол обхвата лентой двух барабанов увеличивается до 480° .

Тяговое усилие повышается от прижатия ленты к барабану обрешиненным роликом или использованием атмосферного давления, создавая вакуум внутри барабана.

Для ленточных конвейеров весьма перспективно применение гидравлического привода, в особенности при использовании высокомоментных гидродвигателей, открывающих возможность создания приводов, которые исключают механические передачи между двигателем и барабаном.

13.5. Натяжные устройства

Натяжные устройства предназначены для компенсации удлинения ленты при работе, создания и поддержания в заданных пределах натяжения, обеспечивающего устойчивое сцепление ленты с приводным барабаном и ограничения провисания ленты между роликотпорами. Лента натягивается перемещением натяжного барабана на тележке или специальных направляющих.

По принципу действия они делятся на устройства, работающие периодически по мере вытягивания ленты (винтовые, реечные и др.), и автоматические (грузовые, гидравлические, пневматические).

Автоматические устройства бывают с регулируемым (в зависимости от величины крутящего момента привода) и нерегулируемым натяжением.

Натяжное устройство размещают в конвейере, как правило, там, где натяжение ленты минимальное. В наклонных конвейерах устройство устанавливают внизу, и хвостовой барабан используют в качестве натяжного. В тяжелых конвейерах большой длины натяжное устройство конструируют в одном узле с приводом для упрощения обслуживания и управления конвейером.

Винтовые натяжные устройства применяют для конвейеров небольшой длины (до 60 м) в условиях малого изменения температуры окружающей среды. Оба винта работают независимо. Устройства имеют малые габариты, но им присущ недостаток – необходимо производить периодическое подтягивание по мере вытягивания ленты во избежание пробуксовки приводного барабана. Для улучшения работы конвейера устройство выполняют

подпружиненным.

В грузовом устройстве натяжной барабан перемещается во время работы конвейера автоматически, поддерживая постоянное натяжение ленты. По расположению их делят на хвостовые и промежуточные. Применяют их в конвейерах любой длины, за исключением весьма коротких. В конвейерах большой длины для уменьшения натяжного груза применяют полиспастные устройства.

В современных конструкциях конвейеров широко применяют автоматические лебедочные натяжные устройства с полиспастом, приводимые в действие электро- или гидроприводами.

13.6. Загрузочные устройства.

Загрузка движущейся ленты конвейера осуществляется при помощи лотка, ширина выходного отверстия которого должна быть 0,6...0,7 ширины ленты; угол наклона стенок 10... 15°. Место загрузки является одним из основных мест повреждения и износа ленты. Для сохранения ленты поток груза направляют сначала на наклонный лоток (на колосники), через которые просыпаются мелкие фракции груза на ленту, создавая постель для крупных кусков. Для снижения энергии падающих кусков применяют резиновые амортизаторы. С целью уменьшения провисания ленты в месте загрузки роликоопоры устанавливают с меньшим шагом. Для равномерной подачи и придания грузу скорости, равной скорости ленты, применяют питатели различных типов.

13.7. Разгрузочные устройства

При проектировании перегрузочных узлов ленточных конвейеров необходимо знать траекторию движения отдельных кусков и струи груза после разгрузки с барабана, что позволит определить место расположения питателя, отбойной стенки и амортизирующих роликоопор в приемном конвейере. Отрыв груза от ленты произойдет в тот момент, когда центробежная сила от движения частиц груза на ленте барабана станет равной радиальной составляющей веса частиц, т. е. когда (рис 13.5, а)

$$mv^2/R = mg \cos \alpha , \quad (13.1)$$

где m – масса частиц груза; R – радиус барабана (с толщиной ленты); α – угол, характеризующий начало отрыва частицы груза от ленты.

Если $v^2/(gR) > 1$, то отрыв груза от ленты происходит в точке O . Из уравнения (13.1) находим

$$\cos \alpha = v^2/(gR)$$

Движение частиц груза при свободном падении происходит по параболе, уравнение которой в прямоугольной системе координат xOy имеет вид:

$$y = x \operatorname{tg} \beta - x^2 g / (2 v^2 \cos^2 \beta),$$

где x и y – текущие координаты.

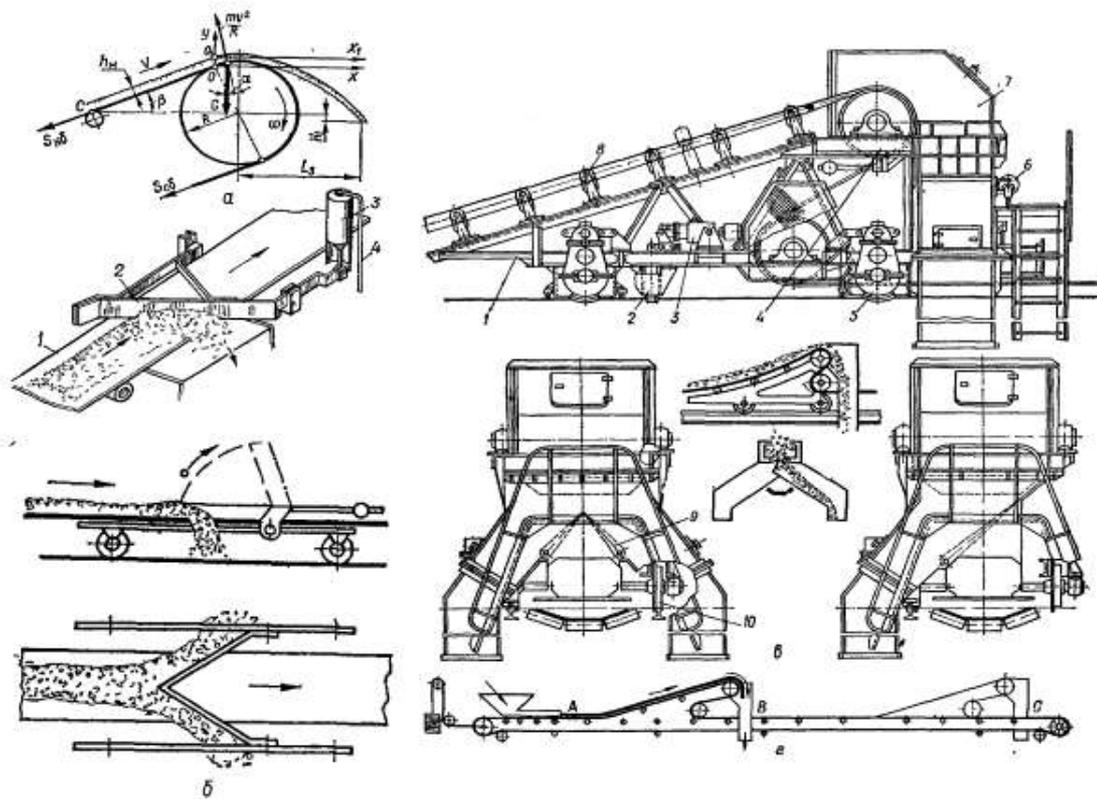


Рисунок 13.5– Разгрузочные устройства .

Сначала строим в системе координат xoy траекторию полета частиц, расположенных на ленте, а затем в системе координат $x_1o_1y_1$ – траекторию полета частиц верхнего слоя потока. Задавшись величиной H_1 определяют расстояние L_3 от центра разгрузочного барабана до места падения потока груза. В случае свободной разгрузки конвейера можно определить:

дальность

$$L = v^2 \sin\beta/g \quad (13.3)$$

высоту

$$h_0 = v^2 \sin^2\beta/g \quad (13.4)$$

продолжительность полета

$$t = 2 v \sin\beta/g \quad (13.5)$$

Промежуточная разгрузка насыпных и кусковых грузов с ленты 1 производится плужковыми одно- и двухсторонними сбрасывателями 2 (рис. 13.5, б). По конструктивному исполнению они бывают съемные, откидные и передвижные. На современных конвейерах сбрасыватели управляются автоматически от электромагнитного или пневматического 3 приводов, куда воздух подается из воздухопровода 4. Наряду с недостатками (повышенный износ ленты, значительные местные сопротивления ограничивают скорость ленты до 2 м/с и др.) плужковые сбрасыватели являются единственным устройством для промежуточного съема с конвейера штучных грузов.

Основным устройством для промежуточной разгрузки сыпучих грузов с крутых конвейеров являются самоходные двухбарабанные разгрузочные тележки (рис. 13.5, в). Они бывают с одно- и двухсторонней разгрузкой. На раме 1

смонтировано два неприводных барабана 4 и роlikоопоры 8, по которым проходит грузеная конвейерная лента. При сходе ленты с верхнего барабана груз высыпается в воронку 7, а порожняя лента, обогнув нижний барабан, выходит из тележки на свою трассу. Тележка перемещается на ходовых колесах 10 по рельсовому пути с помощью редукторного привода 5. Для обеспечения устойчивости тележки предусмотрен рельсовый захват 2 с приводом 3. Шибера 9 с приводом 6 управляют выпуском сыпучих грузов из воронки.

Общий вид конвейера с разгрузочной тележкой приведен на рис. 13.5, г. Тележка перемещается по рельсам вдоль трассы по мере надобности разгрузки материала в требуемом месте (бункере). Показаны крайнее С и промежуточное В положения тележки на трассе.

13.8. Очистные устройства

На поверхности ленты после разгрузки могут оставаться прилипшие частицы груза. Для создания нормальных условий работы и повышения срока службы ленты предусмотрена очистка. При плохой очистке нарушается стабильность движения ленты, повышается ее износ, уменьшается коэффициент трения между лентой и барабаном. В сдвоенном приводе при огибании лентой одного из барабанов рабочей стороной происходит перераспределение тяговых усилий между барабанами. При работе конвейера в зимних условиях прилипший к ленте и барабану материал примерзает, в результате чего затрудняется работа конвейера или вообще становится невозможной.

Очистные устройства (рис. 13.6) можно разделить на следующие типы: а – скребковые с различным способом прижатия скребка к ленте; б – щеточные; в – винто-лопастные; г – вибрационные, гидравлические и пневматические.

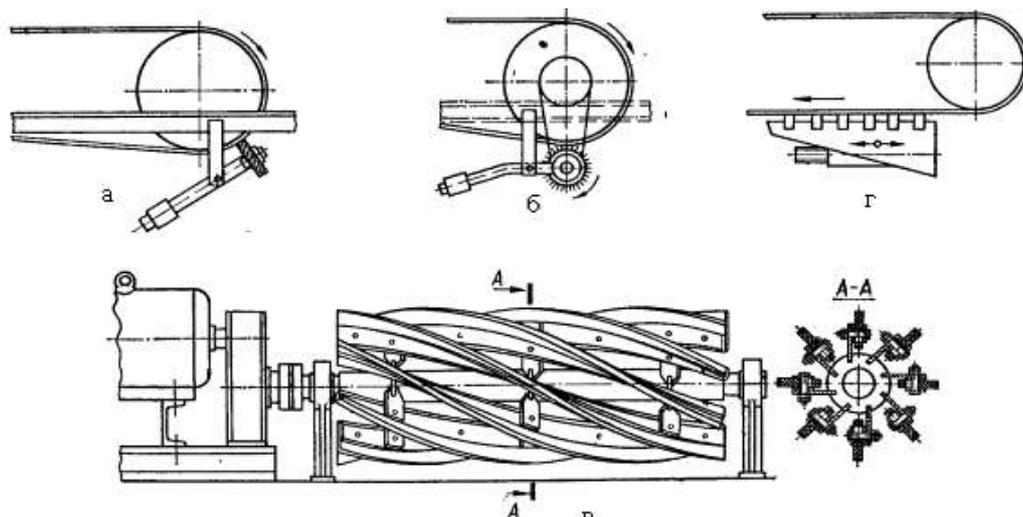


Рисунок 13.6– Устройства для очистки ленты

13.9. Расчет ленточных конвейеров

Расчет ширины ленты. При заданной производительности :

$$\Pi = 3,6Av\varphi \quad (13.6)$$

площадь поперечного сечения A насыпного груза на ленте зависит от ширины B и угла естественного откоса φ (рис 13.7, а).

Предварительно ширину ленты выбирают по гранулометрическому составу грузов:

для рядовых грузов

$$B > (2,7 \dots 3,2) a_{\max}, \quad (13.7)$$

где a_{\max} – максимальный размер пуска;

для сортированных грузов

$$B > (3,3 \dots 4) a_{\max}, \quad (13.8)$$

для штучных грузов

$$B > a_{\max} + (100 \dots 200). \quad (13.9)$$

Для определения ширины ленты из условий обеспечения заданной производительности сначала находят площадь поперечного сечения насыпного груза:

для массовой производительности

$$A = \Pi / (3,6 v \gamma),$$

для объемной производительности

$$A_0 = \Pi_0 / (3,6 v).$$

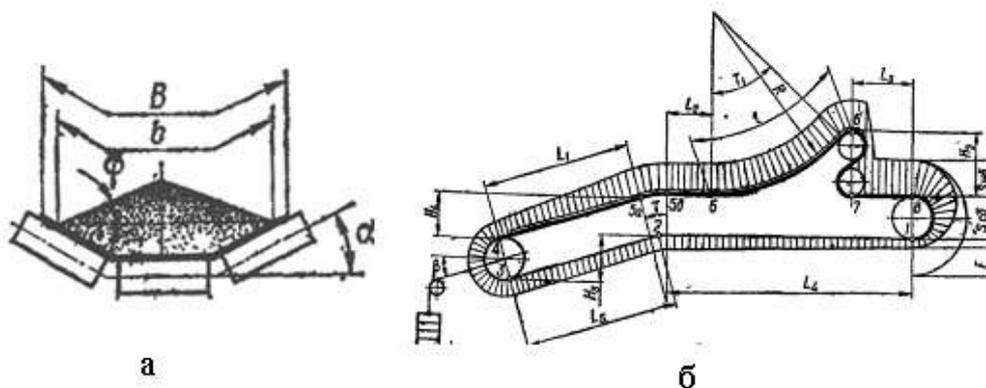


Рисунок 13.7– Расчетные схемы конвейера

Из условий избежания просыпания грузов с ленты при ее движении используется не вся ширина ленты (м):

$$b = 0,9B - 0,05.$$

Тогда площадь поперечного сечения груза A для плоской ленты может быть выражена в виде треугольника, а для желобчатой – суммой треугольника и трапеции (рис. 13.7, а).

Запишем в общем виде выражение для площади поперечного сечения материала:

$$A = K_n (0,9B - 0,05)^2, \quad (13.10)$$

где K_n – коэффициент пропорциональности. Подставив значение (13.10) в формулу (13.6), находим ширину ленты

$$B = 1,1 (\sqrt{\Pi / (K_n v \gamma)} + 0,05); \quad (13.11)$$

для объемной производительности

$$B = 1,1 (\sqrt{\Pi_0 / (K_n v)} + 0,05). \quad (13.12)$$

Значение коэффициента K_n зависит от угла откоса и формы ленты и составляет 240...710.

Для наклонных конвейеров следует учитывать уменьшение

производительности вследствие частичного сыпания материала

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{\Pi}{K_n K_\beta v \gamma}} + 0,05 \right),$$

где $K_\beta = 0,8 \dots 1,0$ – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера.

Из двух полученных значений ширины ленты (формулы 13.7, 13.8, 13.11, 13.12) принимают большее и округляют (обычно в большую сторону) до ширины, соответствующей ГОСТ 20–76 и международным стандартам ИСО: $B=300 \dots 3000$ мм.

Тяговый расчет конвейера. Для расчета натяжений в конвейерах с гибким органом независимо от сложности их трассы применяют универсальный метод обхода контура. Сущность его заключается в том, что всю длину трассы конвейера разбивают на характерные участки и последовательно находят натяжение S_i ленты в любой точке трассы:

$$S_i = S_{i-1} + W_i,$$

где S_{i-1} – натяжение в предыдущей точке ($i - 1$); W_i – сопротивление на участке между точками ($i - 1$) и i .

Расчёт следует начинать с точки минимального натяжения сбегающей ненагруженной ветви S_1 (точка 1, рис.13.7,б).

В конечном счете находят натяжение в двух характерных точках конвейера набегающей ($S_{нб}$) и сбегающей ($S_{сб}$) ветвях приводного барабана.

Тогда окружное усилие на приводном барабане

$$F_t = S_{нб} - S_{сб}. \quad (13.13)$$

Расчетная мощность двигателя

$$P = F_t V / \eta, \quad (13.14)$$

где η – КПД привода.

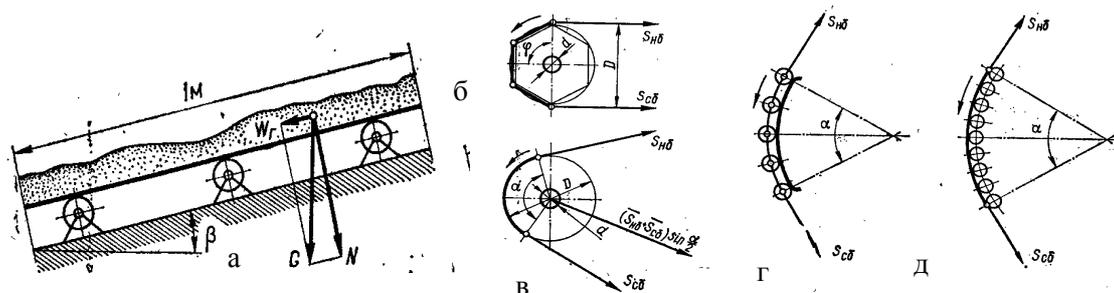


Рис. 13.8 - Схемы для определения сопротивлений движению груза

С о п р о т и в л е н и е движению тягового органа на прямолинейном участке трассы рассмотрим (рис. 13.8, а) с учетом весовых нагрузок, приходящихся на 1 м длины движущихся грузов и частей (Н/м); q – погонная нагрузка перемещаемого груза; q_0 – погонная нагрузка движущихся частей конвейера (лента, пластины с цепями, цепь со скребками и т. п.); β – угол наклона прямолинейного участка к горизонту, град; L – длина прямолинейного участка трассы; q_p – погонная нагрузка вращающихся частей стационарных опорных роликов рабочей ветви; q_p' – погонная нагрузка вращающихся частей роликов нерабочей ветви

$$q_p = G_p / p_p; \quad q_p' = G_p' / p_p' \quad (13.15)$$

где G_p и G_p' – вес вращающихся частей одной роlikоопоры соответственно рабочей и нерабочей ветвей; p_p и p_p' – шаг роlikоопор рабочей и нерабочей ветвей, м; w – коэффициент сопротивления движению тягового органа (ленты) по стационарным роlikоопорам, учитывающий сопротивления в подшипниковых узлах роликoв, перекачиванию ленты по роlikам и от ворошения насыпного груза; w_1 – коэффициент сопротивления движению ходовых катков по направляющим:

$$w_1 = (fd + 2k)K_p/D,$$

где f – коэффициент трения в подшипнике; k – коэффициент трения качения катка по направляющим; d – диаметр цапфы ролика (катка); D – наружный диаметр ролика (катка); K_p – коэффициент сопротивления в ребордах.

Сила сопротивления движению тягового органа по прямолинейному наклонному участку трассы конвейера:

рабочей ветви

$$W_p = (q + q_0)L(w \cos \beta \pm \sin \beta) + q_p L w_1 \quad (13.16)$$

нерабочей ветви

$$W_x = qL(w \cos \beta \pm \sin \beta) + q_p' L w_1 \quad (13.17)$$

Знак «плюс» относится к движению груза вверх, знак «минус» – к движению вниз, что видно из рис. 13.8, а.

Сопротивления на криволинейных участках трассы образуются при огибании тяговым органом звездочек, барабанов, блоков, неподвижного криволинейного направляющего проводника и батарей направляющих роликoв. Они слагаются из сопротивлений трения W_b в подшипниковых узлах и жесткости $W_{ж}$ тягового органа (ленты, цепи, каната).

Сопротивление в подшипниках вала барабана, звездочки или блока определяют, исходя из геометрической суммы действующих сил (рис. 13.8, б, в, д):

$$W_b = [(S_{нб} + S_{сб})fd/D] \sin(\alpha/2), \quad (13.18)$$

где D – диаметр барабана, блока, звездочки; $S_{сб}$ и $S_{нб}$ – натяжение в сбегающей и набегающей ветвях тягового органа; f – коэффициент трения в подшипниках; d – диаметр цапфы вала, α – угол обхвата барабана, блока или звездочки тяговым органом.

Если для неприводных барабанов, блоков, звездочек приближенно принять $S_{нб} = S_{сб}$ и пренебречь их весом, то получим

$$W_b = [2S_{нб} fd/D] \sin(\alpha/2), \quad (13.19)$$

Сопротивление от жесткости ленты и каната при огибании барабанов и блоков

$$W = (S_{нб} + S_{сб})\psi, \quad (13.20)$$

где ψ – коэффициент жесткости тягового органа.

Сопротивление от жесткости цепи при огибании звездочки возникает из-за трения в шарнирах цепи вследствие углового смещения соседних звеньев

$$W_{ж} = (S_{нб} + S_{сб})df/D, \quad (13.21)$$

где d – диаметр валика цепи; f – коэффициент трения в шарнире цепи.

Сопротивление при движении тягового органа по неподвижному проводнику или по батарее направляющих роликов (рис. 13.8, г, д) определяют в предположении, что тяговый орган можно рассматривать как гибкую нить:

$$W_{кр} = S_{нб} (w'^{\alpha} - 1), \quad (13.22)$$

где w' – коэффициент сопротивления движению в точке конвейера, где начинается перегиб; α – угол обхвата лентой криволинейного участка, рад.

На криволинейных участках выпуклостью вниз без контршин эти сопротивления отсутствуют.

Натяжение ленты на сбегавшей ветви отклоняющего барабана больше, чем на набегающей:

$$S_{сб} = K_6 S_{нб}, \quad (13.23)$$

где K_6 - коэффициент, зависящий от угла обхвата.

Глава 14. ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Тяговым органом этой группы конвейеров являются цепи, приводимые в движение звездочками или реже гусеничным приводом.

В зависимости от конструкции рабочих органов, прикрепленных к цепям, конвейеры делятся на пластинчатые, скребковые, ковшовые, тележечные и подвесные. Трассы цепных конвейеров более разнообразны, чем ленточных, и позволяют транспортировать грузы на большие расстояния без перегрузки.

14.1. Пластинчатые конвейеры

Пластинчатые конвейеры предназначены для перемещения насыпных, штучных и волокнистых грузов. С их помощью транспортируют также тяжелые единичные грузы, для которых невозможно использовать ленточные конвейеры: крупнокусковую руду, горячий агломерат, известняк, горячие поковки, отливки, острокромочные отходы штамповочного производства. Встроенные конвейеры также широко применяют в сельскохозяйственных машинах.

Цепные конвейеры находят широкое применение в качестве технологических в поточных линиях сборки машин, охлаждения, сортировки, термической обработки и других операций, а также в автоматических цехах и заводах, где они органически связаны с технологическими процессами производства.

Большое преимущество пластинчатых конвейеров – возможность движения по сложной пространственной трассе. Длина конвейеров до 2 км, производительность – до 2000 т/ч. Большая прочность цепей и малая вытяжка позволяют изготавливать пластинчатые конвейеры практически любой длины в одном ставе, применяя промежуточные приводы, расставленные на определенном расстоянии друг от друга. Конвейеры изготавливают в основном двухцепные; изгибающиеся – одноцепные, а конвейеры большой ширины настила – трех- и четырехцепные. По количеству приводов – одноприводные (основной тип) и реже многоприводные.

По направлению транспортирования грузов пластинчатые конвейеры

бывают горизонтальными, наклонными и комбинированными. Пластинчатые конвейеры могут транспортировать насыпной груз под углом $35...45^\circ$, а с ковшеобразным настилом до $65...70^\circ$. Короткие пластинчатые конвейеры, изготовляемые с прочными несущими пластинами, применяют в качестве питателей дробилок.

Достоинства : высокая надежность, возможность транспортирования более широкого (по сравнению с ленточными) ассортимента грузов по трассе с более крутыми подъемами, обеспечивая бесперегрузочное транспортирование на любые расстояния и др.

Недостатки : большая погонная масса конвейера; высокая стоимость; ограниченная скорость движения цепей (до 1,25 м/с); более сложная эксплуатация по сравнению с ленточным конвейером из-за наличия большого количества шарнирных сочленений в цепях, требующих регулярной смазки и надзора; большой расход энергии.

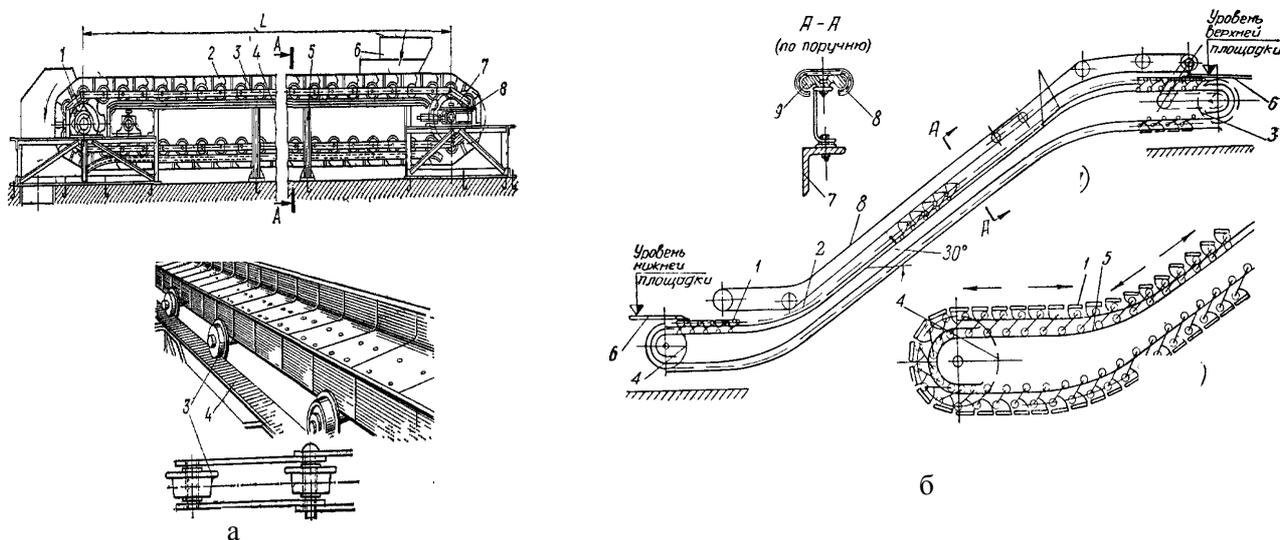


Рисунок 14.1– Пластинчатый конвейер:
а – основная схема, б – разновидность (эскалатор).

Пластинчатый конвейер (рис. 14.1, а) состоит из двух замкнутых цепей 3 с опорными катками, огибающих приводные и натяжные 7 звездочки. Пластины 2, образующие замкнутый настил, прикреплены к цепям, движущимся по жестким направляющим 4 станины 5. Конвейер снабжен винтовым натяжным устройством 8. Загрузка конвейера производится через одну или несколько воронок 6, а разгрузка – через концевые звездочки в бункер или другое приемное устройство.

В конвейерах применяют следующие типы пластинчатых цепей: простые шарнирные, втулочно-роликовые для легких режимов работы; втулочно-катковые с гладкими катками и с ребордными катками на подшипниках скольжения и качения. Шаг цепей 100...630 мм. Круглозвенные цепи (сварные и литые) применяют редко. Для конвейеров со сложной трассой применяют двухшарнирные цепи.

Настил конвейера состоит из отдельных пластин листовой стали, реже из дерева и пластмасс. Различают три вида настила: без бортов, с подвижными

бортами и с неподвижными бортами, закрепленными на раме конвейера.

Пластинчатые конвейеры с настилом в форме лотка называют лотковыми.

Конструкция и форма настилов определяются свойствами транспортируемых грузов. На рис. 14.2 показаны поперечные сечения основных типов настилов: а – бортовой или лотковый; б – плоский (без бортов); в – плоский с неподвижными бортами; г – корытообразный.

В зависимости от формы пластин и конструкции настилов можно выделить следующие модификации пластинчатых конвейеров: д – безбортовой плоский разомкнутый; е – безбортовой с волнистым настилом; ж – с бортовым волнистым настилом; з – коробчатый.

Конвейеры с плоским разомкнутым настилом применяют для транспортирования штучных и волокнистых грузов. Во избежание просыпания груза настил выполняют сомкнутым (с перекрытием) как по дну (е), так и по бокам (ж).

Конвейеры с волнистыми и поперечными ребрами допускают угол наклона конвейера до 40° , а коробчатые до $65..70^\circ$.

При необходимости промежуточной разгрузки насыпных грузов плужковым сбрасывателем применяют конвейеры с плоским сомкнутым настилом.

Привод пластинчатых конвейеров состоит из двигателя, редуктора и звездочек. Звездочки для тяговых цепей подразделяются на приводные, натяжные и отклоняющие.

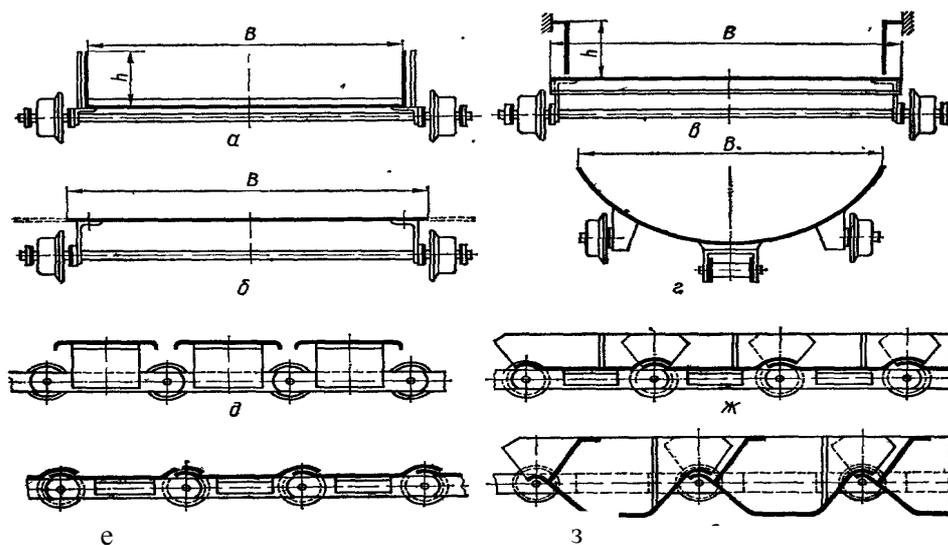


Рисунок 14.2 – Типы настилов.

Изготавливают их с малым числом зубьев ($Z = 5..8$); повышение износостойкости зубьев достигается термической обработкой. Приводные звездочки устанавливают в головной части. В длинных конвейерах для уменьшения натяжения в цепях устанавливают промежуточные приводы. Иногда промежуточные приводы сообщают движение одновременно рабочей и холостой ветвям. Приводы наклонных конвейеров снабжают остановами или тормозами. В

качестве промежуточного привода используют гусеничный привод с ведущей цепью. По конструкции гусеничные приводы бывают с жестко и шарнирно закрепленными кулаками, приводящими в движение тяговую цепь конвейера (круглозвенную или пластинчатую).

Н а т я ж н ы е у с т р о й с т в а в цепных конвейерах устанавливают винтовые – для легких конвейеров и пружинно-винтовые – в конвейерах большой длины.

Винтовое пружинное устройство обеспечивает амортизацию пиковых нагрузок при попадании куска груза между звездочкой и цепью и исключает обрыв цепи. Ход натяжного устройства составляет 1,6... 2 шага цепи.

Э с к а л а т о р (рис. 14.1,б) является разновидностью пластинчатого конвейера специального типа и предназначен для перемещения людей с одного уровня на другой (метро, торговые и общественные здания).

Скорость движения лестничного полотна – 0,4...1 м/с, ускорение – 0,6... 1,0 м/с²; ширина– 1 м; угол наклона эскалатора–30...35°.

Еще одной из разновидностей является разливочная машина , применяемая в доменных и ферросплавных цехах, а также для разлива цветных металлов (алюминия, меди, олова, свинца). В этом конвейере вместо пластин применяются чугунные мульды (ковшики). Своими нижними краями они перекрывают друг друга. Вследствие этого, при заливке их жидким металлом из ковша, излишний металл переливается в нижнюю мульду.

Движение конвейера рассчитано так, что к моменту разгрузки металл в мульдах успевает остыть и затвердеть. Для ускорения охлаждения залитые мульды поливают струйками воды через специальные опрыскиватели. При переходе цепей через приводные звездочки чушки выпадают из мульд и поступают на железнодорожные платформы.

Р а с ч е т п л а с т и н ч а т ы х к о н в е й е р о в производится по изложенной выше методике (гл.13) с учётом особенностей конструкции элементов конвейера.

14.2. Скребокковые конвейеры

Принцип действия скребокковых конвейеров – волочение транспортируемого груза по желобу. Они бывают стационарные, передвижные, подвесные, разборные. По конструктивному исполнению скребокковые конвейеры можно разделить на конвейеры с одной (верхней или нижней) рабочей ветвью (рис. 14.3) и с двумя рабочими ветвями , у которых груз перемещается в противоположные стороны. Наиболее распространенная форма скребокков трапециевидная и круглая. По направлению транспортирования груза конвейеры бывают горизонтальные, наклонные, вертикальные и комбинированные. По способу перемещения груза конвейеры порционного волочения и сплошного волочения. Число цепей в конвейере зависит от размеров груза и производительности: одноцепные для малой ширины желоба; двухцепные для крупнокусковых грузов. Скребки бывают низкие и высокие. Скребокковые конвейеры обычно изготавливают с цепью, замкнутой в вертикальной плоскости, реже – в горизонтальной.

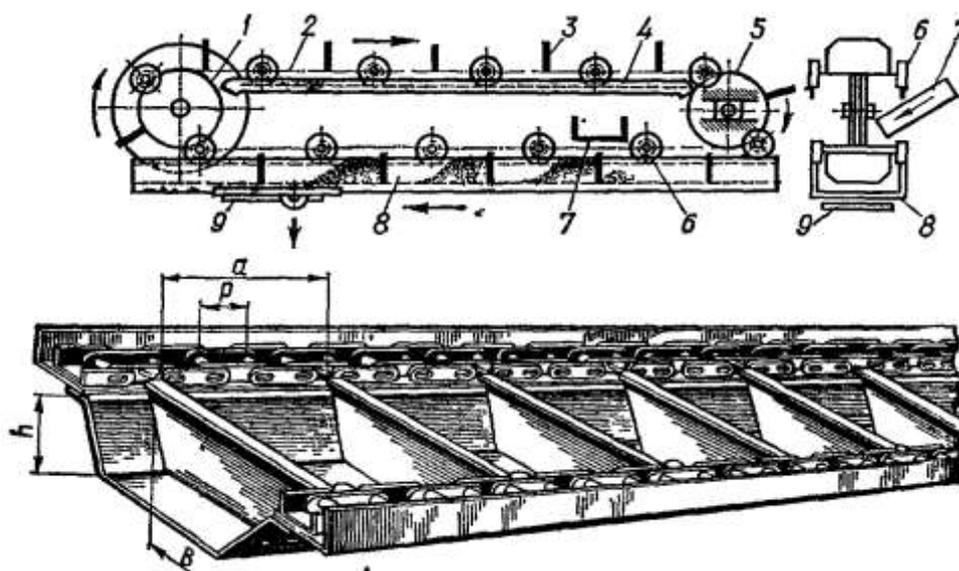


Рисунок 14.3 – Скребковый конвейер.

Скребковые конвейеры состоят из неподвижного открытого или закрытого желоба 8, по которому движется замкнутая цепь 2 со скребками 3, огибая приводные 1 и натяжные 5 звездочки. Ролики 6 цепи катятся по направляющим 4, закрепленным на станине конвейера. Приводным звездочкам сообщается движение от привода, состоящего из двигателя, редуктора и соединительных муфт. Вал натяжных звездочек монтируется на опорах и с помощью винтового устройства перемещается по направляющим. Загрузочным устройством 7 материал засыпается в любом месте по длине конвейера и скребками перемещается по желобу. Разгрузка производится в конце конвейера или в другом месте через выпускные отверстия в днище желоба, которые открываются и закрываются шиберами затворами 9.

Конвейеры сплошного волочения с погруженными скребками перемещают сыпучий груз на том принципе, что сила сцепления груза со скребками превышает силу сопротивления от трения груза о желоб. Здесь груз меньше подвержен крошению. Если скребки выполнить по форме желоба, то сопротивление движению уменьшается, и конвейеры можно выполнять крутонаклонными. Они находят более широкое применение, чем конвейеры порционного волочения.

Для транспортирования горячих насыпных грузов во избежание коробления и прогорания желоба в конвейерах предусматривают водяную рубашку. Другие типы специальных конвейеров выпускают в герметическом и взрывобезопасном исполнении.

Область применения скребковых конвейеров весьма разнообразна: для транспортирования пылевидных, зернистых и кусковых, насыпных и горячих грузов (золы, шлака и др.), различных грузов химической, пищевой, металлургической промышленности, для механизации сельскохозяйственного производства. Особенно широкое применение нашли скребковые конвейеры в горной промышленности для транспортирования полезных ископаемых в лавах и забоях, на обогатительных фабриках и т. п.

Достоинства конвейеров: простота конструкции; возможность

перемещения практически любых сыпучих грузов, в том числе химически активных, горячих и т. д.; допускают большой угол наклона (30...40° для обычных и 50° для ящечных скребков); простота загрузки и разгрузки; возможность герметизации при перемещении пылящих, газифицирующих грузов.

Недостатки: измельчение груза (поэтому их не применяют для транспортирования, например, кокса), значительный износ скребков и желоба, большой расход энергии.

Конструкция тягово-ходовой части конвейера такая же, как и в пластинчатом конвейере. Основным тяговым элементом служат пластинчатые втулочно-катковые цепи с ребордными катками. Желоба изготавливают сваркой или штамповкой из листовой стали. Для повышения долговечности днище наплавляют износостойкими материалами или делают деревянный или каменный настил.

Привод аналогичный другим типам цепных конвейеров. Для предохранения механизма от поломок при заклинивании кусков груза в зазоре предусматривают предохранительные муфты.

Натяжное устройство бывает винтовое (для мелкокусковых) и пружинно-винтовое (для крупнокусковых грузов).

14.3. Подвесные конвейеры

Современные предприятия серийного и массового производства оборудуют пространственными подвесными конвейерами сложной трассы для бесперегрузочной транспортировки грузов на протяжении всего технологического процесса. Они практически не занимают производственных площадей, так как их располагают обычно вверху здания, в свободном пространстве. Трассы подвесных конвейеров могут быть любой сложности и практически неограниченной длины при установке необходимого количества приводов. Цепной привод бывает со звездочками или гусеничный.

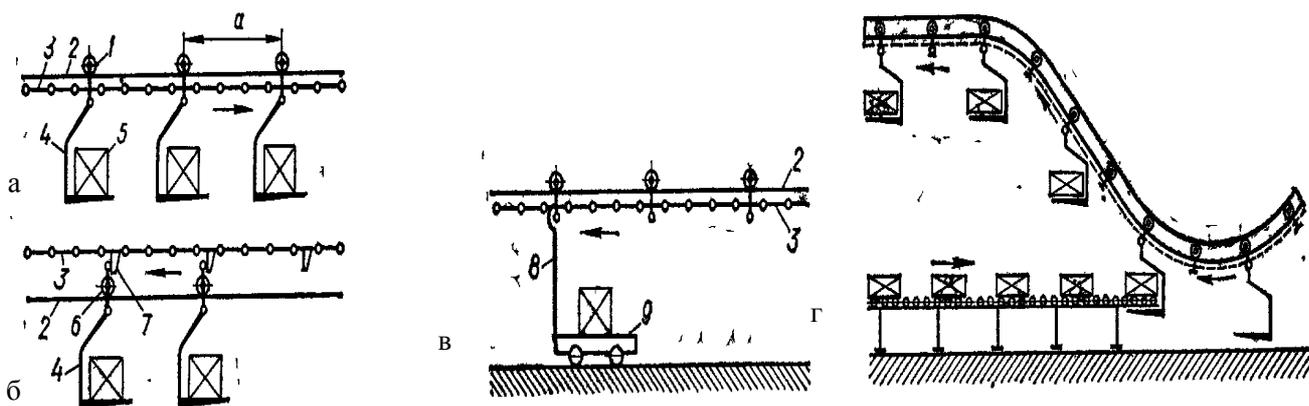


Рисунок 14.4 – Схемы подвесных конвейеров.

Подвесные конвейеры (рис. 14.4) в зависимости от способа движения делят на грузонесущие (а), толкающие (б) и грузотянущие (в). По виду трассы они бывают горизонтальные и пространственные. Тяговым органом является пластинчатая или разборная цепь 3 (реже канат). К цепи присоединены каретки (тележки) на ходовых катках, которые передвигаются по подвесным

путям 2. В грузонесущих конвейерах груз 5 транспортируют на подвесках 4 кареток, у толкающих конвейеров на цепи предусмотрены кулачки 7, перемещающие тележки 6. У грузотянувших конвейеров каретки соединены разъемно со штангами 8.

В современных подвесных конвейерах вес транспортируемых грузов от доли килограмма до 2,5 т; длина – до 4,5 км. Скорость движения конвейеров 0,05...0,75 м/с; применяют автоматическое адресование груза; загрузка и разгрузка производятся на ходу, часто автоматически.

Возможность работы подвесного конвейера на сложной трассе (в многоэтажных цехах и между ними), малый расход энергии, легкость настройки конвейера к изменениям технологии производства, несложность автоматизации по распределению грузов сделали эти конвейеры основным транспортом на современных предприятиях различных отраслей промышленности. На рис. 14.4, г показан подвесной конвейер с автоматической загрузкой.

Глава 15. ЭЛЕВАТОРЫ

Элеваторами называют машины непрерывного действия, предназначенные для перемещения насыпных грузов (реже штучных) в вертикальном или крутонаклонном (более 60° к горизонту) направлениях. Элеваторы можно классифицировать по следующим признакам:

- по типу грузонесущего органа (рис. 15.1): ковшовые (а, б, в), полочные (г) и люлечные (д). Ковшовые – для транспортирования насыпных грузов: пылевидных, зернистых и кусковых (цемент, мука, зерно, песок, торф, уголь, различные химикаты и т. п.), реже наливных жидкостей. Люльки подвешены к цепи и могут разгружаться в любом месте нисходящей ветви, что невозможно в полочном, где они прикреплены к цепи неподвижно; полочные и люлечные – для подъема штучных грузов (ящиков, бочек, рулонов и др.);

- по типу тягового органа: ленточные (а) и цепные (б) с одной или двумя цепями;

- по углу установки: вертикальные и крутонаклонные (в);

- по скорости движения ковшей: тихоходные (до 1,25 м/с), быстроходные (до 3,5...4 м/с и более). В тихоходных элеваторах разгрузка ковшей гравитационная, в быстроходных – центробежная;

- по расположению ковшей на тяговом органе: с расставленными (а, б) и сомкнутыми ковшами (в). Первые применяют для мелкофракционных грузов и часто выполняют быстроходными. Элеваторы с сомкнутыми ковшами – тихоходные с самотечной разгрузкой. Их применяют для подъема крупнокусковых и абразивных грузов; загрузка ковшей производится насыпанием.

Ковшовые элеваторы имеют следующие технические показатели:

- производительность до 600 м³/ч;

- высота подъема до 50...60 м;

- скорость движения до 4 м/с и более для хорошо сыпучих грузов с применением специальных ковшей.

Элеватор (рис. 15.1, а, б) состоит из замкнутого тягового органа – ленты 3 или цепи 5 - огибающего приводной 1 и натяжной 4 барабаны (или звездочки). К ленте или цепи прикрепляют ковши 2, которые загружаются насыпным грузом в нижней части элеватора, а разгружаются через окно в верхней части элеватора. На нижнем барабане (звездочках) установлено натяжное устройство 4.

Привод элеватора включает в себя двигатель, редуктор муфты, останов, барабан (звездочки). Рабочая ветвь наклонных ленточных элеваторов поддерживается роlikоопорами, а цепных – опорными роliками или направляющими шинами.

Достоинства ковшовых элеваторов: малые габаритные размеры по сечению и в плане, подъем груза на значительную высоту, простота и надежность конструкции, сохранность транспортируемого груза, возможность обеспечения герметичности. Их рационально использовать, главным образом, для подъема легких, не липких, хорошо сыпучих, не кусковых грузов. Кроме того, их применяют для совмещения операций транспортирования с технологическими процессами, например сушка у зерновых элеваторов.

Условием нормальной работы элеватора является правильный выбор формы и размеров ковшей, скорости их движения, размеров барабана и звездочек, формы и размеров головки и башмака.

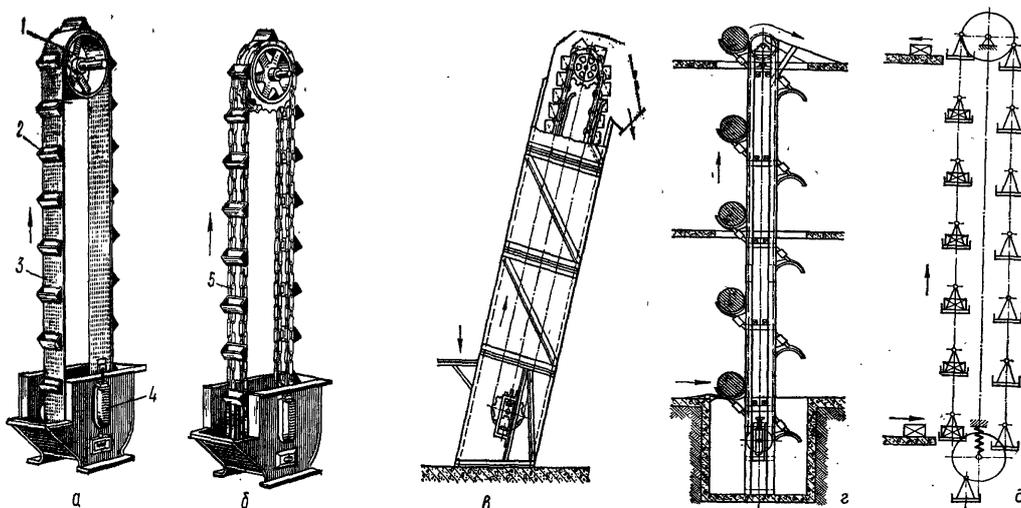


Рисунок 15.1– Типы элеваторов.

Ковши выбирают в зависимости от производительности элеватора и типа перемещаемого насыпного груза. Форма ковшей определяется способом разгрузки и характеристикой транспортируемого груза.

Геометрическая вместимость ковшей $i = 0,2...45$ л, реже до 130 л; ширина ковшей 100...1000 мм; шаг 200...800 мм.

Для предохранения от обратного хода при остановке грузеного элеватора привод снабжают остановами или тормозами (для тяжелых элеваторов).

Натяжное устройство пружинно-винтового типа, реже грузовое. На элеваторах устанавливают ловители в случае обрыва цепи.

Глава 16. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ БЕЗ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА

16.1. Винтовые конвейеры и транспортирующие трубы

Винтовые конвейеры предназначены для транспортирования на небольшие расстояния пылевидных и зернистых насыпных грузов (цемент, известь, молотая глина, угольный штыб, гипс и т. п.), а также вязких и тестообразных (бетон, мокрая глина и др.) в горизонтальном (реже в наклонном и вертикальном) направлении. Винтовые конвейеры в таких машинах, как раство- и бетоносмесители непрерывного действия выполняют одновременно технологическую (перемешивание) и транспортную функции. Иногда их используют как питатели, например, в погрузочных и других машинах. По направлению транспортирования грузов винтовые конвейеры бывают горизонтальные и вертикальные.

Если одновременно с перемещением груза необходимо создать его уплотнение, применяют винты с переменным шагом. Такие винты иногда имеют, кроме того, переменный диаметр. Примерами являются: литьевые винтовые машины для получения литья под давлением из пластмасс, шнековые прессы на аглофабриках (для получения рудных окатышей), обычная мясорубка, механическая соковыжималка.

Если нужно получить большое осевое усилие, применяют двухвинтовой конвейер (твинвейр). Его винты имеют нарезку противоположных направлений: один – правую, другой – левую. Оба винта помещены в общем кожухе. Винты вращаются в разные стороны, сообщая грузу движение одного направления.

Видоизменением двухвинтового конвейера являются две стальные, уложенные рядом, трубы, на поверхности которых навита по винтовой линии проволока с правым и левым направлениями витков. Применяются они для транспортировки сыпучих грузов в мешках из ткани. При встречном направлении вращения труб груз, положенный на трубы, перемещается под давлением винтовых витков вдоль труб. Исследования показали, что мешок без повреждения может пройти по конвейеру около 3 км. Длина твинвейра может достигать 100 м при различных направлениях его трассы как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях, что достигается при помощи соответствующих муфтовых соединений отдельных звеньев.

Для транспортирования некоторых сыпучих грузов (например, цемент) могут применять также вертикальные винтовые конвейеры (рис. 16.1, д) высотой до 15 м. Движение происходит за счет сил трения между грузом и кожухом, возникающих под действием центробежной силы. Для питания и подпора материала вертикального конвейера внизу устанавливают винтовой горизонтальный конвейер.

Преимущества винтовых конвейеров: простота конструкции; несложное обслуживание; надежность в эксплуатации; герметичность – транспортирование грузов происходит в закрытом желобе, что обеспечивает защиту цехов от пылящих, газирующих и горячих материалов; небольшие габаритные размеры;

разгрузка может осуществляться в любом месте конвейера.

Недостатки: дополнительное дробление хрупкого груза; повышенный расход энергии вследствие трения транспортируемого груза о желоб и лопасти винта; сравнительно небольшая производительность (до 200 м/ч); малая длина транспортирования на один привод 30–40 м (до 75 м).

Винтовой конвейер (рис. 16.1, а) состоит из неподвижного желоба 7 с полуцилиндрическим днищем, вала 8 с укрепленным на нем винтом 9 и привода 1. Вал установлен в концевых подшипниках 2, 6. Так как вал большой длины, то его выполняют составным, и в местах соединения он поддерживается промежуточными подшипниками 4, подвешенными к поперечным планкам желоба. В одной из концевых опор винта установлен упорный подшипник, воспринимающий продольные усилия в винте. Желоб закрыт крышкой 3; в некоторых конструкциях предусмотрен песочный затвор. Насыпной груз подается через люк в крышке 5 и перемещается винтом по желобу к разгрузочным воронкам – промежуточной 10 или концевой 11, перекрытых шиберными затворами.

Желоб состоит из отдельных секций длиной 2 и 4 м, изготовленных из листовой стали толщиной 3...6 мм.

По числу спиралей винты бывают одно-, двух- и трехзаходные с правым и левым направлением навивки. Производительность многоходовых винтов больше, чем одноходовых. Винты подразделяют (рис. 16.2) на сплошные (а), ленточные (б), фасонные (в) и лопастные (г), и применяются они в зависимости от вида транспортируемого сыпучего груза.

Направление движения груза в конвейере зависит от направления вращения винта и направления витков винта (Рис.16.1, в, г).

Сплошным винтом транспортируют сыпучие грузы (цемент, мел, сухой песок, гранулированный шлак), а ленточным винтом – мелкокусковые грузы (гравий, шлак негранулированный). Производительность здесь на 20...30% меньше, чем со сплошным винтом. Тестообразные и мокрые грузы транспортируют фасонным или лопастным винтом. Винт состоит из отдельных секций длиной 1,5...3,0 м устанавливается с одной стороны в упорный подшипник, а для реверсируемых конвейеров – с двух сторон. Стыки секций и винтов не должны совпадать. Диаметр конвейерного винта находится в пределах 100.. .800 мм. Привод редукторный и состоит из двигателя, редуктора, муфт.

Загрузка осуществляется через люк в крышке желоба. Разгрузка может производиться в различных точках по длине конвейера через шиберные затворы.

Редуктор привода соединен с валом винта уравнивающей муфтой, а вал двигателя с редуктором – упругой муфтой. Желоб конвейера изготовлен из листовой стали толщиной 3...6 мм; для транспортирования абразивных и горячих (до 200° С) грузов применяют чугунные желоба.

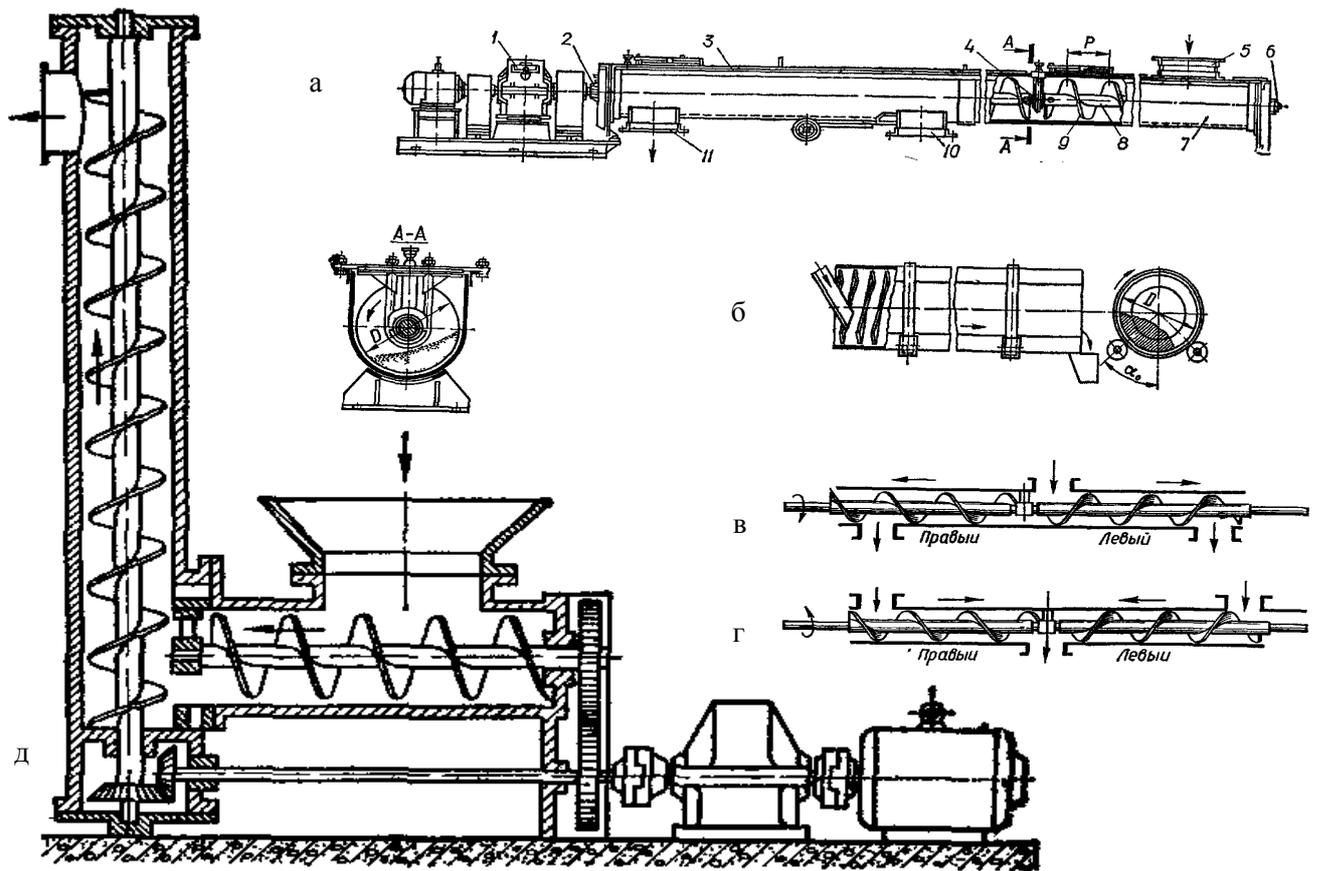


Рисунок 16.1– Схемы винтовых конвейеров

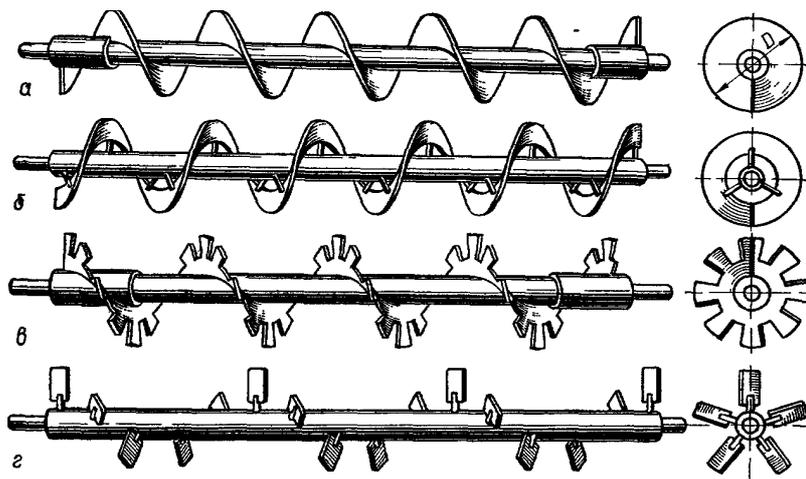


Рисунок 16.2– Типы винтов

Производительность конвейера

$$\Pi = 3,6 \frac{\pi D^2}{4} V \gamma \psi C_{\beta}, \quad (16.1)$$

где D – диаметр винта ; V – скорость перемещения груза по желобу ; ψ – коэффициент наполнения желоба; C_{β} – коэффициент снижения производительности наклонного конвейера.

Винтовые трубы по принципу действия аналогичны винтовым конвейерам. Они применяются, в основном, как технологическое оборудование для обжига, сушки и охлаждения материалов (рис. 16.2,б).

Винтовая транспортирующая труба представляет собой полый цилиндр, внутри которого на стенках укреплены винтовые витки из полосовой стали. Труба установлена на парных роликах, расположенных по длине на некотором расстоянии друг от друга, и приводится в движение через зубчатый венец от привода. Насыпной груз, поступающий во вращающуюся трубу с одного конца, постепенно пересыпаясь по винтовому желобу, продвигается вдоль трубы. Винтовые трубы устанавливаются горизонтально или слегка наклонно вверх или вниз; их изготавливают длиной до 250 м.

Разновидностью транспортирующих труб являются трубы без спирали, устанавливаемые с наклоном вниз по направлению движения груза и используемые в качестве технологических агрегатов для обжига, сушки, смешивания различных грузов.

Достоинства: простота и надежность конструкции, большая производительность и длина транспортирования, герметичность транспортируемых грузов.

Недостатки: большие металлоемкость и габаритные размеры, повышенный расход энергии, небольшой срок службы транспортирующей трубы при перемещении абразивных грузов.

Частота вращения трубы

$$n = (30 \dots 60) \sqrt{D_1}, \quad (16.2)$$

где D_1 – наружный диаметр трубы. Скорость движения груза

$$V = r\omega / 2\pi, \quad (16.3)$$

где r – шаг винтовой линии, ω – угловая скорость .

Крутящий момент, необходимый для определения сопротивления опорных роликов

$$T_1 = RZD_2\omega, \quad (16.4)$$

где R – реакция на ролик; D_2 – диаметр опорного бандажа; Z – число двухроликовых опор; w – коэффициент сопротивления.

Момент сил трения

$$T_2 = FD_1 / 2, \quad (16.5)$$

где F – сила трения груза о стенки трубы.

Мощность привода горизонтальной трубы

$$P' = (T_1 + T_2)\omega . \quad (16.6)$$

16.2. Роликовые конвейеры

Роликовые конвейеры применяют для перемещения штучных грузов (трубы, бревна, поддоны, контейнеры, ящики, прокат, слитки, плиты, отдельные детали и т. п.) в горизонтальном или наклонном (под небольшим углом) направлениях. Такие конвейеры часто применяют в производственных цехах для транспортирования деталей от одного рабочего места к другому в соответствии с технологией производства. Роликовые конвейеры в прокатном производстве являются основным типом конвейеров для транспортирования горячего проката и называются рольгангами.

Роликовые конвейеры состоят из роликов, смонтированных на жесткой раме. Ролики изготавливают из труб и устанавливают на подшипниках качения.

Роликовые конвейеры подразделяют на гравитационные, неприводные и приводные.

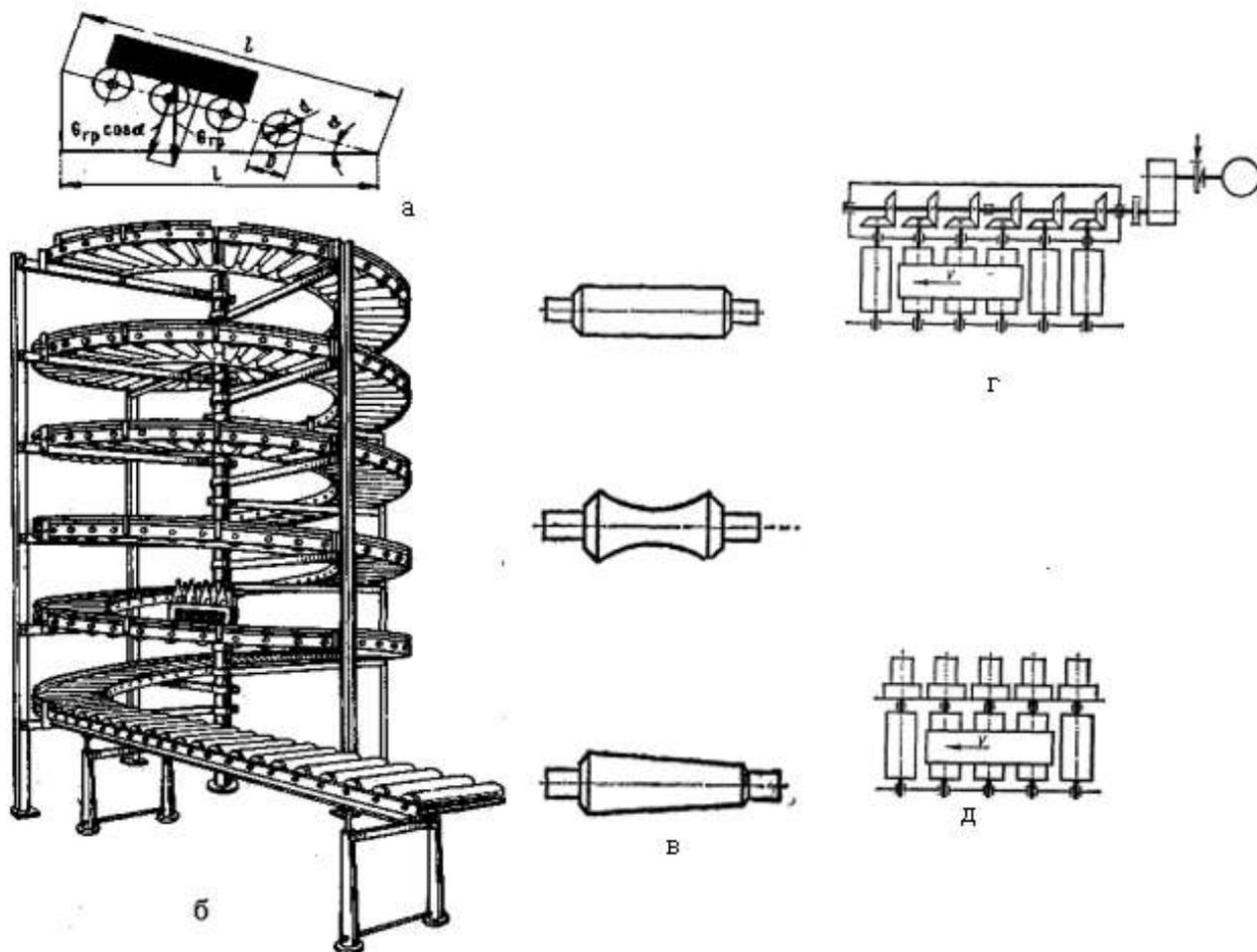


Рисунок 16.3– Роликовые конвейеры

Для обеспечения движения груза под действием собственного веса по неприводным роликам (рис. 16.3, а) гравитационные конвейеры устанавливают под углом $2...7^\circ$; при транспортировании мягких материалов угол достигает 12° .

Скорость движения груза в конце конвейера зависит от угла наклона, характера груза, коэффициента трения и не должна превышать допустимых пределов с точки зрения сохранности грузов и безопасности работы. С целью экономии производственных площадей при большой высоте спуска груза применяют роликовые винтовые спуски (рис. 16.3, б).

Шаг роликов выбирают из условия чтобы груз опирался не менее, чем на три ролика, обычно $p = l / 3$, где l – длина груза.

По конструкции ролики бывают (рис. 16.3, в): цилиндрические, двухконусные (для цилиндрических грузов) и конусные (для поворотных участков конвейера). Изготавливают ролики из толстостенных труб, а ролики тяжелого типа выполняют коваными.

Приводы конвейеров делят на групповой (Γ) и индивидуальный на каждый ролик (Δ). В первом случае вращение роликам от привода сообщается коническими передачами, установленными на трансмиссионном валу. Более совершенным является индивидуальный привод, состоящий из фланцевого двигателя с компактным редуктором (большая надежность, меньшая металлоемкость). Трасса роликовых конвейеров в плане имеет прямолинейные и криволинейные участки.

Производительность роликовых конвейеров определяется по формулам (12.5, 12.6).

Момент вращения роликов при установившемся движении группового привода

$$T_c = (ZG_p + G_g)fd/2 + G_g K \pm G_g \sin \alpha \cdot D/2, \quad (16.7)$$

где G_p – вес одного ролика; G_g – вес груза; Z – количество роликов; f – коэффициент трения в подшипниках; d – диаметр цапфы ролика; K – коэффициент трения качения груза по ролику; α – угол наклона конвейера; D – диаметр ролика.

В практике нередко бывают случаи внезапной задержки перемещаемого груза в результате упора о боковые направляющие или о находящийся впереди груз. При этом происходит буксование роликов, что вызывает дополнительные нагрузки, которые должен преодолеть привод.

Динамические нагрузки привода определяются величиной ускорения при разгоне груженого конвейера:

$$T_{ин} = I_{пр} \omega / t_n, \quad (16.8)$$

где $I_{пр}$ – приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся деталей конвейера и поступательно движущихся грузов; ω – угловая скорость двигателя; t_n – время пуска.

$$I_{пр} = \delta \cdot I_0 + Z I_p / U^2 + m R^2 / (U^2 \eta), \quad (16.9)$$

где I_0 – момент инерции ротора, тормозного шкива и муфты; I_p – момент инерции ролика; δ – коэффициент, учитывающий момент инерции вращающихся масс передаточного механизма; m – масса груза; R – радиус ролика; U – передаточное число редуктора; η – КПД механизма.

Мощность двигателя

$$P = (T_c + T_d)\omega / (\psi_{cp}\eta), \quad (16.10)$$

где ψ_{cp} – среднепусковая перегрузка двигателя.

Движение груза без пробуксовки будет в том случае, когда сила инерции меньше силы сцепления груза с роликами:

$$F_u \leq F_{cu}$$

Для этого необходимо, чтобы величина максимального ускорения груза удовлетворяла неравенству

$$a_{max} \leq gf_1, \quad (16.11)$$

где f_1 – коэффициент трения скольжения груза по роликам при буксовании.

16.3. Шагающие конвейеры

Шагающие конвейеры, созданные впервые в нашей стране, относятся к числу наиболее эффективных транспортных устройств циклического действия. Конвейер перемещает штучные крупные грузы на один шаг вперед через равные промежутки времени вдоль линии технологического процесса производства.

Они обслуживают литейные, сборочные, механические и термические цехи машиностроительной, судостроительной, авиационной и других отраслей промышленности. Шагающие конвейеры устанавливаются на уровне пола цеха и легко встраиваются в автоматические линии в условиях мелкосерийного и единичного производства.

В шагающих конвейерах груз передвигается в двух плоскостях: горизонтальной – возвратно-поступательное движение рабочего органа и вертикальной – подъем и опускание. Цикл движения состоит из четырех этапов: подъем рамы с грузом, рабочий ход, опускание рамы с грузом и обратный ход рамы без груза.

Шагающий конвейер обычно выполняют с гидравлическим подъемом и электромеханическим приводом перемещения или полностью гидравлическим. На рис. 16.4 показан конвейер с гидравлическими механизмами подъема 18 и перемещения рамы 2 посредством рычага 7. При движении поршня цилиндра 11 рейка 10, прикрепленная к штоку 9, приводит во вращение шестерню 8, на валу которой насажены шестерни 6, входящие в зацепление с рейками 5 и поднимающие раму 2 одновременно с горизонтальным перемещением по опорным роликам 4. При этом изделие 1 снимается с неподвижной рамы 3 и перемещается на один шаг вперед. От конечных выключателей хода поршня цилиндра штоковая полость подъемных цилиндров 18 переключается со слива на нагнетание жидкости и поршни, сжимая пружины 12, опускают раму 2 с изделием на неподвижную раму 3. В конечном нижнем положении рама 2 включает конечный выключатель механизма перемещения и рабочая жидкость снова поступает в бесштоковую полость цилиндра 11. Цикл повторяется. Пружины 12 служат для подъема рамы при снятии давления в цилиндре.

Загрузка и разгрузка шагающих конвейеров осуществляются кранами,

погрузчиками или роликовыми конвейерами. Длина конвейеров доходит до 100 м, масса единичного груза до 8 т, скорость перемещаемого груза до 0,1 м/с.

Шагающие конвейеры обладают рядом преимуществ перед другими типами конвейеров. Например, использование их в литейном и сборочном цехах вместо тележечных способствует повышению производительности на 15...20% при меньшей (в 1,6...2 раза) металлоемкости, резкому сокращению производственных площадей.

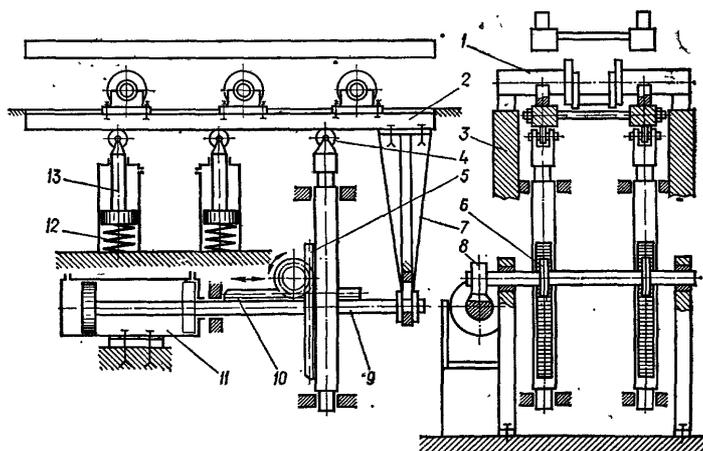


Рисунок 16.4– Шагающий конвейер:

1-ролики,2-рама,3-основание,4-опорные ролики,5-рейки,6-шестерни,7-рычаг,8-шестерня,9-шток,10-рейка,11-цилиндр,12-пружины,13-цилиндры.

Приводы механизмов шагающего конвейера работают в тяжелых динамических режимах пуска и торможения. Поэтому, кроме силовых расчетов, необходимо проверять его на быстродействие, так как продолжительность каждого этапа работы оказывает влияние на производительность конвейера.

16.4. Инерционные конвейеры

По принципу действия инерционные конвейеры делятся на качающиеся, вибрационные и метательные машины. Перемещение груза в них происходит под действием сил инерции.

В вибрационном конвейере желоб совершает колебания с высокой частотой (450...3000 кол/мин), и груз перемещается микроскачками с малой амплитудой (0,5... 15 мм). В качающемся конвейере амплитуда значительно больше (10...150 мм), а частота меньше (40...400 кол/мин). Отличие между вибрационным и качающимися конвейерами заключается в характере перемещения груза: в первом груз отрывается от дна желоба и совершает микрополет, во втором – скользит по желобу. Качающиеся конвейеры обладают существенными **недостатками**: быстрый износ желоба и других деталей из-за трения груза; недостаточная надежность, так как возникают большие неуравновешенные динамические нагрузки; большая металло- и энергоемкость. Во многих случаях их заменяют другими типами конвейеров.

Вибрационные конвейеры находят все большее применение во многих

отраслях производства вследствие малого износа, небольшого расхода энергии, возможности создания уравновешенных конвейеров, не передающих колебаний на фундамент. Они применяются в химической, металлургической, горнорудной промышленности, в машиностроении, в промышленности строительных материалов.

В герметически закрытых желобах можно транспортировать грузы с высокой температурой ($500...700^{\circ}\text{C}$ и до 1000°C), а также химически агрессивные грузы. По направлению транспортирования конвейеры бывают горизонтальные, наклонные и вертикальные.

Производительность до $400\text{ м}^3/\text{ч}$ (для питателей до 3000 т/ч). Максимальная длина конвейера до 100 м . Максимальная скорость транспортирования $0,6\text{ м/с}$ – для кусковых, $0,2\text{ м/с}$ – для пылевидных грузов.

Качающиеся конвейеры выполняются в виде желоба, совершающего переменное движение. Конвейеры бывают с постоянным и переменным давлением груза на желоб. Возвратно-поступательное колебательное движение желоба, получаемое от кривошипного механизма, передается за счет трения грузу. Под действием приобретенной кинетической энергии груз продвигается по желобу на некоторое расстояние в одном направлении (вперед), вследствие различия параметров движения желоба при прямом и обратном ходе.

В конвейерах с переменным давлением груза на желоб (рис. 16.5, а) желоб 1 получает колебательные движения от простого кривошипно-шатунного механизма 3, 4. Благодаря наклону опорных стержней 2, желоб с грузом при движении вперед несколько приподнимается, а при обратном ходе – опускается. В силу инерции, частицы материала в первый период больше прижимаются к желобу и, увеличивая трение, вместе с желобом движутся вперед. При ходе желоба назад и его опускании давление материала на желоб и сила трения уменьшаются, что приводит к раздельному движению материала и желоба.

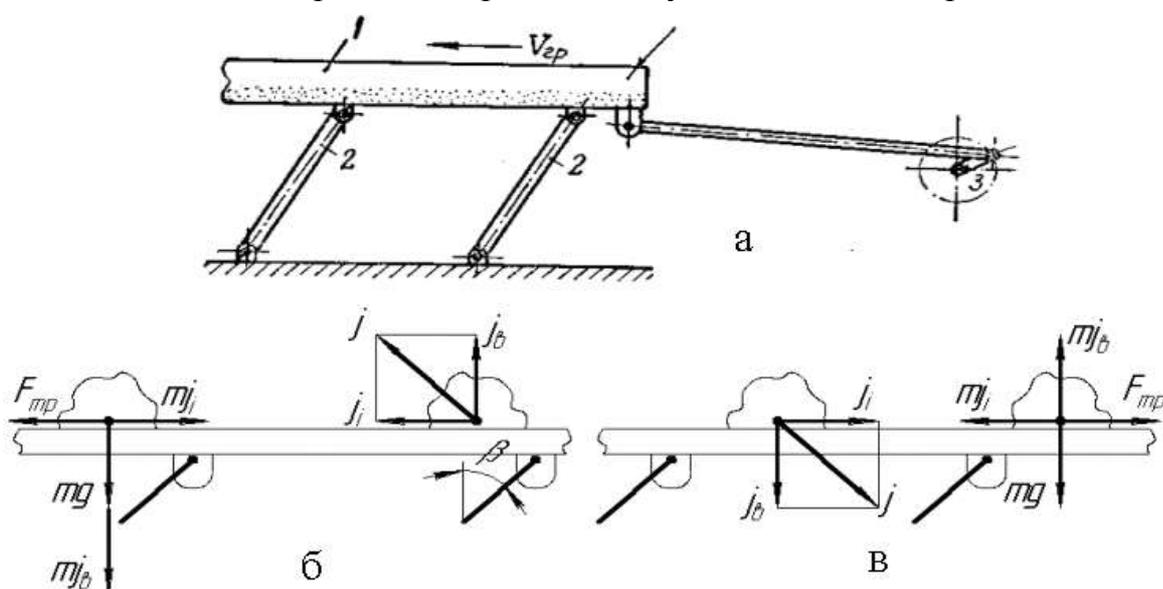


Рисунок 16.5– Конвейер с переменным давлением груза на желоб

Выбрав радиус кривошипа малым по сравнению с длиной шатуна и длиной опорных стержней, можно считать закон изменения скорости желоба близким к синусоидальному, а само движение желоба рассматривать как прямолинейное, направленное по нормали к опорным стержням. Ускорение желоба меняется по косинусоидальному закону.

При движении желоба вперед (рис. 16.5, б)

$$F_{тр} = F_n f,$$

где $F_n = m(g + j_B)$ – давление груза на желоб.

Условие совместного движения груза и желоба

$$F_{ин}^r < F_{тр}, \quad m j_r < m(g + j_B) f \quad \text{или} \quad j_r < (g + j_B) f, \quad (16.12)$$

где $F_{ин}^r$ – горизонтальная сила инерции.

При обратном ходе груз (рис. 16.5, в) движется без отрыва от желоба в сторону транспортирования

$$F_n = m(g - j_B) > 0 \quad F_{тр} < m j_r \quad \text{или} \quad (g - j_B) f < j_r, \quad (16.13)$$

где m – масса частиц груза; j_B, j_r – составляющие ускорения желоба.

Схемы вибрационных конвейеров показаны на рис. 16.6: с электромеханическим приводом на подвесках (а), на опорах (б), с электромагнитным вибратором (в).

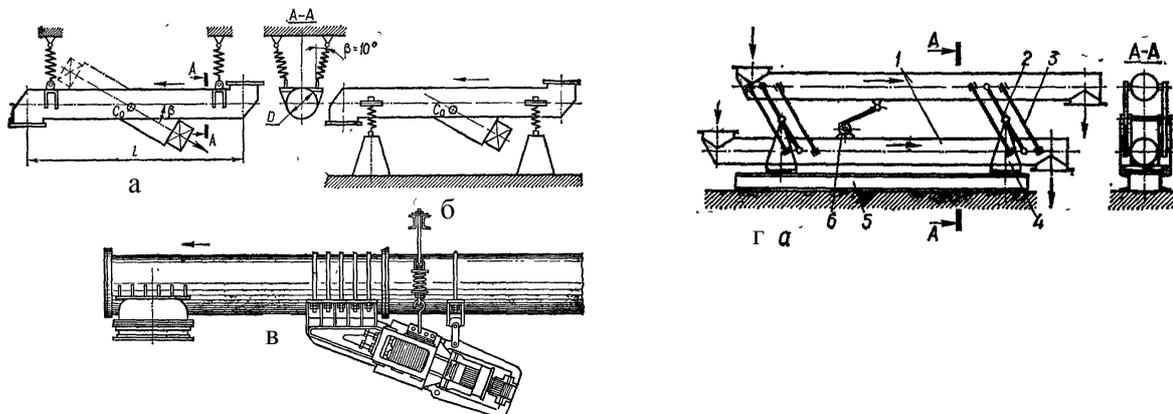


Рисунок 16.6– Вибрационные конвейеры

Особенностью вибрационного конвейера является наличие упругих элементов (рессор, пружин, резиновых амортизаторов), осуществляющих направленное движение желоба.

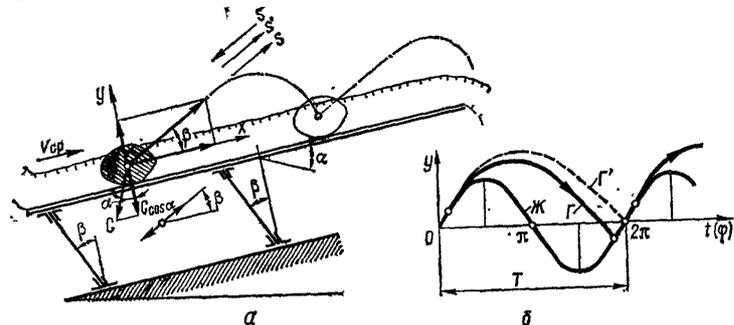


Рисунок 16.7– Схемы движения грузов

Виброконвейеры устойчиво работают при загрузке их равномерным потоком груза. Особую группу конвейеров составляют вибрационные питатели (длина до 6...8 м).

В качестве приводов вибрационных конвейеров применяют инерционные, эксцентриковые, электромагнитные, поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы.

В вибрационном конвейере закон движения желоба должен быть таким, чтобы груз перемещался вперед не только при прямом, но и при обратном ходе желоба. Желоб начинает прямой ход с возрастающим замедлением. Скорость частицы груза растет, давление на желоб уменьшается, и в определенный момент давление становится равным нулю, частица отрывается от желоба и совершает последовательные микроскачки без скольжения по желобу (рис. 16.7, а). Колебание желоба гармоническое и можно записать формулы для

$$\begin{aligned}
 \text{перемещения} & \quad S = a \cdot \sin \omega t , \\
 \text{скорости} & \quad \frac{dS}{dt} = a\omega \cdot \cos \omega t \\
 \text{и ускорения} & \quad \frac{d^2S}{dt^2} = -a\omega^2 \cdot \sin \omega \cdot t , \quad (16.14)
 \end{aligned}$$

где a , $a\omega$, $a\omega^2$ – амплитуды перемещений, скорости и ускорения; ω – угловая частота колебаний или угловая скорость вращения кривошипа.

В период отрыва частицы груза можно написать равновесие сил:

$$m \frac{d^2S}{dt^2} \sin(\beta - \alpha) = mg \cdot \cos \alpha . \quad (16.15)$$

Подставив значения (16.14) в (16.15), получим выражение для безразмерного коэффициента режима работы конвейера

$$K_0 = a\omega^2 \sin(\beta - \alpha) / (g \cos \alpha) ,$$

где α – угол наклона желоба; β – угол направления колебаний.

Характер перемещения груза в колеблющемся по гармоническому закону желобе показан на рис. 16.7, б. Он зависит от ускорения, определяемого величиной коэффициента K_0 . Идеальным был бы такой режим колебаний, при котором движение частиц груза состояло бы из непрерывных микроскачков, т. е. время одного микроскачка должно равняться полупериоду колебаний желоба, когда в конце микрополета частица падает на желоб в начале следующего периода колебаний (пунктирная кривая). Тогда перемещение груза происходило бы без скольжения по желобу (без его износа). Практически коэффициенты режимов K_0 правильно рассчитанного конвейера находятся близко к теоретическому: для однотрубных конвейеров $K_0 = 1,8...3,3$; для двухтрубных 1,2...2,5 (меньшие значения для кусковых грузов). При $K_0 < 1$ вибрационный конвейер работает без подбрасывания груза, как качающийся.

Производительность двухтрубного конвейера

$$П=2 \cdot 3600 A v \psi \quad (16.16)$$

где A – площадь поперечного сечения одной трубы; $\psi = 0,6 \dots 0,9$ – коэффициент заполнения, зависящий от формы и поперечного сечения трубы.

В вертикальном вибрационном конвейере (рис. 16.9) транспортирование груза происходит по колеблющейся винтовой поверхности вверх. Вибрационный конвейер-элеватор состоит из цилиндрического каркаса, снаружи (или на внутренней стороне) которого прикреплен спиральный желоб; привод сообщает конвейеру продольные и крутильные колебания, обеспечивающие подъем груза вверх по желобу. Вертикальные конвейеры выполняют опорной (а) и подвесной (б) конструкций. Высота подъема груза до 12 м, производительность до 20 м³/ч, угол подъема спирали $\alpha = 4 \dots 10^\circ$.

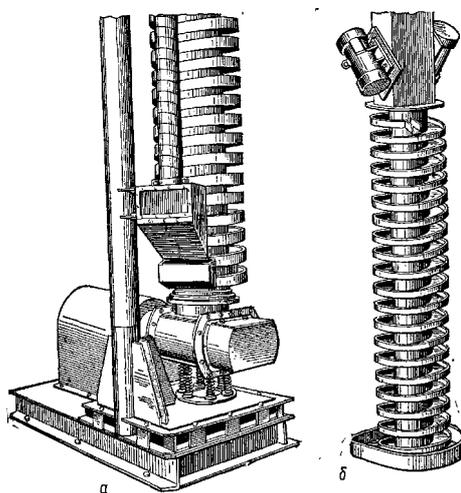


Рисунок 16.9– Вибрационный конвейер-элеватор

Глава 17. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

17.1. Пневматические транспортирующие установки.

Пневматическое транспортирование материалов осуществляется: в потоке воздуха; механическим перемещением аэрированного, т. е. насыщенного и имеющего свойства жидкотекучести, материала; в отдельных сосудах, перемещаемых в трубопроводе под действием давления воздушной среды.

Основным способом пневматического транспортирования сыпучих материалов является первый, широко используемый при перемещении пылевидных и порошкообразных материалов на средние и дальние расстояния по трубопроводам малых диаметров. Второй способ применяют для транспортирования тех же материалов на короткие расстояния и при небольшом перепаде высоты (до 25 м). Третий способ распространен для перемещения кусковых строительных материалов, размещаемых в специальных контейнерах, снабженных опорными колесами и перемещаемых по трубопроводам большого диаметра (0,8 ... 1,6 м).

Пневмотранспортные установки находят применение для загрузки бункеров

и силосов сыпучими грузами, подачи сыпучих грузов со складов в производство, загрузки и разгрузки железнодорожных вагонов, судов и автомобилей, удаления отходов производства (стружка, зола), транспортирования полуфабрикатов и готовой продукции, штучных грузов (пневмопочта), доставки проб из цеха в экспресс-лаборатории и т. д. По принципу действия делят на установки, транспортирующие грузы в воздушном потоке (сыпучие), в трубопроводных контейнерах и патронах.

В потоке воздуха транспортируются цемент, уголь, древесные опилки, зерно, мука, хлопок, солома, гранулированные материалы и другие сыпучие, пылеобразные, волокнистые и кусковые материалы. Мелкие частицы обычно перемещаются, витая в воздухе, а более крупные, падая на дно трубопровода, снова подхватываются струёй воздуха и переносятся вперед.

Производительность пневмоустановок может быть от нескольких десятков до 300 т/ч, а длина транспортирования от нескольких метров до 1,6...2 км и более.

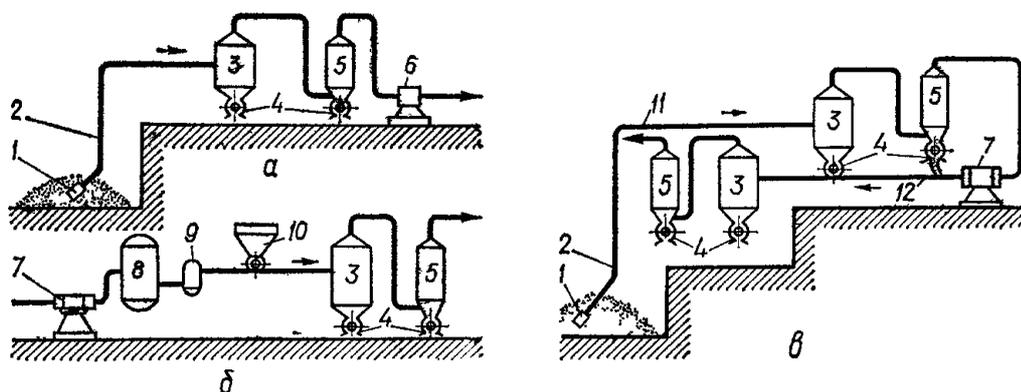


Рисунок 17.1– Схемы пневматических транспортирующих установок

Достоинства: полная герметизация при транспортировании пылевидных и вредных для здоровья людей грузов; возможность транспортирования груза по трассе любой сложности с необходимыми ответвлениями трубопроводов; полная механизация загрузки и разгрузки насыпного груза; возможность забора грузов из труднодоступных мест (одновременно с нескольких точек).

Недостатки: высокий удельный расход энергии (в 10...15 раз больше, чем в конвейерах); интенсивный износ трубопровода, в особенности на изгибах; необходимость тщательной очистки воздуха от пыли; невозможно перемещать влажные и липкие грузы.

17.2. Пневматические установки (рис. 17.1), делят на всасывающие, нагнетательные и смешанные.

Всасывающая пневмотранспортная установка (рис. 17.1, а) состоит из воздуходувной машины б, создающей разрежение в пневматической системе. Под действием атмосферного давления воздух вместе с насыпным грузом засасывается через сопло 1 в трубопровод 2, по которому транспортируется до места выгрузки в отстойник 3. Площадь сечения его намного больше площади сечения трубопровода. В результате резкого уменьшения скорости потока груз

падает на дно, откуда выгружается с помощью шлюзового затвора 4. Из отделителя 3 воздух с мелкими фракциями груза поступает в резервуар меньшего объема 5, оборудованный фильтром. Выделившийся в результате очистки груз удаляется через шлюзовый затвор 4. Очищенный воздух отсасывается воздуходувной машиной 6 и выбрасывается в атмосферу. Всасывающие пневмоустановки работают при давлении до 0,05 МПа.

В нагнетательной пневмотранспортной установке (рис. 17.1,б) сжатый воздух от компрессора 7 поступает в воздухосборник 8, затем в водомасляный очиститель 9 и трубопровод, который загружается при помощи специального питателя 10. В нагнетательных пневмоустановках перепад давления достигает 0,4...0,6 МПа, поэтому они могут транспортировать груз на большие расстояния. Различие этих установок: всасывающая позволяет производить забор материалов из разных мест; нагнетательная транспортирует из одного места в разные.

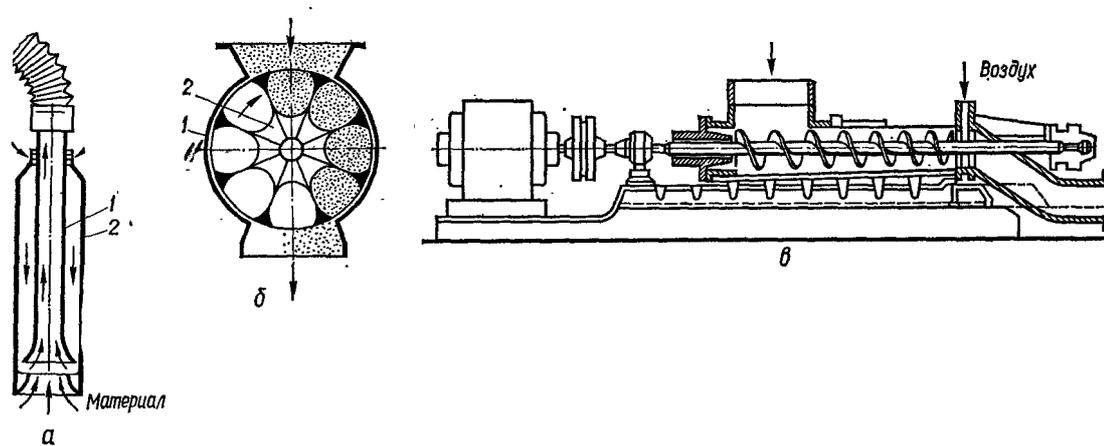


Рисунок 17.2 – Элементы пневмоустановок

Пневматическая установка смешанного типа (рис. 17.1, в) включает две последовательно расположенные участка – всасывающий 11 и нагнетательный 12. Всасывающая часть установки подобна выше рассмотренной: груз засасывается в трубопровод и поступает последовательно в отделитель 3 и фильтр 5, из которых груз подается в напорный трубопровод 12 нагнетательной части установки. Очищенный воздух не выбрасывается в атмосферу, а компрессором 7 нагнетается в трубопровод 12 и транспортирует груз до места разгрузки в отделитель 3 и фильтр 5. Преимущество этой схемы заключается в том, что груз забирают из нескольких загрузочных мест, собирают в одном месте (емкости) и транспортируют одновременно в несколько пунктов разгрузки.

В качестве воздуходувных машин применяют вентиляторы, турбомашины различных типов, ротационные вакуум-насосы, компрессоры разных типов.

Воздухопроводы выполняют из тонких стальных труб. После 1,0... 1,5 лет работы рабочие трубопроводы поворачивают вокруг своей оси на 180° с целью более равномерного износа труб и продления их срока службы. Трубопроводы выполняют из труб диаметром 50... 250 мм.

На рис. 17.2 приведены основные элементы установок: сопло (а), шлюзовый затвор (б), винтовой питатель (в). Во всасывающих установках загрузочным органом является сопло, прикрепленное к гибкому шлангу. Оно состоит из трубы

1, охваченной кожухом 2. Под действием атмосферного давления воздух с насыпным грузом засасывается в приемную часть сопла, в которую также поступает воздух из атмосферы в верхней части сопла. Насыпной груз потоками воздуха увлекается в трубопровод.

Шлюзовый затвор состоит из барабана 2, имеющего несколько отсеков, поворачивающегося в корпусе 1, одно отверстие которого является загрузочным, а второе разгрузочным. Лопастные барабаны плотно пригнаны к корпусу. В качестве загрузочного устройства шлюзовый затвор применяют при давлении воздуха в системе до 0,14 МПа. Порции груза, находящиеся в отсеках барабана, подаются поочередно в нагнетательный или всасывающий трубопровод. Винтовой питатель состоит из винта с переменным шагом, который уменьшается к месту разгрузки. Благодаря этому груз уплотняется к выходу, что препятствует потерям сжатого воздуха через загрузочное устройство. В нижней части смесительной камеры имеются форсунки, по которым подается сжатый воздух.

Расчет пневматической установки сводится в основном к определению расхода воздуха Q_B (кг/с), диаметра трубопровода D , перепада давления на концах трассы и мощности воздуходувной машины.

17.3. Транспортирование аэрированных материалов.

Аэрированные материалы транспортируются пневматическими транспортными желобами (аэрожелобами) и пневмомеханическими подъемниками.

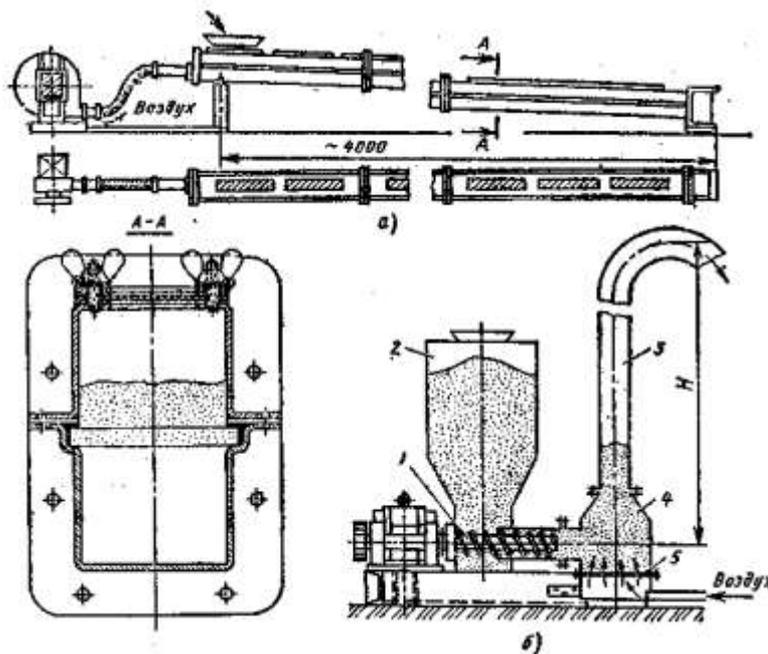


Рисунок 17.3 – Установки для транспортирования аэрированных материалов

Желоба (рис. 17.3, а) применяют для перемещения вниз по небольшому уклону пылевидных и порошкообразных материалов (цемента и др.). Используют их в силосах и в автоцистернах 1 для перевозки цемента; в соответствующих условиях желоба применяют вместо винтовых и ленточных конвейеров, так как они имеют более простую конструкцию и дешевле в эксплуатации. Пневматический желоб закрыт сверху крышкой и разделен на две части

горизонтальными пористыми керамическими плитками (чаще обычной тканой лентой или специальной синтетической тканью, пропускающими воздух). В верхнюю часть подается материал, а в нижнюю – сжатый воздух под давлением до 4 кПа. Материал насыпается на плитки или тканую ленту слоем 50 ... 100 мм

Расход воздуха в таких установках до 2 м³/мин на 1 м² площади желоба. Средний угол уклона желоба $\alpha = 2,5^\circ$.

Скорость (м/с) движения материала ориентировочно можно определить по формуле

$$V = 10\sqrt{b \cdot \operatorname{tg}\alpha}, \quad (17.1)$$

где **b** – ширина желоба, м.

При одинаковых условиях (производительность, длина) мощность, необходимая для транспортирования груза пневможелобом, в 5 - 8 раз меньше, чем при транспортировании винтовым или другим конвейером. Существующие конструкции пневможелобов имеют производительность до 200 т/ч и более с дальностью транспортирования до 40 м и более. Расход воздуха при транспортировании составляет примерно 100 – 130 м³/ч на 1 м² поверхности пористой перегородки. Транспортирование грузов насыщенным воздухом позволяет создать весьма простые и недорогие установки, обладающие герметичностью, отсутствием движущихся и изнашивающихся частей, малым расходом энергии, большой производительностью, малыми размерами. Недостатком является необходимость для транспортирования груза уклона желоба вниз, что ограничивает возможную длину транспортирования.

Пневматические винтовые подъемники (ГОСТ 15016–84) используют для перемещения порошкообразных и пылевидных материалов по вертикальному трубопроводу. Из бункера 2 (рис. 17.3, б) материал винтовым питателем 1 с переменным шагом подается в смесительную камеру 4 на пористое дно 5. С камерой связан вертикальный трубопровод 3. В камере материал подвергается аэрированию воздухом, подаваемым под давлением 50 ... 120 кПа через пористое дно 5, приобретает повышенную подвижность и в виде пульпы сплошным потоком перемещается по вертикальному трубопроводу.

Изготавливают подъемники трех типоразмеров производительностью 30, 60 и 100 т/ч при высоте подъема $H = 35$ м.

Расход Q_B (м³/ч) воздуха незначительный и зависит от производительности Π и высоты подъема H , в среднем $Q_B \approx 0,2 \dots 0,3\Pi H$. Давление в смесительной камере должно быть достаточным для рыхления и подъема материала. Давление, необходимое для подъема материала, должно превышать давление столба материала в вертикальной трубе.

С учетом потерь давления на рыхление, давление в смесительной камере обычно составляет 0,12 МПа.

Мощность (кВт) винтового питателя $N \approx (0,004 \dots 0,006) \Pi H$ (где Π – в т/ч, H – в м).

17.4. Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт.

Под давлением воздуха по трубам транспортируются штучные грузы, помещенные в специальные калиброванные патроны диаметром 60–200 мм,

снабженные уплотнениями, уменьшающими утечку воздуха между ними и стенкой трубы. Такие транспортирующие устройства предназначены для перемещения почтовых и телеграфных материалов. Письма и документы транспортируются в патронах со скоростью 32–48 км/ч.

Контейнеры с грузом на опорах качения (колесах) со специальным уплотнением перемещаются внутри трубы в потоке воздуха, создаваемом воздуходувными станциями (рис. 17.4, а).

В контейнерах транспортируют следующие грузы: сыпучие (песок, щебень, уголь, руда), жидкие и крупные штучные. Состав контейнеров 1 передвигается пневмовозом 2, на котором устанавливают манжетные уплотнения. Соединяют контейнеры амортизирующими сцепками. Контейнер для сыпучих грузов (рис.17.б) состоит из кузова 1, ходовой части 2, ходовых колес 3 на осях 5 с амортизаторами 6, вмонтированными в ступицы 4. В кузове предусмотрены продольные перегородки 7. На рис. 17.4, в, г показаны контейнеры для транспортирования жидких и крупных штучных грузов.

Скорость контейнеров составляет 15...30 км/ч с дальнейшим повышением до 40...45 км/ч.

Перепады давления в трубопроводе небольшие: для передвижения состава контейнеров массой 65 т по горизонтальному трубопроводу диаметром 1220 мм перепад давления составляет всего 0,015 МПа; по наклонному участку (3°) – 0,045 МПа.

Практически в действующих системах избыточное давление не превышает 0,1...0,2 МПа, что позволяет применять трубы из малоуглеродистой стали, а для внутризаводского транспорта при перемещении легких грузов – стеклянные, пластмассовые, стеклопластиковые трубы. В дальнейшем вместо стальных магистральных труб предполагается применять железобетонные, асбоцементные и пластмассовые трубы.

Вследствие малых давлений в трубопроводах несложно решается вопрос уплотнения между контейнерами и внутренней поверхностью трубы.

Воздуходувные станции устанавливают на конечных участках магистрали и вдоль трассы. В зависимости от профиля трассы, диаметра труб, массы состава расстояние между станциями находится в пределах 5...15 км.

Загрузку и разгрузку на станциях можно осуществлять как с остановкой контейнеров, так и на ходу. Погрузочно-разгрузочные и транспортные операции полностью автоматизированы.

Для осмотра и обслуживания контейнеров на трассе установлены люки. Контроль за положением контейнеров на трассе и определение их скорости осуществляется специальными датчиками. Диспетчер при помощи регуляторов расхода воздуха может изменить скорость контейнеров. Режимы движения составов рассчитывают на ЭВМ.

Автоматизированные системы контейнерного пневмотранспорта экономично применять при расстоянии 3...150 км; с увеличением производительности до 10 млн. т/год расстояние снижается до 3...95 км.

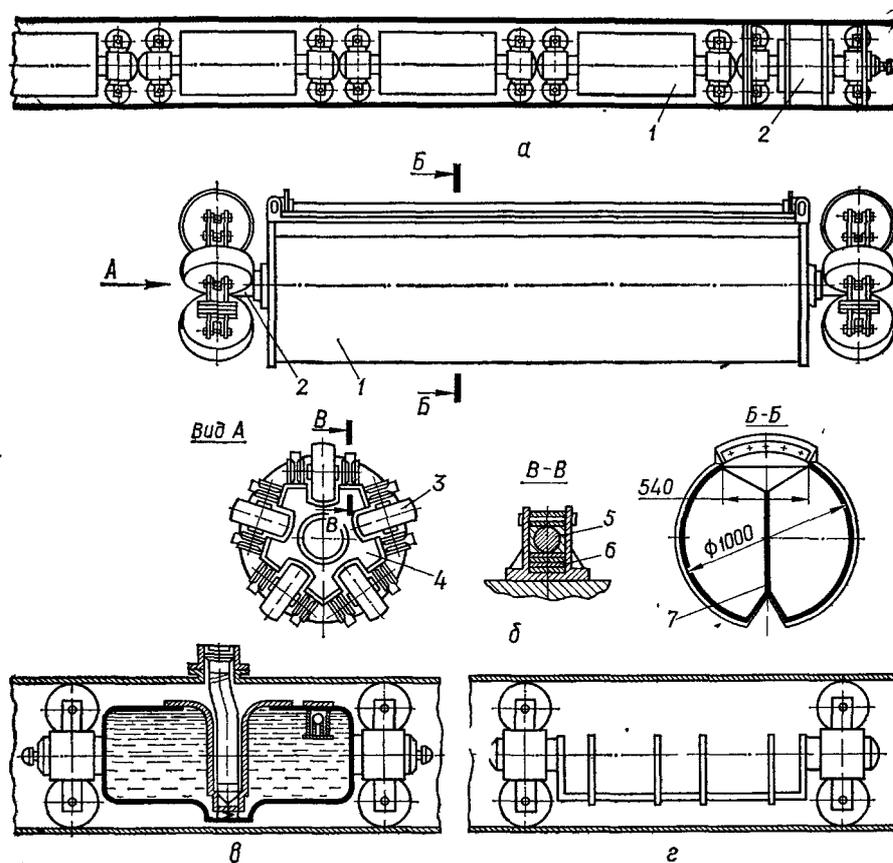


Рисунок 17.4– Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт

Расчет установки ведется на основе уравнения движения состава в трубопроводе. Для установившегося движения состава контейнеров (без инерционных сил) это уравнение можно записать;

$$\Delta p = mg(f \cos \beta + \sin \beta)/A, \quad (17.2)$$

где Δp – перепад давления; β – угол наклона трубопровода; m – масса состава контейнеров; A – площадь поперечного сечения трубы; f – приведенный коэффициент трения.

Движение контейнерного состава в различных режимах описывают дифференциальными уравнениями второго порядка, где отражены все силы, действующие на состав. Давление газа по разным сторонам состава определяют на основании решения уравнений движения газа между составами, согласно положениям газовой динамики.

17.5. Гидравлические транспортирующие установки.

Гидравлические транспортирующие установки предназначены для перемещения сыпного груза в струе жидкости (воде) по трубам или желобам. Смесь сыпного груза с водой называют гидросмесью или пульпой, которая характеризуется отношением массы твердого компонента к массе жидкого компонента. Установки делят на напорные и безнапорные. В напорных пульпа перемещается насосами; в безнапорных – под действием составляющей от веса груза на наклонной плоскости.

Напорные гидравлические установки по способу ввода сыпного груза в трубопровод подразделяют на установки с пульпонасосом и с бункерной подачей

(питателями). Гидроустановки применяют для транспортирования песка, угля, руд, горных пород, шлака, золы, грунтов и т. п. Кроме того, гидравлическим способом с помощью мониторов производят отделение полезного ископаемого от породы в забое с последующим транспортированием пульпы гидроустановками. **Достоинства** гидравлического транспорта: большая производительность и длина транспортирования по сложной пространственной трассе; простота конструкции, удобство обслуживания и эксплуатации; возможность полной автоматизации работы гидроустановки; небольшая стоимость транспортирования насыпных грузов. К **недостаткам** относятся: ограничение крупности транспортируемых кусков; значительный износ трубопроводов при перемещении абразивных грузов; большой расход воды и энергии, возможность замерзания пульпы зимой. Однако несмотря на эти недостатки гидроустановки находят широкое применение, и в настоящее время область применения расширяется.

На ряде гидрошахт применен перспективный вариант гидротранспортировки угля непосредственно потребителям. Специально приготовленная пульпа, где мелкие частицы угля образуют суспензию, транспортируется под давлением, создаваемом насосными станциями. Производительность действующих установок 3,5...4 млн. тонн угля в год. В будущем будут созданы крупные магистрали протяженностью несколько сот километров, которые будут транспортировать 30...50 млн. тонн угля в год.

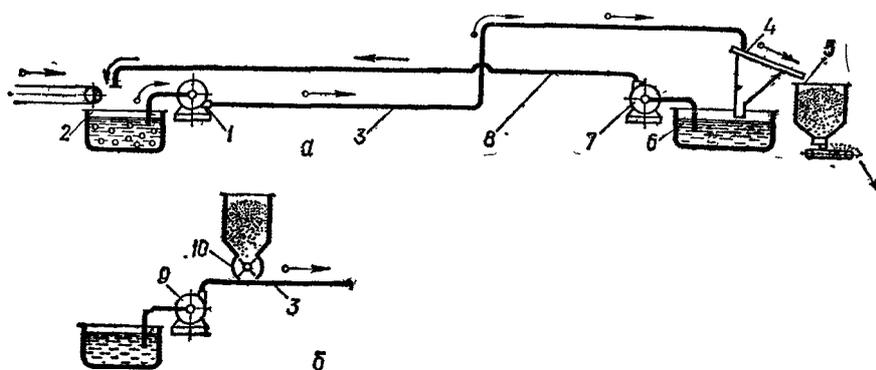


Рисунок 17.5– Схемы гидротранспортных установок

В установке с пульпонасосом (рис. 17.5, а) насыпной груз и вода образуют пульпу, которая из приемного устройства 2 засасывается пульпонасосом 1 (землесосом) и по трубопроводу 3 транспортируется к заданному месту разгрузки. Груз проходит через сито 4 и попадает в бункер 5, а вода – в отстойник 6 и насосом 7 по трубопроводу 8 подается обратно в приемное устройство.

В установке с бункерной подачей и питателем (рис. 17.5, б) вода из емкости засасывается насосом 9, в нагнетательный трубопровод 8 которого с помощью специального питателя 10 (винтового, камерного и др.) вводится насыпной груз. Образованная пульпа транспортируется далее по трубопроводу к намеченному пункту, где груз отделяется от воды, обычно возвращаемой к насосу для дальнейшего использования. С помощью такой установки можно транспортировать насыпные грузы с относительно крупными кусками. Важным преимуществом является работа насоса на воде, что позволяет использовать

обычные насосы. Концентрация смеси при работе по этой схеме может быть весьма высокой. Давление жидкости около 10 МПа.

Движение груза в потоке воды в общем случае можно представить как скачкообразное движение отдельных частиц. Для уменьшения износа внутренней поверхности труб их армируют на специальных станках центробежной заливки различными твердыми материалами (плавленым базальтом). Закругления армируют обтесанными брусками гранита.

Скорость пульпы должна быть больше критической скорости. Для пылевидных и порошкообразных грузов

$$V_{кр} = n_k \sqrt{\alpha \cdot gD} , \quad (17.3)$$

где $n_k = 1...1,5$ – эмпирический коэффициент; $\alpha = \frac{\rho - \rho_o}{\rho_o}$ – соотношение плотностей; ρ_o – плотность воды; ρ – плотность частиц груза.

Критическая скорость для различных грузов составляет 1,6...5 м/с (меньшие значения для глинистых фракций, большие для гравия и щебня).

Мощность пульпонасоса

$$P = \frac{ПН}{3600\eta} , \quad (17.4)$$

где $\eta = 0,38 \dots 0,6$ – КПД насосной установки.

В безнапорной (самотечной) гидравлической установке насыпной груз подается питателями в открытый желоб с уклоном 0,02...0,06 и смешивается с водой, образуя пульпу. Применяют в горной промышленности, на обогатительных фабриках и химических заводах.

В безнапорных трубопроводных гидроустановках насыпные грузы перемещаются в герметичных контейнерах, установленных на ленточном конвейере. Контейнеры находятся в полувзвешенном состоянии, что снижает нагрузку на конвейер и расход мощности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. –М.: Высшая школа, 1979. –558 с.
2. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. –М.: Машиностроение, 1989. –536 с.
3. Грузоподъемные машины / Под ред. Александрова М.П. –М.: Высшая школа, 1973. –473 с.
4. Заводчиков Д.А. Грузоподъемные машины. – М.: Машгиз, 1962. –312 с.
5. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – М.: Металлургия, 1979. –191 с.
6. Справочник по кранам / Под ред. Дукельского А.И. –М.: Машиностроение, 1971. – Т.1, 400с.,1973. – Т.2,473 с.
7. Трушин А.В., Пузырьков П.И., Коломийченко Г.П. Подъемно-транспортные машины. – Днепропетровск: ДметИ. –1971, 239 с.
8. Машины непрерывного транспорта / Под ред. Плавинского В.И. – М.: Машиностроение, 1969. –719 с.
9. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – Киев: Вища школа, 1983. –351 с.

СОДЕРЖАНИЕ

С.

Введение.....	3
Раздел I. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ.....	7
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ.....	7
1.1. Подъёмные механизмы и домкраты.....	7
1.2. Подъёмники.....	9
1.3. Грузоподъёмные краны.....	9
1.4. Роботы манипуляторы.....	12
Глава 2. ОСНОВЫ РАСЧЁТА ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИН.....	12
2.1 Основные параметры.....	12
2.2 Техничко-экономические показатели.....	14
2.3. Режимы работы.....	14
2.4. Расчетные нагрузки.....	16
Глава 3. ПРИВОДЫ МАШИН.....	16
3.1. Общие сведения.....	16
3.2. Ручной привод.....	17
3.3. Электрический привод.....	17
3.4. Привод от двигателей внутреннего сгорания.....	21
3.5. Гидравлический и пневматический привод.....	22
Глава 4. МОСТОВЫЕ КРАНЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ.....	23
4.1. Общее устройство мостового крана.....	23
4.2. Характеристики мостовых кранов.....	27
Глава 5. ЭЛЕМЕНТЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН.....	27
5.1. Подъёмные блоки и полиспасты.....	27
5.2. Гибкие грузовые органы.....	33
5.3. Блоки и звёздочки.....	37
5.4. Канатные барабаны.....	39
Глава 6. ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА.....	45
6.1. Грузовые крюки и петли. Крюковые подвески.....	46
6.2. Захваты для штучных грузов.....	51
6.3 Грейферы.....	53
6.4 Электромагнитные и вакуумные захваты.....	56
Глава 7. ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА.....	60
7.1. Общие сведения.....	60
7.2 Колодочные тормоза.....	64
7.3 Дисково-колодочные тормоза.....	68
7.4 Ленточные тормоза.....	69
7.5. Тормоза с осевым давлением.....	70
7.6 Грузоупорные тормоза.....	72
7.7 Управляемые тормоза.....	72
7.8 Тормоза для регулирования скорости.....	73
7.9 Безопасные рукоятки.....	74

Глава 8. МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА	76
8.1. Кинематические схемы механизмов	76
8.2. Расчёт механизма подъема груза	76
Глава 9. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ	81
9.1. Основные кинематические схемы механизмов	81
9.2. Конструкция ходовой части кранов	84
9.3. Сопротивление передвижению рельсовых механизмов	86
9.4. Расчет привода механизма	87
9.5. Торможение механизмов передвижения	90
9.6. Расчет механизма с канатной (цепной) тягой	91
Глава 10. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА КРАНОВ	93
10.1 Схемы механизмов поворота	93
10.2 Сопротивления в опорах при повороте крана	95
10.3 Мощность привода	97
10.4 Устойчивость крана	98
Глава 11. БЕЗОПАСНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН... ..	100
11.1. Организация надзора	100
11.2. Устройство концевой защиты	103
11.3. Ограничители грузоподъемности	104
11.4. Противоугонные устройства	106
Раздел II. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ	108
Глава 12. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИНАХ	108
12.1. Назначение и классификация	108
12.2. Характеристика транспортируемых грузов	109
12.3. Производительность машин непрерывного действия	110
Глава 13. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	110
13.1. Общие сведения. Конструкция конвейеров	110
13.2. Конвейерные ленты	115
13.3. Роликовые опоры	117
13.4. Приводы конвейеров	119
13.5. Натяжные устройства	119
13.6. Загрузочные устройства	120
13.7. Разгрузочные устройства	120
13.8. Очистные устройства	122
13.9. Расчет ленточных конвейеров	122
Глава 14. ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	126
14.1. Пластинчатые конвейеры	126
14.2. Скребокковые конвейеры	129
14.3. Подвесные конвейеры	131
Глава 15. ЭЛЕВАТОРЫ	132
Глава 16. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ БЕЗ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА	134
16.1. Винтовые конвейеры и транспортирующие трубы	134
16.2. Роликовые конвейеры	138
16.3. Шагающие конвейеры	140

16.4. Инерционные конвейеры	141
Глава 17. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ...	145
17.1. Пневматические транспортирующие установки.....	145
17.2. Пневматические установки.....	146
17.3. Транспортирование азрированных материалов.....	148
17.4. Контейнерный трубопроводный пневмотранспорт.....	149
17.5. Гидравлические транспортирующие установки.....	151
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	154